



La simulazione della dinamica dei veicoli ferroviari: confronto tra codici multibody commerciali

Simulation of the dynamics of railway vehicles: comparison of multibody commercial codes

Dott. Ingg. Andrea FIGINI^(*) – Luigi PRONE^(**)

Sommario - L'analisi di previsione del comportamento dinamico del veicolo viene eseguita mediante la tecnica di modellazione multicorpo o "multibody", implementata in numerosi codici disponibili in commercio. In ambito ferroviario, i codici multicorpo utilizzati dai maggiori costruttori sono Adams/VI-Rail (di seguito abbreviato in VI-Rail) e Simpack.

In questo lavoro sono state condotte parallelamente due analisi di dinamica di marcia a partire da due modelli di calcolo identici, ciascuno implementato mediante uno dei due suddetti codici. I risultati così ottenuti sono stati confrontati fra loro cercando anche di fornire al lettore un quadro delle simulazioni normalmente effettuate in fase di progettazione. Per meglio comprendere ed interpretare i risultati ottenuti, ampio spazio è stato dedicato alle caratteristiche di realizzazione dei due modelli, alla verifica della loro plausibilità e alla descrizione dei rispettivi modelli di contatto ruota-rotaia.

1. Introduzione

1.1. Scopo dell'articolo

Il presente articolo nasce dall'esperienza degli autori nell'ambito della progettazione di carrelli ferroviari. La finalità è quella di presentare al lettore le modalità in cui si svolge un'analisi di dinamica di marcia durante lo sviluppo del progetto di un rotabile e di confrontare i risultati ottenuti impiegando due differenti codici multicorpo. Ciò viene fatto prendendo a riferimento un caso di studio sul quale vengono condotte in parallelo due analisi dinamiche, la prima in ambiente VI-Rail e la seconda in ambiente Simpack. L'oggetto dell'analisi è un elettrotreno composto da due vetture motrici ed una rimorchiata intermedia.

Summary - Prediction analysis of dynamic behaviour of the railway vehicle is achieved using the "multibody" modelling technique, implemented in several codes available on the market. Within the railway field, multibody codes used by major constructors are Adams/VI-Rail (hereinafter shorten to VI-Rail) and Simpack.

In this work two running dynamic analysis from two identical calculation models were carried out in parallel, each implemented using one of the above mentioned codes. The results thus obtained have been compared between each other, trying to give to the reader a picture of the simulations normally performed during the design phase. In order to better understand and interpret the results obtained, great room has been dedicated to the implementation features of both models, to the verification of their plausibility and to the description of the respective wheel-rail contact models.

1. Introduction

1.1. Purpose of article

This article arises from the authors' experience in the design of railway bogies. The aim is to present to the reader the way in which a running dynamics analysis is carried out during project development of a rolling stock and to compare the results obtained using two different multibody codes. This is done by taking a case study as reference, on which two dynamic analysis are conducted in parallel, the first in VI-Rail environment and the second in Simpack environment. The object of the analysis is an electric train set consisting of two motor coaches and an intermediate trailer coach.

The following comparison is based on two identical calculation models both in constructive terms (same geome-

^(*) RINA Services S.p.A., Dipartimento Ferroviario.

^(**) Bombardier Transportation Italy.

^(*) RINA Services S.p.A., Railway Department.

^(**) Bombardier Transportation Italy.

Il confronto di seguito riportato si basa su due modelli di calcolo identici sia dal punto di vista costruttivo (stesse geometrie, inerzie, caratteristiche elastiche e smorzanti ecc.) che dal punto di vista delle condizioni imposte (tracciato, irregolarità del binario, condizioni di contatto ruota-rotaia ecc.). A parità di condizioni al contorno i due codici dovrebbero dunque fornire risultati identici, tuttavia il diverso approccio nella modellazione, i diversi tipi di solutore e soprattutto i diversi modelli di contatto, porteranno inevitabilmente a differenze che verranno analizzate caso per caso.

Questo lavoro è rivolto principalmente ai tecnici utilizzatori di programmi "multibody" e progettisti di rotabili ferroviari e ha lo scopo di fornire loro, assumendo come punto di partenza i risultati di un'esperienza concreta, un supporto nella scelta di strumenti di calcolo sulla base di esperienze già maturate e spesso non pubblicamente disponibili.

1.2. La prototipazione virtuale

La prototipazione virtuale costituisce uno strumento d'importanza centrale nell'ambito della progettazione di rotabili ferroviari. Attraverso tale strumento, è possibile simulare preventivamente le prove potenzialmente critiche che il veicolo, o un suo sottosistema, dovranno superare durante le fasi di messa a punto e di omologazione, consentendo una sufficiente confidenza sull'esito delle stesse. La prototipazione virtuale si serve di diverse tecniche che consentono di costruire un modello virtuale di veicolo al fine di effettuare:

- verifiche geometriche (dimensionali);
- verifiche strutturali;
- verifiche dinamiche.

Attraverso la progettazione tridimensionale si realizzano le geometrie, dalle quali sono ricavati i disegni costruttivi, vengono verificate le possibili interferenze tra le parti in movimento, viene sviluppata tutta l'impiantistica di veicolo e calcolate le proprietà inerziali.

Le verifiche strutturali, effettuate attraverso analisi ad elementi finiti (FEA), consentono di validare la struttura individuandone preventivamente i punti di maggiore sollecitazione in presenza delle condizioni di carico normalmente previste.

Le verifiche dinamiche, realizzate mediante tecniche di modellazione multicorpo, consentono di mettere a punto le prestazioni dinamiche del veicolo, e contemporaneamente di riprodurre le situazioni potenzialmente critiche che saranno in seguito verificate durante i test di omologazione, come l'iscrizione in curva, la sicurezza allo svio, il coefficiente di rollio, e il comportamento dinamico (stabilità, marcia in curva, sollecitazione del binario, comfort). La simulazione delle condizioni di omologazione mediante modellazione multicorpo, va sotto il nome di *omologazione virtuale*. Benché le normative di riferimento [23] e [20] prevedano un processo di omologazione del comportamento dinamico basato su

tries, inertia, elastic and damping characteristics etc.) and from the point of view of the boundary conditions (path, track irregularities, conditions of wheel-rail contact, etc.). Since the operating conditions are the same, both codes should provide identical results, however, the different approach in modelling, the different type of solvers and moreover the different contact models, will inevitably lead to differences that will be analysed case by case.

This work is primarily addressed to technicians, users of "multibody" software and rolling stock designers, providing to support them in the choice of the calculation tools, taking as starting point the results of a practical experience, on the basis of the gained practice, that rarely are publicly available.

1.2. Virtual prototyping

Virtual prototyping is an instrument of great importance in the context of rolling stock design. Through this tool, the simulation of potentially critical tests that the vehicle or its subsystems will have to overcome during development and approval phases can be preventively performed, allowing a sufficient confidence about the outcome. Virtual prototyping uses several techniques that allow the building of the virtual model of a vehicle in order to carry out:

- geometrical verifications (dimensional);
- structural verifications;
- dynamic verifications.

Geometries are created through three-dimensional design, from which the construction drawings are derived, potential interferences between moving parts are verified, the whole vehicle engineering is developed and the inertial properties are calculated.

Structural verifications, carried out through finite element analysis (FEA), allowing the structure validation identifying in advance the main stressed areas in the load conditions foreseen by the standards.

Dynamic tests, carried out using multibody modelling techniques, allow a fine-tuning of the dynamic performance of the vehicle, and at the same time, the reproduction of potentially critical situations that will be subsequently verified during approval tests, such as safety against derailment, determination of roll coefficient, and verification of the dynamic behaviour (stability, running through curve, track stress, comfort). The simulation of approval conditions using multibody modelling is called *virtual approval*. Although the reference standards [23] and [20] provide an approval process of the dynamic behaviour based on tests on track with statistical treatment of data, and static tests carried out in special test benches; in certain cases and according to precise conditions, it is allowed the use of numerical simulations performed on validated models in place of physical evidence. This is the case, for example, of the extension of approval for the rolling stock already in possession of Technical Approval (on which the

prove in linea con trattamento statistico dei dati e su test statici eseguiti in appositi banchi di prova, è ammesso, in taluni casi e a precise condizioni, in luogo delle stesse prove fisiche l'impiego di simulazioni numeriche su modelli validati. È questo il caso, ad esempio, dell'estensione di omologazione di un rotabile già in possesso dell'Ammissione Tecnica (sul quale siano già state condotte le prove di omologazione del comportamento dinamico), che abbia subito modifiche tali da alterare le condizioni operative. Oppure per la validazione della sicurezza allo svio a bassa velocità del veicolo in particolari condizioni (rif. [20] allegato B).

Durante lo sviluppo del progetto, le verifiche dinamiche vengono eseguite tramite l'impiego di diversi strumenti di calcolo (multicorpo e non), a seconda dello stato di avanzamento del progetto.

In fase d'*impostazione* (ad esempio al fine di rispondere ad un bando di gara) si utilizzano metodi di calcolo semplificati basati su modelli matematici con pochi gradi di libertà o modelli multicorpo semplificati.

In sede di *sviluppo preliminare*, si realizzano modelli multicorpo specifici del veicolo, la cui plausibilità viene verificata mediante i modelli semplificati utilizzati in fase d'*impostazione*. È in questo momento di sviluppo del progetto che le possibilità di ottimizzazione delle caratteristiche del veicolo, permesse dalla simulazione, vengono maggiormente sfruttate.

Le analisi normalmente svolte sono le seguenti:

- studio della stabilità (ricerca della velocità critica con diversi parametri di contatto e con diverse combinazioni di alcune caratteristiche meccaniche del carrello);
- verifica della sicurezza allo svio;
- calcolo del coefficiente di rollio ai fini della verifica della sagoma limite del veicolo;
- calcolo di previsione del livello di comfort con cassa rigida o modelli semplificati di cassa flessibile;
- studio dell'iscrizione in curve di diverso raggio percorse a velocità costante con diversi valori di accelerazione non compensata.

In fase di *progettazione esecutiva* si eseguono le verifiche finali sul modello completo e quindi l'omologazione virtuale del veicolo, elevando talvolta il grado di complessità mediante l'introduzione di corpi flessibili utili ad esempio per la valutazione del comfort di marcia.

1.3. Utilizzo delle tecniche di simulazione multicorpo nella progettazione di rotabili

Lo studio della dinamica dei sistemi meccanici complessi a masse distribuite come il veicolo ferroviario, si basa sulla teoria Lagrangiana attraverso cui è possibile ottenere le equazioni che descrivono il moto dei corpi nel tempo. Grazie allo sviluppo di codici dedicati a tale tipo di analisi, si è giunti nel corso degli anni alla formulazione di algoritmi numerici e simbolici volti alla generazione e soluzione di tali equazioni.

homologation tests of dynamic behaviour have already been conducted), which has undergone modifications such as to alter the operating conditions. Alternatively for the validation of safety against derailment at slow speed under particular conditions (Ref. [20] annex B).

During project development, dynamic verifications are performed through the use of various computational tools (multibody and other), depending on the *project progress state*.

At the time of *project definition* (for example in order to respond to a call for tenders) simplified calculation methods are employed, based on mathematical models with few degrees of freedom or on simplified multibody models.

In the *preliminary development*, specific multibody models of the vehicle are created, whose plausibility is verified through the simplified models used in the definition phase. It is during this phase of the project development, that the possibilities for optimisation of the vehicle allowed by simulation, are mostly exploited.

Analyses normally carried out are as follows:

- study of stability (critical speed calculation with different contact parameters and with different combinations of some mechanical properties of the bogie);
- verification of safety against derailment;
- calculation of the roll coefficient for the verification of external gauge;
- calculation of the comfort level with rigid or flexible carbody;
- study of running through curves with different radius at constant speed with different values of uncompensated lateral acceleration.

During the *executive design* the final checks are performed on the complete vehicle model and afterwards the virtual approval of the vehicle is carried out, sometimes increasing the level of complexity by introducing flexible bodies useful for example for the evaluation of running comfort.

1.3. Use of multibody simulation techniques in the design of rolling stock

The study of the dynamics of complex mechanical systems with distributed masses such as the railway vehicle is based on the Lagrangian theory through which, the equations describing the motion of bodies against time can be obtained. Thanks to the development of codes dedicated to this type of analysis, over the years we have come to the formulation of numerical and symbolic algorithms, for the creation and solving of such equations.

Since the '80s it has been developed several codes for the automatic generation of the calculation model allowing the dynamic analysis of mechanical systems (Medyna, Vampire, Adams, Simpack, etc.).

A partire dagli anni '80 si è assistito allo sviluppo di codici a generazione automatizzata del modello di calcolo che permettono l'analisi dinamica di sistemi meccanici (Medyna, Vampire, Adams, Simpack, ecc.). Oggi alcuni di questi codici hanno raggiunto un notevole livello di eccellenza e la velocità dei processori dei computer è tale da poter compiere calcoli di sistemi non lineari con centinaia di gradi di libertà in pochi minuti. Esistono addirittura algoritmi talmente veloci da poter svolgere calcoli in tempo reale e quindi consentire applicazioni HIL (Hardware In the Loop). Ad esempio, una centralina reale può essere impiegata ancor prima della costruzione del veicolo, semplicemente collegandola al "modello virtuale" dello stesso, il quale si occuperà in tempo reale di svolgere la simulazione ricevendo e fornendo dati di output e input dalla centralina. Queste tecniche HIL sono oggi ampiamente utilizzate soprattutto in campo automobilistico, ma è facile prevederne nell'immediato futuro un impiego in campo ferroviario molto più esteso dell'attuale. Risulta pertanto sempre più indispensabile che la previsione fornita dalla simulazione sia più precisa possibile.

Il problema principale che gli sviluppatori dei codici per la simulazione della dinamica ferroviaria hanno dovuto risolvere è la modellazione del contatto ruota-rotaia, pertanto particolare attenzione verrà posta nel seguito ai parametri di contatto utilizzati nelle diverse simulazioni.

Si rammenta infatti che le condizioni reali di contatto ruota-rotaia (geometria dei profili, coefficiente d'attrito, area d'impronta, forze d'attrito e loro andamento in funzione dei microslettamenti, ecc.), sono di misura non agevole sia in scala 1:1 che in scala ridotta, ma condizionano in modo determinante il comportamento dei carrelli e l'interazione rotabile-via.

1.3.1. Adams/Rail – VI-Rail

La creazione del codice Adams (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) risale agli inizi degli anni '80 ad opera di un gruppo di ricercatori dell'università del Michigan ad Ann Arbor, negli Stati Uniti. I ricercatori si riunirono nella Mechanical Dynamics Incorporated al fine di implementare un codice di calcolo multiuso, in grado di generare un modello di calcolo attraverso la scrittura delle relative equazioni di moto non lineari. Tali equazioni dovevano essere scritte in un formato tale da poter essere in seguito integrate numericamente dal solutore, a cui venne dato il nome di Adams/Solver. Agli inizi degli anni '90 venne sviluppato l'applicativo Adams/View GUI, rendendo possibile la costruzione del modello, l'integrazione nel tempo e l'analisi dei risultati in un unico ambiente software [4]. Nel 2002 la Mechanical Dynamics Incorporated fu acquisita dalla MSC Software Corporation [8], titolare anche del codice di calcolo ad elementi finiti Nastran. In seguito, il codice VI-Rail, ovvero l'applicativo specifico per l'ambito ferroviario, insieme ai codici Aircraft, Motorsports, Motorcycle, e AutoFlex si staccarono dalla MSC Software e si unirono nella VI-grade GmbH fondata nel 2005 da Jürgen FETT e Ruggero FREZZA [7].

Today some of these codes have reached a significant level of excellence and the speed of computer processors is such that the calculation of nonlinear systems with hundreds of degrees of freedom can be performed in a matter of minutes. There are indeed such fast algorithms that real-time calculations can be performed and thus allow HIL (Hardware In the Loop) applications. For example, a real controller may be used even before the construction of the vehicle, simply connecting it to the "virtual model" of the latter, which will take care of performing the simulation in real time receiving and providing input and output data from the controller. These HIL techniques are now widely used especially in the automotive field, but it is easy to foresee their use in the railway field in the next future. It is therefore increasingly essential that the results provided by the simulation is as much accurate as possible.

The main problem that developers of railway dynamic simulation codes had to solve is the modelling of the wheel-rail contact, therefore, particular attention will be paid concerning the contact parameters set in the various simulations.

It must be reminded that the measurement of actual conditions of wheel-rail contact (geometry of profiles, adhesion coefficient, contact area, tangential forces and their trend depending on creepages, etc.) is not easy to perform both in 1:1 scale and in reduced scale, and it significantly affect the behaviour of bogies and the interaction between rolling stock and track.

1.3.1. Adams/Rail – VI-Rail

The creation of the Adams code (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) dates back to the early '80s by a group of researchers from the University of Michigan in Ann Arbor, in the United States. Researchers gathered in the Mechanical Dynamics Incorporated in order to implement a multipurpose computation code, capable of generating a computation model through the writing of its non-linear equations of motion. Such equations had to be written in a format that could be later numerically integrated by the solver, that was called Adams/Solver. At the beginning of the '90s the Adams/View GUI application was developed, making possible the construction of the model as well as the integration in time domain and the analysis of the results in a single software environment [4]. In 2002 the Mechanical Dynamics Incorporated was acquired by MSC Software Corporation [8], holder of the Nastran finite element calculation code. As a result, the VI-Rail code, that is the specific application for the railway environment, along with the Aircraft, Motorsports, Motorcycle, and AutoFlex codes split from MSC Software and joined VI-grade G.m.b.H. founded in 2005 by Jürgen FETT and Ruggero FREZZA [7].

The version of VI-Rail used for this paper is the 12th for Adams 2008 r2.

La versione di VI-Rail utilizzata per le analisi svolte nel presente articolo è la 12 per Adams 2008 r2.

1.3.2. Simpack

Gli albori dell'implementazione del codice Simpack sono strettamente connessi allo sviluppo di nuove tecnologie in ambito ferroviario, come quella della levitazione magnetica. Alla fine degli anni '80 infatti, il DLR (centro aerospaziale tedesco) e la MAN si impegnano nello sviluppo di un codice di calcolo di tipo non lineare al fine di studiare, mediante simulazione "multi-body", l'interazione tra veicolo ed infrastruttura. In particolare l'obiettivo si focalizzò sulla simulazione del sistema di controllo delle forze elettromagnetiche tra veicolo e rotaia, la cui applicazione venne per la prima volta introdotta dalla Prof.ssa GOTTZEIN [6], [9], [10], intorno alla fine degli anni '70, e che sono alla base di tale tecnologia. In questo progetto fu largamente coinvolto il Professor KORTÜM [11], [12], [13] e [14], allora a capo del dipartimento per lo studio della dinamica presso il DLR ed autore di molti articoli sui sistemi multicorpo. Nel corso degli anni, questo codice ha visto numerosi impieghi come quello dei sistemi di controllo satellitare e, più recentemente, quello di ricerche in ambito automobilistico.

La versione di Simpack utilizzata per le analisi svolte nel presente articolo è la 8903b.

2. La creazione del modello

2.1. Il modello di riferimento

Il modello scelto come riferimento per l'attività di confronto è un treno a tre casse collegate da barre di trascinamento rigide, ciascuna poggiante su due carrelli; le due casse di estremità con cabina e con entrambi i carrelli motori e la cassa intermedia con due carrelli portanti. Il rodiggio del convoglio è $B_0 B_0 - 2 2 - B_0 B_0$. Data la composizione con casse separate, i tre veicoli interagiscono reciprocamente in modo limitato attraverso la barra di trascinamento, pertanto la maggior parte delle analisi sono state condotte separatamente sul veicolo rimorchiato e su un veicolo motore. Solo per alcune analisi, ad esempio quelle di comfort, risulta utile analizzare il treno nel suo complesso.

1.3.2. Simpack

The origin of the implementation of Simpack code is strictly related to the development of new technologies in the railway sphere, such as magnetic levitation. In fact, in the late '80s, the DLR (German Aerospace Centre) and the MAN were engaged in the development of a nonlinear calculation code in order to investigate the interaction between vehicle and infrastructure by means of "multi-body" simulation. In particular, the aim focused on the simulation of the control system of electromagnetic forces between vehicle and rail, whose application was first introduced by Prof. GOTTZEIN [6] [9] [10] around the late '70s, and that are at the basis of this technology. Professor Kortüm [11] [12] [13] [14], then head of the Department for the study of the dynamics at the DLR and author of many papers on multibody systems, was largely involved in this project. Over the years, this code has seen many applications field such as satellite control systems and, more recently, the research in the automotive field.

The Simpack version used for this paper is the 8903b.

2. The creation of the model

2.1. The reference model

The model chosen as reference for the comparison is a train with three coaches connected by rigid drag bars, each resting on two bogies; two extremity cars with cabin and four motor bogies and one intermediate car with two trailer bogies. The wheel arrangement of the train set is $B_0 B_0 - 2 2 - B_0 B_0$.

Due to the configuration with separate cars, the vehicles interact with each other in a limited way through the drag bar, therefore most of the analyses were conducted separately on the trailer vehicle and on a motor vehicle. Only for some analyses, such as comfort analysis, it is useful to analyse the train in its totality.

The train is a suburban / metropolitan standard gauge type. The axle load, depending on the considered coach, is 10.5/11.5 t at tare and 14.5/15.5 tons at maximum load. Table 1 shows the mass values used in the calculation model. The bogie wheelbase is 2300 mm and the pivot pitch of the coaches is 12950 mm.

The case under consideration involves a classic vehicle layout consisting of a carbody resting on two bogies

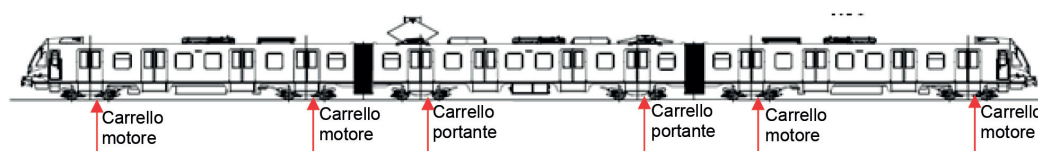


Fig. 1 – Figurino del treno. Train layout.

