

Determinazione dello stato tecnico degli elementi delle sospensioni sulla base del metodo OMA-LSCE

Determination of the technical state of suspension elements based on the OMA-LSCE method

Dott. Leonel CASTAÑEDA^(), Ronald MARTINOD^(**), German BETANCUR^(**)*

1. Premessa

Il lavoro presentato nell'articolo è stato sviluppato con un approccio innovativo che applica tecniche di calcolo avanzate utilizzate per l'analisi strutturale nell'ingegneria civile all'analisi dei sistemi dinamici per la diagnosi dello stato tecnico dei componenti del sistema. La metodologia utilizzata corrisponde ai modelli di diagnosi olistici che combinano modelli numerici e sintomatici per valutare sistemi critici in esercizio e che sono stati precedentemente utilizzati dagli autori in sistemi tecnici di impianti eolici ed idraulici.

I livelli di sicurezza di circolazione e comfort passeggeri in un veicolo sono strettamente collegati allo stato tecnico di ognuno degli elementi della sospensione. Lo stato della sospensione varia con il tempo in quanto i suoi componenti si invecchiano e si usurano. Uno studio è stato effettuato sul comportamento del veicolo sotto l'influenza degli elementi di smorzamento, proponendo una metodologia per la validazione dello stato tecnico degli ammortizzatori attraverso la registrazione delle variabili dinamiche in condizioni di esercizio commerciale del veicolo, applicando la tecnica Operational Modal Analysis (OMA) attraverso il metodo Least-Square Complex Exponential (LSCE) alle prove sperimentali e alle simulazioni numeriche su un modello di sistema multi-corpo (MBS).

2. Introduzione

Le proprietà modali dei sistemi dinamici sono tradizionalmente determinate utilizzando tecniche basate sull'Analisi Modale Sperimentale (EMA). Le tecniche EMA sono state ampiamente documentate [1-3], ciononostante, per l'applicazione di queste tecniche è necessario che il sistema sia eccitato artificialmente e tale eccitazione raramente possiede le caratteristiche che si riscontrano in un sistema in condizioni di esercizio.

^(*) Professor Universidad EAFIT – Mechanical Engineering Department, Colombia.

^(**) Research Assistant – Research Group on Industrial Maintenance (GEMI) Universidad EAFIT, Colombia.

1. Premise

The work presented in this article is developed with an innovative approach that applies advanced calculating techniques used for the structural analysis in civil engineering to the analysis of dynamic systems for the diagnosis of the technical state of the components of the system. The methodology used corresponds to holistic diagnosis models that combine numerical and symptomatic models to evaluate critical systems in operation and which have been previously used by authors in technical systems of wind and hydraulic energy.

The run safety levels and passenger comfort in a vehicle are tightly related to the technical state of each of the suspension elements. The state of the suspension varies with time as its components become old and wear out. A study is established regarding the behavior of the vehicle under the influence of the damping elements, proposing a methodology for the validation of the technical state of the dampers through the registration of dynamic variables under commercial operating conditions of the vehicle, by applying the Operational Modal Analysis (OMA) technique via Least-Square Complex Exponential (LSCE) method to experimental tests and numeric simulations to a multi-body system (MBS) model.

2. Introduction

The modal properties of dynamic systems are traditionally determined using techniques based on Experimental Modal Analysis (EMA). EMA techniques have been widely documented [1-3], nonetheless, for the application of these techniques it is necessary for the system to be artificially excited and such excitation rarely possesses the characteristics that exist in the system under operating conditions. Moreover, the behavior of the sys-

^(*) Professor Universidad EAFIT – Mechanical Engineering Department, Colombia.

^(**) Research Assistant – Research Group on Industrial Maintenance (GEMI) Universidad EAFIT, Colombia.

Inoltre, il comportamento del sistema potrebbe essere differente in servizio (ad es. l'effetto aerodinamico in un treno). Quindi le proprietà stimate mediante le tecniche EMA possono risultare povere rispetto alla risposta in esercizio (ad es. la sospensione in carrello di un treno ha proprietà non lineari ed il suo comportamento è differente a seconda che il treno sia in moto o fermo in officina). Quando un sistema è in servizio non è possibile misurare le eccitazioni, non possono essere applicate in questi casi [4] le sole risposte e tecniche tradizionali di analisi modale basate sulle relazioni ingresso-uscita.

La tecnica OMA è stata utilizzata con successo nel settore dell'ingegneria civile per effettuare misure su strutture che sono naturalmente eccitate dal vento, onde o traffico e su strutture che operano in presenza di vibrazioni auto-generate [5]; queste eccitazioni naturali non sono controllabili e misurabili [6]. La tecnica OMA è stata anche sempre più applicata sulle strutture meccaniche in moto come aeroplani, veicoli, navi e macchinari mobili in generale, prendendo come eccitazione una combinazione di perturbazioni generate internamente e altre perturbazioni ambientali [7]. I seguenti sono alcuni dei principali vantaggi della tecnica OMA:

- il modello modale rappresenta le reali condizioni di funzionamento, esso garantisce che le condizioni limite siano autentiche, ed ancor di più che i livelli di forza e vibrazione siano reali, consentendo di ottenere un adeguato modello modale [8];
- configurazione semplice e veloce, non sono utilizzati martelli strumentati o eccitatori, sono impiegati solo i trasduttori che registrano la risposta del sistema dinamico [8], alcuni aspetti di riconosciuta difficoltà nell'ambito dell'analisi modale classica quali il carico dinamico delle vibrazioni, il legame meccanico tra eccitatori ed i problemi legati ai fattori di cresta quando si utilizzano martelli strumentati, sono inconvenienti non presenti nella tecnica OMA [9];
- le misure condotte per l'identificazione modale in esercizio possono anche essere utilizzate per individuare i danni nel sistema dinamico [8].

Nella maggior parte dei sistemi dinamici il livello di rumore è basso rispetto ai segnali di eccitazione di ingresso. Ciononostante non sempre esiste una forza di significativa eccitazione dominante. Per il caso generale di un veicolo: il progetto del binario, le sue irregolarità e il carico del vento sono tre eccitazioni primarie sul sistema dinamico. Misurare queste tre eccitazioni in un unico modo costituisce un compito di elevata complessità data la natura casuale di queste eccitazioni nei differenti punti del sistema [10]. Gli unici parametri che possono essere misurati esattamente sono i dati di risposta [11]. L'eccitazione ambientale ha comunemente ingressi naturali multipli ed un largo spettro di frequenze ω , che eccitano un significativo numero di forme modali Γ_j [12].

Il metodo OMA ha origine dalla base matematica che stabilisce che la composizione di una funzione casuale può essere descritta in termini di densità spettrale dei valori quadratici medi [13], cioè

tem might be different in service (e.g. the aerodynamic effect in a train). Therefore, the properties estimated by EMA can be poor in relation to the on service response (e.g. the suspension in a bogie of a train has non-linear properties and its behavior is different whether it is on motion or motionless in the workshop). When a system provides a service it is not possible to measure the excitations, only the responses and the traditional modal analysis techniques based on the inputs-outputs relationships can not be applied in these cases [4].

The OMA technique has been successfully used in the field of civil engineering to perform measurements on structures that are naturally excited by the wind, waves or traffic, and on structures that operate under self-generated vibrations [5]; these natural excitations are not correctly controllable or measurable [6]. OMA has also been increasingly applied on motion mechanical structures such as airplanes, vehicles, boats, and mobile machinery in general, taking as an excitation a combination of internally generated and other environmental perturbations [7]. The following are some of the main advantages of OMA:

- the modal model represents the real functioning conditions, it guarantees that the limit conditions are authentic, even more the strength and vibration levels are real, allowing to obtain an adequate modal model [8];
- simple and fast set up, no exciters, impact hammers, etc. are used, only the transducers that register the response of the dynamic system [8], some aspects of recognized difficulty within the classic modal analysis such as the dynamic load of the vibrators, the mechanical linkage between exciters, and problems related to the crest factors when using impact hammers, are not inconveniences present in OMA [9];
- the measurements conducted for the operational modal identification can also be used for detecting damages in the dynamic system [8].

In most of the dynamic systems the level of noise is low compared to with the excitation signals of input. Nonetheless, a force of significant dominant excitation does not always exist. For the general case of a vehicle: the track design, its irregularities and the wind load are three primary excitations on the dynamic system. Measuring these three excitations in an individual way becomes a task of high complexity given to the random nature of these excitations in different points of the system [10]. The sole parameters that can be measured exactly are the response data [11]. The environmental excitation commonly has multiple natural entries and a wide spectrum of frequencies ω , stimulating a significant number of modal shapes Γ_j [12].

