

**Memoria vincitrice del Premio Mallegori-Di Majo 2008****Attività di studio e simulazione per l'introduzione  
del regime di "locomotiva lunga"****Research activity for the introduction  
of the "Long Locomotive" braking arrangement**

*Dott. Ingg. Luca PUGI(\*), Andrea RINDI(\*), Andrea Giuseppe ERCOLE(\*\*),  
Alessandro PALAZZOLO(\*\*\*) Jury AUCIELLO(\*), Duccio FIORAVANTI(\*), Mirko IGNESTI(\*)*

**SOMMARIO -** Il gruppo di lavoro 6 (composizione treni merci) del comitato di ITALCERTIFER si è occupato di una serie di attività relative all'ottimizzazione della composizione dei treni merci. In questo lavoro sono riportati alcuni risultati relativi ad alcuni studi e simulazioni effettuate da Università di Firenze in collaborazione con altri partner del progetto. I risultati di queste attività coordinate da RFI - CESIFER sono stati utilizzati per la stesura della disposizione 20/07 di RFI ("Modifiche alla Prefazione Generale all'Orario di Servizio") che modifica i criteri di composizione dei treni merci sulla rete italiana ai fini della frenatura.

**1. Introduzione**

Nell'ambito del Gruppo di Lavoro 6 (Composizione Treni Merci) del comitato tecnico scientifico di ITALCERTIFER sono state commissionate una serie di attività di ricerca che avevano lo scopo di studiare e fornire nuovi criteri di composizione dei treni merci. In particolare, sono stati verificati gli effetti della introduzione del regime di locomotiva lunga sulla dinamica longitudinale di convogli caratterizzati da masse rimorchiare rilevanti.

Il regime di locomotiva lunga consiste nel frenare la locomotiva ed i primi cinque carri rimorchiati in regime G (merci) ed il resto della composizione in P (passeggeri): in tale modo si rallenta l'applicazione delle forze frenanti sui rotabili di testa. Le forze frenanti risultano applicate più omogeneamente lungo il treno riducendo gli sforzi longitudinali trasmessi e l'eccitazione dei modi di vibrare longitudinali del convoglio.

**SUMMARY -** The workgroup n°6 (Freight trains composition) of the ITALCERTIFER committee, has worked on a series of activities concerning the optimization of freight train compositions. In this paper are presented the simulations with some relative results performed by University of Florence in cooperation with other project partners. The results of this activity, coordinated by RFI-CESIFER have been used to emanate the 20/07 rule of RFI ("Modifiche alla Prefazione Generale all'Orario di Servizio") which modify the composition rules of freight train on the Italian Railways from a braking viewpoint.

**1. Introduction**

In the field of the workgroup n°6 (Freight trains composition) of the scientific committee of ITALCERTIFER, a series of research activities with the aim to study and introduce new composition criterions of freight trains have been ordered. In particular, the effects of the "Long Locomotive" braking arrangement on longitudinal dynamics of trains with a large towed mass have been investigated.

In the long locomotive arrangement the locomotive and the first five coaches have the braking distributor arranged on the G (freight) setting while the remaining vehicles use the P (passenger) arrangement: in this way, the application of braking forces on the first coaches in the head of train is retarded. The braking forces are applied more homogeneously along the train reducing the transmitted longitudinal efforts and the excitation of the longitudinal vibration modes of the convoy.

(\*) Dipartimento Energetica Sergio STECCO, Sezione Meccanica Applicata Università di Firenze.

(\*\*) RFI SpA Direzione Tecnica - CESIFER - Norme e Procedure.

(\*\*\*) TRENITALIA SpA - D.I.S.Q.S. (Direzione Ingegneria Sicurezza e Qualità di Sistema).

(\*) Department of Energy Engineering, Section of Applied Mechanics, University of Florence, Italy.

(\*\*) RFI SpA - Direzione Tecnica-CESIFER-Norme e Procedure.

(\*\*\*) TRENITALIA SpA.

## SCIENZA E TECNICA

Le attività di ricerca direttamente coordinate da RFI - CESIFER hanno coinvolto tre gruppi di ricerca afferenti a diverse realtà nazionali:

- 1) Politecnico di Milano, in particolare la sezione di Meccanica dei Sistemi del dipartimento di Meccanica;
- 2) Università di Firenze, in particolare la sezione di Meccanica Applicata del dipartimento di Energetica "Sergio STECCO";
- 3) Università di Napoli "Federico II", in particolare il Dipartimento di Progettazione e Gestione Industriale.

TRENITALIA S.p.A ha infine fornito l'indispensabile supporto tecnico in termini di conoscenza dei rotabili e dei sistemi frenanti rendendo disponibili dati sperimentali [3] e know-how.

Nell'ambito di tale gruppo di lavoro i diversi soggetti partecipanti si sono integrati fornendo competenze complementari indispensabili alla riuscita dell'attività.

I risultati conseguiti sono stati utilizzati da RFI per aggiornare le precedenti norme [1] relative alla composizione dei treni merci e fissare i criteri per l'adozione del regime di locomotiva lunga sui treni merci circolanti sulla rete italiana.

L'attività di ricerca ha dunque avuto un impatto rilevante non solo dal punto di vista scientifico, ma anche da quello industriale, andando ad intervenire direttamente sui regolamenti [2] che determinano la composizione dei treni.

In questo lavoro, gli autori si concentrano sulle attività svolte dall' Università di Firenze, con particolare attenzione alle metodologie ed agli strumenti nonché ai risultati ottenuti. Ognuno dei tre gruppi universitari, pur condividendo tutte le informazioni relative al progetto, ha svolto le simulazioni in maniera indipendente, con strumenti diversi. Tale approccio è stato richiesto da RFI essenzialmente per due motivi:

- verificare che i risultati ottenuti fossero relativamente affidabili ed indipendenti dalla particolare metodologia applicata;
- confrontare, in un contesto competitivo, vantaggi e svantaggi delle diverse metodologie in termini di dati necessari, costi, tempi, affidabilità e tipologia di risultati ottenuti.

Per rispettare le scadenze imposte da esigenze di natura industriale, RFI ha ritenuto affidabili quei risultati che fossero stati confermati dal lavoro di più di un gruppo di ricerca. In particolare, le attuali modifiche introdotte alla Prefazione Generale all'Orario di Servizio (PGOS) con la Disposizione 20/07 [2], sono il prodotto della sostanziale convergenza dei risultati ottenuti da Università di Firenze e Politecnico di Milano.

The research activities, directed by RFI-CESIFER, involved the following three groups, related to different national context:

- Department of Mechanics, Section of Mechanics of Systems, Polytechnic of Milan;
- Department of Energy Engineering, Section of Applied Mechanics, University of Florence;
- Department of Industrial Design and Management, University of Naples.

TRENITALIA S.p.A has provided the essential technical support concerning the rolling stock and the braking system, as well as the experimental data measured [3] and the know-how.

Within the framework of the research group, the different committed parties have cooperated supplying the necessary experiences to put through the activity.

The results achieved through the partnership have enabled the adjournment of the previous regulations [2] relative to the composition of freight trains and they permitted to establish rules for the employment of the "Long Locomotive".

So, the research activity has had a considerable effect not only on the scientific plane, but also on the industrial one, with a direct influence on the regulations that determine the train composition.

In this paper, the authors shown in detail the work carried out by the University of Florence, with special attention to the methodologies and instruments as well as the achieved results. Each university group, taking advantage of common information, has worked independently with own instruments and simulations. A similar approach was asked by RFI for two reasons:

- make sure that results were reliable and independent of the particular strategy employed;
- compare advantages and disadvantages, in a competitive context, of the different methodologies with special attention to the necessary data, reliability, costs and typology of results realized.

To respect reasonable deadlines of industrial nature, RFI decided to consider as reliable results that would have been confirmed by at least two of the three group involved. In particular, the present changes introduced in the "Prefazione Generale all'Orario di Servizio" (PGOS), through the 20/07 order, arise from the convergence of the results realized by University of Florence and Polytechnic of Milan.

### 2. Reference models

The need to implement accurate models of trains shortly towards the requirements of the project has suggested, to RFI and the others partners, the choice of a moderate number of meaningful compositions for the

## 2. Modelli di riferimento

La necessità di mettere a punto modelli approfonditi e validati in tempi compatibili con le esigenze del progetto ha spinto RFI ad individuare con la collaborazione degli altri partner un numero ridotto di composizioni significative per l'esecuzione delle simulazioni. Per semplificare la fase di messa a punto e validazione dei modelli di simulazione, sono state considerate composizioni "omogenee" di carri di tipo Shimmins trainati da un locomotore E402B.

La scelta di questi rotabili per l'esecuzione delle prove deriva da una serie di motivazioni riassunte nei seguenti punti:

- diffusione del materiale rotabile prescelto: si tratta di carri merci e locomotori molto utilizzati sulla rete italiana;
  - il materiale rotabile prescelto non presenta caratteristiche "particolari" rispetto agli altri mezzi in circolazione, che potrebbero inficiare o rendere poco generalizzabili i risultati ottenuti; rodiggio e prestazioni di carro e locomotiva sono del tutto standard, mentre i carrelli del carro Shimmins sono di tipo Y25 e quindi diffusi sulla maggior parte dei carri in circolazione in Europa occidentale;
  - il carro prescelto presenta una grande differenza tra massa a tara e massa a pieno carico (20-90 t): in tal modo è possibile simulare l'effetto di carri in composizione con carichi molto diversi; al contempo la regolazione della forza frenante in funzione della massa del carro non avviene in maniera continua (non è presente il sistema auto-continuo), ma discreta (vuoto-carico). Variando la massa del carro e di conseguenza l'impostazione di frenatura tra "carico" e "vuoto", è possibile riprodurre pesi frenati variabili in un range relativamente ampio;
  - sul materiale prescelto esiste una grande quantità di documentazione tecnica e sono disponibili risultati sperimentali provenienti da prove in linea [3].

Nelle figg. 1/a/b ed in tabella 1 si riportano alcune figure relative al carro Shimmns ed alle sue principali caratteristiche.

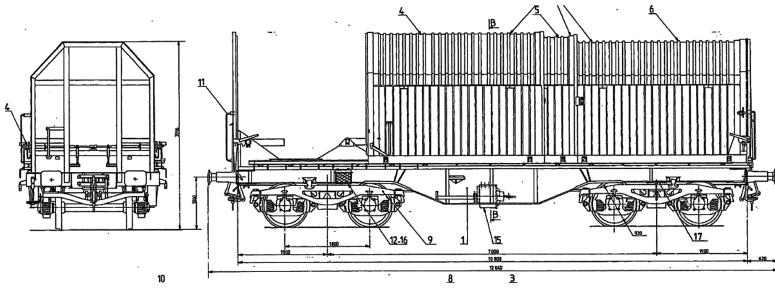


Fig. 1/a - Il carro Shimmns: vista laterale e principali quote geometriche. A Shimmns coach lateral view: main geometric measures.