TABELLA 1 – TABLE 1

MASSE INERZIE E RIGIDEZZE PRINCIPALI DEL VEICOLO OGGETTO DELL'ANALISI
 MASSES, INERTIA AND MAIN STIFFNESS OF THE VEHICLE UNDER ANALYSIS

Veicolo rimorchiato - <i>Hauled vehicle</i>					Veicolo motrice - <i>Motor vehicle</i>				
Cassa - <i>Carbody</i>	29543	*1	29543	kg	Cassa - <i>Carbody</i>	27571	*1	27571	kg
Ixx	60260			kg*m ²	Ixx	64688			kg*m ²
Iyy	988800			kg*m ²	Iyy	746763			kg*m ²
Izz	966100			kg*m ²	Izz	725156			kg*m ²
Passeggeri <i>Passengers</i>	15610	*1	15610	kg	Passeggeri <i>Passengers</i>	14630	*1	14630	kg
Trave oscillante <i>Bolster beam</i>	768	*2	1536	kg	Trave oscillante <i>Bolster beam</i>	768	*2	1536	kg
Ixx	343			kg*m ²	Ixx	343			kg*m ²
Iyy	115			kg*m ²	Iyy	115			kg*m ²
Izz	443			kg*m ²	Izz	443			kg*m ²
Telaio carrello <i>Bogie frame</i>	2938	*2	5876	kg	Telaio carrello <i>Bogie frame</i>	2938	*2	5876	kg
Ixx	1831			kg*m ²	Ixx	1831			kg*m ²
Iyy	4087			kg*m ²	Iyy	4087			kg*m ²
Izz	5787			kg*m ²	Izz	5787			kg*m ²
Braccio boccola <i>Axle box arm</i>	141	*8	1128	kg	Braccio boccola <i>Axle box arm</i>	141	*8	1128	kg
Sala anteriore <i>Front wheel set</i>	1120	*2	2240	kg	Sala anteriore (escluso riduttore) <i>Front wheel set</i> (excluding gear box)	1120	*2	2240	kg
Sala posteriore <i>Rear wheel set</i>	1120	*2	2240	kg	Sala posteriore (escluso riduttore) <i>Rear wheel set</i> (excluding gear box)	1120	*2	2240	kg
					Motore e riduttore <i>Motor and gear box</i>	1521	*4	6084	kg
					Ixx	112			kg*m ²
					Iyy	255			kg*m ²
					Izz	221			kg*m ²
Totale massa a tara <i>Total mass at tare</i>			42563	kg	Totale massa a tara <i>Total mass at tare</i>			46675	kg
Carico per asse a tara <i>Load per axle at tare</i>			10641	kg/asse	Carico per asse a tara <i>Load per axle at tare</i>			11669	kg/asse
Totale a carico massimo <i>Total at maximum load</i>			58173	kg	Totale a carico massimo <i>Total at maximum load</i>			61305	kg
Carico per asse A carico massimo <i>Load per axle</i> <i>At maximum load</i>			14543	kg/asse	Carico per asse A carico massimo <i>Load per axle</i> <i>At maximum load</i>			15326	kg/asse
Rigidezza sospensione primaria <i>Primary suspension stiffness</i>			343	N/mm	Rigidezza sospensione primaria <i>Primary suspension stiffness</i>			415	N/mm
Rigidezza tampone sospensione primaria <i>Stiffness of the primary suspension bump-stop</i>			(v. fig. 2)		Rigidezza tampone sospensione primaria <i>Stiffness of the primary suspension bump-stop</i>			(v. fig. 2)	

TABELLA 1 – TABLE 1
(continuazione)

Rigidezza sospensione secondaria gonfia a tara <i>Stiffness of the secondary suspension inflated at tare</i>	291 N/mm	Rigidezza sospensione secondaria gonfia a tara <i>Stiffness of the secondary suspension inflated at tare</i>	291 N/mm
Rigidezza sospensione secondaria gonfia a carico massimo <i>Stiffness of the secondary suspension inflated at maximum load</i>	421 N/mm	Rigidezza sospensione secondaria gonfia a carico massimo <i>Stiffness of the secondary suspension inflated at maximum load</i>	421 N/mm
Rigidezza tampone di emergenza della sospensione secondaria <i>Stiffness of the emergency bump-stop of the secondary suspension</i>	(v. fig. 2)	Rigidezza tampone di emergenza della sospensione secondaria <i>Stiffness of the emergency bump-stop of the secondary suspension</i>	(v. fig. 2)

Il treno è di tipo suburbano / metropolitano a scartamento normale. Il carico per asse di esercizio a seconda del veicolo considerato è 10.5/11.5 t a tara e 14.5/15.5 t a carico massimo. Nella tabella 1 si trova il dettaglio delle masse utilizzate nel modello di calcolo. Il passo carrello è di 2300 mm e l'interperno delle carrozze è di 12950 mm.

Il caso in esame tratta di un veicolo a schema classico costituito da una cassa poggiante su due carrelli con telaio a longheroni e traverse frontali (figg. 1 e 3). I parametri inerziali della cassa sono stati estratti direttamente dal modello a elementi finiti e comprendono i contributi della struttura, dell'impiantistica di bordo, degli arredi interni, degli impianti sottocassa e sull'imperiale. Nel caso di carico massimo è stato considerato un sovraccarico uniformemente distribuito lungo tutta la vettura pari a 6 persone per metro quadrato.

I carrelli hanno architettura classica, a doppio stadio di sospensione e ralla centrale, con secondarie di tipo pneumatico, poste in parallelo a due smorzatori verticali posizionati sulle fiancate e una barra antirollio inserita nella traversa centrale del carrello (fig. 3). Il collegamento del carrello alla cassa avviene mediante interposizione di una trave oscillante con ralla a sfere. Sul carrello motore, i due gruppi motore-riduttore sono disposti con asse trasversale e collegati elasticamente al telaio del carrello in prossimità della traversa centrale. La trasmissione del moto è realizzata mediante asse cavo. Il sistema di trascinamento è invece costituito da due bielle di trazione, anch'esse modella-

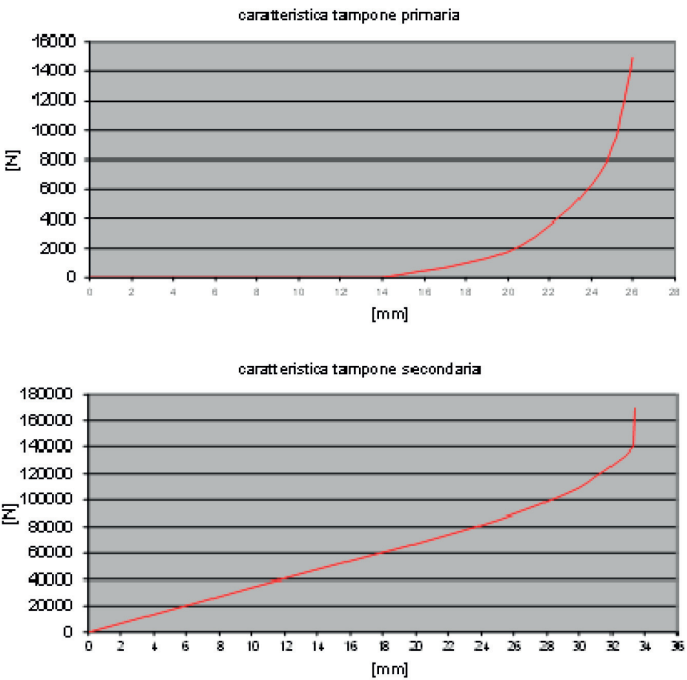


Fig. 2 - Caratteristiche di rigidezza dei tampone di fine corsa della sospensione primaria e del tampone interno di emergenza della sospensione secondaria. *Stiffness characteristics of the end bump-stop of the primary suspension and of the internal emergency buffer of the secondary suspension.*

with side frame and front transoms (figures 1 and 3). The inertial parameters of the carbody were calculated directly from finite element model and include the contributions of the structure, on-board systems, interior furnishings, frame and roofing systems. In the case of maximum load, an evenly distributed overload throughout the en-

te, con elementi elastici alle estremità che le collegano alla traversa centrale del telaio. Sulle traverse frontali del carrello sono ancorati i gruppi delle pinze freno che sono stati assimilati al corpo del telaio e il loro contributo opportunamente introdotto nel computo delle inerzie. Le boccole sono di tipo articolato con snodo elastico e sospensioni pri-

tire vehicle was considered, equal to the load of 6 people per square metre.

The bogies have a classical architecture, with double suspension stage and central swivel ring with pneumatic secondary suspensions placed in parallel to two vertical dampers positioned on both sides of the bogies and an

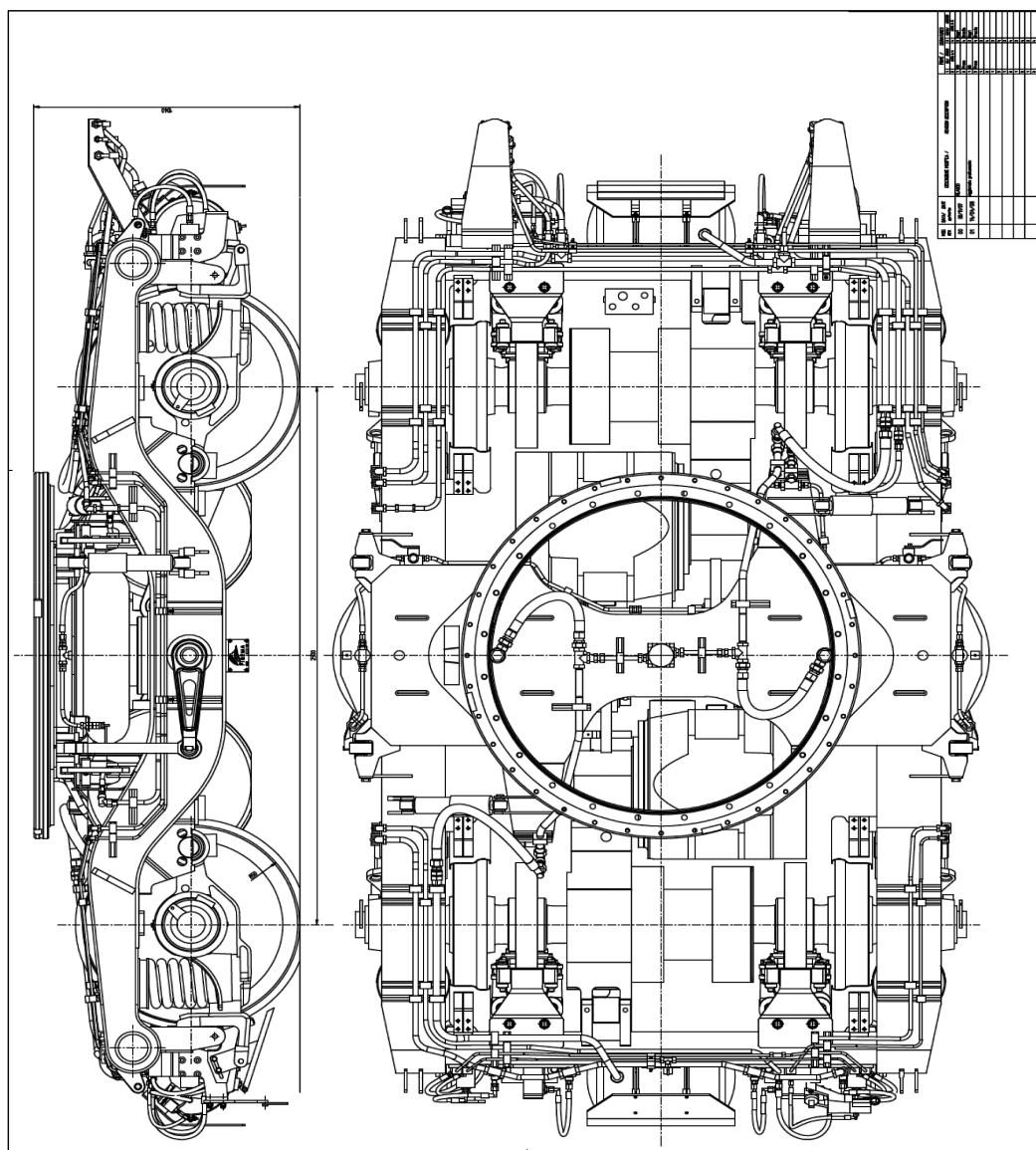


Fig. 3 - Vista d'insieme del carrello motore (il portante si differenzia per l'assenza dei gruppi motore-riduttore). Overview of the motor bogie (the carrying one differs by the absence of the gear reducer-motor group).

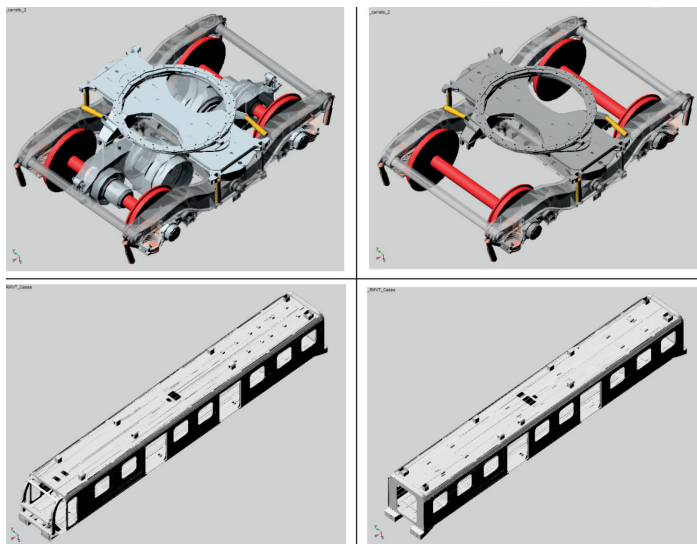


Fig. 4 - Modello della motrice (a sinistra) e della rimorchiata (a destra) con relativi carrelli e grafica 3D associata. *Motor coach model (left) and trailer model (right) with related bogies and associated 3D graphics.*

marie ad elica con tampone interno di fine corsa. Lo schema articolato delle boccole è stato introdotto modellando i 4 corpi boccola vincolati agli assili con un giunto di rivoluzione e collegati al telaio tramite snodi elastici, sospensioni primarie e smorzatori primari. I carrelli motori e i carrelli portanti differiscono tra loro solo per la presenza del gruppo motoriduttore e per i differenti valori di rigidità delle sospensioni primarie.

Il modello del veicolo è costituito da un insieme di corpi rigidi interconnessi fra loro come schematizzato in fig. 5. Tutti gli elementi smorzanti ed elastici di collegamento sono stati modellati con le relative caratteristiche, lineari e non.

La schematizzazione grafica dei modelli del veicolo in VI-Rail e Simpack risulta leggermente diversa a causa delle peculiarità di modellazione di ciascun codice, tuttavia i corpi introdotti ed i legami tra essi sono assolutamente identici, pertanto il modello di veicolo risultante è praticamente lo stesso nei due casi.

2.2. La modellazione dei rotabili ferroviari mediante VI-Rail e Simpack

Entrambi i codici permettono una modellazione parametrica molto dettagliata; la modellazione avviene per mezzo di sottosistemi che possono essere richiamati più volte all'interno di un modello completo. I vari sottosistemi si "parlano" cioè si scambiano le informazioni per l'assemblaggio del modello completo tramite opportuni elementi di collegamento.

anti-roll bar inserted in the centre transom of the bogie (fig. 3). The bogie-carbody connection is realized by interposition of a bolster beam with ball bearing swivel ring. On the motor bogie, the two gearbox-motor groups are arranged with transversal axis and elastically connected to the bogie frame in the area of centre transom.

Transmission is performed by means of a hollow axle. The dragging system is formed by two traction connecting rods, which are also modelled through elastic elements on each end connecting it to the centre transom of the frame. The brake calliper units are mounted on the head transom of the bogie and its contribution has been appropriately introduced in the calculation of inertias of the bogie frame. The axleboxes are articulated with elastic joint and primary helical suspensions with internal bump-stop. The articulated layout of the axleboxes was introduced by modelling the 4 axlebox bodies bound to the axles with a revolution joint and attached to the bogie frame with elastic articulated joints, primary suspensions and primary dampers. The motor bogies and trailer bogies differ only by the presence of the gearbox-motor groups and for the different values of primary suspension stiffness.

The vehicle model consists of a set of rigid bodies interconnected between each other as shown in fig. 5. All damping and elastic connection elements were modelled with the relative linear and non-linear characteristic.

The schematic design of vehicle models in VI-Rail and Simpack is slightly different because of the peculiarities of each modelling code, however the bodies introduced and the connections between them are absolutely identical, therefore the resulting vehicle model is basically the same in both cases.

2.2. Modelling of railway rolling stock using VI-Rail and Simpack

Both codes allow very detailed parametric modelling; modelling takes place by means of subsystems that can be recalled several times within a complete model. The various subsystems "speak" to each other i.e. they exchange information for the assembly of the complete model by appropriate connecting elements.

2.2.1. Modelling in VI-Rail

With reference to the scheme in fig. 5, starting from the top the body of the carbody can be seen to which the passenger one is rigidly connected, the latter is present only in the case of analysis at maximum load. The

2.2.1. La modellazione in VI-Rail

Con riferimento allo schema di fig. 5, a partire dall'alto si nota corpo della cassa al quale è rigidamente collegato quello dei passeggeri, quest'ultimo presente solo nel caso di analisi a carico massimo. Nella parte sottostante è riportata la schematizzazione del carrello (equivalente per carrello anteriore e posteriore) dove sono presenti i due stadi di sospensione, di cui il primo tra le boccole e il telaio del carrello e il secondo tra quest'ultimo e la trave oscillante (collegata alla cassa mediante ralla, schematizzata come giunto di rivoluzione con asse verticale).

Nel primo stadio gli elementi di collegamento sono i seguenti (in parallelo per ciascuna boccola):

- snodo boccola;
- sospensione verticale primaria;
- tampone verticale di fine corsa (con relativa quota d'intervento);
- smorzatore verticale primaria.

Mentre nel secondo stadio si hanno (in parallelo):

- sospensioni verticali secondarie (una per fiancata);
- tamponi di finecorsa laterali (uno per fiancata);
- smorzatori verticali (uno per fiancata);
- smorzatori laterali (uno per fiancata);
- bielle di trazione (anteriore e posteriore);
- barra antirollio.

Per ciascun carrello motore sono presenti 2 corpi aggiuntivi relativi ai gruppi motoriduttore, collegati al telaio del carrello tramite 3 elementi elastici e all'assile tramite asse cavo (anch'esso modellato al fine di introdurre gli effetti della rigidità pendolare delle articolazioni nei movimenti relativi tra riduttore e assile).

Secondo la struttura presentata in fig. 5, ciascun carrello costituisce un sottosistema che, in ambiente VI-Rail, è detto *template*. I *template* dei carrelli sono connessi al *template* della cassa tramite elementi di collegamento detti *communicator*; questi ultimi sono in grado di scambiare qualsiasi tipo d'informazione si ritenga necessaria (ad esempio posizione, massa, nome del corpo ecc.). In fase di assemblaggio del modello completo, nel *template* del carrello viene creato un *communicator* che rappresenta l'interfaccia con la cassa. Per collegare i carrelli con la cassa, è sufficiente creare nel *template* della cassa altrettanti *communicator* con lo stesso nome. I due sottosistemi carrello ed il sottosistema cassa vengono così assemblati fra loro e costituiscono l'insieme o *assembly* del modello.

scheme of the bogie is shown below (equivalent for front and rear bogie) where there are the two suspension stages, the first one between the axleboxes and the bogie frame and the second between the latter and the bolster beam (attached to the bogie by using the swivel ring, outlined as a revolution joint with vertical axis).

In the first stage, the connecting elements are as follows (in parallel for each axlebox):

- axlebox articulated joint;
- primary vertical suspension;
- vertical bump-stops (with relative share of intervention):

While in the second stage we have (in parallel):

- secondary vertical suspensions (one per side);
- lateral bump-stops (one per side);
- vertical dampers (one per side);
- lateral dampers (one per side);
- traction connecting rods (front and rear);
- anti roll bar.

For each motor bogie there are 2 additional bodies relating to motor-gearbox groups, connected to the bogie frame through 3 elastic elements and to the axle through hollow axle (also modelled in order to introduce the effects of pendular stiffness of joints in the relative movements between reducer and axle).

According to the structure presented in fig. 5, each bogie is a subsystem that, in a VI-Rail environment, is called *template*. The bogie *templates* are associated with the carbody *template* through connection elements called *communicators*; the latter are able to exchange any type

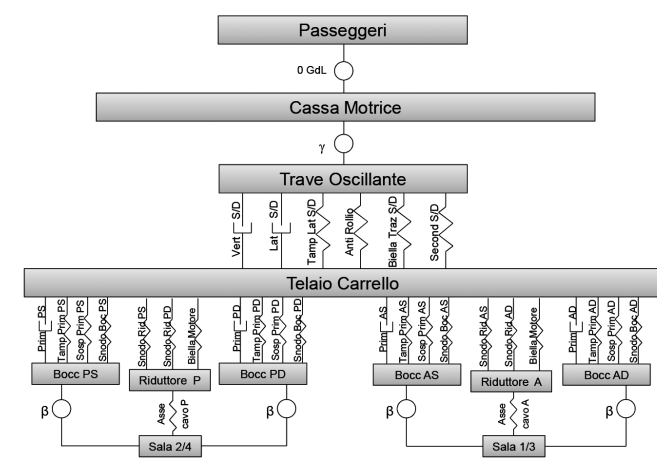


Fig. 5 - Segue a pagina successiva

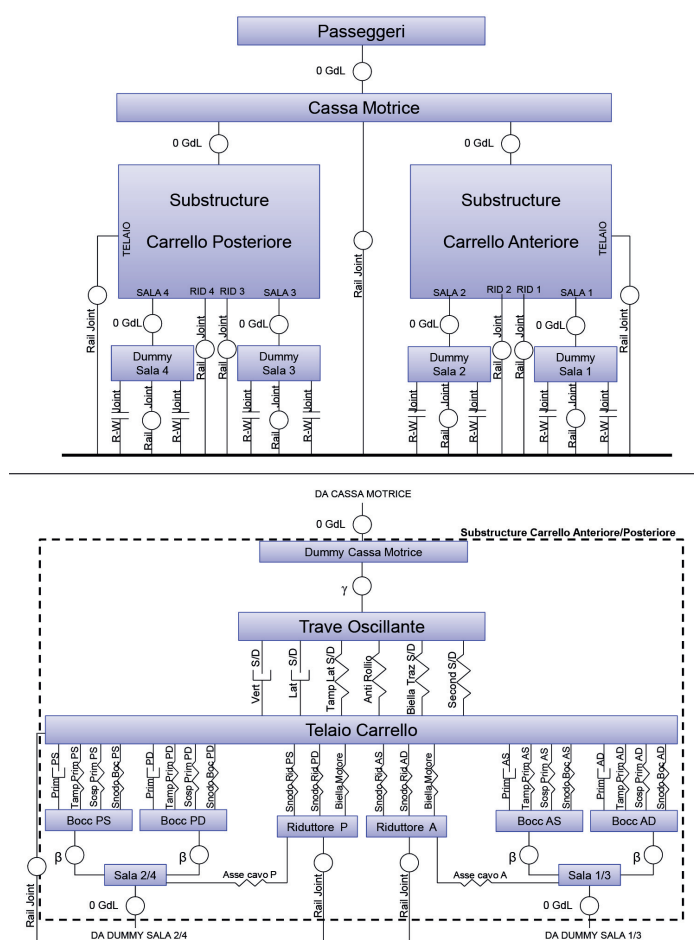


Fig. 5 - Schematizzazione grafica dei modelli del veicolo motore (VI-Rail in grigio e Simpack in blu); nonostante gli schemi sembrino diversi (a causa delle peculiarità di schematizzazione di ciascun codice) il modello di veicolo risultante è praticamente lo stesso. *Graphic outline of the motor vehicle models (VI-Rail in grey and Simpack in blue); despite the diagrams seem different (because of the diagram peculiarities of each code) the resulting vehicle model is pretty much the same.*

Tutti i parametri del modello sono modificabili da interfaccia grafica oppure mediante l'esecuzione di stringhe di comando che possono essere salvate in file con estensione *.cmd* (Adams Command File). La creazione dei file *cmd* è molto semplice, in quanto è sufficiente impartire i comandi dall'interfaccia grafica e quindi copiare le istruzioni generate dal programma in un file di testo e salvarlo con estensione *cmd*.