The OMA method originates from the mathematical basis which establishes that the composition of a random function can be described in terms of the spectral density of the mean quadratic values [13], this is

$$\bar{x}^2 = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{2} C_n C_n^*, \quad (1)$$

dove C_n è un numero complesso nel dominio del tempo e C_n^* è il suo coniugato.

Invece di utilizzare la procedura di trasformazione FFT del segnale temporale, l'informazione legata al contenuto di frequenza di un segnale casuale può essere ottenuta attraverso la funzione di Densità Spettrale di Potenza discreta (PSD), $S(\omega)$, definita come la trasformata di Fourier della funzione di auto-correlazione [3,13]

$$S(\omega) = \frac{C_n C_n^*}{2 \Delta f}. \quad (2)$$

Il metodo OMA non richiede informazioni sulle forze di perturbazione esterne ma ipotizza determinate particolari caratteristiche sulla forza di eccitazione; quindi il metodo OMA ha due (2) requisiti che implicano che l'eccitazione deve essere stocastica nel tempo e nello spazio [14]:

- 1) lo Spettro di Potenza (PS) dell'eccitazione deve essere un segnale a banda larga e soft, significando che lo Spettro di Potenza è costante e non ha poli o zeri nell'intervallo di frequenza di interesse (per il particolare caso allo studio, l'intervallo è definito in [0.5,..., 3] Hz);
- 2) il segnale di eccitazione deve avere una distribuzione spaziale uniforme.

Il metodo OMA poggia sul fatto che la funzione di correlazione può essere espressa in termini di funzioni armoniche smorzate per sistemi con ingressi e uscite multipli eccitati in modo casuale.

Con il metodo LSC associato all'OMA si possono valutare i parametri modali globali: la frequenza naturale Ω e il tasso di smorzamento ξ . Nella procedura LSCE, la Funzione di Risposta all'Impulso (IRF) in presenza di eccitazioni sconosciute è sostituita dalla funzione di cross-correlazione.

La procedura LSCE ha origine dai dati ottenuti dalla PSD, che sono elaborati per effettuare la stima dei poli, dato che essi forniscono informazioni circa la qualità dei dati e i requisiti delle risorse di calcolo (un modello di ordine più elevato implica un maggior costo di elaborazione). Con il calcolo dei poli del sistema è possibile costruire il diagramma di stabilizzazione. Il diagramma di stabilizzazione consente di rappresentare graficamente i poli di un sistema quando questo è eccitato in un punto (riferimento) e le misure sono effettuate in un altro punto (risposta). Per la costruzione del diagramma è necessario applicare la funzione di cross-correlazione tra il segnale di riferimento e la risposta e quindi utilizzare il metodo LSCE [15].

Un'adeguata interpretazione del diagramma di stabilizzazione consente la corretta identificazione dei poli del sistema. Il diagramma mostra le caratteristiche dei poli che sono rappresentati mediante codici con caratteri alfanumerici: polo stabile (s), vettore stabile e frequenze modali del vettore stabili (v) frequenze di vibrazione e di at-

$$\bar{x}^2 = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{2} C_n C_n^*, \quad (1)$$

where C_n is a complex number in the time domain, and C_n^* is the conjugate.

Instead of using the transformation procedure of the temporal signal FFT, the information related with the content of the frequency of a random signal can be obtained through the discrete Power Spectral Density function (PSD), $S(\omega)$, defined as the Fourier transformation of the auto-correlation function [3, 13]

$$S(\omega) = \frac{C_n C_n^*}{2 \Delta f}. \quad (2)$$

OMA does not require information of external perturbation forces, but assumes determined particular characteristics in the excitation force; therefore OMA has two (2) requirements that imply that the excitation must be stochastic in time and space [14]:

- 1) the Power Spectral (PS) of excitation must be a wide band and soft signal, meaning that the PS is constant and does not have poles nor zeroes in the frequency range of interest (for the particular case of study, the range is defined in [0.5,..., 3] Hz);
- 2) the excitation signal must have an uniform spatial distribution.

OMA fundamentals itself in the fact that the correlation function can be expressed in terms of harmonic damped functions for systems with multiple and randomly excited inputs and outputs.

OMA associated LSC can assess the global modal parameters: natural frequency Ω , and damping ratio ξ . In the procedure LSCE, the Impulse Response Function (IRF) in the presence of unknown excitations, is replaced by the cross-correlation function.

LSCE originates from the data obtained from the PSD, which are processed to perform the estimation of the poles given that they provide information about the quality of the data and the computational resources requirements (model of higher order imply a greater processing cost). With the calculus of the poles of the system it is possible to build the stabilization diagram. The stabilization diagram allows graphical representation of the poles of a system when the later is excited in one point (reference) and measurements are made in another (response). For the construction of the diagram it is necessary to apply the crossed correlation function between the reference and the response signal, and then use LSCE method [15].

An adequate interpretation of the stabilization diagram allows the correct identification of the poles of the system. The diagram exposes the characteristics of the poles, which are presented in code with alphanumeric characters: stable pole (s), stable vector and modal vector

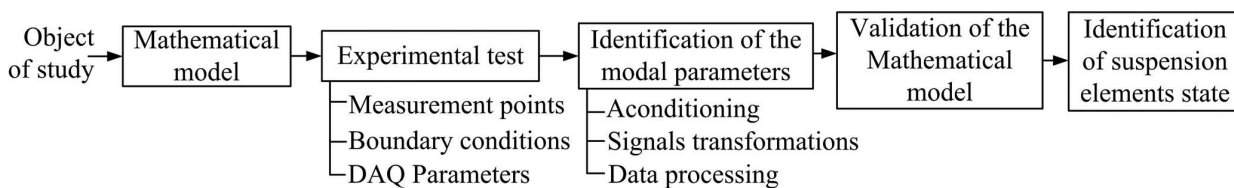


Fig. 1 – Diagramma di flusso della metodologia adottata. *Flowchart of the adopted methodology.*

tenuazione stabili (d) frequenza di vibrazione stabile (f) e polo instabile (o). Una volta che i poli sono stati selezionati è possibile stimare la forma di vibrazione [9].

Il metodo OMA-LSCE è applicato per valutare i sistemi in servizio, con le eccitazioni in condizioni di esercizio che hanno origine da fonti incontrollate; il presente lavoro mostra i passi da seguire per identificare lo stato tecnico degli elementi della sospensione utilizzando il metodo OMA-LSCE (fig. 1).

3. Descrizione dell'oggetto dello studio

Il presente lavoro riguarda il sistema di trasporto ferroviario pubblico passeggeri della città di Medellin, Colombia (fig. 2). Il servizio ferroviario è fornito da una flotta di 42 unità da tre carrozze ciascuna, consegnate nel 1995. Il costruttore originario del materiale rotabile era MAN mentre Siemens forniva i componenti elettrici. MAN è poi diventata Adtranz e successivamente Bombardier Transportation. I veicoli sono simili per geometria e progetto ai convogli ET420 precedentemente eserciti da Deutsche Bahn per il servizio pendolari (ad es: il Munich S-Bahn).

3.1. Generalità del veicolo ferroviario

La lunghezza complessiva di ognuna delle unità a tre carrozze è di 68.5 m; le carrozze terminali sono carrozze motrici mentre la carrozza centrale è una carrozza rimorchiata. Ogni carrozza è costituita da due (2) carrelli con due (2) assi. Ogni carrello ha due (2) stadi di sospensioni: primaria e secondaria [16].

Le sospensioni pneumatiche sono parte dello stadio di sospensione secondario. Lo smorzamento verticale è ottenuto con un ammortizzatore idraulico per ogni sospensione pneumatica. Anche lo stadio secondario della sospensione ha un ammortizzatore trasversale situato tra il perno centrale ed il telaio del carrello. I carrelli non sono equipaggiati con sistema di pendolamento. La rotazione

frequencies (v), stable vibration and softening frequencies (d), stable vibration frequency (f), and unstable pole (o). Once the poles have been selected it is possible to estimate the vibration shape [9].

The OMA-LSCE method is applied to evaluate systems on service, this is with the excitations that are down to operating conditions, which originate from uncontrolled sources; the present work exposes the steps to follow in order to identify the technical state of the suspension elements using OMA-LSCE (fig. 1).

3. Description of the object of study

The work is applied to the passenger railway public transport system of the Medellin city, Colombia (fig. 2). The railway services are provided by a fleet of 42 three-car units delivered in 1995. Original manufacturer of the rolling stock was MAN and Siemens for electric components. MAN has since become Adtranz and subsequently Bombardier Transportation. The vehicles are similar in geometry and design to the ET420 trainsets formerly operated by Deutsche Bahn in commuter service (e.g. the Munich S-Bahn).

3.1. Generalities of the railway vehicle

The total length of each three-car unit is 68.5m; the extreme cars are motor cars, while the central car is a trailer car. Each car has two bogies with two axles. Each bogie has a two stage suspension: primary and secondary [16].