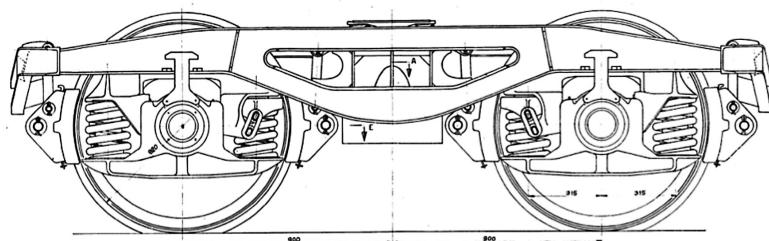


Fig. 1/b - Il carrello Y25L del carro Shimmns. *The Y25 bogie of the Shimmns coach.*

simulations. To simplify the setting and the validation of the simulations, a series of homogeneous compositions - i.e. with the same mass per wagon - of Shimmns freight coaches has been considered, while a E402B has been chosen as a traction unit. The reasons of these choices are the following:

- these locomotive and coaches are very common on the Italian railways;
  - this rolling stock hasn't particular features that may lead up to not much general results; the wheel arrangement and the performance of these vehicle are standard, while the bogies of the Shimmins coach are of Y25 type, which are employed on the most part of coaches in the Western Europe;
  - The Shimmins coach has a big mass difference in the extreme load conditions (tare: 20 t; full load: 90 t); therefore, it is possible to investigate the different behaviour of light and very heavy trains; moreover, the braking force adjustment depending on the weight of vehicles is not continuous but discrete (no self continuous system is present). It is possible to obtain a relative large range of braked weights by varying the coach mass and, consequently, the brake arrangement (empty-loaded system).

TABELLA 1 – TABLE 1

PRINCIPALI DATI RELATIVI AL CARRO SHIMMNS  
MAIN PROPERTIES OF THE SHIMMNS WAGON

Massa a tara <i>Empty loaded mass</i>	20÷25 t	Percentuale di peso frenato <i>Braked weight percentage</i>	1	20 t: 125%; 48 t: 55%
Massa a pieno carico <i>Full loaded mass</i>	90 t		2	48 t: 125%; 90 t: 65%
Passo del carrello <i>Wheelset base</i>	1800 mm	Gancio di trazione <i>Drawgear</i>		Miner 1.2MN Disegno Trenitalia 102590 <i>Trenitalia draw 102590</i>
Lunghezza <i>Length</i>	12640 mm			620-105 mm Categoria A 50 kJ 50 kJ A cathegory
Interperno <i>Bogie pivot distance</i>	7000 mm	Respingenti <i>Buffers</i>		

### 3. Modellazione dell'impianto frenante

Il modello di impianto frenante utilizzato per le simulazioni è basato sul classico schema di freno UIC mostrato in fig. 2, di cui si elencano i principali componenti:

- 1) gruppo di generazione aria;
- 2) rubinetto del freno;
- 3) distributore con le relative capacità collegate (serbatoio di comando e serbatoio ausiliario) e l'eventuale relè di pressione, visto come un semplice stadio di amplificazione/adattamento di impedenza;
- 4) capacità pilotate: il cilindro del freno e le relative tubazioni.

La modellazione viene eseguita assemblando i modelli dei vari elementi dell'impianto frenante all'interno del codice di simulazione commerciale LMS AMESIM™. L'Università di Firenze da alcuni anni sviluppa i propri modelli di impianto frenante con strumenti commerciali rinunciando a soluzioni "custom".

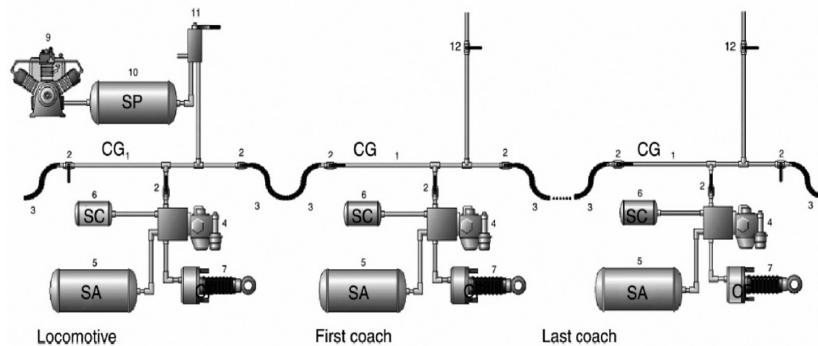


Fig. 2 - Modello semplificato di freno. Legenda: "CG" condotta generale, "4" distributori, "7" cilindri freno, "9" compressore della locomotiva, "11" valvola rubinetto del freno. Simplified brake layout. Legend: "CG" main brake pipe, "4" distributors; "7" brake cylinders, "9" traction unit compressor, "11" brake valve.

- a remarkable technical documentation and results, derived from experimental data, are available for the chosen rolling stock [3].

Figures 1/a/b show some views of the Shimmns coach; instead, the table 1 summarizes its main characteristics.

### 3. The braking plant modelling

The model of braking system used for the simulations and shown in figure 2 has a

classical UIC structure; the main components are:

- the compressed air generating unit;
- the brake valve;
- the brake distributor with the connected relative capacities (auxiliary and command reservoirs) and the pressure relay, which acts as a simple amplification stage;
- the controlled capacities: the brake cylinders and the relative pipes.

The complete model has been built assembling the components models in a commercial simulation code, LMS AMESIM™. The University of Florence has developed own models using commercial tools for some years, avoiding custom solutions.

This choice is justified by a greater facility in the information and models sharing with others research groups, and it represents a warrantee for the code user and the customers. Validation and maintenance of software and models are easier thanks to a "general purpose"

users population. Risks and limitations, arising from the use of specialized computer programs - whose lifetime and reliability depend on a confined group of original developers - are thus avoided.

The models' library was developed in previous research and study activities about which there are national and international publications, as mentioned in bibliography [4,5,6]; the theoretical justifications of models are reported in well-known in-

Tale scelta trova giustificazione nella maggior facilità di condividere informazioni e modelli con altri gruppi di ricerca e sviluppo e rappresenta una garanzia per gli utilizzatori del codice ed i fruitori dei risultati dello stesso. Validazione e manutenzione di programmi e modelli risultano facilitati da una base di utenti allargata e "general purpose". Si evitano di conseguenza rischi e limitazioni derivanti dall'uso di sistemi specialistici, la cui vita e affidabilità risultano spesso eccessivamente vincolati ad un fragile nucleo di sviluppatori originali.

La libreria di modelli utilizzata è stata sviluppata nell'ambito di precedenti attività di studio e ricerca di cui esiste ampio riscontro a livello di pubblicazioni nazionali ed internazionali [4,5,6]; la formulazione fisica dei modelli fa riferimento a pubblicazioni internazionali relativamente note e riconosciute [7,8]. I modelli pneumatici ricordano la struttura dell'impianto reale: esistono sotto-modelli relativi a condotta, rubinetto del freno e distributori.

In particolare, per quanto riguarda la condotta del freno, questa è discretizzata con un numero elevato di elementi R-C-I (acronimo di Resistivo-Capacitivo-Inerziale) in modo da migliorare l'affidabilità del modello nei rapidi transitori che caratterizzano la propagazione del segnale di depressione e lo svuotamento della condotta stessa.

Nella modellazione del comportamento del fluido si tiene in considerazione lo scambio termico introducendo un coefficiente di scambio convettivo costante, il che comporta un indubbio vantaggio rispetto ai tradizionali modelli basati su trasformazioni politropiche [8]. Essendo tuttavia modeste le informazioni in bibliografia su tale argomento la calibrazione resta ancora affidata a dati sperimentali. Per i dati dell'impianto frenante ed il calcolo delle prestazioni frenanti si è fatto riferimento alla relativa documentazione fornita da TRENITALIA [9] (tabella 2).

#### 4. Taratura del modello di impianto pneumatico

Per la calibrazione del modello di freno, TRENITALIA ha reso disponibili i dati relativi ad alcune prove effettuate nel 2003 su una composizione di carri Shimmins [3]. Il convoglio sperimentale, di lunghezza complessiva pari a 550 m, era composto da 2 locomotive E402B (una in testa ed una in coda) in doppia trazione, 40 carri di tipo S13 - Shimmins ed una carrozza di misura posizionata al centro del treno; uno schema semplificato della composizione è riportato in fig. 3. La campagna di prove ha previsto una serie di frenature rapide e massime di servizio eseguite con tutti i veicoli in regime "G", in rettilineo e in piano.

La taratura viene eseguita in tre fasi sequenziali:

- 1) taratura dei parametri della condotta: si calibrono tut-

TABELLA 2 - TABLE 2  
CARATTERISTICHE DELL'IMPIANTO FRENNANTE DEL CARRO SHIMMNS  
ESTRATTE DALLA DOCUMENTAZIONE TECNICA DI TRENITALIA [9]. BRAKE  
PLANT CHARACTERISTICS TAKEN FROM TRENITALIA TECHNICAL  
DOCUMENTATION [9].

Distributore <i>Distributor</i>	Gruppo freno centralizzato <i>Centralized brake group</i>
Dispositivo vuoto-carico <i>Empty-loaded device</i>	Trasformatore di pressione 1.25/3.8 bar <i>Pressure transformer 1.25/3.8 bar</i>
Capacità serbatoio ausiliario <i>Auxiliary reservoir capacity</i>	125 l
Area stantuffo cilindro freno <i>Brake cylinder area</i>	12.95 dm <sup>2</sup>
Regolatore timoneria <i>Leverage regulator</i>	WABCO-SUB 13-600 SAB DRV2AI 600 FRENISISTEMI DRV2A
Rapporto timoneria carro <i>Coach leverage amplification ratio</i>	12.7
Sforzo antagonista tot. regolatore <i>Leverage total opponent effort</i>	16 kN

ternational publications [7,8]. The actual structure of brake plant is taken into account: the main brake pipe, the brake valve and the distributor are implemented.

Concerning the main pipe, a lumped parameter approach with a lot of RCI elements (Resistive, Capacitive, Inertial) has been used to reproduce a reliable behavior of the pipe in quick transient states, which characterize the propagation of pressure's signal and the air emptying.

Thermal exchange has been considered in the modeling of fluid behavior by means of a constant convective coefficient, that seems advantageous compared to a classical polytrophic law [8]. Nevertheless, because of too little bibliographical information about this topic, the calibration has needed to use experimental data. For the braking plant technical data and the estimation of braking performance, the documentation provided by TRENITALIA [9] has been used (table 2).

#### 4. Calibration of pneumatic plant model

For the calibration of the brake model, TRENITALIA has provided a set of experimental results, concerning braking manoeuvres of a Shimmins formation carried out in 2003 [3]. The train, about 550 m long, was composed with two E402B traction units (one in front of the convoy, the other in the rear), 40 Shimmins S13 freight wagons and in the middle of the train a wagon equipped with measuring devices; figure 4 shows a simplified structure of the train. The proof campaign comprised a series of emergency and maximal service braking, which were executed on straight and curved tracks, in either case with all vehicle on "G" set up.

The calibration is brought to completion through three sequential stages:

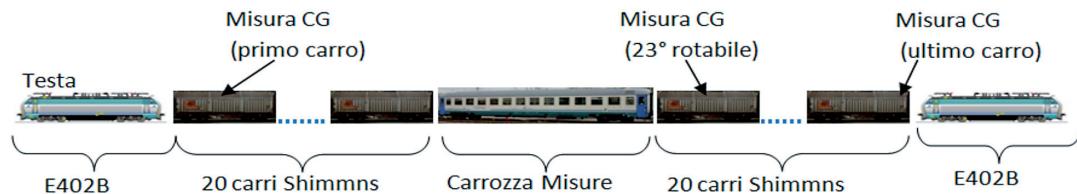


Fig. 3 - Convoglio sperimentale utilizzato per le prove [3]. The train used for experimental braking manoeuvres [3].