VI-Rail consente inoltre di creare variabili di progetto, denominate *design variable*, a cui è possibile associare qual-

of information deemed necessary (e.g. location, mass, name of body etc.). During the assembly of a complete model, a *communicator* is created in the bogie *template* representing the interface with the carbody.

To connect the bogies to the carbody, as many *communicators* just need to be created in the carbody *template* with the same name. The two bogie subsystems and the carbody subsystem are therefore assembled with each other and constitute the set or model *assembly*.

All model parameters are changeable from the graphical interface or by executing command strings that can be saved in files in *cmd* format (Adams Command File). Creating the *cmd* file is very simple, as commands from the graphical interface just need to be given and then copying of the instructions generated by the programme into a text file and saving it in *cmd* format.

VI-Rail also creates project variables, called *design variable*, which can be associated with any numeric (real or integer) or logical value. Often these variables are associated with a group of elements (e.g. bodies, springs, dampers, etc.) in order to modify the features or exclude them without having to modify the entire starting plan (*template*). In this way, the reference model is always unique and different vehicle configurations are controlled through command files.

2.2.2. Modelling in Simpack

Similarly to those subsystems present in VI-Rail, *substructures* can be created in Simpack and can be repeated several times within the complete model, modifying the longitudinal positioning abscissa; fictitious bodies called dummy bodies carry out the connecting function of substructures. The latter are in fact additional bodies, to which infinitesimal inertial properties are attributed so as not to alter the behaviour of the complete system. During the creation of the main model, the connection points (*markers*) of *dummy bodies* must be redefined, connecting them to the elements present in the complete model.

The connecting elements between the various constituent bodies of the Simpack model have characteristics

siasi valore numerico (reale o intero) o logico. Spesso queste variabili vengono associate ad un gruppo di elementi (es. corpi, molle, smorzatori ecc.) al fine di modificarne le caratteristiche od escluderle senza dover modificare l'intero schema di partenza (*template*). In questo modo, il modello di riferimento è sempre unico e le diverse configurazioni del veicolo sono gestite tramite i file di comando.

2.2.2. La modellazione in Simpack

Analogamente ai sottosistemi presenti in VI-Rail, in ambiente Simpack si possono creare delle *substructures* che possono essere ripetute più volte all'interno del modello completo, modificandone l'ascissa di posizionamento longitudinale; la funzione di collegamento delle sottostrutture è svolta da corpi fittizi detti *dummy bodies*. Questi ultimi sono di fatto corpi aggiuntivi, a cui vengono attribuite proprietà inerziali infinitesime in modo da non alterare il comportamento del sistema completo. In fase di creazione del modello principale i punti di collegamento (*marker*) dei *dummy bodies* devono essere ridefiniti, collegandoli agli elementi presenti nel modello completo.

Gli elementi di collegamento tra i vari corpi costituenti il modello Simpack hanno caratteristiche del tutto equivalenti a quelle descritte al paragrafo precedente.

Poiché nella modellazione di Simpack ad ogni corpo deve corrispondere un vincolo (*joint*) con gli altri corpi (o con la terra), per quei corpi non rigidamente vincolati agli altri è necessario introdurre un vincolo fittizio di "tipo ferroviario" che collega il corpo stesso al tracciato. Ad esempio, il telaio del carrello deve necessariamente avere questo tipo di vincolo con la terra (denominata *Isys*), mentre la trave oscillante ha un vincolo con un solo grado di libertà (quello rotazionale intorno all'asse verticale) con la cassa. In fig. 5 è riportata la topologia del modello, in cui sono visibili i vincoli di tipo ferroviario di cassa, telai dei carrelli, assili e motoriduttori. Per quanto riguarda invece le traverse oscillanti, queste sono vincolate tramite giunto di rivoluzione ad asse verticale ai corpi fittizi, i quali, a loro volta sono rigidamente collegati alla sottostruttura della cassa. Infine, le boccole sono collegate al telaio del carrello mediante un giunto di rivoluzione ad asse trasversale (β).

Se il modello viene creato per mezzo di opportune variabili (*substitution variable*), queste sono tutte accessibili da un file di testo il quale viene letto all'apertura del modello e che può essere generato per comodità da un foglio excel. Diverse configurazioni di veicolo (tara, pieno carico, sospensioni gonfie/sgonfie ecc...) sono gestite modificando i parametri e memorizzando differenti modelli.

2.3. Modelli di contatto ruota-rotaia

I modelli utilizzati per il contatto ruota-rotaia sono diversi nei due codici presi a riferimento.

In ambiente VI-Rail è possibile scegliere tra due differenti tipi di contatto ruota-rotaia identificati dai suffissi "*tab*" (tabular) e "*gen*" (general):

altogether equivalent to those described in the previous paragraph.

Since each body, in Simpack modelling, must be connected through a constraint (*joint*) with other bodies (or with the ground), for those bodies not rigidly constrained to others, it is necessary to introduce a dummy "rail-type" constraint that connects them to the ground. For example, the bogie frame must necessarily have this kind of constraint with the ground (called *Isys*), while the bolster beam has a constraint with a single degree of freedom (rotation around the vertical axis) with the carbody. Figure 5 shows the topology of the model, in which are visible the rail-type constraints of the carbody, bogie frames, axles and gearbox motors. The oscillating girders are constrained through a revolution coupling with vertical axis to the dummy bodies, that are rigidly connected to the carbody substructure. Finally, the axleboxes are connected to the bogie frame through a revolution joint with transversal axis (β).

If the model is created by means of appropriate variables (*substitution variable*), these are all accessible from a text file which is read at the opening of the model and it can be created for convenience from an excel spreadsheet. Different vehicle configurations (tare, full load, inflated/deflated suspensions etc.) are managed by changing the value of substitution variables and saving different models.

2.3. Models of wheel-rail contact

The models used for wheel-rail contact are different in the two codes taken as reference.

In VI-Rail environment it is possible to choose between two different types of wheel-rail contact identified by the suffixes "*tab*" (tabular) and "*gen*" (general):

In the first case, the contact is managed through the contact element "*tab*" based on the use of pre-calculated tables to define kinematics, difference of rolling radii, shape of contact ellipse, contact angle, etc. These sizes are all parameterised according to lateral displacement of the wheelset. This approach is valid for lateral displacement of the wheelset inside the wheelset-track clearance.

In case of "*gen*" contact type, the code is able to manage the calculation of contact points automatically, even if these are multiples. This model is the most general possible of exactly two bodies, wheel and rail, coming into contact with each other. The calculation of contact forces is divided into [4]:

- calculation of the contact line on the wheel profile;
- calculation of the geometry of the contact area;
- calculation of normal force on the contact area according to the Hertzian theory;
- calculation of contact forces and creepages according to the theory of J. J. KALKER [15], [16].

In case of "*gen*" contact type, the contact points can occur in any area of the wheel and rail profile, and the ap-

1. Nel primo caso il contatto viene gestito attraverso l'elemento di contatto "tab" basato sull'utilizzo di tabelle pre-calcolate per la definizione della cinematica, differenza dei raggi di rotolamento, forma dell'ellisse di contatto, angolo di contatto ecc. Queste grandezze vengono tutte parametrizzate in funzione dello spostamento laterale della sala. Tale approccio risulta valido per spostamenti laterali della sala all'interno del gioco sala-binario.

2. Nel caso invece di contatto di tipo "gen", il codice è in grado di gestire il calcolo dei punti di contatto in modo automatico, anche nel caso in cui questi siano multipli. Tale modello risulta quello più generale possibile proprio di due corpi, ruota e rotaia, che entrano in contatto fra loro. Il calcolo delle forze di contatto si suddivide in [4]:

- calcolo della linea di contatto sul profilo della ruota;
- calcolo della geometria dell'area d'impronta;
- calcolo della forza normale all'area d'impronta in accordo alla teoria Hertziana;
- calcolo degli pseudoslittamenti e delle forze di scorrimento secondo la teoria di J.J. KALKER [15], [16].

Nel caso di contatto di tipo "gen" i punti di contatto possono generarsi in qualunque zona del profilo di ruota e rotaia e l'approccio per il calcolo delle forze di contatto è lo stesso per tutti i punti. In virtù di tale generalità di approccio, il codice è in grado di gestire autonomamente qualunque tipo di accoppiamento ruota-rotaia, senza richiedere all'utente alcun parametro aggiuntivo, come ad esempio la suddivisione geometrica tra bordino e tavola di rotolamento, di difficile e non univoca individuazione specialmente nel caso di profili usurati. Tali informazioni sono invece richieste dal codice Simpack, come si vedrà in seguito.

Al fine di evitare un eccessivo numero di terne di identificazione delle forze e degli stati nei punti di contatto (denominate "contact request"), è stato impostato un limite di tre terne per ciascun accoppiamento ruota-rotaia. Tale limite può comunque essere modificato agendo su un opportuno parametro di configurazione.

In ambiente Simpack invece, il calcolo delle forze di contatto ruota-rotaia avviene secondo 3 step successivi:

- ricerca del punto di contatto;
- determinazione della forza normale al contatto;
- calcolo forze tangenziali al contatto (secondo la teoria di J.J. KALKER [15], [16] sulla base di una distribuzione delle pressioni di contatto su un'impronta ellittica).

Il tipo di contatto utilizzato nella simulazione viene determinato effettuando tutte le scelte previste nei seguenti punti 1, 2 e 3. Ovviamente alcune scelte effettuate nei primi passaggi vincolano le opzioni possibili nei punti successivi.

1. Contatto fra corpi elastici tridimensionali deformabili, su singolo punto ("one point contact") o su più pun-

toch per the calculation of contact forces is the same for all points. Under this general approach, the code is able to manage any type of wheel-rail coupling, without requesting the user for any additional parameter, such as geometric subdivision between wheel flange and rolling surface, a difficult and non-unique identification especially in case of worn profiles. This information is required by the Simpack code instead, as it will be seen later.

In order to avoid an excessive number of triads for the identification of forces and states at the contact points (called "contact request") a limit of three shortlists for each wheel-rail coupling was set. This limit can however be changed by operating on an appropriate configuration parameter.

On the other hand, in Simpack environment, the calculation of the wheel-rail contact forces is done according to 3 subsequent steps:

- research of the contact point;
- determination of normal contact force;
- tangential forces calculation at contact (according to the theory of J.J. KALKER [15], [16] on the basis of a distribution of contact pressures on an elliptical path).

The type of contact used in the simulation is determined by making all of the choices provided in points 1, 2 and 3. Obviously some choices made in the first steps are binding on the possible options in the following points.

1. Contact between deformable three-dimensional elastic bodies, on single-point ("one-point contact") or on more contact points ("multipoint contact"). In the first case the generation of a single point of contact is allowed, considered as virtual contact area between wheel and rail. In the case of multiple contact, the wheel profile is divided into three areas (rolling surface, internal and external wheel flange) as shown in fig. 6.
2. Constrained contact type, *constraint contact* or elastic type *elastic contact*:- In the first case, the contact is achieved through appropriate elements, *constraint elements*, positioned for each wheel between the triad that identifies the location of the contact on the wheel "wheel contact marker" and the triad that identifies the location of the contact on the rail "rail contact marker".

These factors hinder the relative motion between wheel and rail along the normal at the tangent plane in the point of contact, thereby preventing both the penetration and the detachment between wheel and rail. As a result a kinematic constraint between the wheelset and the track is achieved in fact inhibiting two degrees of freedom for each wheel set, i.e. vertical displacement and rolling. For this reason, in the case of "constraint contact", each wheelset has only four degrees of freedom with respect to the track, i.e. the

ti di contatto ("multipoint contact"). Nel primo caso è ammessa la generazione di un unico punto di contatto, considerato come impronta di contatto virtuale tra ruota e rotaia. Nel caso invece di contatto multiplo il profilo della ruota viene suddiviso in tre zone (tavola di rotolamento, bordino lato interno e bordino lato esterno) come riportato nella fig. 6.

2. Contatto di tipo vincolato, *constraint contact* o di tipo elastico *elastic contact*: Nel primo caso il contatto è realizzato mediante opportuni elementi, *constraint elements*, posizionati per ciascuna ruota tra la terna che identifica la posizione del contatto sulla ruota "wheel contact marker" e la terna che identifica la posizione del contatto sulla rotaia "rail contact marker". Tali elementi impediscono il moto relativo tra ruota e rotaia lungo la normale al piano tangente nel punto di contatto, quindi impediscono sia la penetrazione che il distacco tra ruota e rotaia. Come risultato si realizza un vincolo cinematico tra sala e binario inibendo di fatto due gradi di libertà ad ogni sala, ovvero lo spostamento verticale e il rollio. Per questo motivo, nel caso di "constraint contact", ogni sala possiede solamente quattro gradi di libertà rispetto al binario, ovvero l'ascissa curvilinea lungo il tracciato, la rotazione attorno all'asse trasversale, lo spostamento laterale e la rotazione intorno all'asse verticale. Nel caso di *constraint contact*, la forza normale scambiata tra ruota e rotaia coincide con la reazione vincolare restituita dai "constraint elements". - Nel caso di contatto di tipo elastico *elastic contact* la compenetrazione tra sala e binario è ammessa e viene gestita attraverso un opportuno elemento forza costituito da un elemento molla-smorzatore in parallelo agente in un'unica direzione. Tale elemento forza è caratterizzato da una caratteristica di rigidità e smorzamento molto elevate. In questo modo la forza normale scambiata tra ruota e rotaia coincide con la forza generata dall'elemento molla-smorzatore rendendo quindi possibile simulare l'arrampicamento ruota e quindi anche l'eventuale svio della sala.
3. Metodo di calcolo passo-passo della geometria di contatto e dei parametri delle forze di contatto tra ruota e rotaia, chiamato "online evaluation" oppure attraverso matrici pre-calcolate per la definizione della cinematica, ossia "table evaluation". Nel primo caso viene risolto a ciascun passo d'integrazione il problema del contatto per ogni coppia ruota-rotaia, mentre nel secondo caso, l'impiego di matrici pre-impostate consente una notevole riduzione del tempo di calcolo a scapito di una minore esattezza dei risultati.

Si precisa che, nel caso di contatto multiplo, il punto di contatto nella zona del bordino viene gestito attraverso il metodo passo-passo mentre nella zona della tavola di rotolamento il codice ammette solamente l'impiego delle tabelle pre-calcolate. Proprio per tale differenza di approccio, nel caso di contatto multiplo ("multipoint contact") è richiesto all'utente di definire il confine tra bordi-

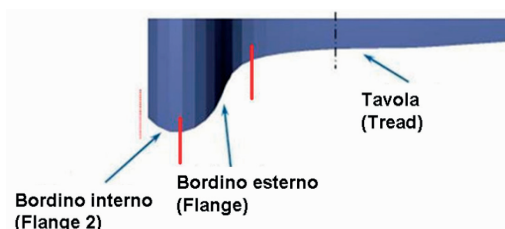


Fig. 6 - Sezioni del profilo della ruota da impostare nel codice Simpack. Wheel profile sections to be set in the Simpack code.

curvilinear abscissa along the track, rotation around the transversal axis, lateral displacement and rotation around the vertical axis. In the case of *constraint contact*, the normal force exchanged between wheel and rail coincides with the constraint reaction returned from the "constraint elements".

In case of elastic type contact *elastic contact* the interpenetration between wheelset and track is permitted and is managed through an appropriate force element consisting of a parallel spring-damper element operating in one direction only. This force element is characterised by a very high stiffness and damping characteristic. In this way the normal force exchanged between wheel and rail coincides with the force generated by the spring-damper element making it possible to simulate a wheel lift and therefore also any derailment of the wheelset.

3. Step-by-step calculation method of the contact geometry and of the contact force parameters between wheel and rail, called "online evaluation" or by means of pre-computed matrices to define kinematics, namely "table evaluation". In the first case, the contact problem for each wheel-rail couple is solved in each integration step while in the second case, the use of pre-set matrices allows a remarkable reduction of calculation time at the expense of a minor accuracy of the results.

It should be noted that, in the case of multiple contacts, the contact point in the wheel flange area is managed through the step-by-step method, while in the rolling surface area the code only allows the use of pre-computed tables. Because of this difference in approach, in the case of multiple contact ("multipoint contact") the user is asked to define the boundary between the external wheel flange and the surface and between the inner and outer wheel flange, for any type of wheel profile (fig. 6).

In general, the contact management through pre-computed tables provides a sufficiently well approximated result and is therefore convenient for analysis in the straight track, in which relative displacements between wheelset and track is kept down. In the case of cornering simulations, especially for small radii, it is preferable to

no esterno e tavola e tra bordino interno ed esterno, per qualunque tipo di profilo ruota (fig. 6).

In generale, la gestione del contatto attraverso tabelle pre-calcolate fornisce un risultato sufficientemente ben approssimato ed è dunque conveniente nel caso di analisi in rettilineo, nelle quali gli spostamenti relativi tra sala e binario rimangono contenuti. Nel caso invece di simulazioni in curva, specialmente per piccoli raggi, è preferibile evitare l'impiego di tale metodo di calcolo, poiché gli spostamenti laterali relativi tra sala e binario sono maggiori portando alla condizione di contatto su più punti.

Per il modello analizzato, l'impiego di un contatto multiplo senza tabelle pre-calcolate, raddoppia all'incirca per entrambi i codici i tempi di calcolo. Ad esempio, in VI-Rail, una simulazione di durata 30 secondi del veicolo marciante a velocità costante lungo un binario rettilineo richiede un tempo d'integrazione di circa 3 minuti nel caso di contatto di tipo "tab", mentre richiede circa 5 minuti e mezzo nel caso di contatto di tipo "gen". Tempi di calcolo analoghi sono stati riscontrati in ambiente Simpack impiegando i metodi "online evaluation" e "table evaluation".

Un altro parametro molto importante per la definizione delle forze di contatto è il coefficiente di attrito ruota-rotaia. Il suo valore può essere impostato manualmente sia per VI-Rail che per Simpack. Per entrambi i modelli di calcolo è stato impiegato un coefficiente d'attrito massimo pari a 0,4. Si noti che questo è un parametro che influenza grandemente i risultati, soprattutto in campo non lineare, per la marcia in curva e, a seconda dell'ambiente di simulazione, può assumere valori tra 0,1-0,15 (in presenza di acqua o film d'olio) fino a 0,6 - 0,7 (ambiente secco, temperatura elevata).

2.4. Profili e accoppiamento ruota-rotaia

In entrambi i codici sono presenti diverse funzioni per analizzare l'accoppiamento tra sala e binario e quindi visualizzare l'andamento dei parametri più significativi del contatto, quali ad esempio la conicità equivalente, la variazione del raggio di rotolamento e la tangente dell'angolo di contatto su ciascuna ruota, al variare dello spostamento laterale della sala (fig. 7).

In tale analisi viene considerata la deformazione dei due corpi a contatto (supposto di tipo hertziano) dovuta al peso statico del veicolo risalendo sia all'andamento dei coefficienti di KALKER [15] [16] che a quello dei semiassi maggiore e minore dell'area ellittica di contatto in funzione dello spostamento laterale della sala (variabile y). Confrontando i grafici riportati in fig. 7 ottenuti dall'accoppiamento tra il profilo di binario UIC60 (posato con angolo 1 a 20) e ruota S1002, si nota una sostanziale equivalenza fra i due codici nei valori di differenza di raggio ruota $R(y)$ e di conicità equivalente λ .

Combinando opportunamente i profili presenti nelle librerie è possibile ricreare accoppiamenti con valori di conicità equivalente diversa, che possono risultare utili in sostituzione dei profili usurati reali, i cui rilievi non sem-

avoid using this method of calculation, since relative lateral displacements between wheelset and track are greater, leading to a contact condition on multiple points.

For the analysed model, using multiple contact without pre-computed tables, roughly doubles calculation times for both codes. For example, in VI-Rail, a 30-second duration simulation of a vehicle running at constant speed along a straight track requires an integration time of about 3 minutes in the case of "tab" type contact, and requires about 5 and a half minutes in the case of "gen" type contact. Similar calculation times were found in the Simpack environment using "online evaluation" methods and "table evaluation".

Another important parameter for defining contact forces is the wheel-rail coefficient of friction. Its value can be set manually both for VI-Rail and for Simpack. For both models of calculation a friction coefficient of up to 0.4 was used. It should be noted that this is a parameter that greatly influences the results for cornering, especially in non-linear field, and, depending on the simulation environment, it can assume values between 0.1 - 0.15 (in the presence of water or oil film) up to 0.6 - 0.7 (dry environment, high temperature).

2.4. Wheel-rail profiles and coupling

There are different functions in both codes for the analysis of wheelset-rail coupling and therefore to view the most significant contact parameters, such as equivalent conicity, the variation of the rolling radius and the tangent of the contact angle on each wheel, as the lateral displacement varies (fig. 7).