The air springs are part of the secondary suspension stage. The vertical damping is done with a hydraulic damper associated to each air spring. The secondary stage of suspension also has a transversal damper located between the central pivot and the bogie frame. The bogies are not equipped with tilting system. The rotation of the bogie (yaw) is done through the air springs [16-18].

The damping of the vertical oscillation of the cars is done with the hydraulic dampers, which in the case of the passenger vehicle of the Metro of Medellin were fabricated by Sachs Bogie, nowadays ZF Sachs, under the reference code 1-0280-50-394-1.

The present work focuses on the particular study of the behaviour of



Fig. 2 – Veicolo ferroviario, unità a tre carrozze. *Railway vehicle, three-car unit.*

del carrello (imbardata) è conseguita attraverso le sospensioni pneumatiche [16-18].

Lo smorzamento dell'oscillazione verticale delle carrozze è ottenuto con gli ammortizzatori idraulici che nel caso del veicolo passeggeri della Metro di Medellin furono realizzati dalla Sachs Bogie, oggi ZF Sachs, con il codice di riferimento 1-0280-50-394-1.

Il presente lavoro si focalizza sullo studio specifico del comportamento del veicolo in termini di sicurezza di circolazione e comfort dei passeggeri, influenzati dall'ammortizzatore verticale della sospensione secondaria; ogni carrello ha due (2) ammortizzatori di questo tipo, uno adiacente ad ogni sospensione pneumatica.

Questo componente è caratterizzato da un insieme di prove fisiche di laboratorio [19], il metodo di prova richiede l'applicazione di un'eccitazione a spostamento ciclico (sinusoidale) su determinati intervalli di frequenza e ampiezze picco-picco.

La relazione ottenuta per la caratterizzazione dell'elemento è denominata *funzione di smorzamento nominale*, ϵ_{10} . Da ϵ_{10} viene derivato un insieme di quattro (4) ipotetiche funzioni, che rappresentano stati tecnici differenti dell'ammortizzatore ϵ_i , con $i = 2, 4, 6, 8$; le funzioni ipotetiche ϵ_i presentano un comportamento analogo a quello di ϵ_{10} ma condizionato da un coefficiente che riduce la capacità di smorzamento dell'elemento, $\epsilon_i = \frac{i}{10} \epsilon_{10}$. In questo modo è possibile rappresentare i differenti stati tecnici del componente attraverso un degrado progressivo della funzione di smorzamento (fig. 3).

3.2. Sicurezza di circolazione

Il comportamento del veicolo può essere stabile o instabile, a seconda delle condizioni della sospensione e delle forze di aderenza ruota-rotai. L'instabilità di un veicolo deve essere evitata all'interno dell'intervallo di velocità V , altrimenti vi sarà un accentuato effetto sulla frequenza di oscillazione ω che determinerà un movimento di galoppo sino al punto di causare il deragliamento [20]. I problemi di stabilità non lineare dei veicoli ferroviari sono stati oggetto di diversi studi e investigazioni [21, 22].

Lo smorzamento deve essere regolato per controllare il comportamento del veicolo in esercizio a velocità inferiori alla velocità critica V_{cr} , $V_{cr} > V$ [23, 24], per le differenti condizioni dell'insieme ruota-rotai e della sospensione [25]. La stabilità deve essere determinata attraverso prove e simulazioni [21]. La letteratura ha stabilito diversi valori limite facendo riferimento al parametro ξ [26, 27]:

- limite di pericolo: $\xi_{lim1} = 0\%$, un veicolo con valore di $\xi \leq 0\%$ significa che il sistema eccita se stesso, generando quindi instabilità [24, 28, 29];
- limite di allarme: $\xi_{lim2} = 5\%$, un veicolo è considerato stabile se ξ ha un valore minimo del 5%, altrimenti il veicolo è considerato instabile (inadeguato) [17].

the vehicle in terms of run safety and passenger comfort influenced by the secondary suspension vertical damper; each bogie has two (2) dampers of this type, one adjacent to each air spring.

This component is characterized by a set of physical laboratory tests [19], the method of the test requires the application of a cyclical displacement excitation (sinusoidal) en determined ranges of frequency and peak to peak amplitudes. The obtained relation of the characterization of the element is denominated *nominal damping function*, ϵ_{10} . From ϵ_{10} a set of four (4) hypothetical functions are established, representing different technical states of the damper ϵ_i , with $i = 2, 4, 6, 8$; the hypothetical functions ϵ_i present a similar behaviour to ϵ_{10} but affected by a coefficient that reduces the damping property of the element, $\epsilon_i = \frac{i}{10} \epsilon_{10}$. In this way it is possible to represent the different technical states of the component through a progressive degradation of the damping function (fig. 3).

3.2. Run safety

The behaviour of the vehicle can be stable or unstable, depending of the conditions of the suspension and the adhering wheel-rail forces. The instability of a vehicle must be avoided within the on speed range V , otherwise the will be an accentuated effect on the oscillation frequency ω that generates a Hunting, to the point of causing derailment [20]. The non-linear stability problems of railway vehicles have been subject of many studies and investigations [21, 22].

The damping must be adjusted to control the behaviour of the vehicle operating at an inferior speed than the critical speed V_{cr} , $V_{cr} > V$ [23, 24], for the different wheel-rail and suspension conditions [25]. The stability must be determined through tests and simulations [21]. Literature has established different limit values in respect to ξ [26, 27]:

- danger limit: $\xi_{lim1} = 0\%$, a vehicle with value $\xi \leq 0\%$ implies that the system excites itself, therefore generating instability [24, 28, 29];
- alarm limit: $\xi_{lim2} = 5\%$, a vehicle is considered stable if ξ has a minimum value of 5%, otherwise it is denominated unstable (unsatisfactory) [17].

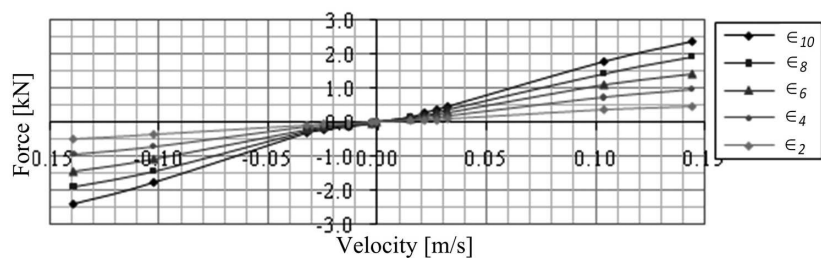


Fig. 3 - Funzione di smorzamento, differenti stati tecnici dell'ammortizzatore, ϵ_i . Damping function, different technical states of the damper, ϵ_i .

3.3. Comfort dei passeggeri

Tutti i tipi di trasporto hanno diverse caratteristiche in movimento. Per i sistemi ferroviari l'oscillazione di rotolamento superiore Γ_3 , è tanto importante quanto il sobbalzo Γ_2 ; e possono essere analizzati separatamente poiché rappresentano comportamenti oscillatori indipendenti; la stessa indipendenza esiste tra Γ_2 e l'oscillazione di rotolamento inferiore, Γ_1 . L'opposto si verifica tra Γ_3 e Γ_1 , che devono essere considerati congiuntamente poiché hanno elementi di dipendenza [25].

Le condizioni sfavorevoli che vanno a discapito del comfort dei passeggeri sono definite in accordo con i criteri di ξ ed ω [30-32]:

- limite inadeguato: $\xi_{lim} = 5\%$, il valore $\xi \leq 5\%$ è percepito come inadeguato dai passeggeri, il valore $\xi > 5\%$ determina una percezione positiva da parte dei passeggeri;
- intervallo di frequenze di carenza di comfort; $\omega_c = [8,10]$ Hz, il corpo umano è sensibile alle accelerazioni verticali in questo intervallo [31]. Le frequenze $\omega \approx 10$ Hz, generano eccessive oscillazioni in Γ_2 , causando significative carenze di comfort [17];
- limite di oscillazione di Γ_1 : $\omega_\phi = 0.5$ Hz, il veicolo deve avere un valore di ω superiore a 0.5 Hz, altrimenti sussiste il rischio di produrre movimenti che causino nausea ai passeggeri [17];
- smorzamento ridotto, o anche più, instabilità del sistema;
- risonanza dei componenti del veicolo con un'eccitazione periodica.

4. Sviluppo della prova sperimentale

È indispensabile rimarcare i criteri per eseguire correttamente la prova, in quanto un progetto coerente della prova consente una corretta analisi dei dati. La prova deve essere progettata per valutare la sospensione secondaria in condizioni di esercizio normali e controllate, senza influenzare l'operatività e la sicurezza del sistema [7]. La prova è definita sulla base delle seguenti condizioni:

- il veicolo strumentato è la carrozza motrice;
- la condizione di carico del veicolo è AW0 (carrozza vuota) o AW2 (carrozza a pieno carico);
- il progetto del binario è in rettilineo, con irregolarità di binario;
- velocità, $V = 80$ km/h;
- variazione dello stato tecnico degli ammortizzatori della sospensione secondaria ϵ_r .