- ti i parametri relativi a lunghezze, capacità, perdite di carico e scambio termico della condotta del freno;
- 2) taratura dei coefficienti di efflusso: si verificano e si calibrano parametri caratteristici rubinetto;
  - 3) taratura delle pressioni ai cilindri: si tara la risposta dei modelli di distributore e relè di pressione in modo da emulare l'uscita misurata sperimentalmente.

Dalle prove sperimentali risultano disponibili i valori delle pressioni in condotta generale misurate in tre diverse sezioni del treno: sul carro di testa, su uno intermedio e sull'ultimo carro, come visibile in fig. 3. Per la calibrazione del modello di condotta è sufficiente imporre sulla sezione di testa il profilo di pressione misurato sperimentalmente sul treno reale. Tramite procedure di ottimizzazione iterativa si modificano i parametri caratteristici del modello di condotta generale in modo da minimizzare le differenze tra profili di pressione simulati nelle sezioni intermedia e finale e corrispondenti curve sperimentali.

Tra i parametri oggetto di ottimizzazione vi sono anche elementi che non riguardano la condotta in senso stretto, quali ad esempio le portate scambiate tra quest'ultima e i relativi distributori. Il procedimento adottato presenta il vantaggio non indifferente di consentire la calibrazione dei parametri caratteristici della condotta in modo del tutto indipendente da quello del rubinetto del freno.

Nelle figg. 4/a/b/c si riportano alcuni risultati in cui si confronta il profilo di pressione misurato sperimentalmente in condotta con quello simulato, in diverse sezioni del treno. La manovra che viene riprodotta dal modello è una frenatura "rapida".

Si nota dal confronto di simulazioni e risultati sperimentali che questi risultano sostanzialmente in buon accordo. Probabilmente spingendo oltre la procedu-

- 1) calibration of the pipe parameters: lengths, capacities, pressure losses and thermal exchange;
- 2) calibration of the flow coefficients for the brake manifold;
- 3) calibration of the cylinder pressures: the response of the distributor and relais is optimized to reproduce the experimental behavior.

From the experimental proofs, the pressure values in three points of the main brake pipe were available: on the first freight wagon, on the last and at the middle of train as shown in figure 3. To optimize the main brake pipe model it is sufficient to impose the experimental pressure measured on the head of the convoy.

By means of iterative methods, the pipe parameters are modified in order to minimize, at the same time, the differences between simulated and measured pressure profiles, in the middle and in the rear of the train. Among the parameters involved in the optimization stage, there are some physical quantities which are not related to the main pipe features, as the mass flows exchanged between the latter and the distributors. It is noteworthy that the chosen approach has the advantage of the possibility to complete the operation regardless of the brake valve.

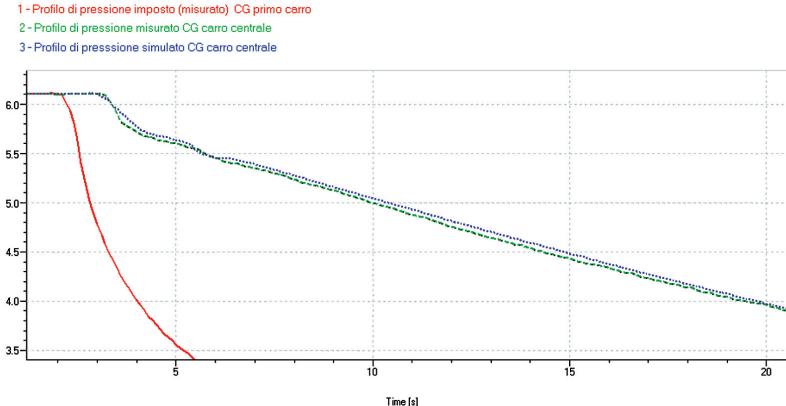


Fig. 4/a - Confronto tra profili di pressione in condotta generale sperimentali e simulati (dati relativi al carro intermedio). Pressure profiles in the main brake pipe during an emergency braking: comparison between numerical and experimental behaviour on the intermediate coach.

ra di ottimizzazione si potrebbero ottenere errori anche più piccoli; gli errori rilevati non sono tuttavia ritenuti significativi in relazione alla dinamica di risposta del distributore e/o alla distribuzione statistica di tolleranze prestazionali dei componenti reali.

Una volta tarati i parametri della condotta del freno, la simulazione viene ripetuta sostituendo la condizione di pressione imposta, precedentemente utilizzata con il modello del rubinetto del freno; in tal modo è possibile affinare in una sessione di simulazioni separate i parametri relativi al rubinetto ed in particolare l'andamento dei coefficienti di efflusso della sezione attraverso cui si scarica la condotta. La procedura di ottimizzazione ha termine quando i parametri del rubinetto sono tarati in modo da riprodurre la medesima risposta che si sarebbe ottenuta imponendo in testa il profilo di pressione misurato sperimentalmente sulla condotta generale.

L'ultima attività di calibrazione riguarda la risposta dei distributori e dei relativi autocontinui che vengono tarati ripetendo le simulazioni e confrontando i risultati

In figures 4a, 4b and 4c some results are reported, where the measured pressure profile are compared with the numerical one in two sections of the train. The reproduced maneuver is an emergency brake. The comparison between numerical and experimental results shows a good agreement. Probably, with an additional stage of optimization, lower errors would have been obtained, but the precision reached can be considered quite satisfactory, considering the dynamics of the system and the statistical deviation of performances due to the tolerances in the real components.

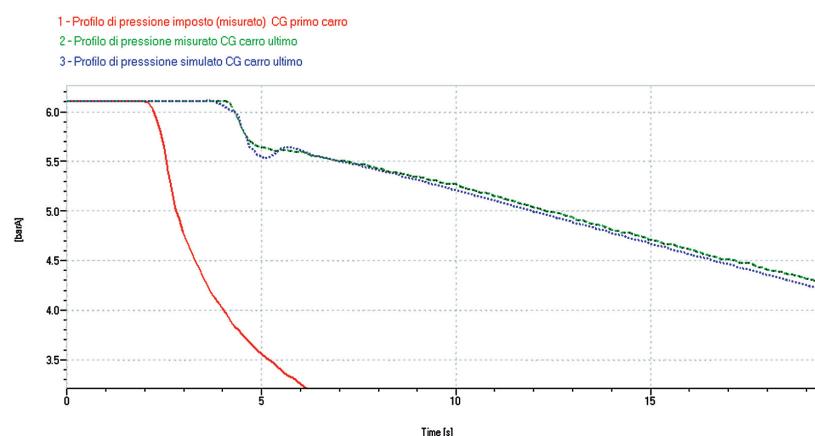


Fig. 4/b - Confronto tra profili di pressione in condotta generale sperimentali e simulati (dati relativi al carro in coda). *Pressure profiles in the main brake pipe during an emergency braking: comparison between numerical and experimental behaviour on the last coach.*

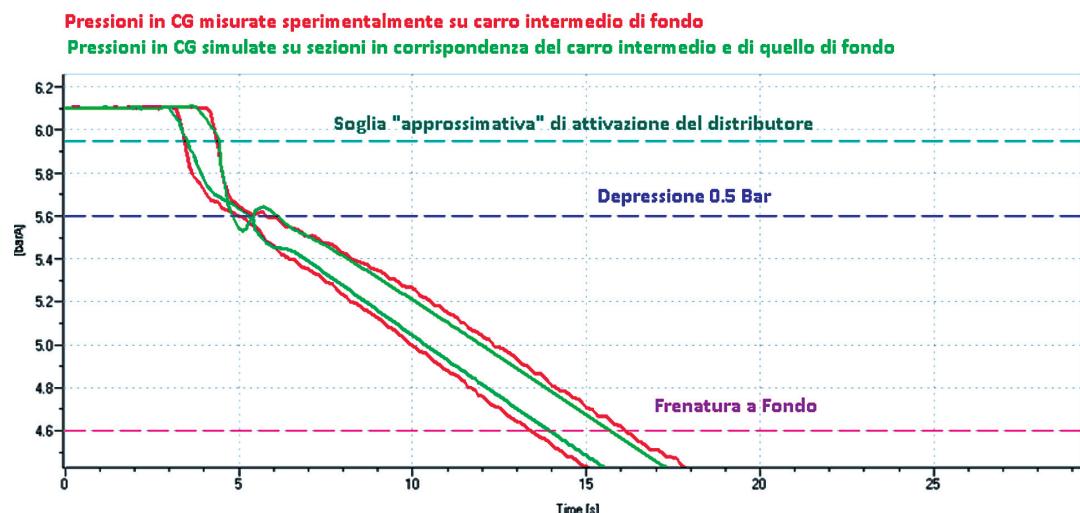


Fig. 4/c - Confronto tra profili di pressioni della condotta generale simulati e misurati in prossimità del carri ultimo ed intermedio della composizione. *Comparison between experimental and numerical main brake pipe pressures both on the intermediate and the rear coach: detail of the manoeuvre initial stage.*

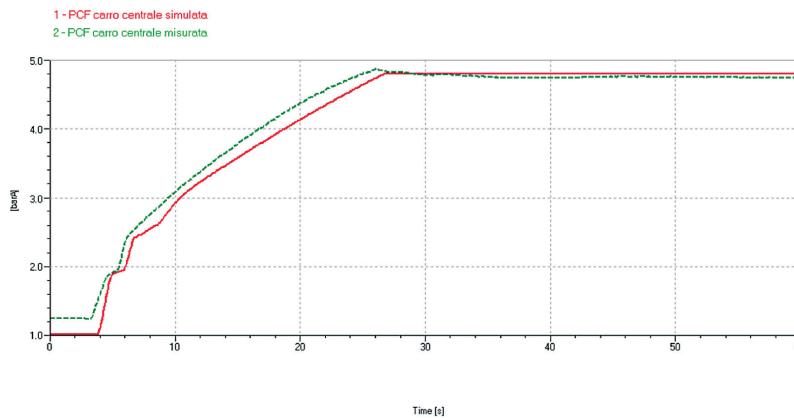


Fig. 5/a - Confronto tra pressione misurata e simulata (carro centrale). *Comparison between experimental and numerical pressure in the brake cylinder of the intermediate wagon.*

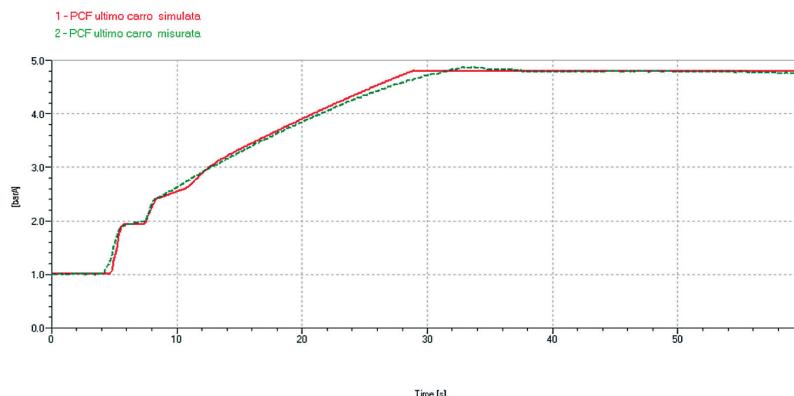


Fig. 5/b - Confronto tra pressione misurata e simulata (ultimo carro). *Comparison between experimental and numerical pressure in the brake cylinder of the last wagon.*

sperimentali con gli output di simulazione.

