



Validazione pneumatica di TrainDy con dati sperimentali *TRENITALIA*

Dott. Ingg. Luciano CANTONE^(*), Alessandro PALAZZOLO^(**)

SOMMARIO – L'aumento del volume di traffico merci tra i vari paesi europei impone agli operatori ferroviari di incrementare la produttività dei treni merci, generalmente perseguita attraverso l'aumento della lunghezza dei convogli stessi. Per rendere meno oneroso il processo di validazione di nuove composizioni, finora realizzato attraverso prove in linea volte a valutare le forze longitudinali generate in fase di frenatura, è stato sviluppato dall'Università di Roma "Tor Vergata" in collaborazione con Faiveley un nuovo codice di calcolo denominato TrainDy.

Per valutare l'attendibilità dei risultati forniti da tale software, è in corso un processo di validazione ad opera dei maggiori operatori ferroviari europei e dell'UIC che prevede la verifica sia del modello che simula la porzione pneumatica dell'impianto frenante che la verifica del modello di calcolo delle forze longitudinali scambiate tra i carri.

Tale articolo riporta, oltre ad una breve descrizione del modello implementato, la validazione della parte pneumatica del software effettuata utilizzando dati sperimentali acquisiti durante la campagna di prove svolta da *TRENITALIA* nel corso dell'anno 2003 su treni merci con massa complessiva compresa tra le 1600 t e le 3200 t e di lunghezza pari a circa 550 m.

1. Introduzione

La normativa italiana attualmente in vigore [1] prevede per i treni merci frenati in regime G (merci) una massa rimorchiata massima di 1300 t per linee con grado di prestazione uguale o superiore al VI e lunghezza massima di 1000 m. Composizioni superiori alle precedenti sono state e sono da ritenere realizzabili, ma necessitano di una loro verifica sperimentale. Tale tipo di prove è da ritenere economicamente oneroso e di difficile organizzazione anche da un punto di vista logistico.

Lo scenario italiano è simile a quello di altri paesi europei, ed eventuali treni merci interoperabili che dovessero eccedere i suddetti limiti, necessitano oltre che delle suddette prove, anche di accordi bilaterali tra i Paesi coinvolti.

Con l'aumento del traffico merci tra i vari paesi europei, indotto anche dallo sviluppo dei nuovi corridoi interoperabili che renderanno l'Italia uno dei principali player a livello logistico in Europa, si avverte la necessità di aumentare la produttività dei treni merci. Le classiche strategie per aumentare la produttività del materiale rotabile

ed, in particolare, di quello merci, prevedono di incrementare:

- la velocità di marcia;
- il carico per asse;
- la lunghezza del convoglio.

Tra le precedenti soluzioni, quest'ultima è sicuramente quella più immediatamente percorribile, perché non richiede modifiche sostanziali all'infrastruttura od al materiale rotabile stesso.

Per rendere meno oneroso il processo di validazione di nuove composizioni e per rendere fattiva la realizzazione di convogli di composizione superiore a quelle sopra citate, le ferrovie europee hanno supportato in passato lo sviluppo di un codice di calcolo per lo studio della dinamica longitudinale dei treni, denominato eTrain. Nell'utilizzo di tale codice si è però evidenziata una serie di limiti legati prevalentemente alla difficoltà di impostazione dei parametri di simulazione per ottenere una buona corrispondenza dei risultati numerici con quelli sperimentali [2]. Inoltre l'attuale situazione proprietaria di eTrain non rende agevole da parte degli Operatori ferroviari l'implementazione di nuove caratteristiche e funzionalità di calcolo.

Per superare tali limitazioni, l'UIC ha acquistato dalla Faiveley Transport Italia il codice di calcolo TrainDy, sviluppato dall'Università di Roma "Tor Vergata" in collaborazione e con il supporto finanziario della Faiveley medesima. Questo software presenta attualmente al suo interno due moduli: uno per la determinazione delle grandezze

^(*) Università di Roma "Tor Vergata", Dipartimento di Ingegneria Meccanica.

^(**) *TRENITALIA* S.p.A., Direzione Ingegneria, Sicurezza e Qualità di Sistema Tecnologie Materiale Rotabile Sistemi Frenanti, Firenze.

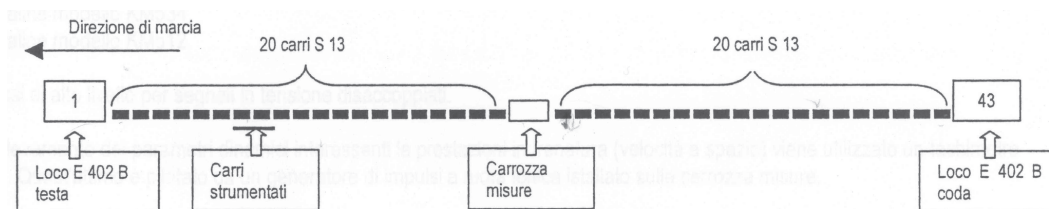


Fig. 1 - Configurazione del convoglio di prova.

pneumatiche del sistema frenante (TrainPneu) ed uno che calcola la dinamica longitudinale tra i veicoli del treno. L'obiettivo dell'UIC nell'acquistare questo tool è quello, nel breve termine, di mettere a disposizione degli Operatori ferroviari della Comunità Europea un software certificato per il calcolo della dinamica longitudinale nei treni. Esiste inoltre l'intenzione di creare un consorzio di operatori del settore che avranno libero accesso alle routine di calcolo, che potranno essere da loro modificate per soddisfare ad esigenze particolari. Nell'intenzione della UIC, la presenza del consorzio consentirà a TrainDy di poter subire un processo di sviluppo e miglioramento continuo.