La registrazione dei segnali per la valutazione del comfort deve essere effettuata posizionando i sensori nei punti di misura più favorevoli del veicolo. La letteratura ha identificato nove (9) possibili punti situati sul telaio della carrozza [17]:

- tre (3) punti di misura situati sul pavimento, contenuti in un piano trasversale situato al centro della car-

3.3. Passenger comfort

All types of transport have different on motion characteristics. For railway systems, upper roll oscillation Γ_3 , is as important as bounce Γ_2 ; and they can be analyzed separately because they constitute independent oscillatory behaviours; the same independence exists between Γ_2 and lower roll oscillation, Γ_1 . The opposite occurs between Γ_3 and Γ_1 , which must be considered jointly because they have dependence elements [25].

The unfavourable conditions that go in detriment of passenger comfort are defined according to the criteria of ξ and ω [30-32]:

- unsatisfactory limit: $\xi_{lim} = 5\%$, value $\xi \leq 5\%$ is perceived as unsatisfactory by the passengers, value $\xi > 5\%$ determines a positive perception of the passengers;
- deficient frequency range; $\omega_c = [8,10]$ Hz, the human body is sensible to vertical accelerations in this range [31]. Frequencies $\omega \approx 10$ Hz, generate excessive oscillations in Γ_2 , causing significant comfort deficiency [17];
- oscillation limit of Γ_1 : $\omega_\phi = 0.5$ Hz, the vehicle must have a value greater than 0.5 Hz, otherwise there is risk of producing motions that causes nausea to the passengers [17];
- low damping, or even more, instability of the system;
- resonance of the components of the vehicle with a periodic excitation.

4. Development of experimental tests

It is necessary to point out the criteria to perform the test properly, since the coherent design of the experiment allows a correct analysis of the data. The test must be designed to evaluate the secondary suspension under normal and controlled operating conditions, without affecting the operability and the security of the system [7]. The test is defined following the next conditions:

- instrumented vehicle is motor car;
- load condition of the vehicle is AW0 (empty car) or AW2 (full load car);
- track design is straight, with track irregularities;
- speed, $V = 80$ km/h;
- variation of the technical state of the secondary suspension dampers ϵ_r .

The signal recording for the evaluation of comfort must be done by locating the sensors in the most favourable measurement locations of the vehicle. Literature has identified nine (9) possible spots located in the carbox [17]:

- three (3) measurement points located on the floor, contained on a transversal plane situated in the center

rozza (punti di misura disposti al centro, all'estremità destra e all'estremità sinistra del piano);

- sei (6) punti di misura situati sul pavimento, immediatamente sopra i carrelli e disposti al centro, all'estremità destra e all'estremità sinistra dei piani trasversali.

I punti di misura sono definiti in accordo alle normative ferroviarie internazionali [27]. Dato che l'interesse del presente lavoro è focalizzato sullo studio della sospensione verticale secondaria, i segnali da registrare devono essere relativi alle casse principali del sistema, pertanto vengono scelti tre segnali in direzione verticale; i segnali sono situati:

- 1) nel telaio della carrozza, punto di misura disposto sul pavimento all'estremità di testa;
- 2) nel carrello di testa, nel telaio del carrello vicino all'asse di attacco;
- 3) nella boccola dell'asse di attacco [33].

5. Identificazione dei parametri modal

Il metodo OMA-LSCE si applica ai segnali acquisiti durante una prova eseguita su un passeggero di una carrozza composta da tre unità in esercizio commerciale tipico [9]. Il metodo OMA-LSCE deve essere applicato ad un segnale di eccitazione in banda larga e soft, ciò significa che il PS deve essere costante e senza poli o zeri nell'intervallo di frequenza di interesse. Inoltre, la forza di eccitazione deve essere appositamente distribuita in modo uniforme [14]. Tali caratteristiche sono presenti in tre (3) segmenti di binario commerciali denominati [9]: *Recta 58-63*, *Recta 78-79* e *Recta 85-87*; come esempio è illustrato il profilo di velocità del segmento *Recta 58-63* (fig. 4). È stata analizzata solo una frazione di ogni segmento con l'obiettivo di garantire che il treno sia perturbato dalla sola eccitazione generata dal segmento.

A partire dai segnali nel dominio del tempo di ogni sezione del segmento, viene calcolata la rispettiva funzione discreta PSD [33] vedi fig. 7(a) in Appendice. Si può osservare che la funzione PSD per il telaio della carrozza ha un massimo locale all'interno dell'intervallo di studio [0,25] Hz, significando che la relazione eccitazione-risposta del sistema riesce solo ad eccitare appropriatamente una delle due forme modali verticali (sobbalzo Γ_2 , o beccheggio Γ_3) a seconda delle particolari irregolarità dell'ondulazione stradale e ferroviaria al momento in cui i segnali vengono registrati.

Il diagramma di stabilizzazione [15] è ottenuto sulla base di $S(\omega)$, vedi fig. 7(b) in Appendice.

of the car (measurement points disposed on the center, right end and left end of the plane);

- six (6) measurement points located on the floor, directly over the bogies and disposed on the center, right end and left end of the transversal planes.

The measurement points are defined according to railway international standards [27]. Given that the interest of the work focuses on the study of the secondary vertical suspension, the signals to be recorded must be on the main bodies of the system, therefore three signals in vertical direction are chosen; the signals are located:

- 1) in the carbox, measurement point disposed on the floor at the leader extreme;
- 2) in the leader bogie, in the bogie frame near to the attack axle;
- 3) in the axlebox of the attack axle [33].

5. Identification of the modal parameters

The OMA-LSCE method is applied to the signals acquired during a test performed on a passenger of a three-car unit in typical commercial travel operation [9]. OMA-LSCE method must be applied to an excitation signal with broad and soft band, this means that the PS must be constant and without poles or zeroes in the frequency range of interest. Furthermore, the excitation force must be specially distributed in a uniform way [14]. Such characteristics are present in three (3) commercial track segments denominated [9]: *Recta 58-63*, *Recta 78-79* and *Recta 85-87*; as an example the speed profile of the road segment *Recta 58-63* is presented (fig. 4). Only one fraction of each segment is analyzed with the objective of guaranteeing that the train is perturbed only by the excitation generated by the segment.

From the signals in time domain of each section of the segment, the respective discrete function PSD is calculated [33], see Appendix fig. 7(a). It can be observed that the PSD function for the carbox has one lo-

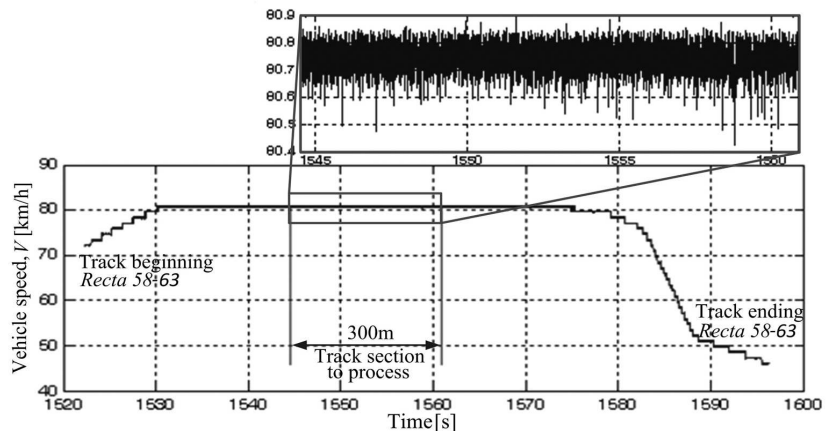


Fig. 4 – Caratteristiche della sezione di binario *Recta 58-63*, profilo di velocità. *Characteristics of the track section Recta 58-63, speed profile.*

Dato che il PSD rileva solo una forma modale Γ_i , il metodo LSCE identifica solo i parametri associati a tale forma (Γ_2 o Γ_5).

I risultati dell'applicazione del metodo OMA-LSCE sono presentati in tabella 1, ottenendo i seguenti parametri modal:

- Identificazione di Γ_2 ; $\Omega \cong 1.54$ Hz; e $\xi \cong 19.3\%$;
- Identificazione di Γ_5 ; $\Omega \cong 2.0$ Hz; e $\xi \cong 14.1\%$.

Sulla base dei criteri ferroviari per la sicurezza di circolazione e il comfort dei passeggeri, è possibile effettuare una valutazione del veicolo. Si determinano le seguenti relazioni: Γ_5 ; $\Omega \cong 2.0$ Hz; e $\xi \cong 14.1\%$, ed è pertanto corretto dichiarare che il veicolo soddisfa i requisiti delle normative internazionali per i due criteri studiati nel presente lavoro con riferimento ai modi di oscillazione Γ_2 e Γ_5 .