In this analysis, the deformation of the two bodies in contact is considered (Hertzian type assumption) due to the static weight of the vehicle going back both to the evolution of the Kalker coefficients [15] [16] and to that of main and secondary semi-axes of the elliptical contact area depending on the lateral displacement of the wheelset (variable y). By comparing the graphs shown in fig. 7, obtained by coupling between UIC60 track (laid with a 1/20 cant) and S1002 wheel profile, a substantial equivalence can be observed between the two codes in the wheel radius values difference $R(y)$ and equivalent conicity (λ).

Combining appropriately the profiles present in the libraries, couplings can be recreated with different equivalent conicity values, which can be useful as replacement for real worn profiles, whose findings are not always available. For example, coupling a wheelset with a new S1002 type wheel profile with UIC60 rail laid with a 1/40 cant, a conicity of approximately 0.2 is obtained useful to recreate broad characteristics of an averagely worn wheel-rail coupling. A further influence parameter of the equivalent conicity value is the track gauge, which is also modifiable.

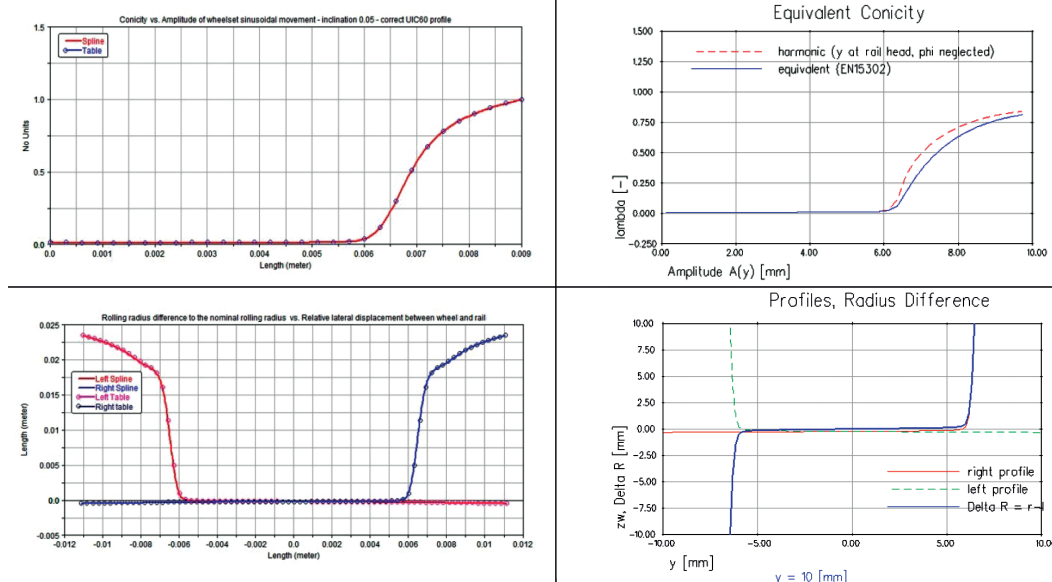


Fig. 7 - Profili UIC60 e S1002 nuovi. Andamento della conicità equivalente (in alto) e della differenza dei diametri di rotolamento (in basso) calcolati con VI-Rail (a sinistra) e con Simpack (a destra) in funzione dello spostamento laterale della sala. Per tutte le simulazioni effettuate il modello di contatto ruota/rotaia è costruito con profili ruota S1002 e rotaia UIC 60 con posa 1 su 20. *New UIC60 and S1002 profiles. Equivalent conicity trend (top) and of the difference of rolling diameters (bottom) calculated with VI-Rail (left) and with Simpack (right) depending on the lateral displacement of the wheel set. For all simulations performed, the wheel/rail contact model is built with S1002 wheel and UIC 60 rail profiles with laying 1/20.*

pre sono disponibili. Ad esempio, accoppiando una sala con profilo ruota nuovo di tipo S1002 con un binario UIC60 posato con angolo 1 a 40 si ottiene una conicità pari a circa 0.2 utile a ricreare le caratteristiche di massima di un accoppiamento ruota-rotaia mediamente usurato. Un ulteriore parametro d'influenza sul valore di conicità equivalente è lo scartamento del binario, anch'esso modificabile.

3. Calcolo dell'equilibrio statico e verifica di plausibilità del modello

Prima di eseguire le analisi sul modello è necessario effettuare alcune operazioni preliminari. Queste consistono anzitutto nella definizione della posizione iniziale dei corpi costituenti il modello, in base al calcolo dell'equilibrio statico, e successivamente nella verifica di plausibilità del modello stesso.

Il calcolo dell'equilibrio statico è un'operazione talvolta complessa e risulta indispensabile per attribuire i corretti *precarichi* agli elementi elastici. Nel veicolo ferroviario, per passare dalla configurazione di tara a quella di carico massimo occorre tener presente i seguenti aspetti:

- le sospensioni primarie si abbassano di una quantità proporzionale alla variazione di carico corrispondente;

3. Calculation of static equilibrium and model plausibility verification

Before running the analyses on the model, some preliminary tasks must be performed. These consist firstly in defining the starting position of the bodies constituting the model, based on the calculation of static equilibrium, and subsequently in the plausibility check of the model itself.

Calculation of static equilibrium is sometimes complex and is essential to give the correct *preloads* to elastic elements. In the railway vehicle, the following points should be borne in mind to switch from the tare configuration to the maximum load one:

- primary suspensions are lowered by an amount proportional to the corresponding load variation;
- in the case of secondary air suspensions provided with levelling valves, passing from the tare configuration to the maximum load one, these increase the internal pressure and maintain their height. In this case, due to the increased pressure inside the membrane, the stiffness of the secondary suspensions also increases.

Therefore, passing from tare to maximum load, the floor of the coach lowers due to the compression of primary suspensions, while the secondary ones maintain their height equal to the tare configuration.

- nel caso di sospensioni secondarie ad aria provviste di valvole livellatrici, passando dalla configurazione di tara a quella di carico massimo, queste aumentano la pressione interna di una quantità tale da mantenere la propria altezza. In questo caso, data la maggiore pressione all'interno della membrana, aumenta anche la rigidità delle sospensioni secondarie stesse.

Pertanto, passando da tara a carico massimo il piano di calpestio della carrozza si abbassa in seguito allo schiacciamento delle sole primarie, mentre le secondarie mantengono la propria altezza pari alla configurazione di tara.

Per quanto riguarda la verifica di plausibilità, il test più immediato è il confronto dei risultati dell'analisi modale condotta sia sul modello completo che su modelli di calcolo semplificati e precedentemente validati. Ulteriori test di plausibilità consistono nell'esecuzione di semplici simulazioni sia in rettilineo che in curva a raggio costante, con e senza la presenza di irregolarità di binario, in cui si verifica l'assenza di oscillazioni non smorzate, le simmetrie di distribuzione delle masse e dei valori di carico gravanti sulle sospensioni e tra ruota e rotaia.

3.1. Equilibrio statico per VI-Rail

In ambiente VI-Rail la procedura per l'ottenimento della configurazione di partenza (ossia quella all'istante $t=0$ della simulazione) viene eseguita in due passi successivi: il primo è il calcolo dei precarichi da assegnare agli elementi elastici e il secondo consiste nel calcolo dell'equilibrio statico, che viene eseguito automaticamente all'inizio di ogni simulazione. L'impiego di questi due strumenti è determinante per una corretta impostazione dell'analisi.

Durante la procedura di calcolo dei precarichi, per ciascun elemento elastico viene introdotta, come artificio di calcolo, una rigidità temporanea molto elevata (dell'ordine di 10^9 N/m) e viene calcolato l'equilibrio statico del sistema. I valori di forza così ottenuti corrispondono ai precarichi e vengono compilati in un file con estensione ".pre". Il valore elevato di rigidità è tale da mantenere le terne di riferimento degli elementi elastici nelle stesse posizioni in modo da mantenere inalterata la configurazione iniziale, ovvero quella di progetto.

Nel calcolo dell'equilibrio statico sono invece ammesse variazioni di quota dei corpi, con relative compressioni e/o allungamenti degli elementi elastici di collegamento. Per ciascuno di tali elementi elastici vengono estratti i valori di P_0 e L_0 necessari al raggiungimento dell'equilibrio. Tali valori vengono in seguito inseriti nella caratteristica per identificare il punto di linearizzazione.

Un esempio applicativo delle funzionalità appena esposte è il caso di analisi lineare in presenza di un elemento elastico non lineare, in cui è necessario che la linearizzazione venga eseguita nell'intorno del punto di lavoro sulla curva caratteristica, corrispondente al valore statico di forza applicata. In questa situazione, se si eseguisse il calcolo dei precarichi, il codice gestirebbe il tutto traslando la curva caratteristica sul diagramma forza-

Regarding the plausibility check, the most immediate test is the comparison of the results of modal analysis conducted both on the complete model and on the simplified calculation and previously validated models.

Further plausibility tests consist in performing simple simulations both in straight and in constant radius curve, with and without the presence of track irregularity in which it can be verified the absence of non-damped oscillations, the symmetrical distribution of masses and the load values on suspensions and between wheel and rail.

3.1. Static equilibrium for VI-Rail

In VI-Rail environment, the procedure for obtaining the initial configuration (i.e. at the moment $t = 0$ of simulation) is performed in two subsequent steps: the first is calculating the preload to assign to elastic elements and the second is the calculation of static equilibrium that is automatically performed at the beginning of each simulation. The use of these two instruments is crucial for a correct setting of analysis.

During the preload calculation procedure, a very high temporary stiffness is introduced for each element (in the order of 10^9 N/m) as a calculation artifice for the calculation of static equilibrium. The force values thus obtained correspond to the preload and are written out in a file in ".pre" format. The high value of stiffness is such as to maintain the reference triads of the elastic elements in the same positions, in order to maintain the initial configuration unchanged, i.e. the design configuration.

In the calculation of static equilibrium, variations in height of bodies are permitted, with their compressions and/or extension of elastic connecting elements.

For each of these elastic elements it is calculated the P_0 and L_0 values in order to achieve the equilibrium configuration. These values are then introduced in the characteristic to identify the linearization point.

An application example of the functionalities above explained, is the case of linear analysis in a nonlinear elastic element, where it is necessary that linearization is performed around the working point on the characteristic curve, corresponding to the static value of the applied force. In this situation, if we had to calculate the preloads, the code would handle all translating the characteristic curve on the force-displacement diagram of an amount equal to P_0 and L_0 corresponding to the preload values just obtained. As a result the operating point coincides with the origin point of the characteristic and not with the real one, leading to an incorrect setting of the analysis.

Therefore, in presence of elastic elements with nonlinear characteristic, it is necessary to exclude them from the preload calculation, allowing the achievement of the operating points (P_0 and L_0) in the next phase of static equilibrium calculation, that the code runs automatically before every simulation.

spostamento di quantità pari a P_0 e L_0 corrispondenti ai valori di precarico appena ricavati. Come risultato si avrebbe che il punto di lavoro coincide con il punto di origine della caratteristica e non a quello reale, comportando un'impostazione errata dell'analisi.

In presenza di elementi elastici con caratteristica non lineare è dunque necessario escludere questi ultimi dal calcolo dei precarichi, consentendo il raggiungimento del punto di lavoro (P_0 e L_0) nella fase successiva di calcolo dell'equilibrio statico che il codice esegue automaticamente prima di ciascuna simulazione.

3.2. Equilibrio statico per Simpack

Per ottenere la configurazione di equilibrio statico in ambiente Simpack, si fa riferimento alle funzioni di calcolo denominate "*Nominal Force*" e "*Static Equilibrium*". Con la prima funzione è possibile calcolare la forza di precarico da attribuire ai *Force Elements* (o elementi elastici) tale da mantenere le due terne di estremità nella posizione originale. In accordo alla teoria dei sistemi multibody [17] [18], ciascun elemento elastico è caratterizzato da due terne di riferimento posizionate alle estremità e solidali ai corpi messi in collegamento, le cui coordinate nel tempo consentono di identificare gli spostamenti e le velocità relative, le quali, associate ai valori di rigidità e smorzamento, permettono di ricavare la forza scambiata. Nel caso di *Nominal Force*, il sistema si mantiene dunque in configurazione di progetto anche in seguito all'introduzione della forza di gravità.

Nella seconda funzione viene invece permesso al sistema di raggiungere il proprio equilibrio ammettendo variazioni di quota dei corpi, consentendo quindi gli spostamenti delle terne di estremità degli elementi elastici, tali da produrre le forze di precarico necessarie per l'equilibrio. In altre parole, nel caso di calcolo delle *Nominal Force* si suppone che l'altezza di progetto delle molle corrisponda all'altezza di precarico, mentre, nel caso di *Static Equilibrium*, si suppone che l'altezza di progetto delle molle corrisponda alla loro altezza libera.

In ogni caso, prima di effettuare le simulazioni di seguito descritte è necessario verificare che le accelerazioni residue di tutti i corpi che compongono il modello siano trascurabili, nell'ordine di 10^{-7} m/s² o ancora inferiori [3].

4. Analisi modale

In fase di impostazione del progetto o per la verifica della plausibilità del modello "multibody" completo, sono stati implementati modelli di calcolo semplificati. Si postula un sistema a corpi rigidi, completamente simmetrici rispetto al centro del parallelepipedo della cassa, disaccoppiando così i moti verticale – beccheggio – longitudinale dai moti laterale – rollio – srotamento e analizzando, con opportune semplificazioni aggiuntive, alcuni modi di vibrare ritenuti significativi. Nell'esempio che segue sono state scritte solamente le equazioni di moto relative ai gradi di libertà verticali, longitudinali e di beccheggio, enucleando ulteriormente al-

3.2. Static equilibrium for Simpack

To obtain the configuration of static equilibrium in a Simpack environment, the calculation functions are called "*Nominal Force*" and "*Static Equilibrium*". With the first function the preload force attributable to *Force Elements* (or elastic elements) can be calculated so as to keep both reference triads in the original position. According to the theory of multibody systems [17] [18], each elastic element is characterised by two reference triads placed at the ends and connected with the bodies, whose coordinates over time allow the identification of the relative velocities and displacements, that associated with the stiffness and damping values, allow to obtain the force exchanged. In the case of *Nominal Force*, the system remains in the design configuration even following to the introduction of the force of gravity.

The second function allows the system to reach its equilibrium admitting altitude variations of the bodies, thereby allowing the movements of triads of the elastic elements ends, such as to produce the necessary preload force for balance. In other words, in case of calculation of the *Nominal Forces*, it is assumed that the project height of the springs corresponds to the preload height, while, in the case of *Static Equilibrium*, it is assumed that the project height of the springs corresponds to their free height.

In any case, before carrying out the simulations described below, it is necessary to ensure that the residual acceleration of all bodies that make up the model are negligible, in the order of 10^{-7} m/s² or even less [3].

4. Modal analysis

Simplified calculation models were implemented while setting up the project or checking the plausibility of the complete "multibody" model. A system of rigid bodies is postulated, completely symmetrical in relation to the centre of the carbody block, decoupling in this way the vertical – pitching – longitudinal motions from lateral – rolling – hunting motions, and analysing the significant vibration modes with appropriate additional simplifications. In the following example, only the equations of motion relating to degrees of freedom in vertical, longitudinal and pitching directions have been written, focusing the attention to several vibration modes. From the computation of the eigenvalues, it is possible to extract the fundamental eigenfrequencies to be compared with those extracted from more complex models.

Figures 8 and 9 and Table 4 show two of the simplified models normally used for validation as well as the values of the calculated frequencies:

- in the first, the vertical, longitudinal and pitching degrees of freedom of the simply sprung masses inhibiting the vertical displacement of the doubly sprung masses are introduced, fig. 8;
- the second model instead is composed of a double oscil-

cuni modi. Dal calcolo degli autovalori, è possibile estrarre le frequenze proprie fondamentali da confrontare con quelle estratte dai modelli più complessi.

Nelle figg. 8 e 9 e in tabella 4 si riportano due tra i modelli semplificati normalmente utilizzati per la validazione e i valori delle frequenze proprie calcolate:

- nel primo sono introdotti i gradi di libertà verticali, longitudinali e di beccheggio delle masse semplicemente sospese inibendo lo spostamento verticale delle masse doppiamente sospese, fig. 8;
- il secondo modello è invece costituito da un doppio oscillatore nel quale si considerano i gradi di libertà verticali delle masse semplicemente e doppiamente sospese, fig. 9.

Oltre alla verifica di plausibilità, l'estrazione delle frequenze proprie del modello "multibody" consente di valutare da subito eventuali risonanze fra le eccitazioni su lunghezze d'onda potenzialmente critiche e le frequenze proprie del modello; ciò è valutato sui diagrammi frequenza-velocità, in cui vengono rappresentate anche le principali eccitazioni a cui il veicolo è soggetto in funzione della velocità di avanzamento. In particolare, nelle figg. 10 e 11 vengono rappresentate le frequenze di eccitazione dovute ad una irregolarità verticale di binario di lunghezza d'onda pari al passo del carrello, al doppio di questo, all'interperno e al doppio di questo, che crescono in proporzione alla velocità di avanzamento (linee oblique) confrontate con le frequenze proprie precedentemente calcolate e le prime due frequenze flessionali di cassa estratte dal modello a elementi finiti (linee verticali).

Lo scopo di tale rappresentazione è l'identificazione delle velocità alle quali le frequenze delle forzanti esterne intercettano le frequenze proprie e strutturali del veicolo.

In fig. 10 sono state considerate le irregolarità del binario, in particolare quelle con lunghezza d'onda pari al

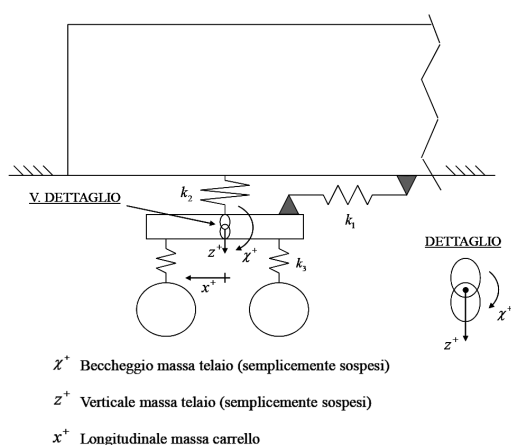


Fig. 8 - Modello semplificato a 3 g.d.l. 3 DOF simplified model.

lavoro in which the vertical degrees of freedom of the masses simply and doubly sprung are considered, fig. 9.

In addition to the plausibility checks, the extraction of the "multibody" model eigenfrequencies immediately evaluates any resonances among excitations on potentially critical wavelengths and frequencies of the model; this is evaluated on frequency-speed diagrams, in which the main excitations to which the vehicle is subjected are also represented as a function of the speed. In particular, in figures 10 and 11 the excitation frequencies due to the vertical irregularity of track are represented with a wavelength equal to the wheelbase of the bogie, to twice of this, to the pivot pitch and to twice of this, increasing in proportion to the forward speed (oblique lines) compared to the previously calculated frequencies and the first two bending frequencies of the carbody extracted from the finite element model (vertical lines).

The purpose of this representation is the identification of the speed at which frequencies of external forcings intercept the vehicle's structural frequencies.

In fig. 10 track irregularities are considered, especially those with a wavelength equal to the wheelbase of the bogie and of the pivot pitch (responsible for the excitation of vertical modes of the bogie and carbody respectively) and those with wavelength equal to twice the wheelbase and pivot pitch (responsible for the excitation of pitching modes of the bogie and carbody, respectively). In fig. 11 instead, wheel irregularities were considered and then the frequencies 1 x round (due to an eccentricity or to a "flanging phenomenon" occurred during braking) and 2 x round (due to an ovalization).

4.1. Modal analysis of the complete model

Modal analysis identifies eigenfrequencies and associ-

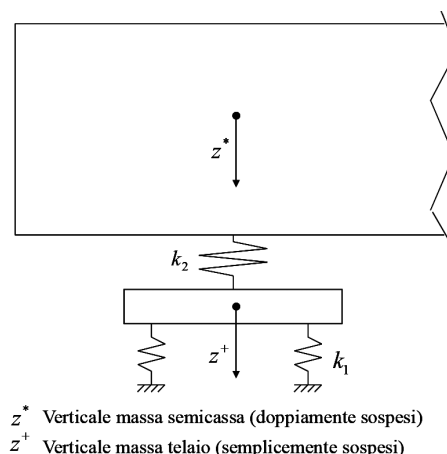


Fig. 9 - Modello semplificato a 2 g.d.l. 2 DOF simplified model.

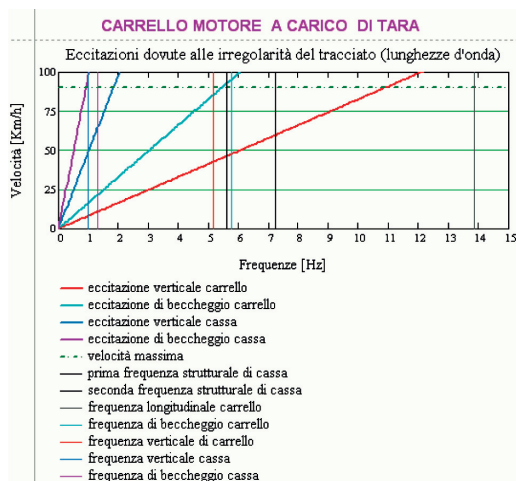


Fig. 10 - Frequenze di eccitazione dovute alle lunghezze d'onda del binario in funzione della velocità di avanzamento del veicolo. *Excitation frequencies due to the wavelengths of the track as a function of the forward speed of the vehicle.*

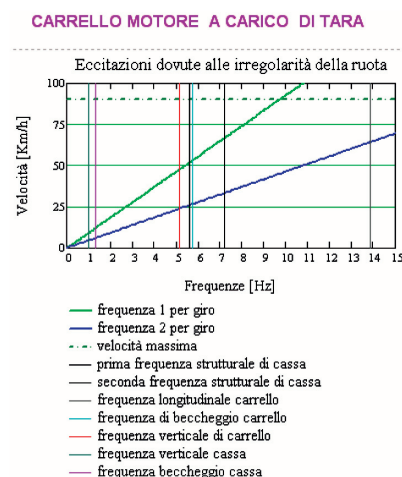


Fig. 11 - Frequenze di eccitazione dovute alle irregolarità della ruota in funzione della velocità di avanzamento del veicolo. *Excitation frequencies due to the irregularity of the wheel according to the forward speed of the vehicle.*

passo del carrello e all'interperno (responsabili dell'eccitazione dei modi verticali rispettivamente di carrello e cassa) e quelle con lunghezza d'onda pari al doppio del passo e dell'interperno (responsabili dell'eccitazione dei modi di beccheggio rispettivamente di carrello e cassa). In fig. 11 invece, sono state considerate le irregolarità della ruota, quindi le frequenze 1x giro (dovute ad un'eccentricità o ad un "piatto" occorso durante una frenatura) e 2x giro (dovute ad un'ovalizzazione).