Prima di rendere operativo l'utilizzo del software a livello internazionale, è stato costituito dall'UIC un team internazionale di validazione, composto da *TRENITALIA*, DB e SNCF, che ha lo scopo di verificare la capacità del software di predire comportamenti pneumatici e forze longitudinali congruenti con quanto misurato durante campagne di prove sperimentali. Questo processo di validazione è stato diviso in due fasi: la prima prevede la validazione del modello che simula la porzione pneumatica dell'impianto frenante, mentre la seconda consiste nella verifica del modello di calcolo delle forze longitudinali scambiate tra i carri. Come riportato già nei lavori [3] e [4], il modello pneumatico di TrainDy è già stato verificato sperimentalmente, utilizzando i dati ottenuti con il simulatore hardware in scala reale del circuito pneumatico di un treno, denominato balena, di proprietà della Faiveley Transport Italia. Però, per l'uso del software TrainDy in ambito internazionale si è ritenuto necessario condurre un'ulteriore validazione, considerando dati sperimentali riferiti a test in linea condotti su treni reali.

Attualmente è stato già raggiunto il primo stadio della validazione, che ha permesso al codice TrainDy di ottenere la certificazione UIC per la simulazione dello svuotamento della condotta generale (CG) e del riempimento dei cilindri freno (CF) per manovre di frenatura di emergenza e di servizio con un solo rubinetto del freno posto in testa al treno. Questo lavoro mostra alcuni tra i risultati di confronto dei dati sperimentali con quelli numerici, relativamente alle sole prove di *TRENITALIA* che sono state usate per detta certificazione. Il presente lavoro infine s'inquadra in una serie di analoghe pubblicazioni che saranno presentate sulle riviste nazionali di settore, con i corrispondenti risultati relativi ad altri Operatori ferroviari (DB, SNCF).

2. La campagna sperimentale considerata

La validazione della parte pneumatica di TrainDy è stata effettuata considerando la campagna di prove svolta da *TRENITALIA* nel corso dell'anno 2003 sul tratto di linea compreso tra le stazioni di Ravenna e Ferrara, che ha avuto come oggetto di studio l'omologazione di composizioni di treni con massa superiore a 1600 t, fino a 3200 t, e di lunghezza pari a circa 550 m. A suo tempo infatti, per rispondere alle richieste di trasporto del settore metallurgico, sorse in ambito nazionale l'esigenza di omologare composizioni di massa superiore a quelle prescritte dalla già citata normativa [1].

Il treno oggetto delle prove era costituito da 2 locomotive di tipo E402B poste alle sue estremità: entrambe erano attive per la trazione, mentre la frenatura del convoglio veniva comandata esclusivamente dal locomotore di testa. Il materiale rimorchiato era costituito da 40 carri di tipo SHIMMNS adibiti a trasporto di coils, soggetti ad un carico per asse variabile da un minimo di 15 t ad un massimo di 22,5 t e da una carrozza-misure posta al centro del treno (fig. 1).

Come mostrato in tabella 1, la maggior parte dei carri erano equipaggiati con distributori del freno di tipo Westinghouse - U, ma vi erano anche distributori di tipo Oerlikon, peraltro installati anche sui locomotori.

Tutto il convoglio, comprensivo delle locomotive di testa e di coda, era frenato in regime G. Solamente i carri in posizione 8 e 9 erano isolati dal freno, in quanto strumentati per le misure delle forze di contatto ruota - rotaia e per la misura delle forze longitudinali di trazione e repulsione, quest'ultima effettuata mediante tenditori strumentati.

TABELLA 1

TIPI DI FRENO PER I DIVERSI CARRI

Tipo di freno	Veicoli
Westinghouse - U	2 → 22; 25 → 28; 32 → 34; 36, 38 → 42
Oerlikon	23, 24; 29 → 31; 35, 37

Sono state effettuate frenature di emergenza e di servizio sia su tratti rettilinei che in curva a partire da velocità iniziali di 30, 50, 70 km/h fino all'arresto. Durante tali manovre, sono stati misurati anche i principali parametri dell'impianto pneumatico del freno, vale a dire pressione in condotta generale e nei cilindri del freno di alcuni veicoli e delle locomotive: questi dati sono stati utilizzati per la validazione della parte pneumatica del software TrainDy.

3. Considerazioni generali su TrainDy

Prima di illustrare i risultati che hanno consentito di validare il software TrainDy nel confronto con i dati sperimentali *TRENITALIA*, si ritiene utile riportare quelli che sono i *principali* dati che è necessario inserire nel software, al fine di evidenziarne la semplicità di utilizzo da parte degli Operatori ferroviari; inoltre, si mostreranno due semplici studi parametrici per evidenziare la strategia adottata per ottenere i parametri equivalenti di cui necessita il software per simulare i dati sperimentali:

- Per ogni rubinetto del freno, un diametro equivalente al suo circuito di scarico sia per la frenata di emergenza (D_{rub}^E) che per quella di servizio (D_{rub}^S) [5]: si noti che per la frenata di servizio basta inserire un solo valore di diametro equivalente, indipendentemente dal valore finale della pressione in CG.
- Gradienti della curva che rappresenta l'andamento della contropressione in uscita dalla CG in corrispon-

denza dei rubinetti: questi gradienti sono forniti direttamente dal costruttore del rubinetto di comando (fig. 2).

- Coefficiente equivalente di perdita di carico concentrata K per simulare il sistema di aggancio tra il flessibile e la porzione di CG, che appartiene al generico veicolo. Si noti che TrainDy considera anche perdite di carico distribuite secondo il classico modello che fa uso delle formule di Colebrook.

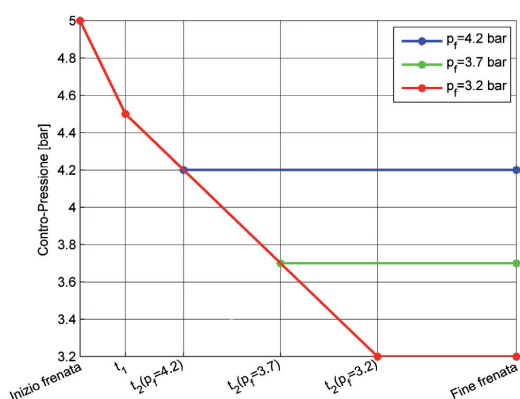


Fig. 2 - Andamento della contropressione a valle della CG nel punto in cui si considera posto il rubinetto del freno per una frenata di emergenza.