TABELLA 1 - TABLE 1

PARAMETRI MODALI IDENTIFICATI
IDENTIFIED MODAL PARAMETERS

Sezione di binario <i>Track section</i>	Ordine <i>Order</i>	Ω [Hz]	ξ [%]	Γ_i
Recta 58-63	32	2.114	12.38	Γ_5
Recta 78-79	38	1.544	19.38	Γ_2
Recta 85-87	30	1.944	15.97	Γ_5

6. Sviluppo della prova in ambiente virtuale

La modellazione dei sistemi dinamici basata su equazioni matematiche che descrivono il senso fisico del sistema nella sua interezza, è diventata uno strumento necessario per il progetto e la diagnosi di tutti i tipi di macchine nell'ingegneria applicata [3]. La simulazione dinamica del veicolo sul binario consente di predire il suo comportamento, anticipando il risultato delle prove sperimentali [17, 21, 34].

Il modo più idoneo di eseguire l'insieme di prove sperimentali proposte nel presente lavoro è attraverso prove virtuali con un modello numerico, visto che esso possiede le seguenti caratteristiche [14]:

- maggior numero di esperimenti in condizioni differenti: per questo caso, viene simulato il degrado della proprietà di smorzamento dell'ammortizzatore verticale secondario ϵ_i , e viene variata la condizione di carico del veicolo;
- possibilità illimitate di posizionamento e direccionamento dei sensori;
- minori risorse umane e logistiche;
- minor tempo di esecuzione.

Per la costruzione del modello numerico è necessario determinare la matrice di rigidità di una molla assiale descrivendo il comportamento delle forze e dei momenti che essa genera rispetto al centro di massa di un corpo rigido; pertanto per ogni forza di connessione che agisce

cal maximum within the range of study [0, 25]Hz, meaning that the excitation-response relation of the system only manages to excite appropriately one of the two vertical modal shapes (bounce Γ_2 , or pitch Γ_5) depending on the particular irregularities of the road and the rail corrugation at the instant at which the signals are recorded.

Based on $S(\omega)$ the stabilization diagram is obtained [15], see Appendix fig. 7(b).

Given that the PSD only sense one modal shape Γ_i , the LSCE method only identifies the parameters associated to that shape (Γ_2 or Γ_5).

The results of the application of OMA-LSCE method are presented in table 1, obtaining the following modal parameters:

- identification of Γ_2 ; $\Omega \cong 1.54$ Hz; and $\xi \cong 19.3\%$;
- identification of Γ_5 ; $\Omega \cong 2.0$ Hz; and $\xi \cong 14.1\%$.

On the basis of run safety and passenger comfort railway criteria, it is possible to perform the evaluation of the vehicle. The following relations are found: Γ_5 ; $\Omega \cong 2.0$ Hz; and $\xi \cong 14.1\%$, therefore it is valid to state that the vehicle satisfies the international standards requirements for the two criteria studied in the present work in respect to the oscillation shapes Γ_2 and Γ_5 .

6. Development of test in a virtual environment

The modeling of dynamic systems based on mathematical equations that describe the physical sense of the system as a whole, has become a necessary tool for the design and diagnosis of all kinds of machines in applied engineering [3]. The dynamic simulation of the vehicle on the track allows predicting its behavior, anticipating the result of experimental tests [17, 21, 34].

The most adequate form to execute the set of experimental tests proposed in the present work is through virtual tests to a numeric model, given that it possesses the following characteristics [14]:

- greater number of experiments with different conditions: for this case, the degradation of the damping property of the secondary vertical damper is emulated ϵ_i , and the load condition of the vehicle is varied;
- unlimited possibilities of location and direction of sensors;
- lesser human and logistics resources;
- lesser execution time.

For the construction of the numerical model it is necessary to determine the stiffness matrix of an axial spring, describing the behavior of the forces and the momentums that it generates over the center of mass of a rigid body; then, a rigid lineal transformation of the cen-

sul corpo deve essere effettuata una trasformazione lineare rigida del centro di massa. Deve essere trovata quindi una matrice di trasformazione, che consenta di trasformare il comportamento dinamico del centro di massa di ogni corpo, in termini di spostamento del punto di connessione p appartenente a tale corpo.

Il modello costruito rappresenta una carrozza motrice completa con 120 DoF (fig. 10 in Appendice) [25]. Questo un modello numerico basato sulla teoria dei sistemi multi-corpo e sviluppato utilizzando il software di analisi VAMPIRE®.

Una volta definito il modello [25], viene eseguito un insieme di simulazioni numeriche in accordo con il progetto di sperimentazione, conducendo la seguente combinazione di casi di esercizio del veicolo:

- ogni variazione dello stato tecnico dell'ammortizzatore verticale secondario ϵ_i ;
- due (2) condizioni di carico del veicolo: AW0 e AW2.

La fig. 8 (a) in Appendice mostra un esempio dei risultati ottenuti per la funzione PSD nel caso dei sensori virtuali utilizzati nella simulazione dei modelli numerici. Si può osservare che la funzione PSD [33] nella condizione di carico AW0, presenta due (2) massimi locali nell'intervallo [0,25]Hz, che corrispondono alle due (2) forme modali verticali (Γ_2 e Γ_3). Pertanto la procedura LSCE (fig.8 (b) in Appendice) identifica chiaramente le due (2) forme modali. La fig. 9(a) e (b) in Appendice illustra la funzione PSD e la procedura LSCE ottenuta dalla condizione di carico AW2 che ha un solo massimo locale, analogamente al risultato ottenuto mediante la prova sperimentale. È quindi possibile dedurre che esse hanno lo stesso comportamento dinamico; è inoltre possibile dichiarare che:

- le perturbazioni del binario dovute al suo progetto e alle sue irregolarità non sono sufficienti ad eccitare le due (2) forme modali (Γ_2 e Γ_3) di un veicolo con condizione di carico AW2;
- il processo di identificazione dei poli con il segnale ottenuto attraverso le simulazioni numeriche è più efficace rispetto alle prove sperimentali, considerato che nelle seconde i risultati denotano livelli di rumore più elevati.

Pertanto la condizione AW0 è la condizione di carico adeguata per l'identificazione dei parametri modali nelle condizioni di esercizio. La tabella 2 mostra i risultati relativi ai parametri modali identificati applicando la tecnica OMA-LSCE ad un insieme di simulazioni numeriche.

7. Analisi dei risultati delle simulazioni numeriche

Dall'insieme dei parametri modali identificati per ϵ_i , è possibile osservare la sua relazione con lo stato tecnico dell'ammortizzatore nel modo seguente (fig. 5):

- la frequenza naturale Ω , genera un modello regressivo lineare con valori del coefficiente di correlazione $\sqrt{R^2} > 0.97$;
- il tasso di smorzamento ξ , genera un modello regressivo logaritmico con valori del coefficiente di correlazione $\sqrt{R^2} \geq 0.95$.

ter of mass must be done for each connection force that acts on the body. Then a transformation matrix shall be found, one that allows transforming the dynamic behavior of the center of mass of each body, in terms of the displacement of the connection point p belonging to such body.

The constructed model represents a complete motor car with 120 DoF (Appendix fig. 10) [25]. It is a numeric model based on multi-body system theory and developed using the analysis software VAMPIRE®.

Once the model is defined [25], a set of numeric simulation is executed according to the design of the experiment, conducting the following combination of the operation cases of the vehicle:

- each variation of the technical state of the secondary vertical damper ϵ_i ;
- two (2) load conditions of the vehicle: AW0 and AW2.

Appendix fig. 8(a) shows an example of the results obtained of PSD for the virtual sensors used in the simulation of the numeric models. It can be observed that the PSD function [33] in AW0 load condition, presents two (2) local maximums within the range [0, 25]Hz, which corresponds to the two (2) modal vertical shapes (Γ_2 and Γ_3). Therefore, the LSCE procedure (Appendix fig. 8(b)) clearly identifies the two (2) modal shapes.

Appendix fig. 9(a) and (b) presents the PSD function and LSCE procedure obtained from AW2 load condition, which has one sole local maximum, analogous to the result obtained in the experimental test. Therefore, it is possible to infer that they have the same dynamic behaviour; furthermore it is possible to state that:

- the track perturbations due to its design and irregularities are not enough to excite the two (2) modal shapes (Γ_2 and Γ_3) of a vehicle with load condition AW2;
- the identification process of the poles with the signal obtained through the numeric simulations is more effective in relation to the experimental tests, given that in the later the results have higher noise level.