Si riportano nelle figg. 5/a/b alcuni risultati dai quali si evince la buona corrispondenza del modello con la realtà.

Nei grafici mostrati si assume che una forza frenante del 100% corrisponda ad una pressione di 4.8 bar assoluti. L'azione di relè di pressione/dispositivo vuoto-carico viene modellata come una semplice variazione del rapporto di timoneria e non come nella realtà come una variazione della pressione di riempimento nei cilindri: il risultato in termini di forze applicate alle guarnizioni del freno è del tutto equivalente. Si nota la capacità del modello di riprodurre alcuni comportamenti caratteristici specialmente nelle prime fasi di riempimento del cilindro.

Once the parameters are chosen, the simulation is repeated replacing the imposed experimental pressure on the first wagon with a brake valve model; with further simulations it is possible to set the parameters of the brake valve, in particular the trend of flow coefficients in the section opening through which the pipe can empty itself. The optimization finishes when the values of the brake manifold's parameters permit to achieve the same response obtainable by imposing the experimental pressure profile in the main brake pipe at the head of the train.

The last optimization stage concerns the response of the distributors and their self adjusting proportional load brake systems, which are calibrated repeating the simulations and comparing the experimental results with the numerical outputs.

Figures 5/a and 5/b show some results that demonstrate a good concordance with reality.

In the presented graphics, it was decided that the 100% of the braking force corresponds to 4.8 bar of absolute pressure. The presence of the pressure relapses and the empty-loaded devices is introduced as a simple variation of the leverage amplification ratio and not as a variation of the saturation pressure of the brake cylinder as in the real brake plant: clearly, the results in terms of forces on the brake blocks are the same. As visible, the distributor model permits to reproduce some typical behaviors especially in the first steps of the cylinder filling.

## 5. Brake leverage and components modelling

The braking forces applied on the brake components can be calculated using the cylinder pressures and taking into account the leverage amplification ratio. All leverage data have been taken from the technical documentation of TRENITALIA [10]. The most important data utilized for

TABELLA 3 – TABLE 3

SCHEMA DELLA TIMONERIA - LEVERAGE LAYOUT

	Rendimento timoneria carro <i>Coach leverage efficiency</i>	0.83
	Sforzo molle antagoniste cilindro freno <i>Brake cylinder springs opponent force</i>	1.5 kN
	Sforzo molle antagoniste regolatore <i>Regulator opponent force</i>	2 kN

### 5. Modellazione di timoneria e organi del freno

A partire dalle pressioni ai cilindri freno, tenendo conto del rapporto di timoneria, si possono calcolare le forze di serraggio applicate sugli organi del freno. Tutti i dati relativi alla timoneria sono desunti da corrispondente documentazione tecnica di TRENITALIA [10]. In tabella 3 sono riportati i dati di principale interesse utilizzati per la messa a punto del modello.

Il coefficiente di attrito tra ceppi e superfici di rotolamento delle ruote è dipendente sia dalla velocità del convoglio sia dalla forza/pressione di serraggio. Tale dipendenza viene riprodotta in simulazione implementando il modello Karwatzki (1) già utilizzato da numerosi software specialistici [11] (fig. 6).

$$\mu(V, F) = 0,6 \cdot \frac{g}{\frac{80}{F} + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100} \quad (1)$$

$V$  [km/h] = velocità del veicolo

*vehicle speed*

$F$  [kN] = forza di serraggio ceppo

*block braking force*

$G$  [m/s<sup>2</sup>] = accelerazione di gravità

*gravity acceleration*

Come ulteriore verifica/validazione di modelli e ipotesi semplificative adottate si sono effettuate delle simulazioni in cui viene riprodotta la prova di lancio del carro isolato che secondo normative vigenti [12] permette di verificare sperimentalmente la percentuale di massa frenata. Le simulazioni sono state ripetute con tre differenti velocità di lancio pari a 100-120-140 km/h e con quattro diverse combinazioni di carico nel range di variazione previsto. Nelle dodici simulazioni l'errore tra lo spazio di arresto simulato e quello previsto dalle norme in base alla percentuale di peso frenato assegnata al veicolo, si è mantenuto sempre al di sotto del 2%. I risultati sono riferiti ad un semplice modello monodimensionale in cui il carro è schematizzato come un'inerzia concentrata su cui sono applicate oltre alle forze esercitate dal freno, le resistenze

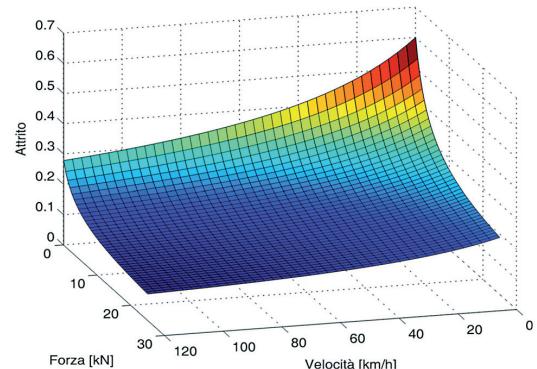


Figura 6 - Modello di Karwatzki [11]: andamento del coefficiente di attrito in funzione di velocità e forza di serraggio. *Karwatzki model [11]: friction coefficient versus vehicle speed and normal force acting on the block.*

the model set up are summarized in table 3.

The friction coefficient between blocks and rolling surface of wheels depends on velocity and force tightening. This dependence has been considered during simulations by introducing the Karwatzki model (1), which is also included in many dedicated software [11] (fig. 6).

For a further validation of models and adopted working hypotheses, a series of simulations, wherein the braking proof of an isolated vehicle is carried out, have been executed; they permit experimentally to verify the percentage of braked weight, according to laws in force [12]. The latter have been repeated with three different initial speeds equal to 100, 120 and 140 km/h and with four combinations of load in the admitted range variation. For the twelve proofs, the error between actual and calculated stopping distance, which is dependent of the percentage of braked weight assigned to the vehicle, was always less than 2%. The model to which the results are referred, is a simple mono-dimensional model, where a coach is introduced as lumped inertia upon which the forces exerted by the brake and the travelling resistances, evaluated through the parabolic functions described in literature [13] are applied.

all'avanzamento calcolate con leggi paraboliche ampiamente descritte in letteratura [13].

In fig. 7 si mostra l'andamento del peso frenato calcolato da simulazione, confrontato con quanto dichiarato sulla documentazione tecnica di TRENITALIA [9] e quindi utilizzato in esercizio. Dai risultati di fig. 7 si possono evincere le seguenti considerazioni:

- il valore del peso frenato calcolato dal modello di simulazione e quello utilizzato in esercizio sono sostanzialmente coincidenti;
- l'andamento del peso frenato calcolato in simulazione è assai poco dipendente dalla velocità di lancio, nonostante la dipendenza di molte grandezze dalla velocità (es. coeff. attrito, resistenze all'avanzamento, etc.)

### 6. Elementi del sistema di trazione-repulsione

Per quanto riguarda gli elementi di trazione e repulsione (respingenti e ganci), risultavano disponibili da documentazione tecnica informazioni relative alle curve di carico-scarico eseguite secondo le normative vigenti per i respingenti dei carri merci [14] (figg. 8/a/b).

Peraltro, le prescrizioni per la realizzazione della medesima prova sono analoghe nelle norme in corso di pubblicazione [15] ed in quelle relative ai respingenti destinati alle carrozze [16]. Tali norme prescrivono che la curva caratteristica di carico del respingente venga misurata imponendo velocità di deformazione comprese tra 1 e 5 cm/s. Se la dissipazione all'interno del respingente produce un effetto "coulombiano" l'energia dissipata in un ciclo di carico risulta relativamente indipendente dalla velocità

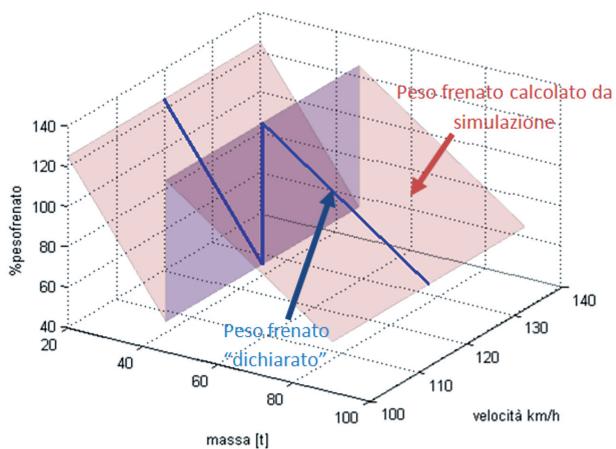


Fig. 7 - Andamento del peso frenato calcolato secondo UIC 544.1 in funzione della velocità di lancio e della massa del carro: i valori sono confrontati con valore dichiarato sulla documentazione tecnica di TRENITALIA [9]. Evaluated percentage of braked weight according to UIC 544-1 as a function of initial speed and wagon mass, compared with what declared in the technical documentation of TRENITALIA [9].

In Figure 7 is illustrated a surface which represents the calculated braked weight by means of simulation compared with the value used in service, declared by TRENITALIA [9]. Examining the above mentioned figure, we gather that:

- the calculated braking weight and that used in service are substantially coincident;
- the calculated braking weight is practically independent of the initial speed, in spite of the dependence of many physical quantities (e. g. friction coefficient, travelling resistances, etc.) on the initial speed.

### 6. The traction and repulsion system

For the traction and repulsion elements (buffers and draw gears), there were available technical information

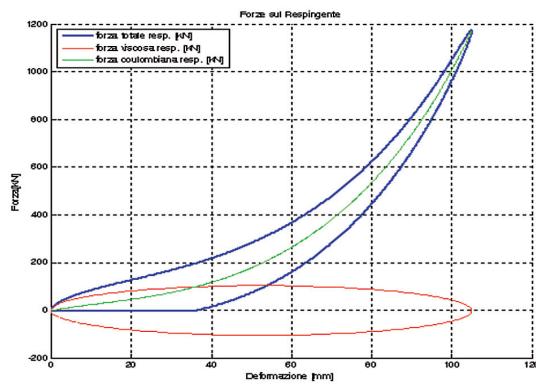


Fig. 8/a - Andamento della forza sul respingente in un ciclo di carico. Force versus displacement for a buffer in a cycle deformation.

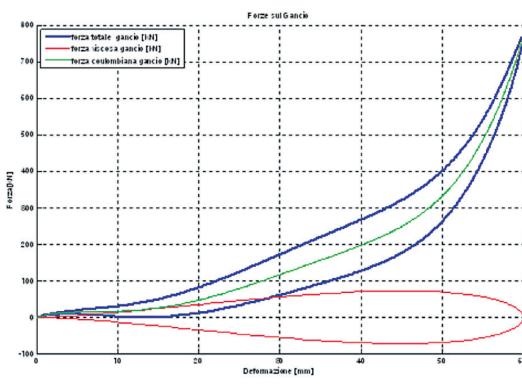


Fig. 8/b - Andamento della forza sul gancio in un ciclo di carico. Force versus displacement for a drawgear in a cycle deformation.

di deformazione; se invece lo smorzamento realizzato è di tipo viscoso, l'energia dissipata in un ciclo di carico risulta circa proporzionale alla velocità di deformazione. Una identificazione rigorosa della risposta del respingente/smorzatore richiederebbe dunque la disponibilità di più curve di carico ricavate con profili velocità diversi e noti.