4.1. Analisi modale del modello completo

L'analisi modale consente di identificare le frequenze proprie e gli smorzamenti associati ai modi principali di vibrare del veicolo. L'analisi degli autovalori viene effettuata per definizione su un modello linearizzato del veicolo [17]. Solo in particolari casi di veicoli dalle caratteristiche fortemente non lineari può essere utile la ricerca dei modi di vibrare mediante una simulazione nel tempo in cui vengono introdotte opportune forzanti. In altri casi può essere utile eseguire l'analisi modale a sale vincolate, ovvero inibendo i gradi di libertà delle sale, al fine di escludere dal calcolo il contributo delle forze di contatto ruota-rotaia.

Di seguito si riportano i risultati dell'analisi modale, in termini di frequenze proprie e smorzamenti associati per i due modelli linearizzati completi del veicolo, a paragone fra loro. Si precisa che lo smorzamento è espresso in termini di smorzamento residuo, definito come rapporto della parte reale (Re) dell'autovalore rispetto al suo modulo:

$$\text{Smorzamento}_{\text{residuo}} = \frac{\text{Re}}{\sqrt{\text{Re}^2 + \text{Im}^2}}$$

ated damping of the main vibration modes of the vehicle. The analysis of eigenvalues is done by definition on a linearized model of the vehicle [17]. Only in special cases of vehicles with strongly nonlinear characteristics it may be useful to research the vibration modes using a simulation over time in which excitations are introduced. In other cases it may be useful to run the modal analysis with constrained wheelsets, i.e. inhibiting the degrees of freedom of the wheelsets, in order to exclude the wheel-rail contact forces contribution from the calculation.

Below the results of modal analysis are reported in terms of eigenfrequencies and associated damping for the two complete linearized models of the vehicle, compared with each other. It should be noted that damping is expressed in terms of residual damping, defined as the ratio of the real part (Re) of the eigenvalue in relation to its module:

$$\text{Residual damping} = \frac{\text{Re}}{\sqrt{\text{Re}^2 + \text{Im}^2}}$$

From a numerical point of view, residual damping is equal to the ratio between damping associated to each vibration mode and critical the damping (that is the damping value above which the vibration mode does no longer assume an oscillatory character but an exponential one).

In literature it is referred to the h index, indicating the percentage of damping in relation to the value of critical damping. For systems with one DOF the h index is given by the following ratio:

$$h = \frac{\tau}{\tau_c} [\%]$$

Da un punto di vista numerico, lo smorzamento residuo è equivalente al rapporto fra lo smorzamento associato a ciascun modo di vibrare e lo smorzamento critico (ossia il valore di smorzamento al di sopra del quale il modo di vibrare non assume più carattere oscillatorio ma esponenziale).

In letteratura viene definito l'indice h , indicante la percentuale di smorzamento in relazione al valore di smorzamento critico. Per sistemi ad un g.d.l. l'indice h è dato dal seguente rapporto:

$$h = \frac{r}{r_c} [\%]$$

dove r è lo smorzamento effettivo del sistema e r_c lo smorzamento critico, che a sua volta assume la forma seguente:

$$r_c = 2m\omega_0$$

dove m è la massa del corpo oscillante e ω_0 la sua pulsazione propria. A seconda del valore del rapporto h siamo in presenza di un sistema ipercritico ($h > 1$) o di un sistema oscillante smorzato ($h < 1$).

Con riferimento alle tabelle 2 e 3, è stata inserita una colonna contenente le differenze percentuali in un formato tale da evidenziare i valori superiori al 10%. I dati seguenti sono riferiti al veicolo rimorchiato e motrice nella configurazione di ordine di marcia alla velocità di 1 m/s. La dicitura "Masse due volte sospese" è sinonimo di "cassa".

Dal confronto dei valori calcolati da entrambi i codici, si nota come ci sia una sostanziale concordanza dei risultati con differenze trascurabili nell'ordine di qualche punto percentuale. Le uniche differenze apprezzabili riguardano i moti verticali e di beccheggio delle masse semplicemente sospese per il solo veicolo rimorchiato. Da una loro visualizzazione grafica si nota come tali modi tendano ad accoppiarsi e non siano nettamente distinguibili fra loro.

In aggiunta, come si vede dalle tabelle 2 e 3, si tratta di modi a cui è associato un elevato valore di smorzamento, in particolare nel caso dei carrelli portanti (~90%) rispetto a quelli motori (~60%). Ciò è coerente in considerazione del fatto che il carrello motore ha un incremento di massa complessiva di circa il 37% rispetto al portante, dovuto ai gruppi motore-riduttore, mentre le caratteristiche degli smorzatori primari non cambiano⁽¹⁾.

⁽¹⁾ Il motivo che ha portato alla scelta di impiegare smorzatori primari dalla caratteristica così elevata è il seguente. Nella condizione di sospensioni secondarie degradate, il peso della cassa grava interamente sui tamponi interni di elastomero presenti all'interno dei cuscini d'aria. La rigidità di tali elementi (~3600 N/mm nell'intorno dell'altezza statica come si vede dalla fig. 2) risulta essere notevolmente più elevata, addirittura di un ordine di grandezza superiore rispetto a quella delle sospensioni primarie, e ciò fa sì che gli smorzatori primari abbiano un ruolo determinante nello smorzamento dei moti di cassa. Dalle analisi in condizioni di degrado delle secondarie si è verificato che, riducendo lo smorzamento degli ammortizzatori primari si avrebbe un'insufficiente smorzamento globale dei modi verticale e di beccheggio della cassa, con conseguente possibile innesco di moti verticali e di beccheggio della cassa non smorzati e degrado delle prestazioni del veicolo (necessità di riduzione della velocità).

where r is the effective damping of the system and r_c is critical damping, which takes the following form:

$$r_c = 2m\omega_0$$

where m is the mass of the oscillating body and ω_0 its eigenfrequency. Depending on the value of the h ratio we are dealing with a hypercritical system ($h > 1$) or a damped oscillating system ($h < 1$).

With reference to tables 2 and 3, a column containing the percentage differences in a format that highlights the values greater than 10% has been added. The following data refer to the trailer and motor coach in running order at a speed of 1 m/s. The wording "Doubly sprung masses" is synonymous of "carbody".

By comparison of the calculated values from both codes, it can be observed how there is a substantial congruity of the results with negligible differences in the order of a few percent. The only noticeable differences are related to vertical and pitching motions of the simply sprung masses only for the trailer vehicle. From a graphical display of the latter, it can be observed how these modes tend to couple and are not clearly distinguishable from each other.

In addition, as can be seen from tables 2 and 3, these are modes to which a high damping value is associated, in particular in the case of carrying bogies (~ 90%) compared to motor ones (~ 60%). This is consistent in view of the fact that the motor bogie has an increase of total mass of about 37% compared to the trailer one, due to the gearbox-motor groups, while the characteristics of primary dampers do not change⁽¹⁾.

Lastly, table 4 reports the direct comparison between eigenfrequencies calculated on previously illustrated models in the sole configuration of motor coach in running order; that highlights a good overall correspondence.

5. Stability analysis

Calculation of linear stability is performed on a completely linearized model, including the wheel-rail contact

⁽¹⁾ The reason that led to the choice of employing primary dampers with such high characteristic is as follows. In the degraded secondary suspension condition, the weight of the carbody is entirely carried by the internal elastomer buffers present inside the air springs. The stiffness of such elements (~3600 N/mm around the static height as seen in fig. 2) turns out to be considerably higher, even in an order of magnitude higher than that of the primary suspensions, and this causes the primary dampers to have a decisive role in dampening of carbody movements. From the analyses in terms of secondary degradation it occurred that, reducing primary shock absorber damping would result in insufficient global damping of carbody vertical and pitching modes, resulting in possible triggering of vertical and pitching undamped motions of carbody, and degradation of the vehicle performance (need for speed reduction).

TABELLA 2 – TABLE 2

FREQUENZE PROPRIE E SMORZAMENTO ASSOCIATO PER IL VEICOLO RIMORCHIATO IN ORDINE DI MARCIA CON SOSPENSIONI SECONDARIE EFFICIENTI. SI PRECISA CHE, NELLA COLONNA DELLE NOTE DESCRITTIVE DEI MODI, LA DIFFERENZA TRA ROLLIO ALTO E BASSO CONSISTE NEL POSIZIONAMENTO DELL'ASSE LONGITUDINALE DI ROLLIO DELLA CASSA CHE NEL PRIMO CASO È SITUATO POCO SOPRA IL BARICENTRO DELLA CASSA MENTRE NEL SECONDO CASO SI TROVA ALL'ALTEZZA DEL P.D.F. *EIGEN FREQUENCIES AND ASSOCIATED DAMPING FOR A TRAILER VEHICLE IN RUNNING ORDER WITH EFFICIENT SECONDARY SUSPENSIONS. IT SHOULD BE NOTED THAT, IN THE DESCRIPTIVE NOTES COLUMN OF THE MODES, THE DIFFERENCE BETWEEN HIGH AND LOW ROLLING INVOLVES POSITIONING OF THE LONGITUDINAL ROLLING AXIS OF THE CARBODY THAT IN THE FIRST CASE IS SITUATED JUST ABOVE THE CENTRE OF GRAVITY OF THE CARBODY AND IN THE SECOND CASE IT IS SITUATED AT THE HEIGHT OF THE UPPER SURFACE OF THE RAIL*

RIMORCHIATA TARA SS gonfie (v=1 m/s)									
Simulazioni				ADAMS		SIMPACT		DIFFERENZA	
				frequenza	smorzamento	frequenza	smorzamento	frequenze	smorzamenti
Masse	G.d.I.	Nome	Note	f [Hz]	[-]	f [Hz]	[-]	[-]	[-]
Masse due volte sospese (I-S)	X'	Longitudinale	Telai carrelli in fase	15.46	61.80%	15.00	57.90%	3%	6%
	Y'	Laterale	-						
	Z'	Verticale	-	0.93	15.91%	0.93	15.87%	0%	0%
	β'	Beccheggio	-	1.07	16.61%	1.07	16.58%	0%	0%
	φ'	Rollio	basso	0.55	20.67%	0.54	22.22%	1%	7%
			alto	1.47	39.96%	1.52	38.80%	3%	3%
	ψ'	Serpeggio	-	0.97	51.29%	0.98	51.77%	1%	1%
Masse una volta sospesa (I-S)	X*	Longitudinale	Telai carrelli in controfase	14.21	52.69%	13.41	48.41%	6%	8%
	Y*	Laterale	Telai carrelli in fase	16.94	64.91%	16.94	64.90%	0%	0%
			Telai carrelli in contro fase	16.92	64.97%	16.93	64.96%	0%	0%
			Telaio carrello anteriore	1.38	99.29%				
	Z*	Verticale	Telaio carrello posteriore	2.01	98.62%	1.12	99.53%	44%	1%
			Telaio carrello anteriore	1.97	95.43%	2.78	91.11%	29%	5%
			Telaio carrello posteriore	2.42	92.68%	3.07	88.52%	21%	4%
	β^*	Beccheggio	Telai carrelli in fase	8.22	90.57%	8.25	90.23%	0%	0%
			Telai carrelli in contro fase	8.37	90.28%	8.39	89.95%	0%	0%
	φ^*	Rollio	Telai carrelli in fase	15.22	81.05%	15.31	81.12%	1%	0%
			Telai carrelli in contro fase	15.22	81.05%	15.30	81.13%	1%	0%
	ψ^*	Serpeggio	-						

TABELLA 3 – TABLE 3

FREQUENZE PROPRIE E SMORZAMENTO ASSOCIATO PER IL VEICOLO MOTORE IN ORDINE DI MARCIA CON SOSPENSIONI SECONDARIE EFFICIENTI. *EIGEN FREQUENCIES AND ASSOCIATED DAMPING FOR A MOTOR COACH IN RUNNING ORDER WITH EFFICIENT SECONDARY SUSPENSIONS*

MOTRICE TARA SS gonfie (v=1 m/s)									
Simulazioni				ADAMS		SIMPACT		DIFFERENZA	
				frequenza	smorzamento	frequenza	smorzamento	frequenze	smorzamenti
Masse	G.d.I.	Nome	Note	f [Hz]	[-]	f [Hz]	[-]	[-]	[-]
Masse due volte sospese (I-S)	X'	Longitudinale	Telai carrelli in fase	12.79	45.00%	12.76	44.85%	0%	0%
	Y'	Laterale	-						
	Z'	Verticale	-	0.98	16.47%	0.98	16.49%	0%	0%
	β'	Beccheggio	-	1.23	18.82%	1.24	18.84%	1%	0%
	φ'	Rollio	basso	0.57	19.78%	0.56	21.48%	2%	8%
			alto	1.44	41.98%	1.49	40.71%	3%	3%
	ψ'	Serpeggio	-	1.06	59.32%	1.06	59.86%	0%	1%
Masse una volta sospesa (I-S)	X*	Longitudinale	Telai carrelli in controfase	11.14	37.81%	10.89	36.84%	2%	3%
	Y*	Laterale	Telai carrelli in fase	17.57	66.80%	17.59	66.79%	0%	0%
			Telai carrelli in contro fase	17.59	66.90%	17.65	66.70%	0%	0%
			Telaio carrello anteriore	4.72	61.00%	4.89	59.11%	4%	3%
	Z*	Verticale	Telaio carrello posteriore	4.75	59.60%	4.92	57.79%	4%	3%
			Telaio carrello anteriore	4.83	65.27%	5.08	62.88%	5%	4%
			Telaio carrello posteriore	4.79	66.83%	5.03	64.44%	5%	4%
	β^*	Beccheggio	Telai carrelli in fase	10.81	78.48%	10.57	78.90%	2%	1%
			Telai carrelli in contro fase	10.85	78.12%	10.62	78.47%	2%	0%
	φ^*	Rollio	Telaio carrello anteriore	15.10	81.06%	15.15	81.16%	0%	0%
			Telaio carrello posteriore	15.10	81.04%	15.13	81.15%	0%	0%
	ψ^*	Serpeggio	-						

Si riporta infine in tabella 4 il confronto diretto fra le frequenze proprie calcolate sui modelli precedentemente illustrati nella sola configurazione di motrice in ordine di marcia, in cui si evidenzia globalmente una buona corrispondenza.

5. Analisi di stabilità

Il calcolo della stabilità lineare si esegue su modello completamente linearizzato, incluso il modello di contatto ruota-rotaia. L'output di tale analisi è dato dai diagrammi di stabilità, ossia le soglie limite di velocità al di sopra delle quali si verificano fenomeni d'instabilità (sulla base della valutazione degli autovalori), espresse in funzione della conicità equivalente λ (0,05÷0,8) e al variare dei coefficienti di Kalker (50%, 75%, 100%) per diverse soglie minime di smorzamento residuo (0%, 5%, 10%). Per quanto riguarda i parametri al contatto ruota-rotaia, dalla letteratura [5] si ricavano le seguenti formule per ϵ (richiamo equivalente) e per σ (coefficiente di rollio).

- per la combinazione del profilo ruota S1002 con la rotaia UIC60 con inclinazione 1/40 (es. Germania, Austria, Svizzera)

$$\epsilon = 85^{\circ} \lambda$$

- per la combinazione del profilo ruota P8 con la rotaia BS113A con inclinazione 1/20 (es. Italia, Francia e Gran Bretagna)

$$\epsilon = 50 (\lambda - 0.05)$$

Nel caso del coefficiente di rollio si possono avere due diversi andamenti che risultano più idonei a seconda dell'accoppiamento ruota-rotaia considerato. Di seguito si riportano le due formule utilizzate, in particolare le prime due sono quelle impostate di default nel codice VI-Rail (modificabili) mentre la terza è riferita al codice Simpack.

VI-Rail

- $\sigma = 0.4^{\circ} \lambda$ per $\lambda \leq 0.166$
- $\sigma = 0.05 + 0.1^{\circ} \lambda$ per $\lambda > 0.166$

Simpack

- $\sigma = 0.2^{\circ} \lambda$

Si riporta in tabella 5 il riassunto dei valori impostati per entrambi i codici.

Nella tabella 6 ed in fig. 13 si riassumono i risultati dell'analisi di stabilità lineare effettuata sul veicolo rimorchiato nella condizione di ordine di marcia. Risultati analoghi sono stati ottenuti nelle altre configurazioni di veicolo e di carico. Da un confronto dei valori si può notare come ci sia una sostanziale concordanza dei risultati soprattutto per i valori di conicità compresi tra 0.2 e 0.8. Per valori più bassi come 0.1 e 0.05 si denota una leggera differenza, in particolare le velocità critiche calcolate attraverso il codice Simpack risultano generalmente 10÷15 km/h più elevate rispetto ad VI-Rail.

TABELLA 4 – TABLE 4

FREQUENZE PROPRIE DEL VEICOLO NELLA CONFIGURAZIONE DI MOTRICE IN ORDINE DI MARCIA - VEHICLE EIGEN FREQUENCIES IN THE MOTOR COACH IN RUNNING ORDER

	Modello semplificato <i>Simplified model</i> [Hz]	SIMPACK [Hz]	ADAMS/ Rail [Hz]
Frequenza vertical di cassa <i>Vertical body frequency</i>	0,98	0,98	0,98
Frequenza vertical di carrello <i>Vertical bogie frequency</i>	5,12	4,9	4,72
Frequenza di beccheggio del carrello <i>Bogie pitching frequency</i>	5,57	5,09	4,79
Frequenza longitudinal di carrello <i>Bogie longitudinal frequency</i>	12,48	10,89	11,44
Frequenza di beccheggio di cassa <i>Body pitching frequency</i>	1,32	1,23	1,24

model. The output of this analysis are stability diagrams, i.e. the threshold speed limit above which instability phenomena occur (on the basis of the evaluation of the eigenvalues), expressed as a function of equivalent conicity λ (0,05÷0,8) and varying Kalker coefficients (50%, 75%, 100%) for different minimum residual damping thresholds (0%, 5%, 10%). With regard to the parameters at wheel-rail contact, the following formulas for ϵ (contact angle parameter) and for s (roll coefficient) are obtained from literature [5].

- for the combination of S1002 wheel profile with UIC60 Rails with 1/40 cant (e.g Germany, Austria, Switzerland)

$$\epsilon = 85^{\circ} \lambda$$

- for the combination of P8 wheel profile with BS113A rail with 1/20 cant (e.g. Italy, France and Great Britain)

$$\epsilon = 50 (\lambda - 0.05)$$

In the case of roll coefficient there can be two different trends that are most suitable depending on wheel-rail coupling considered. Below the two formulas used are listed, especially the first two are those set by default in the VI-Rail code (editable) while the third is related to the Simpack code.

VI-Rail

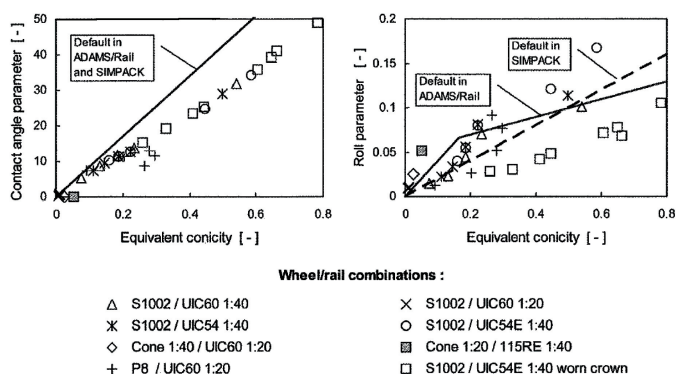


Figure 3. Contact angle parameter and roll parameter as functions of equivalent conicity, applied to linear calculations in simulation tools and calculated by applying the quasi-linearization of a wheelset amplitude of 3 mm on different combinations of wheel and rail profiles and gauge values of 1430-1438 mm.

Fig. 12 - Andamenti del richiamo equivalente (Contact angle parameter) e del coefficiente di rollio (Roll parameter) in funzione della conicità equivalente (Equivalent conicity) fonte: [5]. *Contact angle parameter and Roll parameter as a function of equivalent conicity source: [5].*

Il fenomeno dell'instabilità a basse conicità (visibile talvolta e per λ in genere minore di 0.05) non è tuttavia riconducibile ad un moto di serpeggio dei carrelli (hunting), ma ad un fenomeno di instabilità della cassa dovuto all'accoppiamento, a velocità relativamente basse, di alcuni modi principali di cassa (serpeggio e/o rollio basso) con i modi cinematici del carrello, i quali come noto aumentano le frequenze associate all'aumentare della velocità, tanto più lentamente quanto più la conicità è bassa. Numericamente siamo dunque in presenza di un'instabilità (in considerazione della parte reale dell'autovalore), tuttavia, al contrario dell'instabilità di carrello, si tratta di un fenomeno meno critico in quanto l'energia ad esso associata è in genere molto ridotta.

Inoltre, in ragione della dipendenza della frequenza dei modi cinematici di carrello con la velocità, all'aumentare di quest'ultima si ha un disaccoppiamento fra i modi sopra citati, e quindi la scomparsa del fenomeno stesso.

Le analisi di stabilità lineare, data la loro semplicità, rapidità di esecuzione e facile parametrizzazione, sono generalmente utilizzate sin dalle prime fasi di progettazione, mentre nella fase di verifica si è soliti eseguire analisi di stabilità di tipo non lineare. In questo caso, il modello del veicolo viene sottoposto ad una forzante di tipo impulsivo in condizioni di

- $\sigma = 0.4 * \lambda$ for $\lambda \leq 0.166$
- $\sigma = 0.05 + 0.1 * \lambda$ for $\lambda > 0.166$
- $\sigma = 0.2 * \lambda$

Table 5 shows the summary of the values set for both codes.

In table 6 and figure 13 the results of linear stability analysis performed on the trailer vehicle in running order condition are summarised. Similar results were obtained in the other vehicle and load configurations. From a comparison of the values it can be observed how there is a substantial congruity of the results especially with regard to the values of conicity between 0.2 and 0.8. For lower values such as 0.1 and 0.05 a slight difference can be observed, in particular the critical speeds calculated through the Simpack code are generally 10-15 km/h higher than VI-Rail.