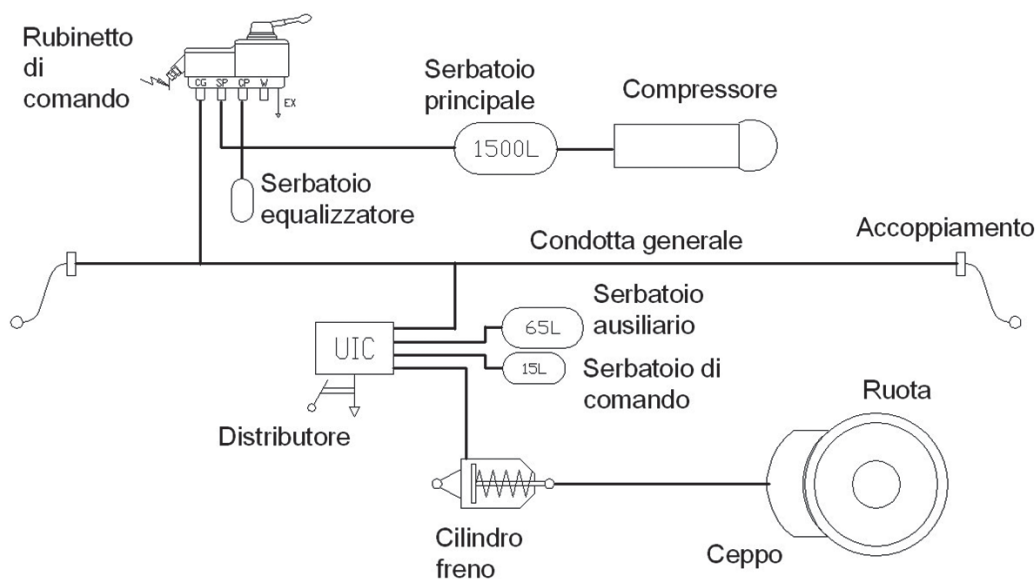


Fig. 3 - Schema dell'impianto frenante di un treno.

- Volume delle camere acceleratrici (V_{CA}) e diametro dell'ugello equivalente (D_{CA}) di collegamento tra la camera acceleratrice del generico veicolo e la CG. A tale proposito va considerato che l'effettivo impianto pneumatico di un treno, schematizzato in fig. 3, è ridotto, in fase di frenatura, ad un tubo a sezione variabile per simulare i flessibili di accoppiamento tra un vagone e l'altro; lateralmente a questo tubo, collegati ad esso mediante ugelli fittizi, vi è una serie di volumi rappresentanti le camere acceleratrici.
- Caratteristiche della curva di salita della pressione per i diversi CF, prima dell'attivazione delle limitazioni imposte dalla curva limite e dalla funzione di trasferimento del distributore. Si noti che durante questa prima parte (detta di "primo tempo" di frenatura) l'andamento della pressione nei CF è determinato mediante un modello matematico equivalente: i fenomeni presenti (flusso dell'aria 3D nel distributore, isteresi di guarnizioni, attriti vari, ...) non consentono, infatti, una modellazione matematica che sia anche efficiente computazionalmente; inoltre, durante questa prima fase di frenatura, le pressioni nei CF sono abbastanza piccole e l'effetto di un'approssimazione dell'andamento delle pressioni sulle forze longitudinali scambiate tra i veicoli è marginale. Si ricorda che durante il "primo tempo" di frenatura la normativa [6] prevede che la salita di pressione al CF non dipenda dal regime di frenatura (fig. 4).
- Caratteristiche della curva limite di salita della pressione nei CF, dipendente dal tipo di regime di frenatura considerato: merci o viaggiatori. Durante la frenatura, la salita di pressione ai CF è limitata, dopo il cosiddetto "primo tempo" di frenatura, dalla curva limite e dalla funzione di trasferimento che emula il funzionamento del distributore.
- Caratteristiche della funzione di trasferimento rappresentativa del comportamento quasi statico del distributore, identificata dalla coppia di punti (P_{CG1} , P_{CF1}) e (P_{CG2} , P_{CF2}). La fig. 5 ne riporta un tipico esempio.

TrainDy modella il circuito di scarico del rubinetto di comando come un ugello a diametro fisso il cui valore deve essere identificato sperimentalmente. Per una manovra di frenatura, il valore di questo diametro è diverso per la frenata di emergenza e per quella di servizio, ma mentre in entrambi i casi la pressione a monte dell'ugello è pari a quella della CG, nel caso della frenata di emergenza la contropressione è sempre pari alla pressione atmosferica, mentre per quella di servizio è variabile secondo una curva il cui generico andamento è riportato in fig. 2. È da notare che la curva risulta univocamente identifica-

ta una volta che sono noti i gradienti dei due tratti di retta ed il valore del tempo t_1 in corrispondenza del quale si passa da un tratto di retta ad un altro; il tempo t_2 , infatti, è univocamente determinato dai precedenti parametri.

La fig. 4 mostra l'andamento sperimentale, ottenuto utilizzando l'apparato hardware in scala reale di proprietà della Faiveley Transport Italia, della salita di pressione nei CF di un treno costituito da 23 vagoni. Com'è evidente, le due curve presentano un primo tratto molto simile tra loro, che è approssimato mediante la spezzata riportata con linea tratteggiata. Dopo la prima parte corrispondente all'accostamento dei ceppi alla ruota, raggiunto alla fine del primo plateau, la pressione nei CF sale fino alla fine del "primo tempo": tutta questa prima parte di salita della pressione è ottenuta in TrainDy mediante un semplice modello matematico algebrico che viene "attivato" dall'apertura delle camere acceleratrici del distributore. Successivamente, la salita della pressione ai CF è, com'è stato già detto, determinata dall'azione congiunta della curva limite e della funzione di trasferimento che emula il funzionamento del distributore: in particolare il valore della pressione al CF sarà il minimo tra quello previsto dalla curva limite e dalla funzione di trasferimento che emula il comportamento del distributore. Di fatto, quindi, la salita di pressione ai CF sarà limitata dalla curva limite per quei veicoli che sono più vicini al generico rubinetto di comando del freno e sarà limitata dalla corrispondente funzione di trasferimento del distributore per quelli che ne sono più lontani.