Then, the AW0 condition is the adequate load condition for the identification of modal parameters in operating conditions. Table 2 shows the results of the modal parameters identified using OMA-LSCE to a set of numeric simulations.

7. Analysis of the results of the numeric simulations

From the set of modal parameters identified for ϵ_i , it is possible to observe its relation with the technical state of the damper in the following way (fig 5):

- the natural frequency Ω , generates a lineal regressive model with correlation coefficient values $\sqrt{R^2} > 0.97$;

TABELLA 2 – TABLE 2

PARAMETRI MODALI IDENTIFICATI
MODAL PARAMETERS IDENTIFIED

Condizione di carico <i>Load condition</i>	Stato tecnico dell'ammortizzatore, ϵ_i <i>Damper technical state, ϵ_i</i>	Forme modali, Γ_j <i>Modal shapes, Γ_j</i>			
		Γ_2 (sobbalzo) Γ_2 (bounce)		Γ_5 (beccheggio) Γ_5 (pitch)	
		Ω [Hz]	ξ [%]	Ω [Hz]	ξ [%]
AW0 (Carrozza vuota) <i>(Empty car)</i>	ϵ_2	1.480	1.001	2.112	1.913
	ϵ_4	1.491	1.848	2.145	2.155
	ϵ_6	1.518	2.843	2.168	2.162
	ϵ_8	1.542	3.041	2.183	2.199
	ϵ_{10}	1.562	3.400	2.195	2.253
AW2 (Carrozza a pieno carico) <i>(Full load car)</i>	ϵ_2	1.306	1.628	–	–
	ϵ_4	1.302	1.870	–	–
	ϵ_6	1.301	1.647	–	–
	ϵ_8	1.302	1.681	–	–
	ϵ_{10}	1.305	1.891	–	–

I modelli regressivi sono considerati validi a condizione che i valori di $\sqrt{R^2}$ rappresentino una misura di connessione del modello statistico con i dati ottenuti [35], che hanno un livello accettabile per gli scopi del presente lavoro.

Le funzioni $\Omega(\epsilon)$, ottenute dai modelli regressivi (fig. 5), sono valutate con i valori trovati nell'identificazione dei parametri modali, condotta mediante le prove sperimentali e presentata all'inizio del lavoro; cioè

per Γ_2 , $\Omega(\epsilon) = 0.107\epsilon + 1.454$.:
 se $\Omega = 1.54$ Hz $\rightarrow \epsilon = 0.80$, (3)
 per Γ_5 , $\Omega(\epsilon) = 0.102\epsilon + 2.099$.:
 se $\Omega = 2.18$ Hz $\rightarrow \epsilon = 0.79$.

In questo modo si ottiene lo stato tecnico dell'insieme degli ammortizzatori verticali secondari, $\epsilon \approx 0.8$ $\epsilon_{10} = \epsilon_8$, ed è quindi possibile dichiarare che l'insieme degli ammortizzatori abbia ridotto le proprie prestazioni o la funzione di smorzamento del 20% rispetto alla proprietà nominale, ϵ_{10} .

Il presente lavoro propone un metodo di valutazione dello stato tecnico degli ammortizzatori attraverso la misura delle variabili in condizioni di esercizio del veicolo:

- 1) strumentazione del veicolo in tre (3) punti di misura (in accordo al progetto della sperimentazione della sezione 3);
- 2) acquisizione dei segnali del veicolo in esercizio commerciale;
- 3) estrazione dei segnali dai tre definiti segmenti di binario con condizione

- the damping rate ξ , generates a logarithmic regressive model with correlation coefficient values $\sqrt{R^2} \geq 0.95$.

The regressive models are considered valid given that the values $\sqrt{R^2}$ represent a connection measurement of the statistical model with the obtained data [35], which have an acceptable level for the reach of this work.

The functions, $\Omega(\epsilon)$, obtained from the regressive models, (fig. 5), are evaluated with the values found in the identification of modal parameters conducted with the experimental tests and presented at the beginning of the present work; this is,

for Γ_2 , $\Omega(\epsilon) = 0.107\epsilon + 1.454$.:
 if $\Omega = 1.54$ Hz $\rightarrow \epsilon = 0.80$, (3)
 for Γ_5 , $\Omega(\epsilon) = 0.102\epsilon + 2.099$.:
 if $\Omega = 2.18$ Hz $\rightarrow \epsilon = 0.79$.

In this way the technical state of the set of secondary vertical dampers is obtained, $\epsilon \approx 0.8$ $\epsilon_{10} = \epsilon_8$, therefore it is possible to state that the set of dampers has reduced its performance or damping function in 20% respect to its nominal property, ϵ_{10} .

This work proposes a method for the evaluation of the technical state of the dampers through the measurement of variables in operating conditions of the vehicle:

- 1) instrumentation of the vehicle in three (3) measurement points (according to the design of the experiment of section 3);
- 2) Acquisition of vehicle signals in commercial operation;
- 3) Extract the signals from the three defined tracks segments with load condition near to AW0, g.e. in service periods where there is a low passenger flux;
- 4) Conduct the identification of the modal parameters of the vehicle through OMA-LSCE;

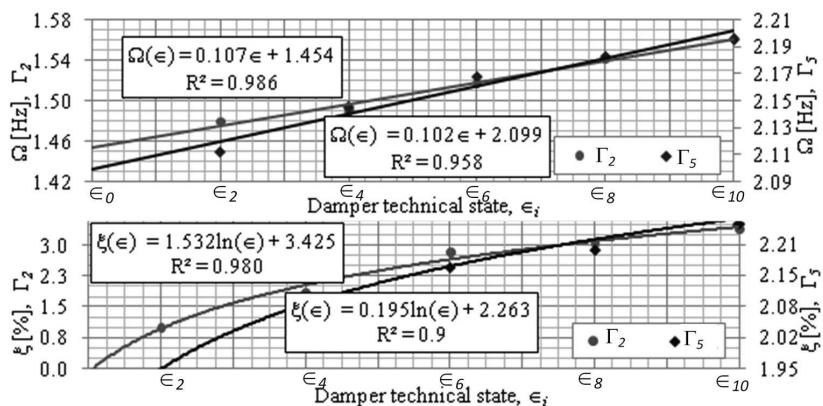


Fig. 5 – Modelli regressivi: Frequenza naturale $\Omega(\epsilon_i)$; Smorzamento $\xi(\epsilon_i)$. Regressive models: Natural frequency $\Omega(\epsilon_i)$; Smorzamento $\xi(\epsilon_i)$.

di carico prossima ad AW0, cioè nei periodi di esercizio in cui vi è un ridotto flusso di passeggeri;

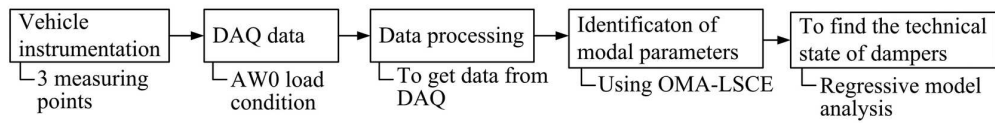


Fig. 6 – Metodo per la valutazione dello stato tecnico degli smorzamenti. *Method for the evaluation of the technical state of dampers.*

- 4) identificazione dei parametri modali del veicolo attraverso la tecnica OMA-LSCE;
- 5) deduzione dello stato tecnico degli ammortizzatori verticali secondari attraverso i modelli regressivi (fig. 6).

- 5) Infer the technical state of the secondary vertical dampers through the regressive models (fig. 6).

8. Conclusioni e lavori futuri

Il metodo OMA-LSCE è uno strumento idoneo a stabilire le proprietà dei componenti del sistema necessarie per la valutazione del veicolo in accordo alle normative UIC, ISO e BS [27,27,31]. Inoltre la dichiarata metodologia è valida per stabilire lo stato tecnico degli ammortizzatori ϵ_i , attraverso i segnali dinamici ottenuti durante il servizio commerciale del sistema.

Gli ammortizzatori verticali dello stadio di sospensione secondario presentano una influenza diretta sul comportamento dinamico delle forme modali Γ_2 e Γ_5 , pertanto gli stati tecnici dell'ammortizzatore ϵ_i , possono essere rilevati e stimati attraverso le registrazioni dinamiche sul telaio della carrozza. Ciò significa che dai sensori installati sul telaio della carrozza che registrano adeguatamente la frequenza naturale Ω , è possibile determinare la variazione della funzione di smorzamento di questi elementi ed è quindi possibile dedurre il suo degrado o il suo guasto.

Gli ammortizzatori dello stadio di sospensione secondario hanno un elevato grado di dipendenza rispetto ai criteri di sicurezza di circolazione e comfort dei passeggeri.

Un modello sperimentale composto da tre (3) punti di misura può essere implementato nella registrazione di segnali di prove sperimentali per individuare i parametri modali reali di una carrozza.