Per l'identificazione delle caratteristiche elastiche di respingenti e ganci è stato concordato con il Politecnico di Milano di utilizzare un modello di riferimento di tipo polinomiale (2) con smorzamento viscoso.

$$F_{ri} = (k_3 r^5 + k_4 r^4 + k_3 r^3 k_2 r^2 + k_1 r)l + (c_1 r + c_0)j \quad (2)$$

$l = x - x_0$  (corsa comprensiva di precarico. *Displacement including the preload*)

$F_{ri}$  = forza al respingente  $i$ -esimo. *Force on the  $i^{th}$  buffer*

La relazione (2) è stata suggerita dal Politecnico di Milano. Alla luce dei risultati ottenuti durante l'attività e qualora si rendessero disponibili maggiori dati sperimentali, il modello proposto potrebbe essere aggiornato in modo, ad esempio, da riprodurre in modo più realistico comportamenti di tipo coulombiano. Tra i vari operatori matematici disponibili in letteratura, quello di Bouc-Wen [17, 18] è sicuramente uno dei più interessanti. Una relazione analoga con parametri diversi di calibrazione è stata impiegata per il calcolo delle forze  $F_{gi}$  esercitate dai ganci  $j$ -esimi. I parametri del modello sono stati quindi ottimizzati ipotizzando, per quanto riguarda il respingente, cicli sinusoidali con una velocità di deformazione pari a 3 cm/s.

### 7. Modello mono-dimensionale

La determinazione di criteri di composizione "ottima" può richiedere la messa a punto di procedure iterative per verificare la sensibilità dei risultati in funzione della variazione di parametri caratteristici (tipologia e lunghezza della composizione, regime di frenatura etc.). Una volta individuate le configurazioni più critiche, si possono ripetere le simulazioni con modelli più accurati di tipo multibody, che considerino tutti i gradi di libertà del rotabile e quindi la dinamica laterale e verticale, necessariamente trascurata in un modello monodimensionale; quest'ultimo, visibile in fig. 9, è stato implementato in

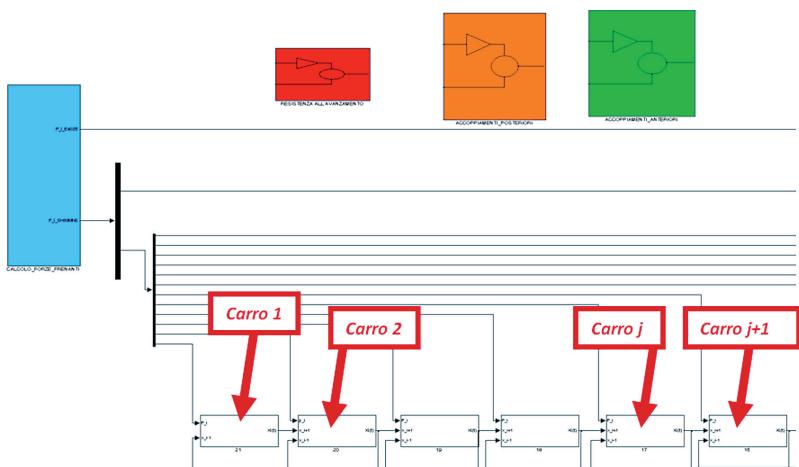
Fig. 9 - Modello Simulink mono-dimensionale. *Detail of the mono-dimensional Simulink model.*

concerning the load and unload curves, performed according to rules in force for the freight rolling stock [14] (figg. 8/a/b).

Moreover, the prescriptions for the experiments are very similar to the ones included in the forthcoming rules [15] and are substantially the same relating to buffers and draw gear of passenger wagon [16]. For buffers, these rules prescribe to measure the load characteristics by imposing a deformation speed between 1 and 5 cm/s. If the internal dissipation of the buffer is of coulombian type, the lost energy in a load cycle is essentially independent of the deformation speed; instead, in case of viscous damping, the waste energy in a cycle is roughly proportional to the deformation speed. A rigorous identification of the buffer response needs the availability of a lot of characteristic curves corresponding to different speed profile.

To characterize the behaviour of buffers and draw gears, a polynomial model (2) with viscous damping was arranged in collaboration with Politecnico di Milano.

The relation (2) was chosen by Politecnico di Milano. In light of obtained results during the activity, and if additional experimental data were available, the proposed model would update, so that, for example, to reproduce a more realistic coulombian behaviour. Among the mathematical expressions traceable in literature, the Bouc-Wen one [17,18] is surely one of the most interesting. A similar function with different calibration parameters was used for the evaluation of forces  $F_{gi}$  exerted by the  $j$ -th draw gear. Therefore, for the buffer, the model parameters have been chosen presupposing a sinusoidal cycle with a max deformation speed of 3 cm/s.



ambiente Matlab Simulink™. I singoli carri sono implementati come sottosistemi indipendenti, per cui il modello può essere creato semplicemente trascinando i blocchi corrispondenti ai diversi carri con procedure relativamente intuitive. Tale procedura è facilmente automatizzabile/adattabile grazie alle funzionalità presenti in un'interfaccia utente presente nell'ambiente di sviluppo. La dinamica di ciascun carro viene determinata per integrazioni successive dell'accelerazione del carro calcolata in base alla equazione (3)

$$\ddot{x}_j = \frac{1}{m_j} \left( F_{j-1}^g - F_{j+1}^g - F_{j-1}^r + F_{j+1}^r - \underbrace{(A\dot{x}_j^2 + B\dot{x}_j + C)}_{\text{resistenze all'avanzamento}} - F_j^b \right)$$

$F_{j-1}^g$  = sforzo di trazione scambiato col carro anteriore  
*Traction force exchanged with the front coach*

$F_{j+1}^g$  = sforzo di trazione scambiato col carro posteriore  
*Traction force exchanged with the rear coach*

$F_{j+1}^r$  = sforzo di compressione scambiato col carro anteriore.  
*Compression force exchanged with the front coach*

$F_{j-1}^r$  = sforzo di compressione scambiato col carro posteriore.  
*Compression force exchanged with the rear coach*

$F_j^b$  = sforzo frenante carro j-esimo.  
*braking force of the j<sup>th</sup> vehicle*

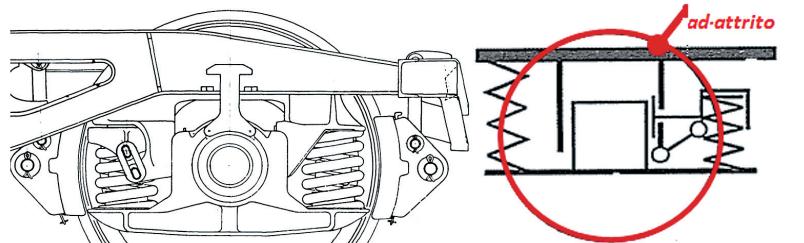


Fig. 10/a - Sospensione primaria del carro e corrispondente schema cinematico dello smorzatore ad attrito [19]. *Primary suspension of the Shimmns coach (left); kinematic scheme of the friction damper (right).*

### 8. Modello multibody tridimensionale

E' stato messo a punto un modello multibody tridimensionale completo in ambiente MSC ADAMS (VI RAIL) sia dei carri Shimmns sia del locomotore E402B, in modo da poter costruire modelli completi di treno che tengano conto della tridimensionalità del contatto ruota rotaia, della dinamica laterale del veicolo, dell'accoppiamento tridimensionale di ganci e respingenti. In particolare, il modello implementa in maniera accurata il sistema sospensivo del veicolo (ad esempio la presenza di smorzamenti dovuti all'attrito, sia sulla sospensione primaria, sia sul collegamento cassa carrello (figg. 10/a/b)). Per quanto concerne l'implementazione di ganci e respingenti viene modellato il contatto tra le superfici dei piatti in modo da riprodurre accuratamente la cinematica e la dinamica

### 7. The mono-dimensional model

The identification of criterions for an "optimal" composition may need the set up of an iterative procedure to verify the sensitivity of the results as a function of the characteristics parameters (typology and length of the composition, braking arrangement, etc.). After detecting the most critical configurations, the simulations can be repeated using more detailed multibody models, which include all degrees of freedom and therefore the lateral and vertical dynamics, that are necessarily neglected in a mono-dimensional model; the latter has been implemented in the MatLab/Simulink environment and it is visible in figure 9. Every coaches have been introduced as an independent subsystem, so that the model can be developed inserting the subsystems of the different vehicle in a simple manner. This procedure can be easily automated thanks to the functionalities available in the environment user interface. The dynamics of each wagon is resolved through subsequent integrations of the acceleration, described by the equation (3).

### 8. The three dimensional multibody model

For both Shimmns coaches and E402B locomotive, accurate three-dimensional multibody models have been developed using the VI-Rail environment of the MSC.ADAMS software, so to manage complete models which embody wheel-rail contact, the lateral dynamics of the vehicle, and the three-dimensional linkage between coaches. In particular, the models include an accurate description of the suspension system of the vehicles (for example the friction damper both in the primary suspension and in the coach-bogie linkage (figure 10/a/b)). Concerning the implementation

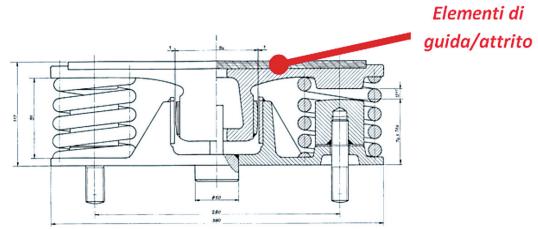


Fig. 10/b - Collegamento tra cassa e carrello e corrispondenti elementi di guida/attrito. *Car body - bogie linkage: stiffness and friction elements.*

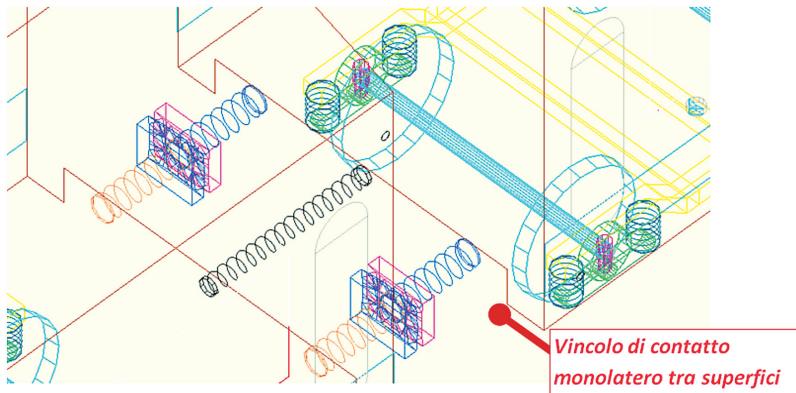


Fig. 10/c - Dettaglio della modellazione del contatto tra respingenti. *Detail of the buffers contact modelling.*

dell'accoppiamento (fig. 10/c). Anche nel caso di modello multibody gli sforzi frenanti sono calcolati a partire da simulazioni in ambiente AMESIM™.