The instability phenomenon at low conicity (visible sometimes and for λ typically less than 0.05) is however not attributed to a side motion of the bogies (hunting), but to an instability phenomenon of the carbody due to coupling, at relatively low speeds, of some main carbody modes (side motion and/or low rolling) with kinematic bogie modes, which as we know increase the associated frequencies with the increase of speed, as slower as the conicity smaller is. Numerically we are therefore in the presence of instability (considering the real part of the eigenvalue), however, unlike bogie instability, this phenomenon is less critical because the energy associated with it is generally very low.

In addition, due to the dependence of frequency of kinematic bogie modes with the speed, as the latter increases there is a decoupling between the modes listed

TABELLA 5 – TABLE 5

**PARAMETRI DI LINEARIZZAZIONE DEL CONTATTO RUOTA-ROTAIA
UTILIZZATI NELLE SIMULAZIONI - LINEARIZATION PARAMETERS OF
WHEEL-RAIL CONTACT USED IN THE SIMULATIONS**

Simbolo <i>Symbol</i>	Definizione e formula <i>Definition and formula</i>	Valore impostato <i>Set value</i>
λ	Conicità equivalente <i>Equivalent conicity</i>	0.2
σ	Coefficiente di rollio sala (Roll parameter): $\sigma = 0.2 * \lambda$ <i>Rolling parameter: $\sigma = 0.2 * \lambda$</i>	0.04
ϵ	Richiamo equivalente (Contact angle parameter): $\epsilon = 85 * \lambda$ <i>Contact angle parameter: $\epsilon = 85 * \lambda$</i>	17

TABELLA 6 – TABLE 6

VEICOLO RIMORCHIATO A TARA – VELOCITÀ CRITICHE IN FUNZIONE DELLA CONICITÀ EQUIVALENTE E DEL COEFFICIENTE DI KALKER E PER DIVERSI VALORI DI SMORZAMENTO RESIDUO. *HAULED VEHICLE AT TARE – CRITICAL SPEEDS DEPENDING ON EQUIVALENT CONICITY AND ON THE KALKER COEFFICIENT AND FOR DIFFERENT RESIDUAL DAMPING VALUES*

Veicolo rimorchiato in O.d.M. (velocità critica in km/h)														
Veicolo	SS	Carico	Codice	Kalker %	C_res %	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Rimor	gonfie	Tara	ADAMS	50	0	142	179	197	196	193	191	188	186	185
					5	95	132	175	177	175	172	170	167	165
					10	45	101	155	160	159	157	154	151	149
				75	0	154	177	183	178	174	170	166	163	160
					5	55	124	158	159	156	154	151	148	145
					10	37	74	126	139	140	139	137	135	132
				100	0	188	190	182	172	164	158	153	149	147
					5	107	132	153	150	146	141	137	134	133
					10	41	40	112	130	127	125	122	120	120
			SIMPACT	50	0	152	191	199	196	192	190	188	186	186
					5	110	153	179	177	173	171	168	166	165
					10	76	103	160	160	158	154	152	150	148
				75	0	168	195	190	183	177	172	168	164	161
					5	116	149	167	164	159	155	152	149	145
					10	72	99	144	146	144	141	138	135	132
				100	0	200	209	192	179	169	163	156	154	149
					5	142	165	168	159	151	146	141	139	135
					10	78	103	141	139	134	130	126	125	121

Rimorchiata in o.d.m. - Velocità critiche con coefficienti di Kalker pari a 50%, 75% e 100%

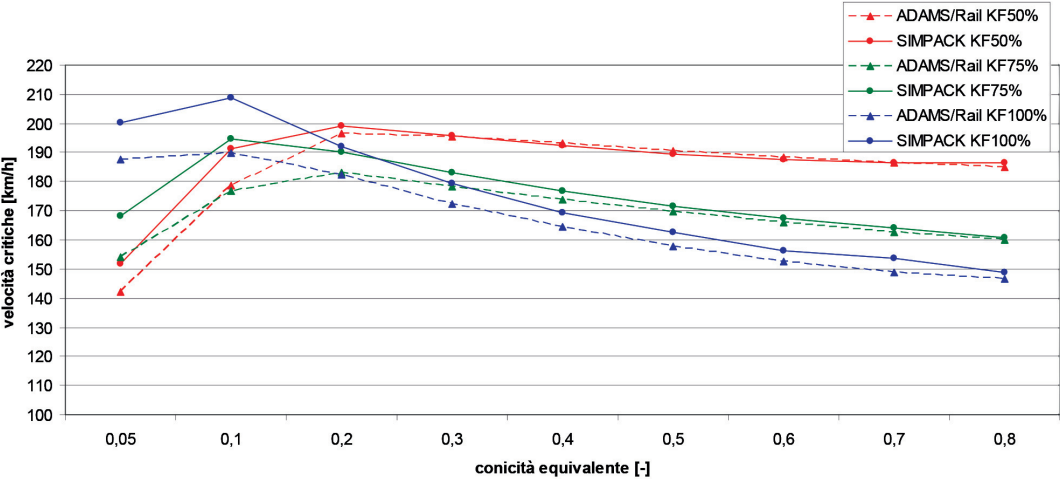


Fig. 13 - Veicolo rimorchiato a tara – velocità critiche con smorzamento residuo pari allo 0%.in funzione della conicità equivalente per diversi valori dei coefficienti di Kalker. *Hauled vehicle at tare – critical speeds with residual damping equal to 0% depending on equivalent conicity for different values of Kalker coefficients.*

tracciato rettilineo per velocità crescenti, e viene valutato lo smorzamento dei moti laterali.
La forzante in questo caso consiste in un disallineamento trasversale di ampiezza pari a 5 mm che si svi-

above, and therefore the disappearance of the phenomenon itself.
Linear stability analyses, due to their simplicity, speed of execution and easy parameterization, are generally

luppa sotto forma di una rampa con inclinazione costante lungo 0,1 m di tracciato. Tale irregolarità viene realizzata mediante uno spostamento laterale concorde di entrambe le rotaie in modo da mantenere costante lo scartamento, ed è in grado di eccitare il veicolo nella sola direzione laterale. Per ulteriori dettagli si rimanda a [22].

Il criterio in base al quale si stabilisce il comportamento stabile o instabile del veicolo è il seguente: il veicolo viene giudicato stabile se, dopo l'attraversamento dell'irregolarità, le ampiezze di oscillazione dell'accelerazione laterale del telaio del carrello tendono a ridursi e a rimanere molto contenute.

6. Analisi quasi statica in curva

L'analisi del comportamento del veicolo in curva percorsa a velocità costante è utile per la verifica dell'iscrizione del carrello e quindi delle forze trasversali di guida sulle ruote della prima sala. Durante la simulazione vengono calcolati ed estratti i valori delle forze laterali, longitudinali e verticali in corrispondenza dei punti di contatto al fine del calcolo del coefficiente di svio Y/Q e le spinte d'asse ΣY (vedasi [20] e [23]).

Nel caso allo studio le analisi quasi statiche in curva sono eseguite con modello completamente non lineare, incluso il modello di contatto ruota/rotaia, con profili ruota S1002 e rotaia UIC 60 con posa 1 su 20, coefficienti di Kalker al 75% dei valori nominali e coefficiente d'attrito coulombiano pari a 0.4. Per quanto concerne il contatto ruota-rotaia la configurazione utilizzata è la seguente: nel codice VI-Rail è stato impostato un contatto di tipo *gen* (v. §2.3) mentre nel codice Simpack è stato impostato un contatto di tipo *one point contact, constraint contact e online evaluation*.

In fig. 14 si riporta in forma schematica l'analisi dell'assetto del primo carrello per due curve strette di diverso raggio (90 m e 250 m) percorse con lo stesso valore di accelerazione non compensata. In particolare sono indicate le forze laterali e longitudinali per ciascuna ruota, le spinte d'asse (ΣY) per entrambi gli assi, la sommatoria delle forze laterali reagite dal carrello e il valore massimo del rapporto di svio (Y/Q). Si nota come l'assetto del carrello nelle due curve simulate sia sostanzialmente lo stesso per entrambi i codici e gli indici di sicurezza calcolati differiscano solo di alcuni punti percentuali.

7. Analisi della sicurezza allo svio

L'analisi qui condotta si articola in due fasi: la prima consiste in una verifica della percentuale di scaricamento ruota $\Delta Q/Q$ secondo rapporto ORE B55 RP8 ref. [1] ossia simulando la prova quasi-statica sul banco di sghebbatura, mentre nella seconda parte viene valutata la sicurezza allo svio in accordo al metodo 1 della EN14363 (§4.1.3.2

used since the earliest stages of design, while nonlinear stability analysis is usually performed in the verification phase. In this case, the model of the vehicle is subjected to an impulsive-type excitation in straight track conditions for increasing speeds, and the damping of lateral motions is evaluated.

The excitation in this case consists of a transverse misalignment with 5 mm width that develops in the form of a ramp with a constant inclination along 0.1 m of track. This irregularity is achieved by means of a lateral concordant displacement of both rails so as to maintain a constant gauge, and is able to excite the vehicle in the lateral direction only. For more details, please refer to [22]. The basic criterion on which basis the stable or unstable behaviour of the vehicle is determined is as follows: the vehicle is deemed stable if, after passing through the irregularity, the oscillation amplitudes of lateral acceleration of the bogie frame tend to reduce and to remain very small.

6. Quasi-static curving analysis

Behaviour analysis of the vehicle curving at constant speed is useful for verifying the handling of the bogie and therefore of the transverse driving forces on the wheels of the first wheelset. During simulation the values of lateral, longitudinal and vertical forces at the point of contact are calculated and extracted for the purpose of calculating the derailment coefficient Y/Q and the track shift forces ΣY (see [20] and [23]). In the case under consideration the quasi-static curving analyses are performed with a fully nonlinear model, including the rail/wheel contact model with S1002 wheel and UIC 60 rail profiles with laying 1/20, Kalker coefficients at 75% of nominal values and Coulomb friction coefficient equal to 0.4. With regard to the wheel-rail contact the configuration used is as follows: in the VI-Rail code a *gen* type contact was set (see § 2.3) while in the Simpack code a type "*one point contact, constraint contact and online evaluation*" contact was set.

Fig. 14 shows the analysis of the first bogie for two sharp curves of different radius (90 m and 250 m) running with the same value of uncompensated lateral acceleration. In particular the lateral and longitudinal forces for each wheel, the track shift forces (ΣY) for both axles, the sum of the lateral forces reactions and the maximum value of the derailment ratio (Y/Q) are indicated. It can be observed how the bogie alignment in the two simulated curves is essentially the same for both codes and safety indexes calculated differ only by a few percentage points.

7. Analysis of safety against derailment

The analysis carried out here is divided into two phases: the first consists in verifying the wheel unload percentage $\Delta Q/Q$ according to the report ORE B55 RP8 ref. [1] i.e. simulating a quasi-static test on *the twist bench*, while in the second part safety against derailment ac-

Analisi dell'assetto del primo carrello in curva - forze scambiate al contatto ruota-rotaia

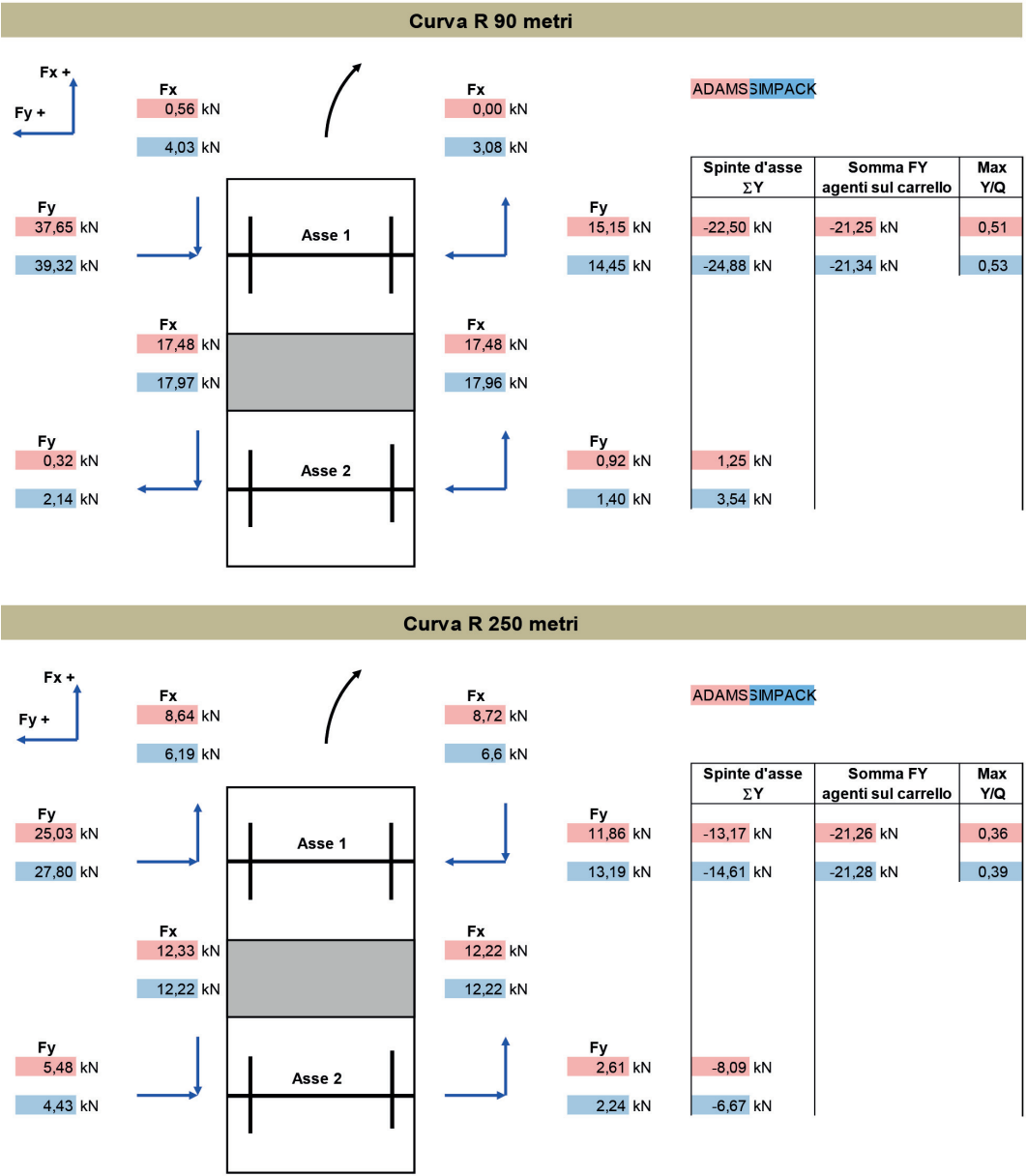


Fig. 14 - Veicolo rimorchiato a tara – confronto assetto del carrello di guida in curve da 90m e 250m di raggio; su sfondo rosso i valori calcolati con VI-Rail, su sfondo blu i valori calcolati con Simpack. *Hauled vehicle at tare – comparison between driving bogie forces in 90 m and 250 m radius curves; on red background are the values calculated with VI-Rail, on a blue background the values calculated using Simpack.*

di [20]) ossia simulando la marcia in curva su binario sghembato.

Fisicamente, la prima verifica si svolge a veicolo fermo su un apposito banco di prova livellato imponendo successivamente ad entrambe le ruote di una fiancata del carrello sottoposto a prova un ciclo di sollevamento-abbassamento mediante una piattaforma mobile. Due ruote diagonali del carrello non sottoposto a ciclo sono innalzate fino al raggiungimento di un'altezza costante rispetto al piano del ferro. Quest'ultima condizione viene solitamente ricreata tramite l'impiego di appositi martinetti agenti direttamente sulla parte inferiore delle boccole, con valori ricavati in funzione del passo del carrello in base alle formule riportate in [1]. Anche i valori minimi di sollevamento da piattaforma sono definiti in [1], in relazione all'interperno del rotabile. In tale condizione viene tracciato il diagramma di sghembo, il quale assume l'andamento di un ciclo d'isteresi, e da esso viene estratto il valore di carico minimo gravante sulle ruote in accordo alla metodologia prevista.

La prova appena descritta viene ricreata sul modello di calcolo imponendo i medesimi innalzamenti alle ruote e verificando il valore statico del carico residuo, trascurando quindi gli effetti dell'isteresi. Nel caso di veicolo con sospensioni secondarie pneumatiche la norma prescrive di effettuare la prova in condizioni normali e di degrado, tuttavia, data la maggiore rigidità del tampone interno rispetto a quella della sospensione gonfia, è ragionevole aspettarsi una situazione più critica in condizioni di degrado. Per questo motivo verranno qui nel seguito riportati solamente i risultati relativi a quest'ultima configurazione.

Anche per questo tipo di analisi, in fase preliminare si fa ricorso ad un modello di calcolo semplificato nel quale si considera un veicolo completamente lineare in accordo a quanto riportato in [2]. È così possibile ricavare mediante le formule (1) e (3) la variazione di carico verticale su ciascuna ruota, in base alla geometria del rotabile e alla rigidità delle sospensioni primarie e secondarie. In questo caso, oltre all'approssimazione dovuta alla linearizzazione, si trascurano i contributi della flessibilità della cassa, di eventuali sbaricentrate o di effetti di inclinazione trasversale del binario.

Le formule utilizzate nel modello semplificato sono le seguenti:

$$\Delta Q^* = Cta^* \cdot 2a^* \cdot g^* \quad (1)$$

$$Cta^* = \left(\frac{bl}{bA}\right)^2 \cdot \frac{1}{4 \left(Cfp + 2 \frac{bl^2}{bp^2} Cfs \right)} \quad (2)$$

$$\Delta Q^+ = Cta^+ \cdot 2a^+ \cdot g^+ \quad (3)$$

$$Cta^+ = \left(\frac{bl}{bA}\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \left[\frac{1}{Cfp} + \frac{1}{2 \left(Cfp + 2 \frac{bl^2}{bp^2} Cfs \right)} \right] \quad (4)$$

cording to method 1 of EN14363 (section 4.1.3.2 [20]) is evaluated or rather simulating the running on a twisted curved track.

Physically, the first check is carried out on a standstill vehicle on a suitable levelled testing bench by subsequently imposing to both wheels of a bogie side a lifting-lowering cycle by means of a mobile platform.

Two-diagonal wheels of the bogie not subjected to cycle are raised of a constant height with respect to the upper surface of the rail. The latter condition is typically recreated through the use of special jacks acting directly on the underside of the axleboxes, with values obtained as a function of the bogie wheelbase, in accordance with the formulae reported in [1]. Minimum lifting values from platform are defined in [1], depending on the pivot pitch of the rolling stock. In such a condition, it is traced the twist diagram that takes the trend of a hysteresis loop, and the value of minimum load on the wheels is extracted from it.

The test described is re-created on the calculation model by imposing the same lifting to the wheels and checking the static value of residual load, not taking into account the effects of hysteresis. In the case of a vehicle with pneumatic secondary suspensions, the standard requires to carry out the test in normal and degradation conditions, however, due to the increased stiffness of the internal buffer compared to that of the inflated suspension, it is reasonable to expect a more critical situation in conditions of degradation. For this reason, only the results for the latter configuration will be reported.

Also for this type of analysis, in the preliminary phase, it is used a simplified calculation model in which we consider a completely linear vehicle in accordance to what is reported in [2]. It is thus possible to obtain the variation of vertical load on each wheel, through formulae (1) and (3) based on the geometry of the rolling stock and the stiffness of primary and secondary suspensions. In this case, in addition to the approximation due to linearization, carbody flexibility contributions are disregarded as well as any non-barycentring or effects of transverse inclination of the track.

The formulas used in the simplified model are as follows:

$$\Delta Q^* = Cta^* \cdot 2a^* \cdot g^* \quad (1)$$

$$Cta^* = \left(\frac{bl}{bA}\right)^2 \cdot \frac{1}{4 \left(Cfp + 2 \frac{bl^2}{bp^2} Cfs \right)} \quad (2)$$

$$\Delta Q^+ = Cta^+ \cdot 2a^+ \cdot g^+ \quad (3)$$

$$Cta^+ = \left(\frac{bl}{bA}\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \left[\frac{1}{Cfp} + \frac{1}{2 \left(Cfp + 2 \frac{bl^2}{bp^2} Cfs \right)} \right] \quad (4)$$

dove (in accordo a [20]):

- ΔQ^* è la variazione di carico su ciascuna ruota causata da uno sghembo g^* su un veicolo di interperno $2a^*$;
- ΔQ^+ è la variazione di carico su ciascuna ruota causata da uno sghembo g^+ su un veicolo di passo carrello $2a^+$;
- bl è il semiscartamento della sospensione primaria;
- bp è il semiscartamento della sospensione secondaria;
- ba è il semiscartamento tra i circoli di rotolamento delle ruote;
- Cfp è la flessibilità della sospensione primaria;
- Cfs è la flessibilità della sospensione secondaria.

Per effettuare la stessa prova al banco mediante codice "multibody" si simula il passaggio del veicolo ad una velocità molto bassa (al fine di trascurare gli effetti dinamici) su un tratto di binario rettilineo nel quale è stato imposto un opportuno dislivello verticale tra le rotaie. Questo è costruito in modo tale che in un punto ben preciso venga ricreata la combinazione più sfavorevole di sghembo di passo e di interperno (fig. 15). Essa deve essere tale da sommare i contributi sulla medesima ruota, considerando anche il momento di rollio della cassa che si genera in seguito all'abbassamento (o innalzamento) della rotaia (fig. 16).

Per quanto concerne il contatto ruota-rotaia sono stati utilizzati anche in questo caso profili di ruota S1002 e di rotaia UIC60 con posa 1/20 e la configurazione utiliz-

where (according to [20]):

- ΔQ^* is the load variation on each wheel caused by a track twist g^* on a vehicle with pivot pitch $2a^*$;
- ΔQ^+ is the load variation on each wheel caused by a track twist g^+ on a vehicle with bogie wheel base $2a^+$;
- bl is the half-track gauge of the primary suspension;
- bp is the half-track gauge of the secondary suspension;
- ba is the half-track gauge between the rolling circles of wheels;
- Cfp is the flexibility of the primary suspension;
- Cfs is the flexibility of the secondary suspension.

To perform the same bench test using the "multibody" code, it is simulated the running of the vehicle at a very low speed (in order to neglect the dynamic effects) on a straight track with an appropriate vertical gradient between the rails. This is built in such a way that the worst combination of pivot pitch and wheelbase twist is re-created in a precise point (fig. 15). It must be such as to sum the contributions on the same wheel, also considering the roll moment of the carbody generated after lowering (or lifting) of the rail (fig. 16).