Tre (3) sezioni di binario idonee sono state identificate, nella Metro di Medellin, per l'applicazione del metodo OMA-LSCE attraverso registrazioni sperimentali del segnale in esercizio commerciale.

Le norme internazionali per i veicoli ferroviari definiscono l'intervallo di frequenza di carenza di comfort $\omega = [8,10]$ Hz, per il quale il corpo umano è sensibile alle accelerazioni verticali [31,32]; le frequenze $\omega \approx 10$ Hz causano eccessive oscillazioni su Γ_2 , generando significative carenze di comfort [6]. Facendo un confronto con i valori ottenuti dai modi di vibrazione analizzati Γ_r , ed in differenti stati tecnici dell'ammortizzatore ϵ_i , la frequenza naturale risulta $\Omega < 2$ Hz. Pertanto il degrado della funzione di smorzamento degli elementi della sospensione non determina di per se una violazione delle norme ferroviarie.

La registrazione sperimentale in condizione di carico AW0 può essere utilizzata per determinare lo stato tecnico dei componenti del sistema ϵ_i utilizzando il metodo OMA-

8. Conclusions and future work

The OMA-LSCE method is a suitable tool to establish the properties of the components of the system necessary for the evaluation of the vehicle according to the UIC, ISO and BS standards [27, 27, 31]. Furthermore, the stated methodology is valid to establish the technical state of the dampers ϵ_i , through dynamic signals obtained during commercial service of the system.

The vertical dampers of the secondary suspension stage present a direct influence on the dynamic behavior of the modal shapes Γ_2 and Γ_5 , therefore the technical states of the damper ϵ_i , can be sensed and estimated through the dynamic registrations in the carbox. This is that from sensors installed in the carbox that adequately register the natural frequency Ω , it is possible to determine the variation of the damping function of this elements, therefore it is possible to infer its degradation or failure.

The dampers of the secondary suspension stage have a high degree of dependence towards the run safety and passenger comfort criteria.

An experimental model composed of three (3) measurement points can be implemented in the registration of signals of experimental tests to find the real modal parameters of a car.

Three (3) suitable track sections have been identified, in the Metro de Medellín, for the computation of the OMA-LSCE method through experimental registrations of the signal in commercial operation.

International standards for railway vehicles define the range for deficient frequency $\omega = [8,10]$ Hz, with the human body is sensible to vertical accelerations [31, 32]; frequencies $\omega \approx 10$ Hz cause excessive oscillations on Γ_2 , generating significant deficiency of comfort [6]. Comparing with the values obtained for the analyzed vibration modes Γ_r , and under the different technical states of the damper ϵ_i , the natural frequency is $\Omega < 2$ Hz. Therefore, the degradation of the damping function of the suspension elements does not result *per se* in exceedence of the railway standards.

The experimental recording with AW0 load condition can be used to determine the technical state of components of the system ϵ_i using OMA-LSCE method. OMA-

LSCE. Il metodo OMA-LSCE non è efficace per l'identificazione dello stato tecnico degli ammortizzatori dello stadio secondario dei veicoli in condizioni di carico AW2 dato che la relazione perturbazione-risposta non è sufficiente per ottenere una chiara identificazione delle forme modali Γ_j .

LSCE method is not effective for the identification of the technical state of the secondary stage dampers of vehicles with AW2 load condition given that the perturbation-response relation is not enough to obtain the clear identification of the modal shapes Γ_j .

APPENDICE

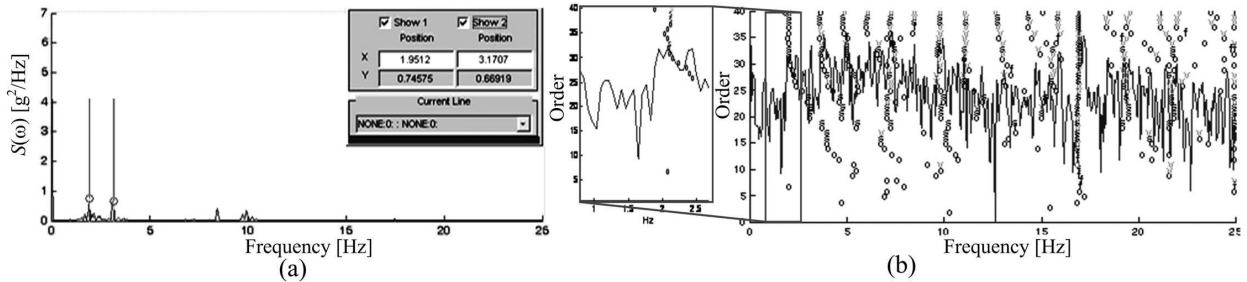


Fig. 7 – Prova sperimentale, dati di elaborazione Recta 58-63: (a) PSD del telaio della carrozza; (b) Diagramma di stabilizzazione. *Experimental test, processing data Recta 58-63: (a) PSD of the car body; (b) Stabilization diagram.*

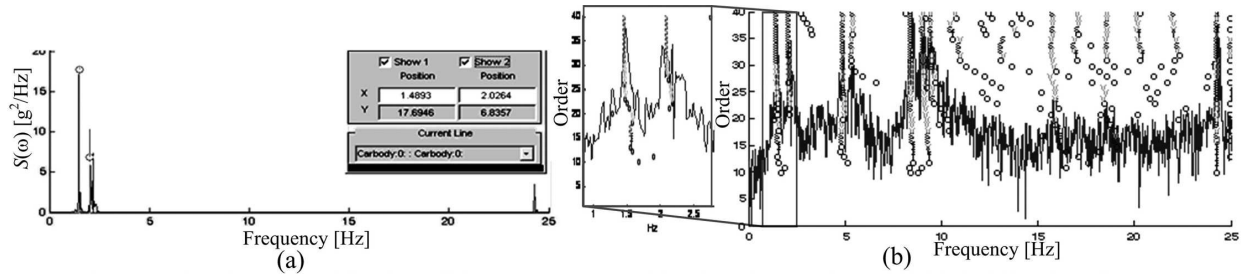


Fig. 8 – Prova virtuale, condizione di carico AW0 – Carrozza vuota: (a) PSD del telaio della carrozza; (b) Diagramma di stabilizzazione. *Virtual test, AW0 load condition – Empty car: (a) PSD of the car body; (b) Stabilization diagram.*

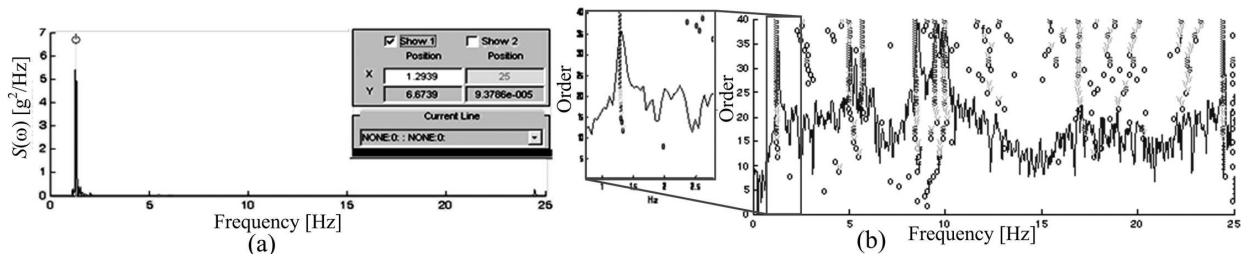


Fig. 9 – Prova virtuale, condizione di carico AW2 – Carrozza a pieno carico: (a) PSD del telaio della carrozza; (b) Diagramma di stabilizzazione. *Virtual test, AW2 load condition – Full load car: (a) PSD of the car body; (b) Stabilization diagram.*

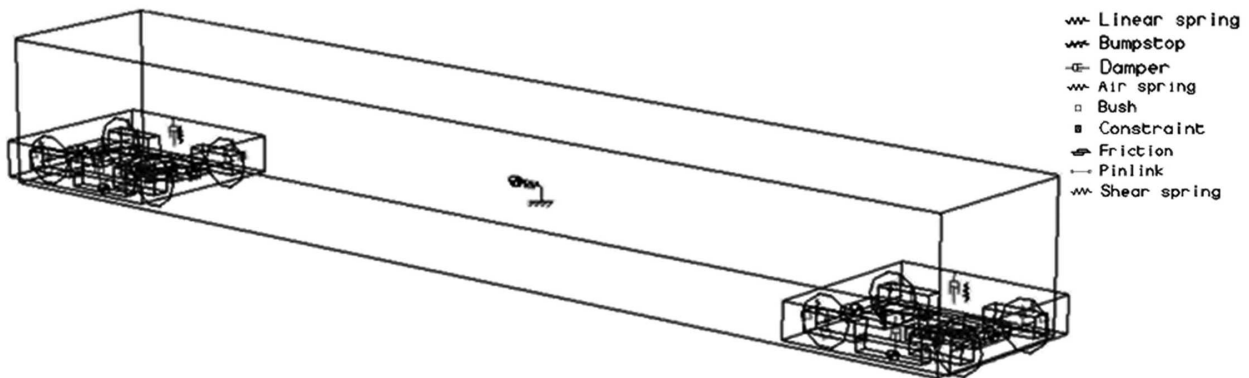


Fig.10 – Rappresentazione grafica del modello numerico. *Graphic representation of the numeric model.*