La fig. 5 riporta un esempio di curva di trasferimento che emula il funzionamento del distributore: in ascis-

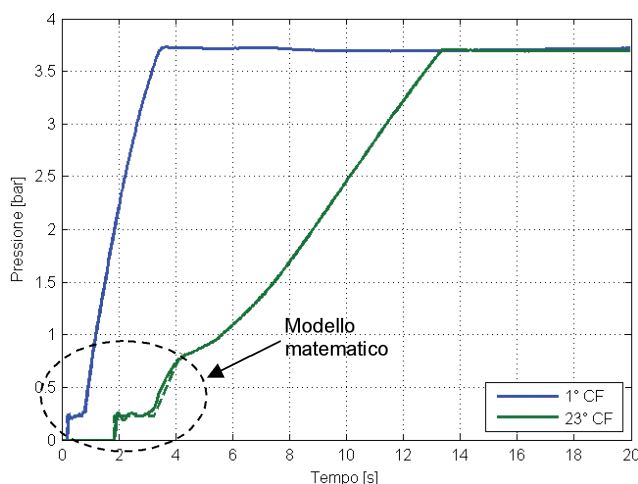


Fig. 4 - Salita della pressione per il primo e l'ultimo CF di un treno, con evidenza dei vari tratti delle curve di salita e della parte modellata matematicamente (linea tratteggiata).

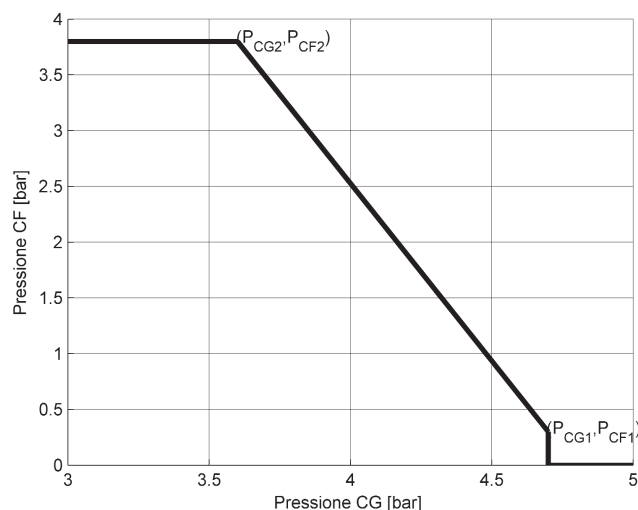


Fig. 5 - Funzione di trasferimento del distributore per frenatura.

sa è riportata la pressione in CG in corrispondenza del distributore, mentre in ordinata quella agente nel corrispondente CF; questa curva emula il funzionamento del generico distributore durante una frenatura (in generale, infatti, la curva di trasferimento può essere diversa in fase di “ricarica” del sistema frenante). Come si vede, la curva di trasferimento è definita mediante due soli punti essendo il resto della spezzata univocamente determinato. Si noti, inoltre, che TrainDy è in grado di gestire dispositivi vuoto/carico con o senza il cosiddetto “carico di inversione”, nonché consente di fissare un valore massimo della pressione per ogni CF, il che permette di valutare gli effetti della dispersione statistica delle pressioni massime effettivamente raggiunte ai CF sulle forze longitudinali, la qual cosa è molto utile per riprodurre gli effetti di un normale funzionamento dei CF all'interno del loro campo di tolleranza [6] e per valutarne gli effetti.

Tra i parametri precedentemente menzionati, quelli che devono essere identificati mediante prova sperimentale, in quanto associati a modelli equivalenti, sono: per determinare lo svuotamento della CG, il diametro del foro di uscita dell'aria per il rubinetto di comando, le perdite di carico concentrate dei flessibili di accoppiamento tra i veicoli consecutivi e le caratteristiche delle camere acceleratrici; per calcolare il riempimento dei CF, invece, la spezzata che caratterizza il “primo tempo”; i rimanenti parametri, infatti, si possono dedurre dai dati costruttivi dei diversi componenti, come accade, ad esempio, per la curva di trasferimento del distributore, per la contropressione a valle della CG per una frenata di servizio e così via.

3.1. Studi parametrici

In questo sottoparagrafo si riportano i risultati relativi a due semplici studi parametrici: il primo riguarda il diametro dell'ugello equivalente al rubinetto di comando ed il coefficiente di perdita di carico concentrata associata ai flessibili di accoppiamento tra due veicoli consecutivi; il secondo, il volume ed il diametro dell'immaginario ugello che si trova tra la CG ed i diversi CF. Lo scopo di questi studi è di rendere evidente che i parametri in input di TranDy, necessari per ottenere una soddisfacente identificazione sperimentale, sono fortemente “agganciati” alla realtà fisica dei fenomeni in gioco e pertanto la loro determinazione non è eccessivamente complicata e segue “strategie” ben precise.

Considerando il primo studio parametrico, infatti, si può affermare che, sebbene sia il diametro del rubinetto di comando che le perdite di carico concentrate degli elementi di accoppiamento tra i vagoni abbiano un'influenza sullo svuotamento della CG in corrispondenza di ogni veicolo, si riscontra che il diametro del rubinetto di comando influenza maggiormente la caduta di pressione dei vagoni vicini al rubinetto di comando, mentre le perdite di carico concentrate influenzano la pendenza della curva di pressione per i veicoli più lontani dalla CG. Inoltre, fissato il tempo, il coefficiente di perdita di carico concentrata determina, a parità degli altri fattori, la differenza della pressione in corrispondenza dei veicoli più vicini al rubinetto rispetto a quelli più lontani: in pratica, determina una maggiore o minore divaricazione delle curve di pressione della CG. I parametri equivalenti sono scelti in modo da assicurare un buon accordo del dato numerico con quello sperimentale; chiaramente, una volta trovata una buona corrispondenza con la misura sperimentale, questa si mantiene tale anche nel caso in cui si cambia, ad esempio, la lunghezza del treno [3].