With regard to the wheel-rail contact, it was used S1002 wheel and UIC60 rail profiles with laying 1/20 and for the configuration in VI-Rail code a "gen" type contact was set (see § 2.3) while for the Simpack code "one point contact", "elastic contact" and "online evaluation" type.

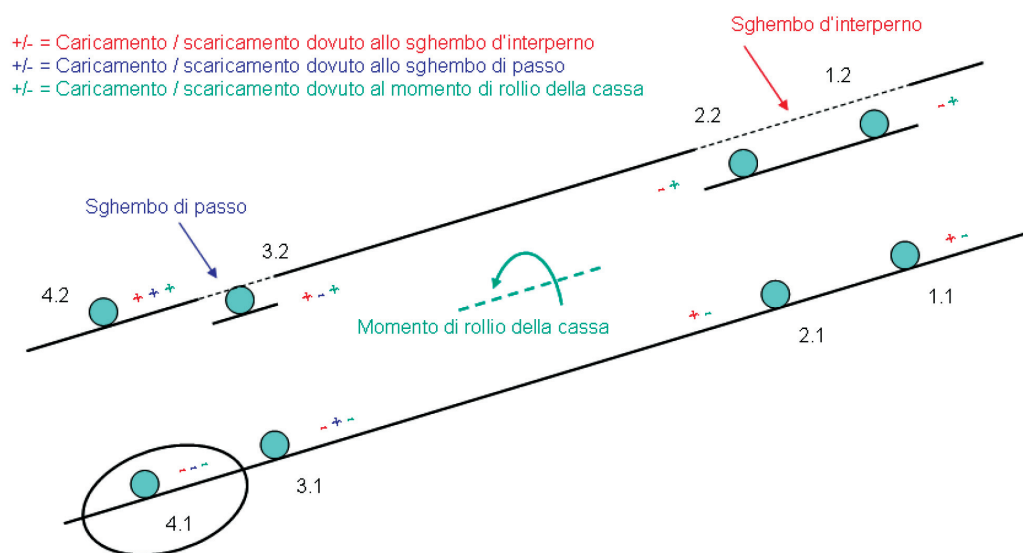


Fig. 15 - Prova per la verifica di scaricamento della ruota – sono visibili i contributi di sghembo di passo, sghembo d'interperno e del momento di rollio della cassa. La ruota più scarica è quella cerchiata. Test for wheel unloading verification – the pitch warping contributions, the pivot pitch warping and the carbody roll moment can be seen. The wheel with the least load circled.

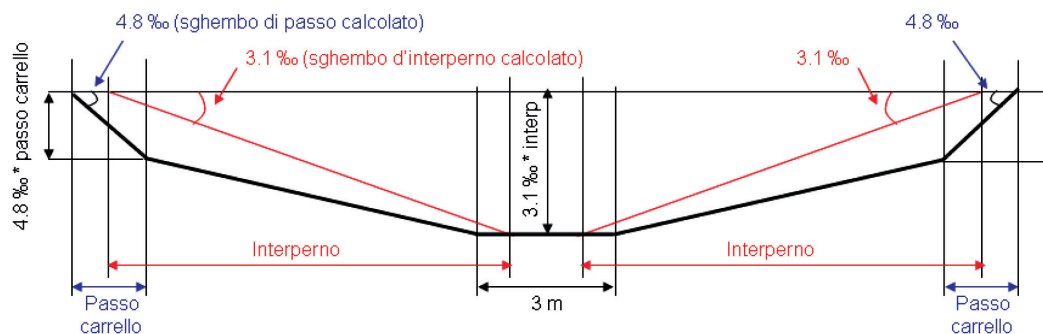


Fig. 16 - Abbassamento imposto al binario per la verifica di scaricamento della ruota; i valori indicati sono calcolati per un passo carrello di 2300 mm e interperno di 12950 mm. *Lowering imposed on the track for wheel unloading verification; the values indicated are calculated for a bogie wheel base of 2300 mm and pivot pitch of 12950 mm.*

zato nel codice VI-Rail è stato impostato un contatto di tipo "gen" (v. §2.3) mentre nel codice Simpack è di tipo "one point contact", "elastic contact" e "online evaluation". Al veicolo viene impressa una velocità costante molto bassa (1 m/s) e vengono diagrammati gli scarichi percentuali di ciascuna ruota. La scelta della configurazione "one point contact" utilizzata nel codice Simpack (per la quale viene ammesso un solo punto di contatto ruota-rotaia) è giustificata dal fatto che, in base a verifiche preliminari impiegando il modello "multipoint contact" si è constatato che il contatto fra ruota e rotaia si è sempre verificato in un unico punto lungo l'intero tracciato. Il beneficio di tale scelta è stato dunque quello di non introdurre l'approssimazione dovuta all'impiego di matrici precalcolate per la definizione della cinematica del contatto nella zona della tavola di rotolamento, e di ottenere risultati più esatti oltre che un modello più simile a quello utilizzato in VI-Rail (§2.3).

Di seguito sono sintetizzati i risultati dell'analisi con il metodo semplificato e con entrambi i modelli di calcolo. Si nota una buona corrispondenza tra i due codici con differenze nell'ordine di qualche punto percentuale e fra i due codici ed il modello semplificato (tabella 7).

La seconda fase di analisi consiste nella verifica di sicurezza allo svio secondo il metodo 1 della [20]. Tale verifica prevede il calcolo del rapporto di svio Y/Q e la misura del sollevamento della ruota guida Δz (ruota del primo asse sul lato esterno alla curva) mentre il veicolo percorre una curva di raggio 150 m alla quale viene imposto un abbassamento della rotaia esterna del binario in accordo al §4.1.3.2.2.1 di [20]. Anche in questo caso è possibile riprodurre sul modello di calcolo le medesime condizioni di prova agendo opportunamente sui parametri del tracciato. In merito al modello di contatto ruota-rotaia si è mantenuta la stessa configurazione adottata per la prima fase dell'analisi, rimanendo valide le considerazioni fatte in precedenza.

I risultati ottenuti sono analoghi per quanto riguarda

The vehicle runs at very low constant speed (1 m/s) and the wheel unloading of each wheel are listed. The choice of "one point contact" configuration used in the Simpack code (for which only one point of wheel-rail contact is allowed) is justified by the fact that, according to preliminary checks using the "multipoint contact" model, it was found that contact between wheel and rail has always occurred in a single point along the entire route. The benefit of that choice was not to introduce approximation due to the use of pre-computed matrices defining the kinematics of the contact in the rolling surface area, and obtain more accurate results as well as a more similar model to that used in VI-Rail (§ 2.3).

The results of the analysis with the simplified method and with both computation models are summarised below. There is a good correspondence between the two codes with differences in the order of a few percentage points and between the two codes and the simplified model (table 7).

The second phase of analysis consists in verifying the derailment safety according to method 1 of [20]. This verification provides a calculation of the derailment ratio Y/Q and the measurement of wheel lift Δz (wheel of the first axle on the outside of the curve) while the vehicle runs on a 150 m radius curve where a lowering of the external rail of the track is imposed in accordance with § 4.1.3.2.2.1 of [20]. Even in this case, the same test conditions can be reproduced on the calculation model working on the track parameters. With regard to the wheel-rail contact model, the same configuration adopted for the first stage of the analysis was maintained, the above considerations remaining valid.

The results obtained are similar with regard to the derailment ratios (Y/Q) while there are slight differences regarding the lifting values (Δz) of the driving wheel. However it concerns very low values, for which even the smallest differences appear to have a significant weight in percentage terms (table 8).

TABELLA 7 – TABLE 7

SCARICO PERCENTUALE SU BINARIO RETTILINEO SGHEMBO PER I DIVERSI METODI DI CALCOLO
 PERCENTAGE UNLOAD ON WARPED STRAIGHT TRACK FOR THE DIFFERENT CALCULATION METHODS

Veicolo Vehicle	Carico Load	Stato sospensioni Condition of suspensions	Asse Axle	Lato Side	Indice DQ/Q [%] DQ/Q [%] Index			
					Semplificato Simplified	VI-Rail	Simpack	Confronto codici Codes comparison
Rimorchiata Trailer vehicle	Tara Tare	Sgonfie Deflated	4	dx	0,40	0,38	0,40	5%
Rimorchiata Trailer vehicle	Cmax Max load	Sgonfie Deflated	4	dx	0,41	0,45	0,47	4%
Motrice Motor coach	Tara Tare	Sgonfie Deflated	4	dx	0,38	0,39	0,41	5%
Motrice Motor coach	Cmax Max load	Sgonfie Deflated	4	dx	0,36	0,38	0,40	5%

i rapporti di svio (Y/Q), mentre si hanno leggere diversità per quanto riguarda i valori di sollevamento (Δz) della ruota di guida. Si tratta tuttavia di valori molto contenuti, per i quali anche le minime differenze risultano avere un peso rilevante in termini percentuali (tabella 8).

8. Analisi di comfort

In generale il comfort dei veicoli ferroviari viene valutato in base alle accelerazioni laterali e verticali misurate in cassa estraendone i valori massimi e r.m.s. oltre che i valori quasi statici in direzione laterale durante la marcia in curva. In ambito “multibody” il grado comfort del veicolo ferroviario viene normalmente quantificato attraverso opportuni indici estratti sulla base di un’analisi dina-

8. Comfort analysis

In general, the comfort of railway vehicles is evaluated through lateral and vertical accelerations measured on the carbody, extracting maximum and r.m.s. values as well as the quasi-static values in the lateral direction while curving. Within the “multibody” environment, the degree of comfort of the railway vehicle is normally quantified through appropriate indexes extracted on the basis of a dynamic analysis on a non-linear model that proceeds at constant speed along a straight path, on which it is imposed a distributed irregularity for a period of at least 30 seconds. Should data relating to micro and macro-track geometry not be available (route characteristics and distributed irregularities trend) that are repre-

TABELLA 8 – TABLE 8

COEFFICIENTE DI SVIO E SOLLEVAMENTO RUOTA GUIDA IN CURVA (R150M) CON ABBASSAMENTO DELLA ROTAIA ESTERNA PER ENTRAMBI I CODICI DI CALCOLO. DERAILMENT COEFFICIENT AND LIFTING OF CORNERING DRIVING WHEEL (R150M) WITH LOWERING OF OUTER RAIL FOR BOTH CALCULATION CODES

Veicolo Vehicle	Carico Load	Stato sospensioni Condition of suspensions	Indici rilevati Detected indexes		Asse Axle	Lato Side	Indice Index		
			Y/Q [-]	Δz [mm]			VI-Rail	Simpack	Differenza Difference
Rimorchiata Trailer vehicle	Tara Tare	Sgonfie Deflated	x	-	1	sx	0,98	0,98	0%
			-	x			0,82	0,61	26%
Rimorchiata Trailer vehicle	Cmax Max load	Sgonfie Deflated	x	-	1	sx	0,98	0,99	1%
			-	x			0,84	0,63	25%
Motrice Motor coach	Tara Tare	Sgonfie Deflated	x	-	1	sx	0,99	0,98	1%
			-	x			0,83	0,60	28%
Motrice Motor coach	Cmax Max load	Sgonfie Deflated	x	-	1	sx	0,94	0,95	1%
			-	x			0,84	0,59	30%

mica eseguita su modello non lineare che avanza a velocità costante lungo un tracciato rettilineo sul quale è presente un'irregolarità di tipo distribuito per un periodo di tempo di almeno 30 secondi. Qualora non si disponesse dei dati di micro e macro-geometria del binario (caratteristiche del tracciato e andamento delle irregolarità distribuite) rappresentativi del profilo di missione del treno, è possibile ricreare le irregolarità di binario da imporre al tracciato facendo riferimento al rapporto ORE Question B 176 RP1 [19]. Si tratta di irregolarità, di tipo non periodico con fase casuale e sono definite in termini di densità di potenza spettrale con un contenuto armonico in grado di eccitare il veicolo entro un intervallo di frequenze compreso tra 0.01 e 30 Hz. Per realizzare ciò, in funzione della velocità di avanzamento vengono definite le lunghezza d'onda massime e minime caratterizzanti le componenti armoniche dell'irregolarità che, nel caso di 90 km/h, sono comprese tra 0.83 m e 2500 m⁽²⁾. A seconda dei valori di ampiezza, si distinguono le irregolarità di tipo ORE in grandi e piccoli difetti, delle quali le prime sono tali da generare il grado di "discomfort" più elevato.

Ai fini di considerare gli effetti dovuti alle forze longitudinali in seguito all'interazione tra le casse, l'analisi è stata condotta sul treno completo, composto come detto dalle due motrici e dalla rimorchiata intermedia. In quest'analisi, non si è tenuto conto della flessibilità della cassa. Il tracciato, rettilineo, è caratterizzato da profili di rotaia UIC60 con posa 1/20 e scartamento 1435 mm. Le prestazioni di comfort sono state valutate calcolando l'indice Wz (*Wertzahl*) in base alle accelerazioni laterali e verticali misurate sul pavimento di ogni cassa in tre punti collocati lungo l'asse longitudinale del veicolo in corrispondenza della mezzeria cassa (M) e del carrello anteriore e posteriore (P1 e P2) come riportato nella fig. 17.

L'indice Wz (o indice di Sperling) può assumere valori compresi tra 1 e 4 ed è inversamente proporzionale al livello di comfort. In particolare [24]:

Wz = 1 vibrazioni meccaniche appena percettibili;

Wz = 2 vibrazioni meccaniche nettamente percettibili;

Wz = 2,5 vibrazioni meccaniche maggiormente percettibili;

Wz = 3 vibrazioni meccaniche fortemente percettibili, tuttavia ancora sopportabili;

Wz = 3,25 vibrazioni meccaniche fortemente moleste;

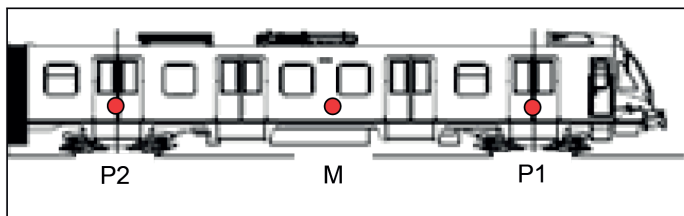


Fig. 17 - Collocazione dei punti di misura in cassa per l'analisi di comfort. *Placement of measuring points in carbody for analysis of comfort.*

sentative of the mission profile of the train, it is possible to re-create the track irregularities to impose on the route by making reference to the ORE report Question B 176 RP1 [19]. It concerns non-periodical irregularities with random phase and is defined in terms of spectral power density with a harmonic content capable of exciting the vehicle within a frequency range between 0.01 and 30 Hz. To accomplish this, depending on the vehicle speed, the maximum and minimum wavelengths are defined characterising the harmonic components of irregularities that in the case of 90 km/h, are from 0.83 m to 2500 m⁽²⁾. Depending on the amplitude values, the ORE type irregularities are distinguished in big and small defects, of which the former are likely to generate the highest degree of "discomfort". In order to consider the effects of longitudinal forces arising from the interaction between the carbodies, the analysis was carried out on a complete train, composed by two motor cars and by the intermediate trailer vehicle. This analysis did not take account of the flexibility of carbody. The straight path is characterised by UIC60 rail profiles with laying 1/20 and gauge 1435 mm. The comfort performance was evaluated by calculating the Wz index (*Wertzahl*) based on lateral and vertical accelerations measured on the floor of each carbody in three points placed along the longitudinal axis of the vehicle in correspondence of the carbody centre line (M) and of the front and rear bogie (P1 and P2) as shown in fig. 17.

The Wz index (or Sperling index) can take values between 1 and 4 and is inversely proportional to the level of comfort. In particular [24]:

Wz = 1 subtle mechanical vibrations;

Wz = 2 clearly perceptible mechanical vibrations;

Wz = 2.5 more perceptible mechanical vibrations;

Wz = 3 strongly perceptible mechanical vibrations, but still bearable;

⁽²⁾ Si tratta peraltro di lunghezze d'onda talmente elevate da non essere rilevate dai sistemi di misura della qualità del binario e pertanto i valori riportati hanno carattere indicativo.

⁽²⁾ It moreover concerns wavelengths so high that they cannot be detected by track quality measurement systems and thus the values reported are indicative.

SCIENZA E TECNICA

Wz = 3,5 vibrazioni meccaniche estremamente moleste, non sopportabili per un tempo prolungato;

Wz = 4 vibrazioni meccaniche estremamente sgradevoli, pregiudizievoli in caso di esposizione per tempo prolungato.

Si riporta di seguito la formula per il calcolo dell'indice Wz:

$$W_z = 6,67 \sqrt{\int_{0,5}^{30} a^2 B^2 df}$$

dove a è l'ampiezza della generica componente armonica dell'accelerazione [cm/s²] e B è il fattore di ponderazione, definito nel dominio delle frequenze. Secondo tale formula, l'indice si ricava a partire dallo spettro dell'accelerazione come sommatoria dei contributi delle singole componenti armoniche comprese tra 0,5 e 30Hz, ciascuna delle quali viene pesata in accordo al fattore di ponderazione. Quest'ultimo è stato calcolato in accordo alle

Wz = 3.25 strongly disturbing mechanical vibrations;

Wz = 3.5 extremely disturbing mechanical vibrations, not tolerable for an extended length of time;

Wz = 4 extremely unpleasant mechanical vibrations, detrimental when exposure is for prolonged time.

Below is the formula for the Wz index calculation:

$$W_z = 6,67 \sqrt{\int_{0,5}^{30} a^2 B^2 df}$$

where "a" is the amplitude of the generic harmonic component of acceleration [cm/s²] and B is the weighting factor, defined in the frequency domain. According to this formula, the index is derived from the acceleration spectrum as the sum of the contributions of the individual harmonics ranging from 0.5 to 30 Hz, each of which is weighed according to the weighting factor. The latter was calculated in accordance with the weighting curves

TABELLA 9 – TABLE 9

RISULTATI DELL'ANALISI DI COMFORT A CASSA RIGIDA PER LE IRREGOLARITÀ ORE PICCOLI DIFETTI
RESULTS OF THE ANALYSIS OF COMFORT IN A RIGID CARBODY FOR SMALL DEFECT ORE-IRREGULARITIES

Veicolo	Irregolarità		Velocità [km/h]		Punto di misura	Risultati SIMPACK		Risultati ADAMS/Rail		Differenze	
	ORE PD	ORE GD	67,5	90		Wz		Wz		Wz	
						Y	Z	Y	Z	Y	Z
Motrice	X		X		P1	1.93	1.61	1.75	1.48	9%	8%
	X		X		M	1.61	1.37	1.42	1.25	12%	9%
	X		X		P2	1.89	1.50	1.73	1.37	8%	9%
	X			X	P1	2.14	1.74	2.00	1.63	7%	6%
	X			X	M	1.83	1.34	1.71	1.24	6%	7%
	X			X	P2	2.26	1.67	2.04	1.51	10%	10%
Rimorchiata	X		X		P1	1.90	1.60	1.71	1.44	10%	10%
	X		X		M	1.58	1.32	1.41	1.19	11%	10%
	X		X		P2	1.84	1.43	1.65	1.29	10%	10%
	X			X	P1	2.13	1.70	1.99	1.55	7%	9%
	X			X	M	1.80	1.30	1.72	1.20	4%	8%
	X			X	P2	2.24	1.62	2.06	1.47	8%	9%
Motrice	X		X		P2	1.95	1.63	1.74	1.47	11%	10%
	X		X		M	1.58	1.38	1.41	1.25	11%	9%
	X		X		P1	1.87	1.48	1.69	1.34	10%	9%
	X			X	P2	2.15	1.81	2.00	1.63	7%	10%
	X			X	M	1.82	1.38	1.72	1.26	5%	9%
	X			X	P1	2.24	1.61	2.01	1.51	10%	6%
Media										9%	9%

TABELLA 10 – TABLE 10

RISULTATI DELL'ANALISI DI COMFORT A CASSA RIGIDA PER LE IRREGOLARITÀ ORE GRANDI DIFETTI
 RESULTS OF THE ANALYSIS OF COMFORT IN A RIGID CARBODY FOR ORE BIG DEFECTS
 ORE-IRREGULARITIES

Veicolo	Irregolarità		Velocità [km/h]		Punto di misura	Risultati SIMPACK		Risultati ADAMS/Rail		Differenze	
	ORE PD	ORE GD	67,5	90		Wz		Wz		Wz	
						Y	Z	Y	Z	Y	Z
Motrice		X	X		P1	2.27	1.88	2.12	1.72	7%	8%
		X	X		M	1.84	1.59	1.74	1.45	5%	9%
		X	X		P2	2.27	1.73	2.07	1.59	9%	8%
		X		X	P1	2.53	2.03	2.36	1.89	7%	7%
		X		X	M	2.06	1.55	2.01	1.44	2%	7%
		X		X	P2	2.66	1.95	2.54	1.76	4%	10%
Rimorchiata		X	X		P1	2.22	1.86	2.07	1.67	7%	10%
		X	X		M	1.80	1.54	1.72	1.39	4%	10%
		X	X		P2	2.21	1.66	2.01	1.50	9%	10%
		X		X	P1	2.47	1.98	2.32	1.81	6%	9%
		X		X	M	2.00	1.50	1.98	1.39	1%	8%
		X		X	P2	2.53	1.89	2.45	1.72	3%	9%
Motrice		X	X		P2	2.29	1.89	2.10	1.71	8%	10%
		X	X		M	1.84	1.60	1.72	1.45	7%	10%
		X	X		P1	2.24	1.71	2.03	1.56	10%	9%
		X		X	P2	2.56	2.11	2.44	1.90	5%	10%
		X		X	M	2.02	1.60	2.01	1.46	0%	9%
		X		X	P1	2.57	1.87	2.53	1.70	2%	9%
Media										5%	9%

curve di ponderazione riportate in [21], differenti a seconda che si consideri la direzione verticale o laterale.

Per quanto riguarda il contatto ruota-rotaia impiegata, la configurazione utilizzata è la seguente: nel codice Simpack è stato impostato un contatto di tipo “one point contact, constraint contact e table evaluation” mentre nel codice VI-Rail è stato impostato un contatto di tipo “tab” (v. §2.3). I risultati sintetici delle analisi di comfort a cassa rigida sono contenuti nelle tabelle 9 e 10. Come si può notare si sono analizzate le irregolarità ORE grandi e piccoli difetti e sono state prese in considerazione la velocità massima (90 km/h) e il 75% di questa (67,5 km/h).