### 9. Risultati della simulazione mono-dimensionale

Scopo delle simulazioni era valutare gli eventuali benefici derivanti in termini di sforzi longitudinali e spazi di arresto di tre diversi regimi di frenatura:

- 1) locomotiva Lunga (LL): la locomotiva ed i primi cinque vagoni sono frenati in regime "G" (merci) il resto del treno in "P" (passeggeri). Si prevede questo regime per convogli con massa rimorchiata superiore alle 1200t;
- 2) frenatura in "P"(P/P): l'intera composizione è frenata in regime "P";
- 3) locomotiva in "G"(G/P): la locomotiva viene frenata in regime "G" il resto del treno in "P".

Utilizzando il modello mono-dimensionale sono state indagate composizioni costituite da un locomotore E402B e da un numero variabile di carri supposti per semplicità tutti con la stessa massa.

Sono state provate composizioni con masse diverse ipotizzando carri con pesi tra le 50 e le 80 tonnellate in modo da verificare risposte del sistema con pesi frenati differenti. La manovra ipotizzata è una frenata di arresto in "rapida".

Dalle simulazioni è emerso che a fronte di un lieve aumento degli spazi di arresto, il regime di locomotiva lunga consente su composizioni lunghe di ridurre sensibilmente l'entità degli sforzi longitudinali di compressione trasmessi. A titolo di esempio, si mostrano alcuni risultati relativi ad una composizione di 32 carri Shimmns con massa di 50 tonnellate lanciati ad una velocità di 50 km/h. Si tratta di una configurazione critica perché corrisponde ad un treno molto lungo con elevata percentuale di massa

of draw gears and buffers, the contact between the surfaces is taken into account to reproduce accurately the kinematics and the dynamics of the coupling (figure 10/c). Even in the multibody model, the braking forces are evaluated taking advantage of AMESim™ simulations.

### 9. Results of Simulink simulations

The analysis of the possible benefits in terms of longitudinal efforts and stopping distances, for three different brake arrangement, was the aim of simulations. The three configurations are:

- 1) "LL" braking (Long Locomotive): the locomotive and the first five coaches in the composition have the "G" setting; instead, for the other wagons, the "P" arrangement is used. This setting is used in case of a convoy with a towed mass higher than 1200 t.
- 2) "P" braking: all vehicle with "passenger brake";
- 3) "G/P" braking: the locomotive has the "goods" setting, the vehicles have the "passenger" one.

Taking advantage of the mono-dimensional model, a series of train compositions with an E402B locomotive and a variable number of coaches, all with the same mass for simplicity, have been analyzed. To verify the response of the system with different braked weights, compositions with a different vehicle mass, respectively equal to 50 t and 80 t, are taken into account. The selected manoeuvre is an emergency braking.

Analyzing the simulations, it's clear that even if the stopping distance increases, the LL setting permits a remarkable reduction of compression longitudinal forces for long trains. As an example, results concerning a braking with an initial speed equal to 50 km/h of a train composed by 32 Shimmns with a 50 t mass will be shown. This is a critical configuration because it is a long train with a high percentage of braked weight. The low initial speed represents another cautionary parameter because of the higher friction coefficients of blocks and pads in this condition; this has a negative consequence on the entity of longitudinal efforts since the braking is more "vigorous" if it starts at low speed.

This behaviour results from the concomitance of pneumatic delays and the increase of the friction coefficient of pads and blocks due to the progressive reduction of speed: the phenomenon decreases sensibly as the initial speed increases. Figures 13/a/b show the comparison

frenata. La bassa velocità di lancio rappresenta un altro parametro cautelativo poiché i coefficienti di attrito di ceppi e guarnizioni risultano più alti in tale condizione; ciò ha conseguenze negative sull'entità degli sforzi longitudinali in quanto la frenatura risulta più "energica" se la velocità iniziale è ridotta.

Tale comportamento deriva dalla sovrapposizione dei ritardi di natura pneumatica con l'incremento del coefficiente di attrito di ceppi e guarnizioni dovuto alla progressiva riduzione di velocità; il fenomeno si riduce sensibilmente all'aumentare della velocità iniziale della manovra.

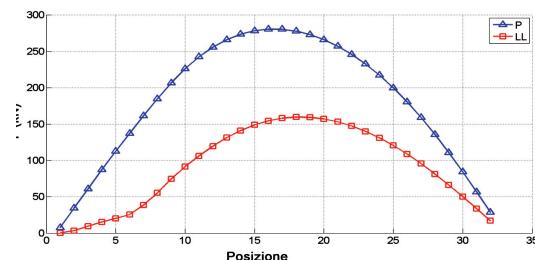


Fig. 11/a - Valori massimi degli sforzi di compressione fra i rispingenti per la composizione da 1600 t (32 carri da 50 t) lanciata a 50 km/h (simulazioni 25 e 27). *Max compression efforts along the train for a composition of 32 Shimmns: comparison between P and LL setting. Initial speed = 50 km/h; total mass = 1600 t (25<sup>th</sup> and 27<sup>th</sup> test run).*

In figg. 11/a/b viene confrontato l'andamento degli sforzi massimi su ciascun vagone lungo il treno nell'ipotesi di regime di locomotiva lunga (LL) e di treno frenato completamente in regime "P". Le forze sono filtrate per mezzo di una media mobile funzione della progressiva, con un periodo di 10 metri. Si nota che gli sforzi di compressione, nel caso di locomotiva lunga, sono sensibilmente più bassi e che gli accoppiamenti corrispondenti alle

among the max longitudinal efforts for each wagon calculated along the train for the P and LL setting. The forces have been filtered with a spatial sliding mean, with a 10 m long window. It can be noted that the compression forces in case of LL setting are appreciably lower and the most critical coupling of the train are positioned more backward in the convoy with respect to the P configuration. Regarding the traction forces in the draw gears, these are slightly higher using the long locomotive.

It is easy to explain this effect if we compare the pressure profile in the brake cylinders evaluated for the two

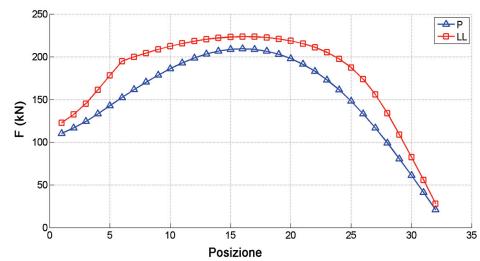


Fig. 11/b - Valori massimi degli sforzi di trazione fra i respingenti per la composizione da 1600 t (32 carri da 50 t) lanciata a 50 km/h (simulazioni 25 e 27). *Max traction efforts along the train for a composition of 32 Shimmns: comparison between P and LL setting. Initial speed = 50 km/h; total mass = 1600 t (25<sup>th</sup> and 27<sup>th</sup> test run).*

braking arrangements, which are shown in figures 14 a/b; as you can see, the braking of the first five coaches is slower than the others, and the train tends to "stretch" in the longitudinal direction. Even in the other cases we can reach a similar conclusion; the configuration and the concerning results are summarized in tables 4/a/b/c. Only in few cases the advantages are little perceptible or absent. The highlighted parts represent instances where there

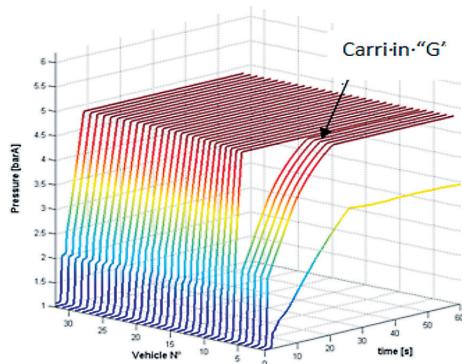


Fig. 12/a - Andamento delle pressioni nei cilindri freno per una composizione di 32 carri in regime di locomotiva lunga. *Brake cylinder pressures for a 32 Shimmns composition with the LL setting.*

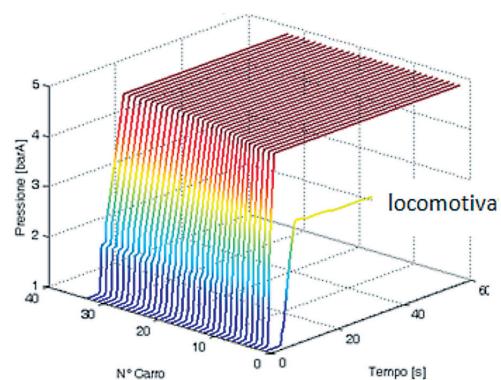


Fig. 12/b - Andamento delle pressioni nei cilindri freno per composizione di 32 carri con tutta la composizione in regime P. *Brake cylinder pressures for a 32 Shimmns composition with the P setting.*

## SCIENZA E TECNICA

condizioni più critiche si spostano nella parte posteriore del convoglio. Per quanto riguarda gli sforzi di trazione sui ganci, questi risultano leggermente più elevati.

Il risultato è facilmente spiegabile se si confronta l'andamento delle pressioni dei cilindri freno calcolate per i due diversi regimi di frenatura visibili nelle figg. 12/a/b; si denota che la frenatura dei primi cinque carri risulta molto più lenta facilitando "la distensione" in senso longitudinale del treno. A conclusioni analoghe si perviene anche nelle altre prove; si vedano le tabelle 4/a/b/c nelle quali è presente una breve sintesi delle prove eseguite e dei risultati ottenuti. Solo in pochissimi casi i vantaggi sono nulli o poco evidenti. Si osserva che i casi evidenziati sono un numero estremamente ridotto rispetto al totale e comportano sollecitazioni aggiuntive ridotte ampiamente tollerabili. In tutti gli altri l'adozione della locomotiva lunga o della locomotiva in "G" (per masse inferiori alle 1200 t) implicano un significativo miglioramento delle prestazioni.