La fig. 6 mostra quanto appena detto: la parte (a) si riferisce ad un treno da circa 400 m con un solo locomotore posto in testa, in condizioni di frenata rapida (stesse considerazioni valgono per una frenata di servizio): $D_{rub}^E = 14,8$ mm, mentre $K = 1.6$; tale figura riporta l'andamento della pressione in CG riferita ai primi 4 veicoli del treno (il primo è il locomotore) ed all'ultimo veicolo, essa si riferisce ad una condizione in cui i distributori sono stati isolati. Cambiando il diametro dell'ugello equivalente al rubinetto di comando e portandolo fino a 19 mm, ma lasciando invariato il coefficiente di perdita di carico concentrata, si ottiene uno svuotamento della CG descritto dalla fig. 6 (b): si osserva come il primo veicolo, a 5 s dall'inizio della frenatura, subisca una riduzione di circa 1 bar di pressione rispetto al caso precedente, mentre la riduzione di pressione per l'ultimo veicolo è completamen-

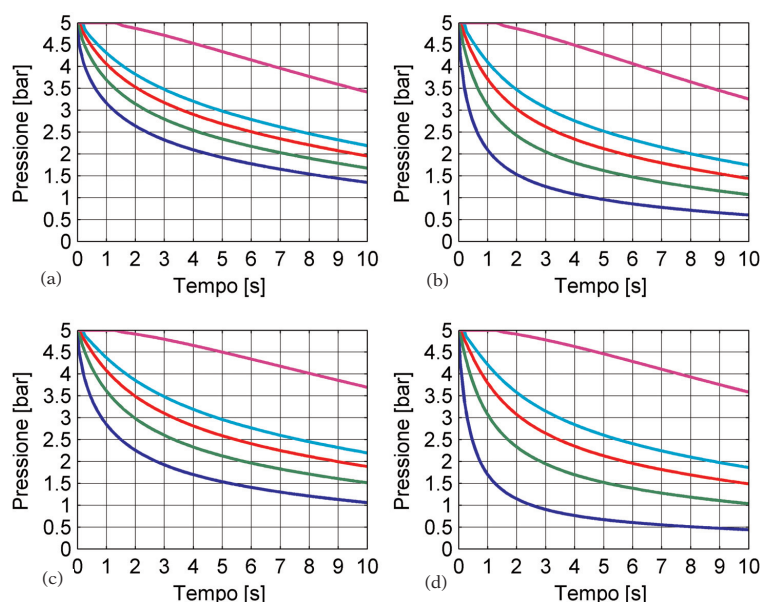


Fig. 6 - Pressione in condotta generale per diversi valori del diametro equivalente del rubinetto di comando e del coefficiente di perdita di carico concentrata dei flessibili di accoppiamento: (a) situazione di riferimento; (b) aumento del solo diametro equivalente del rubinetto; (c) aumento del solo coefficiente di perdita concentrata; (d) aumento di entrambi.

te trascurabile. Questo prova che, per identificare il diametro equivalente al rubinetto di comando, basta fissare l'attenzione sull'andamento della pressione in CG in corrispondenza del rubinetto di comando stesso. La fig. 6 (c) si riferisce alla stessa situazione di fig. 6 (a) ove, però, K è stato portato da 1.6 a 4: si riscontra una divaricazione delle curve di pressione, vale a dire che, a parità di tempo, la pressione nell'ultimo veicolo è maggiore rispetto a quella della fig. 6 (a), mentre è minore per il primo veicolo. Inoltre, anche se è meno evidente, è presente una riduzione del gradiente di discesa della pressione per l'ultimo vagone, sempre rispetto alla condizione di fig. 6 (a). Il coefficiente di perdita di carico concentrata influenza, quindi, la caduta di pressione sia dei veicoli lontani dal rubinetto di comando che di quelli più vicini. La fig. 6 (d), infine, evidenzia cosa succede considerando variazioni sia del diametro dell'ugello equivalente (da 14.8 mm a 19 mm) sia del coefficiente di perdita di carico concentrata (da 1.6 mm a 4 mm): si riscontra che la pressione nell'ultimo veicolo è "leggermente" influenzata dall'ampiezza del diametro dell'ugello equivalente, a testimonianza della circostanza che i due fattori fin qui esaminati influenzano, in realtà, lo svuotamento di tutti i vagoni.

In fase di identificazione si determinerà il coefficiente K in modo che l'andamento delle ultime curve numeriche

sia simile a quello delle rispettive curve sperimentali e poi si troverà il valore di D_{Rub} che fornisce una buona corrispondenza fra gli svuotamenti del primo veicolo.

L'altro tipo di studio parametrico che si intende mostrare concerne il volume delle camere acceleratrici ed il diametro dell'ugello di collegamento che si immagina interposto tra queste e la condotta generale. Per la loro identificazione è necessario considerare il salto di pressione che si riscontra, all'apertura delle camere acceleratrici, in corrispondenza specialmente degli ultimi veicoli del treno. I grafici riportati in fig. 7 si riferiscono a vari valori del volume e del diametro che collega le camere acceleratrici con la condotta generale nonché allo stesso treno dello studio precedente, ma con l'attenzione focalizzata sui veicoli 1, 2, 10, 18 e 21 (ultimo veicolo). La fig. 7 considera V_{CA} pari a 0.9 l e D_{CA} pari a 3 mm: si vede chiaramente come il salto di pressione dovuto all'apertura delle camere