Si può notare come gli indici Wz estratti differiscano fra i due codici del 5÷10% e in misura mediamente maggiore per quanto riguarda il comfort in direzione verticale. Da un confronto sui valori numerici si vede come il codice Simpack tenda a restituire indici Wz più elevati rispetto ad VI-Rail. Una possibile spiegazione di questa differenza può essere ricercata nel metodo stesso di calcolo dell'indice, il

shown in [21], depending on whether the vertical or lateral direction is considered.

As for the wheel-rail contact, the configuration used is as follows: in the Simpack code a “one point contact, constraint contact and table evaluation” contact has been set while in the VI-Rail code a “tab” type contact has been set (see §2.3). The summary results of the analyses of comfort with a rigid carbody are contained in tables 9 and 10. As it can be seen, big and small defects ORE-irregularities have been analysed and the maximum speed (90 km/h) and 75% of this (67.5 km/h) have been taken into account.

It can be seen how the calculated Wz indexes differ between the two codes by 5÷10% and on average higher in terms of comfort in the vertical direction. A comparison on numeric values shows how the Simpack code tends to give higher Wz indexes compared to VI-Rail. A possible explanation of this difference can be sought in the same method of calculating the index, which, in one

quale, in un caso viene calcolato sulla base delle accelerazioni estratte dalla porzione di simulazione effettivamente interessata dalle irregolarità di tracciato (Simpack), mentre nell'altro caso sulla base dell'intera storia temporale includendo il transitorio iniziale nel quale le irregolarità non sono ancora applicate (VI-Rail). Per ovviare a questo problema di VI-Rail occorrerebbe elaborare il segnale di accelerazione, depurandolo della parte iniziale e ricalcolando l'indice sulla nuova porzione di segnale.

8.1. Analisi di comfort a corpi flessibili

Sul solo veicolo rimorchiato si sono eseguite anche analisi di comfort introducendo gli effetti della deformabilità della cassa. I gradi di libertà dovuti alla deformabilità di quest'ultima sono stati introdotti per mezzo di un modello ridotto della cassa, estratto a partire dal modello a elementi finiti e definito in coordinate modali [17]. Per i dettagli sulla procedura da seguire durante l'operazione di estrazione del modello ridotto si rimanda ai manuali d'uso dei rispettivi codici [3] e [4].

In questo caso, ai moti rigidi del corpo flessibile vengono sovrapposte le piccole deformazioni dovute alla rappresentazione modale del corpo flessibile attraverso un numero ridotto di coordinate modali. Per questo tipo di analisi sono stati considerati i modi di vibrare fino alla frequenza massima corrispondente di 40Hz.

Per collegare i due carrelli al corpo flessibile, sono stati definiti in quest'ultima due nodi d'interfaccia in prossimità dei centri delle ralle (ossia nei punti in cui avviene effettivamente l'accoppiamento), per i quali sono stati calcolati i modi di correzione statica necessari a descrivere le deformazioni locali del corpo flessibile dovute alle forze di reazione nei punti d'attacco. Di seguito si riportano le tabelle riassuntive delle analisi di comfort a cassa flessibile per i casi di irregolarità ORE grandi e piccoli difetti.

case is calculated on the basis of the accelerations extracted from the simulation portion actually affected by irregularities of the path (Simpack), while in the other case it is on the basis of the whole temporal history including the initial transient where the irregularities are not yet applied (VI-Rail). To work around this VI-Rail problem, the acceleration signal should be processed, purifying it of the initial part and re-calculating the index on the new portion of signal.

8.1. Comfort analysis with flexible bodies

Analyses of comfort were also performed only on the trailer vehicle by introducing the effects of deformability of the carbody. The degrees of freedom due to deformation of the latter were introduced by means of a reduced model of the carbody, extracted from the finite element model and defined in modal coordinates [17]. For details on the procedure to be followed during the extraction operation of the reduced model, please refer to the user manuals of the respective codes [3] and [4].

In this case, rigid motions of the flexible body are overlapped by small deformations due to the modal representation of the flexible body through a reduced number of modal coordinates. For this type of analysis the vibration modes were considered up to a maximum frequency of 40 Hz.

To connect the two bogies to the flexible body, two interface nodes close to the centres of the swivel rings (i.e. at points where coupling actually takes place) were defined, for which static correction modes were calculated in order to describe the local deformations of the flexible body due to reaction forces in the coupling points. The summary tables of comfort analysis in a flexible carbody are reported below for cases of big and small defects ORE-irregularities.

TABELLA 11 – TABLE 11

RISULTATI DELL'ANALISI DI COMFORT A CASSA FLESSIBILE PER LE IRREGOLARITÀ ORE PICCOLI DIFETTI
RESULTS OF THE ANALYSIS OF COMFORT IN A FLEXIBLE CARBODY FOR SMALL DEFECT
ORE-IRREGULARITIES

Veicolo	Irregolarità		Velocità [km/h]		Punto di misura	Risultati SIMPACK		Risultati ADAMS/Rail		Differenze	
	ORE PD	ORE GD	67,5	90		Wz		Wz		Wz	
						Y	Z	Y	Z	Y	Z
Rimorchiata	X		X		P1	1.90	1.69	1.73	1.67	9%	1%
	X		X		M	1.65	2.09	1.52	2.13	8%	2%
	X		X		P2	1.85	1.61	1.67	1.62	10%	1%
	X			X	P1	2.12	1.84	2.03	1.84	4%	0%
	X			X	M	1.82	2.28	1.79	2.25	2%	1%
	X			X	P2	2.24	1.82	2.14	1.83	4%	1%
Media										6%	1%

TABELLA 12 – TABLE 12

RISULTATI DELL'ANALISI DI COMFORT A CASSA FLESSIBILE PER LE IRREGOLARITÀ ORE GRANDI DIFETTI
 RESULTS OF THE ANALYSIS OF COMFORT IN A FLEXIBLE CARBODY FOR BIG DEFECTS
 ORE-IRREGULARITIES

Veicolo	Irregolarità		Velocità [km/h]		Punto di misura	Risultati SIMPACK		Risultati ADAMS/Rail		Differenze	
	ORE PD	ORE GD	67,5	90		Wz		Wz		Wz	
						Y	Z	Y	Z	Y	Z
Rimorchiatà		X	X		P1	2.21	1.99	2.07	1.96	6%	2%
		X	X		M	1.91	2.47	1.81	2.48	5%	0%
		X	X		P2	2.24	1.91	2.00	1.91	11%	0%
		X		X	P1	2.47	2.15	2.31	2.12	6%	1%
		X		X	M	2.03	2.69	2.00	2.57	1%	4%
		X		X	P2	2.56	2.14	2.42	2.13	5%	0%
Media										6%	1%

Rispetto ai risultati del modello a cassa rigida, come era lecito aspettarsi, si nota un considerevole peggioramento del grado di comfort, soprattutto in direzione verticale nel punto centrale della cassa. Questo fenomeno è dovuto principalmente agli effetti del primo modo di vibrare flessionale della cassa stessa. Infatti, dall'analisi spettrale delle accelerazioni verticale e laterale in cassa per il modello a cassa rigida e flessibile (fig. 18), si vede come il contenuto armonico dovuto alle frequenze di corpo rigido sia pressoché lo stesso (intervallo 0-5 Hz), mentre alle alte frequenze sia notevolmente più alto (> 5 Hz). In particolare, nel segnale di accelerazione proveniente dal modello a cassa flessibile, si introducono numerosi picchi corrispondenti ai modi di vibrare strutturali della stessa cassa (linee rosse). In questo caso, le differenze tra il contenuto armonico introdotto dai corpi flessibili nei due modelli dipende principalmente dalla procedura di ottenimento dei rispettivi modelli ridotti di cassa, dato che il modello a elementi finiti di partenza è il medesimo.

Si può infine notare dalle tabelle come le differenze tra gli indici calcolati dai due codici rimangano sostanzialmente invariate per la direzione laterale, mentre si riducono per la direzione verticale rispetto al caso di cassa rigida.

9. Conclusioni

Nel presente lavoro sono state presentate alcune tipologie di analisi dinamica che vengono normalmente eseguite nel corso della progettazione dei veicoli ferroviari. In particolare sono state presentate analisi modali, di stabilità, di sicurezza allo svio, di comportamento in curva e di comfort eseguite mediante due fra i codici di calcolo "multibody" commerciali più utilizzati, ossia VI-Rail e Simpack. Per alcune di esse (le più semplici) sono stati

Compared to the results of the model with rigid carbody, as expected, a considerable deterioration in the degree of comfort is observed, especially in the vertical direction in the central point of the carbody. This phenomenon is mainly due to the effects of the first bending vibration mode of the carbody. In fact, from the spectral analysis of vertical and lateral accelerations in the carbody for the rigid and flexible carbody model (fig. 18), it can be seen how the harmonic content due to the rigid body frequency is almost the same (range 0-5 Hz), while it is considerably higher at high frequencies (> 5 Hz). In particular, in the acceleration signal of the flexible carbody model, several peaks which correspond to structural vibration modes of the same carbody (red lines) are introduced. In this case, the differences between the harmonic content introduced by the flexible bodies in the two models is largely determined by the procedure for obtaining the respective reduced carbody models, since the original finite element model is the same.

Finally it can be seen from the tables how the differences between the indexes calculated by the two codes remain substantially unchanged for the lateral direction while they reduce for the vertical direction compared to the case of the rigid carbody.

9. Conclusions

This work has presented several typologies of dynamic analysis that are normally performed during the design of railway vehicles. In particular it has been introduced, modal, stability, safety against derailment, curving behaviour and comfort analysis, carried out by means of two of the most used "multibody" calculation codes, i.e. VI-Rail and Simpack. For some of them (the simplest) the simplified calculation models already validated has been also

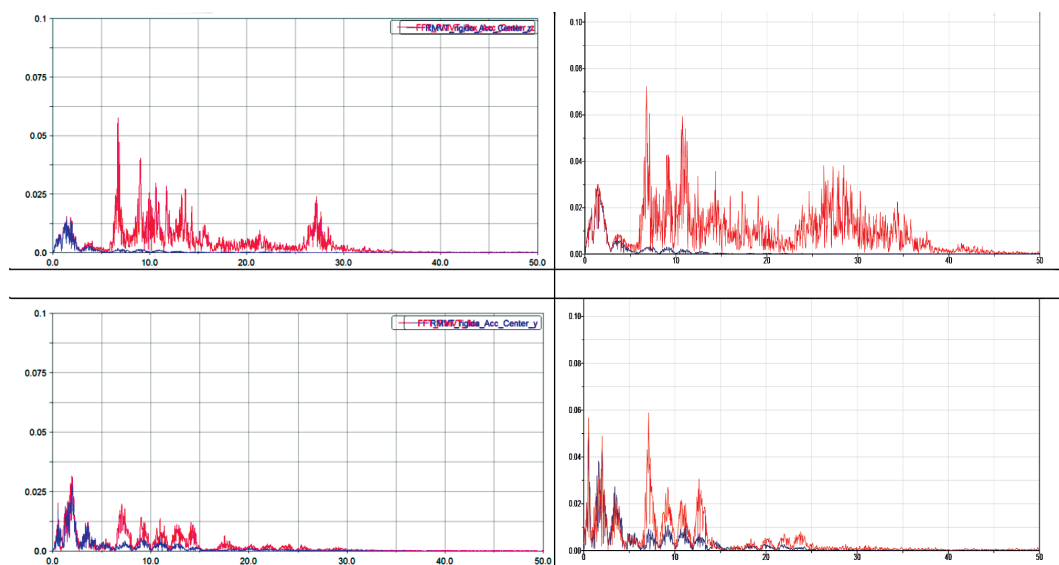


Fig. 18 - (In alto) FFT del segnale di accelerazione in mezzeria della cassa in direzione verticale e (in basso) laterale; (a sinistra) ricavato da codice VI-Rail e (a destra) Simpack. (In blu) a cassa rigida e (in rosso) flessibile. (top) FFT of acceleration signal at the centre line of the carbody in the vertical and lateral direction (bottom); (left) derived from VI-Rail and (right) derived from Simpack code. (In blue) with rigid body, (in red) with flexible body.

presentati anche modelli di calcolo semplificati già validati, volti al confronto ed alla verifica di plausibilità dei modelli multicorpo.

In generale, entrambi i codici permettono di modellare il veicolo reale con il grado di approssimazione impostato dal progettista e sono in grado di svolgere le stesse tipologie di analisi (lineari e non) dando inoltre la possibilità di ricreare le medesime condizioni al contorno.

Complessivamente, il confronto fra VI-Rail e Simpack qui proposto ha portato ai seguenti risultati:

- entrambi i codici restituiscono sostanzialmente gli stessi risultati, con leggere variazioni a seconda del tipo di analisi considerata. Non si è mai verificata infatti la situazione in cui si ottenessero risultati divergenti o comunque nettamente discordanti;
- il codice Simpack risulta globalmente meno user-friendly, dunque più oneroso in termini di tempo necessario per la costruzione del modello ed in termini di volume di file prodotti rispetto ad VI-Rail. D'altra parte, proprio per questo motivo è richiesta più volte all'utente la verifica del lavoro fatto durante le fasi precedenti, con la conseguente riduzione della probabilità di errori;
- per tutte le analisi svolte, i tempi di calcolo sono risultati sempre allineati senza differenze degne di nota. L'utilizzo di matrici di contatto pre-calcolate riduce di circa la metà i tempi di calcolo;

presented, in order to compare and verify the plausibility of multibody models.

In general, both codes allow to model the real vehicle with the degree of accuracy set by the designer and are capable of performing the same typologies of analysis (non-linear and linear) giving the possibility to re-create the same boundary conditions.

Altogether, the comparison between VI-Rail and Simpack here proposed has led to the following results:

- both codes basically give the same results, with slight variations depending on the type of analysis considered. In fact, situation with contrasting results or with clearly divergent outcomes never occurred;
- the Simpack code is generally less user-friendly, thus more onerous in terms of time required for the construction of the model and in terms of size of files produced compared to VI-Rail. On the other hand, it is exactly for this reason that the user is frequently required to verify the work done during the previous phases, reducing in this way the probability of errors;
- for all the analyses carried out, calculation times were always aligned without noteworthy differences. Using pre-computed contact matrices, the calculation times reduces by about a half;
- from the point of view of wheel-rail contact models the following considerations can be made:

- dal punto di vista dei modelli di contatto ruota-rotaia si possono fare le seguenti considerazioni:
 - sebbene il codice Simpack offra numerose possibilità di scegliere tra combinazioni diverse, si sono utilizzate solo due configurazioni di contatto analoghe a quelle utilizzabili in VI-Rail, cioè con o senza l'impiego di matrici precalcolate (almeno per la zona di bordino);
 - in Simpack è ammessa la generazione di un massimo di tre punti di contatto ruota-rotaia, mentre in VI-Rail il limite è di dieci punti, i quali possono trovarsi in qualunque punto del profilo di ruota o rotaia;
 - il modello di contatto proposto dal codice Simpack richiede talvolta la definizione di parametri geometrici di non facile e univoca determinazione, con riferimento al caso di analisi con profili usurati misurati;
 - il modello di contatto più generale è quello contenuto nel codice VI-Rail, il quale non introduce l'approssimazione data dall'utilizzo di matrici precalcolate per il contatto nella zona della tavola di rotolamento.
- although the Simpack code offers numerous possibilities of choosing among different combinations, only two contact configurations similar to those used in VI-Rail were used, i.e. with or without the use of pre-computed matrices (at least for the wheel flange area);
- in Simpack it is allowed the generation of a maximum of three wheel-rail contact points, while in VI-Rail the limit is ten points, which can be in any point of the wheel or rail profile;
- the contact model proposed by the Simpack code sometimes requires the definition of geometric parameters that are not easy and unique to be determined, with reference to the case of analysis with experimentally measured worn profiles;
- the most general contact model is the one implemented in VI-Rail, since it does not introduce the approximation of the pre-computed matrices for contact in the rolling surface area.

A conclusione di questo lavoro di confronto, il dato più rilevante è che entrambi i codici restituiscono risultati numerici allineati e sempre paragonabili. Pertanto, limitatamente alla tipologia di veicolo analizzata, il progettista può orientare la scelta del software sulla base della semplicità nella creazione del modello, della gestione delle diverse configurazioni di veicolo, oltre che dei metodi di rielaborazione e rappresentazione dei risultati e la possibilità di rendere questi ultimi automatizzati grazie ad opportuni strumenti di post-processing auto-costruiti.

In ultima istanza quindi, il contributo attivo e creativo del progettista nella definizione degli strumenti di calcolo può assumere un ruolo fondamentale nella fruibilità dei risultati di calcolo agli effetti dello sviluppo del progetto e della commessa.

In conclusion of this comparison work, the most important element is that both codes show aligned and always comparable numerical results. Therefore, as far as for the typology of vehicle considered, the designer can direct the choice of the software on the basis of simplicity in creating the model, of managing the different vehicle configurations, as well as of the methods for data-processing and representation, and the possibility to automate the latter by post-processing self-built tools.

Last of all, the active and creative contribution of the designer in the definition computational tools can play a key role in the usability and availability of calculation results for the purpose of the project and work order development.

Gli autori ringraziano l'Ing. Alessandro ELIA per il prezioso contributo e il supporto alla stesura del presente articolo.

BIBLIOGRAFIA – REFERENCES

- [1] ORE B55 RP8, "Moyens propres à assurer la circulation normale des wagons sur des voies présentant des gauches".
- [2] C. BIANCHI, "Sicurezza di marcia contro lo svio a bassa velocità", *La Tecnica Professionale*, nn. 10,11, 12/1980; 2, 3, 7, 8, 9/1981.
- [3] Analysis and Design of General Mechanical Systems, "Manuale ufficiale Simpack".
- [4] VI-Rail 12.0 Reference guide, *Manuale ufficiale VI-Rail*, 2008.
- [5] S. IWICKI, "Handbook of Railway Vehicle Dynamics", CRC Press, 2005.
- [6] www.siemens-ring.de, *Sito ufficiale della fondazione Werner-von-Siemens*.
- [7] www.vi-grade.com, *Sito ufficiale VI-Grade*.
- [8] www.mssoftware.com, *Sito ufficiale MSC Software*.

- [9] E. GOTTZEIN, R. MEISINGER, L. MILLER, "Anwendung des Magnetischen Rades", in Hochgeschwindigkeitsmagnet-schwebbahnen. ZEV - Glaser's Annalen, Jahrgang 103 (1979), 227-232.
- [10] E. GOTTZEIN, R. MEISINGER, L. MILLER, "The Magnetic Wheel in the suspension of High-Speed Ground Transportation Vehicles", IEEE Transactions on vehicular technology, Vol. VT-29, (1980).
- [11] The Scientist Willi Kortüm, *Presentazione a cura di P. LUGNER*, University of Technology Vienna, presso Euromech, Halle 2002.
- [12] W. KORTÜM, A. UTZT, "Control Law Design and Dynamic Evaluation for a MAGLEV Vehicle with Combined Lift and Guidance", 1983.
- [13] W. KORTÜM, A. UTZT, "Simulation of Active Suspensions in Ground Transportation-Application to MAGLEV Vehicles", 1985.
- [14] W. KORTÜM, "Simulation of the Dynamics and Control of High Speed Ground Transportation Systems (HSGT)", 1987.
- [15] J.J. KALKER, "On the rolling contact of two elastic bodies in the, presence of dry friction" August 1973.
- [16] J.J. KALKER, "Three-dimensional elastic bodies in rolling contact", Kluwer Academic Publishers, Dordrecht/Boston/London, 1990.
- [17] G. DIANA, F. CHELI, "Cinematica e dinamica dei sistemi multi-corpo", ed. Spiegel (1998).
- [18] W. SCHIELEN, "Multibody System Handbook", Springer-Verlag (1990).
- [19] ORE Question B 176 RP1, Vol. 1: "Preliminary studies and specifications" – Vol. 2: "Specification for a bogie with improved curving characteristics" – Vol 3: "Specification for a bogie with improved characteristics for body tilt", 1989.
- [20] EN 14363, "Railway applications" - Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Testing of running behaviour and stationary tests – 2005.
- [21] UNI ENV 12299, "Applicazioni ferroviarie. Confort di marcia per i passeggeri – Misurazione e valutazione, Luglio 2009.
- [22] Manchester Metropolitan University - Rail Technology Unit, "The Manchester benchmarks for rail vehicle simulation".
- [23] UIC 518, "Testing and approval of a railway vehicle from the point of view of their dynamic behavior – Safety – Track fatigue", Running behavior 4th edition, Sept. 2009.
- [24] ORE Question C 116 RP8, "Interaction entre les véhicules et la voie – Méthodes d'appréciation du confort d'un véhicule", Avril 1977.

Sommaire

LA SIMULATION DE LA DYNAMIQUE DES VEHICULES FERROVIAIRES: COMPARAISON ENTRE CODES "MULTIBODY" COMMERCIAUX

L'analyse de prévision du comportement dynamique du véhicule est exécuté à travers la technique de modélisation multi-corps ou "multibody", implémentée dans des nombreux codes disponibles en commerce. Dans le domaine ferroviaire, les codes multi-corps utilisés par les majeurs constructeurs sont Adams/VI-Rail (abrégé par la suite en VI-Rail) et Simpack.

Dans cette recherche deux différentes analyses de dynamique de marche ont été réalisées en parallèle à partir de deux modèles de calcul identiques, chacun implémenté à travers l'un des deux codes susmentionnés. Le résultats si obtenus ont été comparés entre eux en cherchant aussi de fournir au lecteur un cadre des simulations réalisées normalement en phase de projet. Pour mieux comprendre et interpréter les résultats obtenus, un grand relief à été dédié aux caractéristiques de réalisations des deux modèles, à la vérification de leurs validité et à la description des respectifs modèles de contacte roue-rail.

Zusammenfassung

SIMULATION VON FAHRZEUGDYNAMIK. EIN VERGLEICH ZWISCHEN MULTIBODY PROGRAMMEN

Die Analyse von Fahrzeugdynamik wird mittels Multibody Rechnungsprogrammen ausgeführt, von denen die Adams VI Rail und Simpack die meist bekannten und benutzten sind.

Hier werden die parallelen Analysen von zwei gleichen Fahrzeugrechnungsmodellen vorgestellt, von denen jedes in einem der obengenannten Programme durchgeführt wurde. Beim Vergleich der gewonnenen Resultate wird dem Leser eine Vorstellung der verschiedenen Simulationsstufen vermittelt. Für das bessere Verständnis wurden die Erstellungseigenschaften der beiden Modelle, die Überprüfung der Plausibilität und die jeweiligen Rad-Schiene Berührungsmodelle Vertieft.