(OMA):	Operational Modal Analysis	Analisi Modale Operazionale
(LSCE):	Least-Square Complex Exponential	
(MBS):	Multi Body System	Modello di sistema multi-corpo
(EMA):	Experimental modal Analysis	Analisi Modale Sperimentale
FFT	Fast Fourier Transform	Transformata veloce di Fourier
(IRF):	Impulse Response Function	Funzione di Risposta all'Impulso
PSD	Power Spectral Density	Densità Spettrale di Potenza
DAQ	Data Acquisition	Acquisizione Dati
AW0	(carrozza vuota)	
AW2	(carrozza a pieno carico)	

BIBLIOGRAFIA - REFERENCES

- [1] D.J. EWINS, “*Modal Testing: Theory, Practice and Application*”, Mechanical Engineering Research Studies Engineering Dynamics Series, Research Studies Press, Second Ed, Hertfordshire, UK, 2000.
- [2] J. HE, Z.F. FU, “*Modal Analysis*”, Butterworth-Heinemann, UK, 2001.
- [3] G. GENTA, “*Vibration Dynamics and Control*”, Springer Science Business, Italy, 2009.
- [4] D. HANSON, R.B. RANDALL, J. ANTONI, et al., “*Cyclostationarity and the Cepstrum for Operational Modal Analysis of MIMO Systems - Part I: Modal Parameter Identification*”, Mechanical Systems and Signal Processing, Elsevier, 2007.
- [5] N.J. JACOBSEN, O. THORHAUGE, “*Data Acquisition Systems for Operational Modal Analysis*”, IOMAC – 3rd Int. Operational Modal Analysis Conf., Nærum, Denmark, 2009.
- [6] L.F. CASTAÑEDA, B. ŻÓLTOWSKI, “*Estudio de Explotación de vehículos Ferroviarios*”, Fondo Editorial Universidad EAFIT, Colombia, 2009.
- [7] L.F. CASTAÑEDA, B. ŻÓLTOWSKI, “*Bases del Diagnóstico Técnico de Máquinas*”, Fondo Editorial Universidad EAFIT, Colombia, 2010.
- [8] CITEAN, “*CITEAN Emplea el Análisis Modal Operacional en el Desarrollo de Proyectos. Nota de Prensa*”, Centro de Innovación Tecnológica de Automoción de Navarra, España, 2008.
- [9] GEMI Research Group, “*Análisis Modal en Vehículos Ferroviarios Sistema de Transporte Metro de Medellín*”, EAFIT University Project Research, Final Report, Colombia, 2010.
- [10] T. NAGAYAMA, M. ABE, Y. FUJINO, K. IKEDA, “*Structural Identification of a Nonproportionally Damped System and its Application to a Full-Scale Suspension Bridge*”, Int. J. Struct. Eng. 131, 2005, pp. 1536-1545.
- [11] N.J. JACOBSEN, P. ANDERSEN, R. BRINCKER, “*Using Enhanced Frequency Domain Decomposition as a Robust Technique to Harmonic Excitation in Operational Modal Analysis*”, ISMA - Int. Conf. on Noise and Vibration Engineering, Belgium, 2006.
- [12] A. CUNHA, et al. “*From Input-Output to Output-Only Modal Identification of Civil Engineering Structures*”, Proceedings of the First International Operational Analysis Conference, Copenhagen, Denmark, 2005.

- [13] W.T. THOMSON, D.M. DILLON, *"Theory of Vibration with Applications"*, 5th Edition, Prentice Hall, USA, 1998.
- [14] S. CHAUHAN, M.H. HANSEN, D. TCHERNIAK, *"Application of Operational Modal Analysis and Blind Source Separation/Independent Component Analysis Techniques to Wind Turbines"*, Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement, Denmark, 2009.
- [15] T. UHL, *"The Inverse Identification Problem and its Technical Application"*, Springer-Verlag, 2006.
- [16] M.E. PALACIO, *"Implementación de la Norma UIC518 en Vehículos de Pasajeros para el Metro de Medellín, con Énfasis en el Análisis de Ruido Emitido por los Vehículos"*, M.Sc. thesis, Mechanical Engineering Department, EAFIT University, Colombia, 2006.
- [17] S. IWNICKI, *"Handbook of Railway Vehicle Dynamics"*, Taylor & Francis, USA, 2006.
- [18] S. GRASSIE, E. MAGEL, J. KALOUSEK, *"Investigation into the Cause of and Treatments for Rail Corrugation"*, Metro de Medellín Project, Colombia, 1997.
- [19] GEMI Research Group, *"Damper Parameters Analysis of Metro de Medellín"*, Final Tech. Rep. PV01, Mechanical Project Research, EAFIT University, Colombia, 2009.
- [20] J. ZENG, P. WU, *"Stability Analysis of High Speed Vehicles"*, JSME International Journal, Series C. Vol 47, No. 2, Received 13th January, 2004.
- [21] F. CHELI, R. CORRADI, G. DIANA, G. TOMASINI, *"A Numerical-Experimental Approach to Evaluate the Aerodynamic Effects on Rail Vehicle Dynamics"*, in *"The dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks"* M. ABE, Taylor & Francis, Vol. 41, 2003.
- [23] O. POLACH, M. BERG, S. IWNICKI, *"Simulation"*, in *"Handbook of Railway Vehicle Dynamics"*, S. IWNICKI, Taylor & Francis, USA, 2006.
- [24] R.V. DUKKIPATI, *"Lateral Stability Analysis of a Railway Truck on Roller Rig"*, Mechanism and Machine Theory 36, School of Engineering, Fairfield University, 2000.
- [24] A.H. WICKENS, *"Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics. Guidance and Stability"*, Swets & Zeitlinger, USA, 2003.
- [25] R.M. MARTINOD, L.F. CASTAÑEDA, J.A. GALLEGO, *"Dynamic Analysis to Evaluate Stability, Safety and Comfort in Railway Vehicles"*, ISPE - 23rd Int. Conf. on CAD/CAM Robotics and Factories of the Future, 2007, pp.403-408.
- [26] CEN EN 14363, *"Railway Applications – Testing for Acceptance of Running Characteristics of Railway Vehicles – Testing of Running Behavior and Stationary Test"*, Comité Européen de Normalisation, Brussels, 2005.
- [27] UIC 518, *"Testing and Approval of Railway Vehicle from the Point of View of Their Dynamic Behaviour – Safety – Track Fatigue – Ride Quality"*, International Union of Railways, 3rd Edition, France, 2005.
- [28] R. POSSEL, J. BEAUTEFOY, T. MATSUDAIRA, *"Papers Awarded Prizes in the Competition Sponsored"*, Office of Research and Experiment (ORE) of International Union of Railways (UIC), ORE-Report, 1960.
- [29] A.A. SHABANA, K.E. ZAAZAA, H. SUGIYAMA, *"Railroad Vehicle Dynamics a Computational Approach"*, CRC Press, Taylor & Francis Group, USA, 2008
- [30] BS 6841, *"Measurement and Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Mechanical Vibration and Repeated Shock"*, British Standard, U.K., 1987
- [31] ISO 2631-1, *"Mechanical Vibration and Shock – Evaluations of Human Exposure to whole Body Vibration ? Part 4: Guidelines for the Evaluation of the Effects of Vibration and Rotational Motion on Passengers and Crew Comfort of Fixed Guideway Transport Systems"*, International Standards Organization, 2001.
- [32] G.R. BETANCUR, *"El Confort en Vehículos Ferroviarios de Pasajeros"*, MSc thesis, Mechanical Engineering Department, EAFIT University, Colombia, 2005.
- [33] T. KOJIMA, H. TSUNASHIMA, A. MATSUMOTO, *"Fault detection of Railway Track by Multi-resolution Analysis"*, in *"Safety and Security in Railway Engineering"* G. SCIUTTO, WIT press, Italy, 2010.
- [36] L. RIZZETTO, *"Sicurezza e Compatibilità Geometrica della Via dei Tram-Treno in Ferrovia"*, Ingegneria Ferroviaria, Collegio Ingegneri Ferroviari Italiani, Nr. 645, 5-2009, pp. 547-475.
- [35] E.L. GRANT, *"Statistical Quality Control"*, McGraw Hill, Third Ed, USA, 1964.