acceleratrici sia più evidente per i veicoli posti in coda al treno. Aumentando a 7 mm il valore di D_{CA} (fig. 7 (b)), la caduta di pressione è più ripida e si assiste ad un "rimbalzo" della pressione più evidente: la pressione in condotta generale prima diminuisce, quindi aumenta per poi diminuire definitivamente. Incrementando, come in fig. 7 (c), V_{CA} fino a 1.5 l, invece, si assiste ad una maggiore riduzione della pressione in condotta generale in corrispondenza della loro apertura, dovendosi riempire un volume maggiore; ciò è anche evidente confrontando gli andamenti di pressione per gli ultimi veicoli di fig. 7 (a) e (c): in un caso, il riempimento delle camere acceleratrici avviene in corrispondenza di 2.5 s circa, nell'altro dopo circa 3 s dall'inizio del fenomeno di svuotamento della condotta. La fig. 7 (d), infine, mostra come, aumentando il diametro dell'ugello di collegamento tra le camere acceleratrici e la condotta generale, il salto di pressione di quest'ultima sia più rapido rispetto al caso di fig. 7 (c), ma l'entità di questo salto di pressione resta pressoché invariata: la simulazione di fig. 7 (d) differisce da quella di fig. 7 (c) per il solo valore D_{CA} passato da 3 mm a 7 mm. Confrontando la fig. 7 (b) con la fig. 7 (d) emerge chiaramente come il volume delle camere acceleratrici determini l'entità del minimo locale di pressione in condotta generale, mentre il diametro dell'ugello di collegamento ha una maggiore influenza sul "rimbalzo" della pressione in

condotta generale, che resta tra queste due figure pressoché il medesimo.

I grafici di fig. 7 mostrano che in sede di identificazione dei parametri delle camere acceleratrici è necessario porre l'attenzione sul salto di pressione che si registra in corrispondenza degli ultimi vagoni del convoglio: inoltre, è evidente che il diametro dell'ugello di collegamento influenza maggiormente la rapidità della caduta di pressione in condotta generale e l'entità del suo "rimbalzo", mentre il volume delle camere acceleratrici determina il valore minimo di pressione raggiunto in condotta generale immediatamente dopo il riempimento delle camere acceleratrici stesse.

4. Risultati

La configurazione di treno riportata al par. 2 è stata riprodotta con TrainDy per eseguire due tipi di manovre: una frenatura di emergenza, cui si riferiscono le figg. 8 e 9, ed una di servizio, i cui risultati sono riportati nelle figg. 10 e 11.

La fig. 8 (a) riporta l'andamento delle pressioni in CG riferite ai vagoni 1, 21 e 41 del convoglio calcolate tramite TrainDy (tratto continuo) e misurate sperimentalmente (indicate con il simbolo "o") in condizioni di frenatura di emergenza. Il risultato è stato ottenuto identificando il diametro di scarico del rubinetto di comando, i volumi delle camere acceleratrici, i diametri di collegamento tra la CG e detti volumi ed il coefficiente di perdita di carico concentrata dei flessibili di accoppiamento tra i veicoli consecutivi. L'identificazione è stata possibile in maniera abbastanza agevole perché, sebbene detti parametri influenzino lo svuotamento di tutti i vagoni, la loro influenza è maggiore, come mostrato nel par. 3.1, in alcune "aree" specifiche. La fig. 8 (b) riporta, invece, l'andamento dello scarto percentuale nel confronto tra i dati numerici e quelli sperimentali: il valore massimo di detto scarto è quasi del 15% ed è raggiunto all'inizio del fenomeno di svuotamento della CG e solo per brevi istanti. Mediamente, lo scarto percentuale tra i dati numerici e quelli sperimentali si mantiene

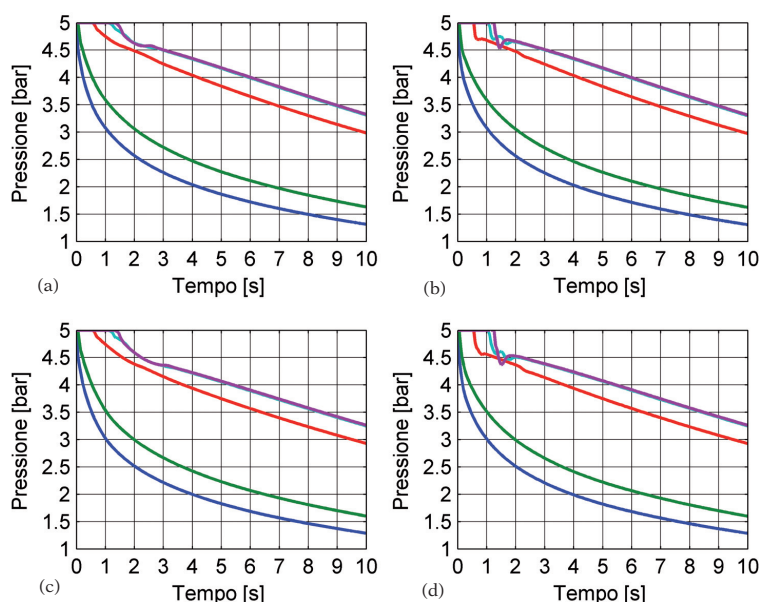


Fig. 7 - Pressione in condotta generale per diversi valori del diametro dell'ugello di collegamento tra la condotta generale e la camera acceleratrice e per diversi valori del volume della camera acceleratrice: (a) situazione di riferimento; (b) aumento del solo diametro; (c) aumento del solo volume; (d) aumento di entrambi.

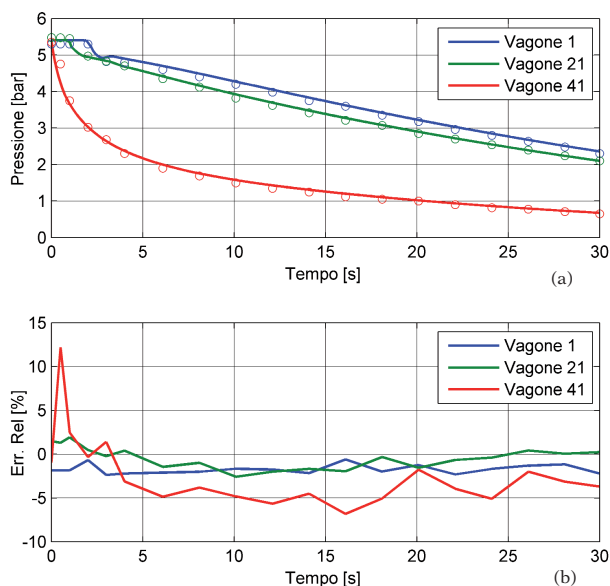


Fig. 8 - Confronto tra la pressione simulata e quella sperimentale per una frenata di emergenza in condotta generale (a); (b) corrispondente scarto percentuale.