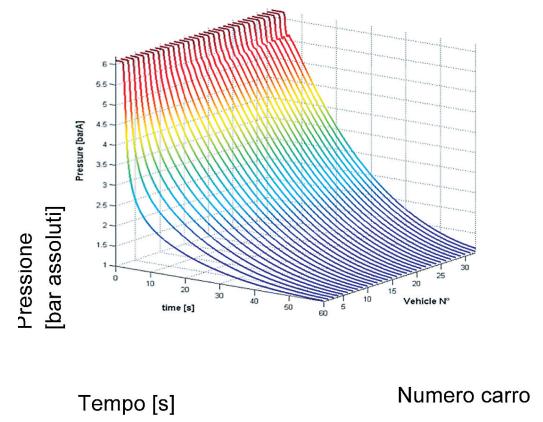


Fig. 12-c- Andamento della pressione in condotta generale per una composizione di 32 carri. *Absolute pressures in the main brake pipe for a composition of 32 Shimmns.*

TABELLA 4/a - TABLE 4/a

## RISULTATI DELLE PROVE CON COMPOSIZIONI DA 800 t. *SIMULATIONS RESULTS FOR THE 800 t TRAIN COMPOSITIONS*

Composizione Composition	Regime Braking arrangement	Velocità Speed [km/h]	Sforzo max trazione Max traction Force [kN]	Pos. max trazione Max traction pos.	Sforzo max compres. Max compres. Force [kN]	Pos. max compres. Max compres. Pos.	Spazio di arresto Stopping distance [m]	Prova Test run
800 t (80 t * 10)	P	50	41	1-2	24	5-6	136	1
		100	41	1-2	21	4-5	617	2
	GP	50	46	1-2	17	5-6	174	3
		100	39	1-2	15	5-6	705	4
800 t (50 t * 16)	P	50	89	1-2	56	8-9	100	15
		100	89	1-2	45	8-9	437	16
	GP	50	117	1-2	55	8-9	103	17
		100	85	1-2	45	8-9	450	18

TABELLA 4/b - TABLE 4/b

## RISULTATI DELLE PROVE CON COMPOSIZIONI DA 1200 t. *SIMULATIONS RESULTS FOR THE 1200 t COMPOSITIONS*

Composizione Composition	Regime Braking arrangement	Velocità Speed [km/h]	Sforzo max trazione Max traction force [kN]	Pos. max trazione Max traction pos.	Sforzo max compres. Max compres. force [kN]	Pos. max compres. Max compres. Pos.	Spazio di arresto Stopping distance [m]	Prova Test run
1200 t (80 t * 15)	P	50	45	1-2	51	8-9	138	5
		100	43	1-2	42	7-8	625	6
	LL	50	75	7-8	49	8-9	143	7
		100	50	7-8	40	8-9	640	8
1200 t (50 t * 24)	P	50	159	6-7	26	9-10	153	9
		100	122	6-7	25	8-9	662	10
	LL	50	148	12-13	140	12-13	106	19
		100	90	1-2	110	12-13	449	20

TABELLA 4/c - TABLE 4/c

RISULTATI DELLE PROVE CON COMPOSIZIONI DA 1600 t. SIMULATIONS RESULTS FOR THE 1600 t COMPOSITIONS

Composizione Composition	Regime Braking arrangement	Velocità Speed [km/h]	Sforzo max trazione Max traction force [kN]	Pos. max trazione Max traction pos.	Sforzo max compres. Max compres. force [kN]	Pos. max compres. Max compres. Pos.	Spazio di arresto Stopping distance [m]	Prova Test run
1600 t (80 t * 20)	P	50	60	10-11	101	10-11	143	11
		100	44	1-2	83	10-11	635	12
	LL	50	158	11-12	52	12-13	154	13
		100	118	10-11	42	12-13	664	14
1600 t (50 t * 32)	P	50	209	16-17	280	16-17	115	25
		100	132	14-15	212	16-17	465	26
	LL	50	223	16-17	160	18-19	121	27
		100	148	17-18	120	18-19	483	28

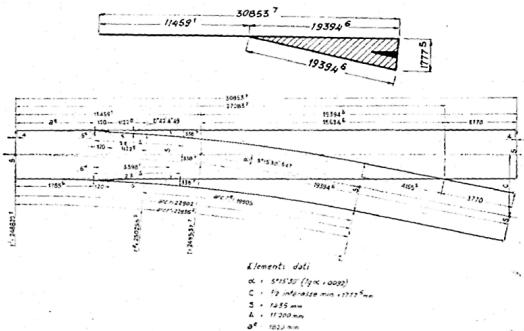


Fig. 13/a - Scambio semplice S 60 UNI/250/0,092: schema e tracciato geometrico. Geometric track of a S 60 UNI 250/0.092 switch.

### 10. Verifiche per il modello tridimensionale: frenature su scambio

Utilizzando il modello tridimensionale sono state eseguite alcune simulazioni di frenature su scambio.

Scopo delle suddette prove era verificare la possibilità di utilizzare modelli multibody/tridimensionali del convoglio per studiare gli effetti combinati di particolari combinazioni di composizioni, manovre e tracciati. In particolare si voleva mettere a punto uno strumento capace di valutare con buona approssimazione il rischio di svio in caso della presenza concomitante di irregolarità del tracciato, raggi di curvatura piccoli, forti azioni longitudinali. Il deviatoio preso in considerazione è uno scambio semplice S 60 UNI/250/0,092 la cui planimetria è mostrata in fig. 13/a. La velocità di inizio frenatura è assunta pari a 30 km/h; non viene considerata alcuna irregolarità di tracciato e i profili delle ruote sono considerati ideali. Poiché generalmente gli accoppiamenti in cui si instaurano le forze longitudinali maggiori si trovano in prossimità del centro del convoglio, le simulazioni vengono eseguite in

are additional nonetheless endurable stresses; in addition, these cases are not many with respect to the total. Generally, the employment of the LL setting or the G one (for a mass lower than 1200 t) implies an important improvement of performance.

### 10. The three dimensional model: braking on switches

A series of simulations of braking manoeuvre on switches has been carried out utilizing the three-dimensional model. The possibility to use multibody models for the analysis of the effects of particular combinations of composition type, manoeuvre and track was the aim of these proofs. In particular manner, we wanted to build a model capable to evaluate with a good approximation the safety against derailment in case of a concomitant presence of track irregularities, small radius curves and considerable longitudinal efforts. The switch taken into consideration is a simple deviation S60/UNI/250/0,092 whose plan is illustrated in figure 13/a. The initial braking speed was chosen equal to 30 km/h; no irregularities were considered and the wheel profiles were new. Since the couplings where the higher longitudinal forces develops were positioned in the middle of the convoy, the simulations were planned so to obtain for these coaches the maximum interaction forces during the switch crossing. So, the effects arising from the concomitance of two dangerous phenomena are maximized: the development of appreciable longitudinal stresses due to the braking manoeuvre and the overloading of the internal buffer because of the car bodies yaw.

To considerably reduce the simulation times, for the longer compositions, a simplified model of the convoy made of following substructures was used:

- complete locomotive model (about 80 degrees of freedom);

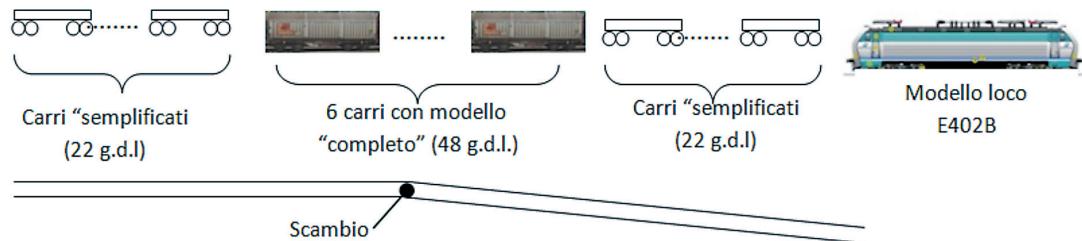


Fig. 13/b - Composizione simulata e suo posizionamento relativo rispetto al tracciato. *The tested train composition and its positioning in the track.*

modo da far sì che sui carri centrali si verifichino le massime forze di interazione durante l'attraversamento dello scambio. Risultano così massimizzati gli effetti dell'azione concomitante di due fenomeni pericolosi per lo svio: lo sviluppo di forti azioni longitudinali a seguito della frenatura e il sovraccarico del respingente interno a seguito dell'imbardata delle casse.

Per ridurre considerevolmente i tempi di calcolo si è utilizzato, per le composizioni più lunghe, un modello di convoglio semplificato costituito dai seguenti modelli multibody:

- modello della locomotiva completa (ca. 80 gradi di libertà);
- modelli di carro "Shimmns" completi (ca. 48 g.d.l.):
  - solo per i 6 veicoli a cavallo dell'accoppiamento critico (centro treno);
  - e comunque per i carri che circolano sullo scambio;
- modelli di carro "Shimmns" semplificato (ca. 22 g.d.l.):
  - per tutti i carri lontani dalla zona critica e che non entrano in curva.

Per meglio chiarire il concetto si riporta in fig. 13/b uno schema esplicativo.

Nelle figg. 14/a/b si illustrano alcuni risultati relativi alla simulazione del passaggio su scambio con relativa frenatura di un convoglio composto da 32 carri Shimmns con massa di 50 t per carro e regime di frenatura LL (locomotiva lunga). In particolare, si riporta in figura 14/a l'andamento del rapporto Y/Q tra forza verticale e trasversale di una delle ruote del carro più "sollecitato". Si osserva che il rapporto di svio si mantiene relativamente lontano dalla condizione di pericolo, cor-

- complete Shimmns coach model (about 48 degrees of freedom):
  - for the six vehicles near to the critical coupling (in the middle of the train);
  - for the coaches which pass through the switch;
- simplified Shimmns model (about 22 degrees of freedom):
  - for all vehicles far off the critical coupling and which doesn't enter on curve.

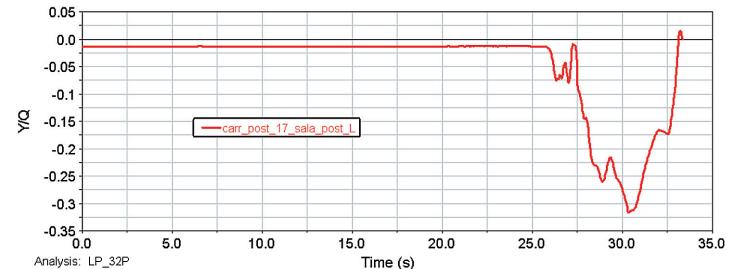


Fig. 14/a - Simulazione di frenatura in scambio: convoglio 32\*50 t (1600 t), regime P/P. Rapporto di deragliamento: carro 17, carrello posteriore, sala posteriore, ruota esterna (sinistra). *Simulation of the braking on a switch: 32\*50 t (1600 t) convoy, P arrangement. Derailment coefficient: 17<sup>th</sup> coach; rear bogie; trailing wheelset; external (left) wheel.*

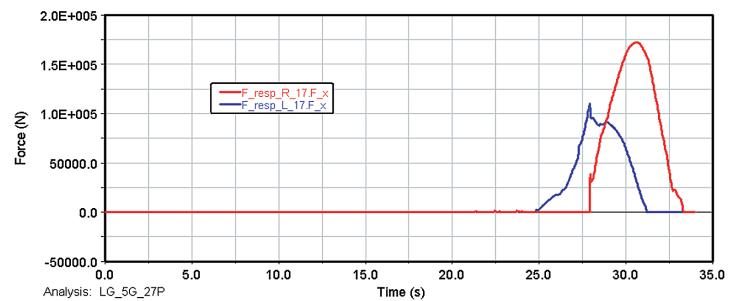


Fig. 14/b - Simulazione di frenatura in scambio: convoglio 32\*50 t (1600 t), regime LL. Forze longitudinali ai respingenti anteriori: carro 17. *Simulation of the braking on a switch: 32\*50 t (1600 t) convoy, LL arrangement. Longitudinal forces on the anterior buffers: 17<sup>th</sup> coach.*

rispondente ad un valore circa unitario di tale grandezza. Nelle due figg. 14/a/b si riporta l'andamento delle forze longitudinali trasmesse dai due respingenti anteriori del veicolo in oggetto. Si nota la capacità del modello di riprodurre la diversa distribuzione dei carichi tra i respingenti interni ed esterni rispetto alla curva. La si-

mulazione viene quindi ripetuta ipotizzando lo stesso regime di frenatura "P" per tutti i carri. I risultati visibili in figura 14/c mostrano chiaramente che in questo secondo caso, i carichi trasmessi attraverso i respingenti risultano molto maggiori rispetto alla locomotiva lunga.