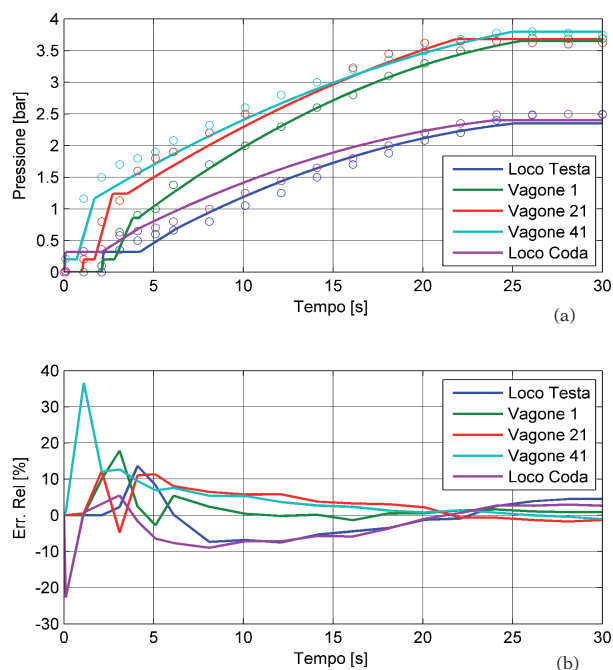


Fig. 9 - Pressione simulata e sperimentale per una frenata di emergenza nei cilindri freno (a); (b) corrispondente scarto percentuale.

intorno al 5%, valore del tutto soddisfacente e molto simile ai valori ottenuti confrontando i risultati di TrainDy con quelli di laboratorio forniti dalla Faiveley Transport, come riportato in [3] e [4]. Si noti, inoltre, che il fatto che la differenza maggiore tra i risultati numerici e quelli sperimentali si verifichi in corrispondenza del vagone che è più vicino al rubinetto di comando è del tutto giustificabile, considerando che il modello di TrainDy, sebbene efficace, è pur sempre equivalente e semplificato rispetto alla effettiva complessità fluidodinamica del sistema reale, particolarmente evidente all'inizio del fenomeno di svuotamento della condotta.

La fig. 9 riporta l'andamento delle pressioni ai CF per i locomotori in testa e coda e per gli stessi vagoni di cui precedentemente si sono riportate le pressioni in CG; ancora una volta il dato sperimentale è riportato con il simbolo "o", mentre quello numerico a tratto continuo. Per ottenere questi risultati è stato necessario identificare i parametri del modello TrainDy corrispondenti al "primo tempo" di frenatura ed è proprio questa la parte di fenomeno dove si regi-

strano le differenze maggiori tra i dati numerici e quelli sperimentali. Questa circostanza, ai fini della efficace determinazione delle forze longitudinali scambiate tra i vagoni, da una parte è poco importante e dall'altra è attesa, vista la semplicità del modello matematico utilizzata se paragonata con la complessità effettiva del sistema che si simula. Ad ogni modo, superato il "primo tempo" di frenatura, la differenza tra la pressione ai CF sperimentale e numerica si mantiene inferiore al 10%, valore che si può considerare accettabile visto che la pressione ai CF è il risultato di un processo di simulazione che prevede "in cascata" la modellazione della CG e del distributore e che come tale è frutto di due approssimazioni. In generale, infatti, l'approssimazione media che si riscontra nei CF sarà sempre maggiore di quella della CG.

La fig. 10 (a) riporta l'andamento delle pressioni in CG nelle stesse condizioni della fig. 8, ma riferite ad una frenata di servizio. Il risultato è frutto dell'identificazione del diametro equivalente del rubinetto di comando, mentre tutti gli altri parametri caratteristici della manovra (perdite di carico concentrate, caratteristiche delle camere acceleratrici, ecc.) sono rimasti invariati rispetto al caso precedente. E' bene evidente, intorno ai 15 s, l'effetto del secondo ginocchio della curva della contropressione esercitata dalla camera pilota, rappresentato in fig. 2 con il tempo t_2 , in

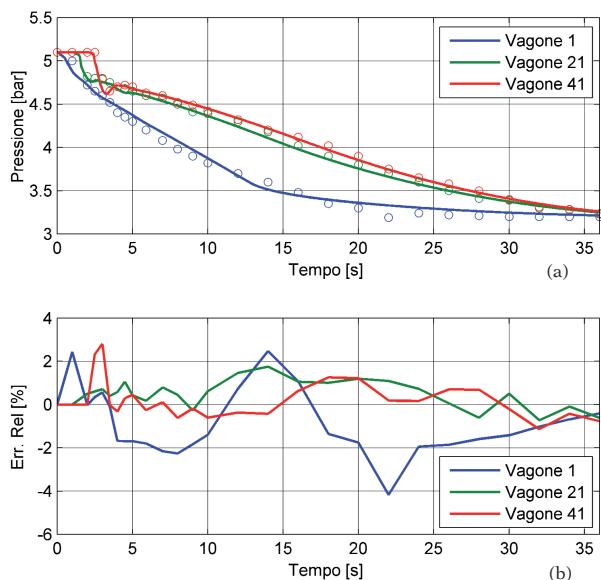


Fig. 10 - Confronto tra la pressione simulata e quella sperimentale per una frenata di servizio in condotta generale (a); (b) corrispondente scarto percentuale.

corrispondenza del quale la pressione in camera pilota raggiunge il valore finale della manovra. Sebbene, come mostra anche la fig. 10 (b) il fenomeno di svuotamento sia ben colto nel suo complesso, con errori percentuali sempre inferiori al 5%, si può notare come, in corrispondenza del raggiungimento di detto “ginocchio”, si genera nel caso reale un modesto “fenomeno d'onda” che il modello equivalente di TrainDy non riesce bene a seguire.