### 11. Conclusioni e sviluppi futuri

In tempi relativamente rapidi sono state messe a punto, partendo da riscontri sperimentali, procedure per l'analisi della dinamica di convogli merci sottoposti a manovre di frenatura sia in rettilineo che in curva. È emerso che l'adozione del regime di "locomotiva lunga" consente una riduzione sensibile degli sforzi di compressione nelle composizioni "lunghe" alla quale sono associati incrementi accettabili delle forze di trazione su alcuni ganci e degli spazi di arresto. I risultati delle simulazioni sono stati utilizzati da RFI per migliorare i criteri di composizione dei treni merci con vantaggi evidenti in termini di affidabilità. Tempi e costi del progetto di ricerca sono rimasti allineati alle previsioni.

Dal punto di vista di futuri sviluppi si possono individuare alcuni "trend" per il breve-medio periodo:

- 1) graduale estensione dell'uso di modelli di simulazione tridimensionale per effetto dell'incremento di risorse computazionali. Modelli mono-dimensionali continueranno ad essere utilizzati a lungo per analisi di sensibilità o statistiche che richiedano un elevato numero di simulazioni;
- 2) miglioramenti significativi potrebbero essere introdotti nella modellazione di comportamenti non lineari di ganci e respingenti; è da segnalare l'esigenza di creare vaste librerie di dati e prove sperimentali che possano essere condivise ed utilizzate per migliorare l'accuratezza dei risultati ottenuti. Con sforzi relativamente ridotti la documentazione tecnica di molti componenti potrebbe essere inte-

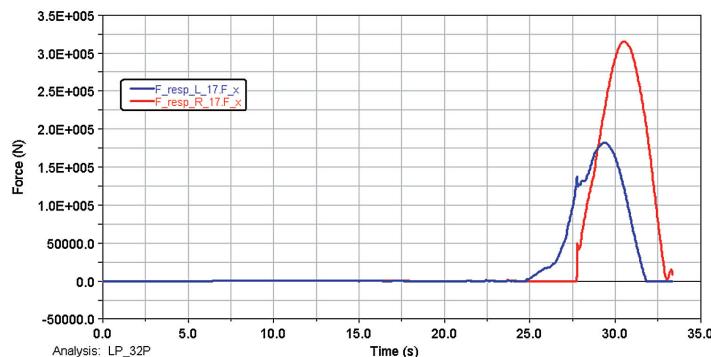


Fig. 14/c - Simulazione di frenatura in scambio: convoglio 32\*50 t (1600 t), regime P/P. Forze longitudinali ai respingenti anteriori: carro 17. *Simulation of the braking on a switch: 32\*50 t (1600 t) convoy, P arrangement. Longitudinal forces on the anterior buffers: 17<sup>th</sup> coach.*

The explanatory diagram in figure 13/b permits to clarify the concept.

Figures 14/a/b show some results relative to a simulation with a composition of 32 Shimmns with the LL setting, whose mass is equal to 50 t, during a braking manoeuvre started in proximity of a switch. Figure 14/a illustrates the Y/Q ratio

between the vertical and lateral force of a wheel of the most "stressed" coach. As you can see, the derailment coefficient is always enough lower than the risk limit value, which corresponds approximately to the unitary value of this ratio. The two figures 14 a/b report the longitudinal forces of the vehicle anterior buffers. It can be seen that the model can manage separately the two different load conditions between the external and internal buffer with respect to the curve. The simulation was repeated assuming the same P braking arrangement for all coaches. The results shown in figure 14/c indicate that in this case the buffers loads are greater than the forces obtained with the LL setting.

### 11. Conclusions and future developments

Using the experimental data as a starting point, a method to analyze convoys dynamics during braking manoeuvre on straight and curved tracks has been implemented shortly. It became apparent that the adoption of the LL arrangement permits an appreciable reduction of compression efforts for long train compositions, with an acceptable augmentation of traction forces on some couplings and of stopping distances. The relative results were used by RFI to improve the freight trains composition criterions with evident advantages in terms of reliability. Timeliness and costs of the research project was respected. With regard to future developments, we could summarize the following points:

- 1) Gradual extension in the three-dimensional models usage, because of the computational resources required. However, mono-dimensional models will be used for statistical and sensitivity analysis which require a large number of simulations.
- 2) Appreciable improvements can be introduced in the non-linear modelling of draw gears and buffers; it is worth pointing out the demand to create

## SCIENZA E TECNICA

grata in modo da facilitarne l'implementazione e la comprensione del comportamento fisico degli stessi.

Tali interventi non particolarmente onerosi potrebbero essere effettuati semplicemente aggiornando normative e prescrizioni sia delle prove di omologazione/accettazione dei componenti sia delle modalità di presentazione dei risultati ottenuti.

### Ringraziamenti

Gli autori intendono ringraziare tutti i ricercatori ed i tecnici dei vari gruppi coinvolti per lo spirito collaborativo e la competenza dimostrata nel corso dell'attività. In particolare si ritiene giusto ricordare il contributo di Fabio SGROI per RFI e di Paolo BELFORTE per Politecnico di Milano, che attualmente hanno lasciato le dette strutture per affrontare nuove esperienze professionali. Ad entrambi vanno i nostri migliori auguri per il nuovo lavoro, viste le competenze e le capacità dimostrate in questa attività.

an extensive library of data and experimental proofs, which can be shared and used to refine the results accuracy. With a low effort the technical documentation of many components can be widened in order to facilitate their implementation and physical comprehension.

These not particularly onerous operations can be performed simply updating both rules and prescriptions of the components approval procedures and the methodologies with which results are presented.

### Acknowledgements

Authors would like to thank all researchers and technicians of the involved groups for their cooperation and the proficiency demonstrated during the activity. We would emphasize in a particular manner the kind assistance of Fabio SGROI from RFI and Paolo BELFORTE from Politecnico di Milano, who left the respective groups to begin new professional experiences. Authors wish to remember them for competence and ability showed in this activity.

### BIBLIOGRAFIA – REFERENCES

- [1] Prefazione Generale all'Orario di Servizio (PGOS).
- [2] Disposizione di RFI n. 20 del 9 maggio 2007, "Modifiche alla Prefazione Generale all'Orario di Servizio".
- [3] R. FINOCCHI, "Prove meccaniche su treni merci con massa rimorchiata oltre 1600 t. Rapporto di prova UTMR/DRIC.S.PS UT-SF 883", tech. rep., TRENITALIA S.p.A. Divisione CARGO – Direzione Tecnica, 7 Agosto 2003.
- [4] L. PUGI, M. MALVEZZI, B. ALLOTTA, L. BANCHI, and P. PRESCIANI, "A parametric library for the simulation of a Union Internationale des Chemins de Fer (UIC) pneumatic braking system", in Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, vol. 218, pp. 117–132, 2004. Part F: J. Rail and Rapid Transit F01403 – IMechE.
- [5] L. PUGI, B. ALLOTTA, M. RINCHI, A. PALAZZOLO, D. FIORAVANTI, and P. PRESCIANI, "Simulation and optimization of railway pneumatic braking system", in WCRR 7th World Congress on Railway, 2006.
- [6] L. PUGI, M. RINCHI, A. PALAZZOLO, G. COCCI, and F. GIUNTINI, "Modellazione ed analisi del sistema di neutralizzazione del freno d'allarme passeggeri (SAFI)", Ingegneria Ferroviaria, febbraio 2007.
- [7] D.C. KARNOFF, "State variable and pseudo bond graph for compressible thermofluid system", Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, vol. 101, pp. 201–204, september 1979.
- [8] M.A. MURTAZA and S.B.L. GARG, "Railway air brake simulation: an empirical approach", in Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, vol. 207 (F1), pp. 51–56, 1993. Part F: J. Rail and Rapid Transit.
- [9] TRENITALIA SpA Disegno n. 303178.
- [10] TRENITALIA SpA Disegno Disegno n. 303178.
- [11] I.V.E. E-train, documentazione tecnica.
- [12] UIC 544.1: Brakes/Braking power quarta edizione ottobre 2004.
- [13] G. VICUNA, "Organizzazione e tecnica ferroviaria" Roma: CIFIL, 2 ed., 1986.
- [14] UIC 526-1 Wagons-tampon a course de 105mm.
- [15] PrEN 15551 Draft version (versione agosto 2006).

## SCIENZA E TECNICA

- [16] UIC 528 Buffer gear for coaches 8th edizione settembre 2007.
- [17] R. BOUC, "Forced Vibration of Mechanical Systems with Hysteresis", Proc. of the Fourth Conf. on Nonlinear Oscillation. Prague, Czechoslovakia 1967.
- [18] Y.K. WEN, "Method for Random Vibration of Hysteretic Systems", J. Engr. Mech. 102:249-263, 1976.
- [19] S. IWNICKI, "Handbook of Railway Vehicle Dynamics", Editore Taylor and Francis anno 2006.

### Sommaire

#### ACTIVITÉS D'ÉTUDE ET SIMULATION POUR L'INTRODUCTION DU RÉGIME DE « LOCOMOTIVE LONGUE »

Le groupe de travail N. 6 (composition des trains de frettes) du comité de ITALCERTIFER s'est occupé d'une série d'activités relatives à l'optimisation de la composition des trains de frettes. Dans ce mémoire on retrouve certains résultats relatifs à des études et à des simulations effectuées par l'Université de Florence en collaboration avec des autres partenaires du projet. Les résultats de cette activité coordonnée par RFI - CESIFER ont été utilisés pour la formulation de la disposition 20/07 de RFI (« Modifications à l'Introduction Générale aux Horaires de Service ») qui modifie les critères de composition des trains de frettes sur le réseau italien concernant le freinage.

### Zusammenfassung

#### PLANUNG UND SIMULIERUNG FÜR DIE EINFÜHRUNG EINER NEUEN BREMSENGEWEISE, "LANGE LOK" BENANNT

Der ITALCERTIFER Arbeitsgruppe 6 beschäftigte sich in einigen Forschungsarbeiten zur Optimierung der Zusammensetzung von schweren Guterzügen. Hier werden einige Ergebnisse vorgestellt, die mittels Analysen und Simulationen von der Technischen Universität Florenz, samt anderen Forschungspartnern, erreicht wurden. Diese Ergebnisse wurden von RFI dazu benutzt, um die jüngsten Veränderungen an der Eisenbahnbetriebsordnung über die Bremsung der auf italienischen Netzen laufenden schweren Guterzügen, zu bearbeiten.

### INFORMATIVA AI SOCI

Si comunica ai Sigg. Soci che sul sito internet del Collegio all'indirizzo [www.cifi.it](http://www.cifi.it) è attiva l'**"AREA SOCI"**, che permette l'accesso ai dati personali. L'Area Soci è soggetta a restrizioni di accesso, pertanto è necessario digitare il **login** e la **password** personale predefiniti dal CIFI che identificano in maniera univoca ogni Socio. L'Area Soci permette di controllare e modificare i dati personali, segnalando al CIFI eventuali variazioni rispetto ai dati contenuti nella banca dati del Collegio. Ciascun socio può rivolgersi presso la Segreteria Generale del Collegio ai n. **06/4882129 - FS 970/66825** o all'indirizzo e-mail: [areasoci@cifi.it](mailto:areasoci@cifi.it) per richiedere il proprio identificativo di accesso.