La fig. 11 riporta l'andamento delle pressioni ai CF per gli stessi veicoli della fig. 10, ma riferite ad una frenata di servizio. Anche in questo caso si possono ripetere le stesse considerazioni svolte a commento della fig. 9: i maggiori scostamenti tra i valori numerici e quelli sperimentali si riscontrano nella prima fase di frenatura, quando la complessità dei fenomeni fisici non sempre è ben colta dal modello matematico impiegato.

Si noti che i risultati precedenti sono stati ottenuti considerando parametri identificativi del rubinetto freno determinati ricorrendo all'apparato sperimentale della Faiveley Transport; nel treno reale, invece, il rubinetto freno impiegato era diverso dal modello Eurotrol, ma pur sempre conforme alle specifiche UIC. La soddisfacente corrispondenza tra i dati di pressione reali e quelli simulati prova che il modello pneumatico implementato utilizza parametri identificativi che, seppure equivalenti, sono in grado di ben rappresentare il comportamento fluidodinamico di rubinetti freno diversi, ma conformi alla stessa specifica tecnica. Questa circostanza implica che future configurazioni di treni potranno essere simulate con soddisfacente approssimazione anche non conoscendo i modelli specifici dei componenti pneumatici che equipaggiano i singoli rotabili, a patto, ovviamente, che essi siano rispettosi delle specifiche tecniche di settore. Inoltre, com'è stato evidenziato anche nel par. 3, essendo i parametri equivalenti impiegati per descrivere i reali dispositivi strettamente correlati alla fluidodinamica dei fenomeni, la loro identificazione è risultata, in tutti i casi presi in considerazione, abbastanza agevole e rapida, il che costituisce sicuramente un aspetto positivo per l'utilizzo del software da parte dei vari Operatori di settore.

5. Conclusioni

Il modulo pneumatico di TrainDy, TrainPneu, si è dimostrato in grado di riprodurre fedelmente i principali fenomeni pneumatici alla base del funzionamento dei dispositivi dell'impianto frenante dei treni. In particolare, l'errore medio rispetto ai dati reali, commesso dal software nelle prove considerate, risulta per la condotta generale inferiore al 5%, mentre per i cilindri freno si riscontra-

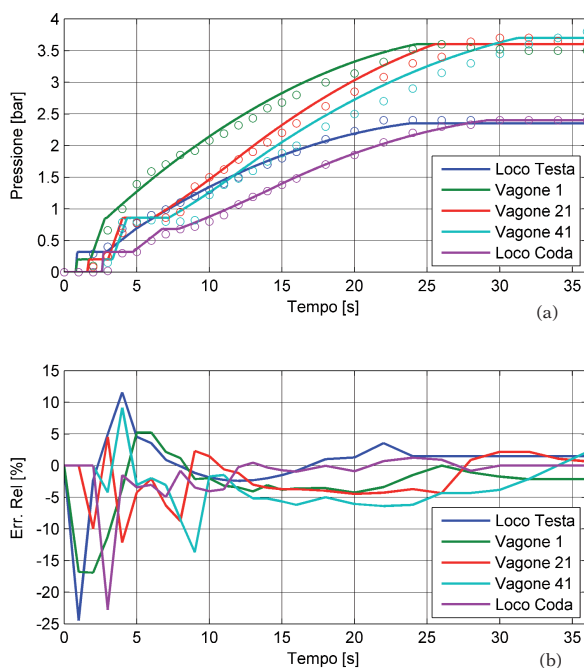


Fig. 11 - Pressione simulata e sperimentale per una frenata di emergenza nei cilindri freno (a); (b) corrispondente scarto percentuale.

no scostamenti maggiori, ma confinati al transitorio iniziale della fase di frenatura (primi 3 - 4 s).

Le differenze tra i valori sperimentali e quelli simulati sono probabilmente dovuti ad una normale dispersione dei tempi di frenatura dei distributori. Comunque queste deviazioni dal comportamento reale non dovrebbero causare una grande variazione delle forze longitudinali scambiate tra i vagoni, in quanto esse sono maggiormente influenzate da altri parametri qui non ancora considerati quali il coefficiente d'attrito ruota - ceppi.

L'identificazione dei parametri equivalenti si è dimostrata una procedura abbastanza rapida dal momento che le variabili implementate sono strettamente correlate alla fisica dei processi coinvolti nell'impianto frenante. Questa circostanza rende promettente il futuro diretto utilizzo del software da parte dei diversi Operatori ferroviari per la determinazione di ottimali configurazioni - treno interoperabili.

BIBLIOGRAFIA

- [1] RFI - *Prefazione Generale all'Orario di Servizio*, ed. 1963, aggiornata al 01/12/07.
- [2] D. FIORAVANTI, S. ANDRONICO, C. FERRARA, "Modelli per la valutazione della capacità frenante e per lo studio della dinamica longitudinale con applicazione a com-

- posizioni particolari di treni con carri ultrabassi", Convegno CIFI: Evoluzione del materiale rotabile. Tecniche di progettazione ed attività di testing, 19 Ottobre 2005, Pistoia.
- [3] L. CANTONE, E. CRESCENTINI, P. SALVINI, R. VERZICCO, V. VULLO, "Sviluppo e validazione di un modello fluidodinamico per la simulazione della condotta generale di un convoglio ferroviario", *Ingegneria Ferroviaria*, vol. 1, pp. 27-38.
- [4] L. CANTONE, E. CRESCENTINI, P. SALVINI, R. VERZICCO, V. VULLO, "Modello numerico per lo studio della manovra di sfrenatura", *Ingegneria Ferroviaria*, vol. 7/8, pp. 575-588.
- [5] L. CANTONE, E. CRESCENTINI, P. SALVINI, R. VERZICCO, V. VULLO, "Modello pneumatico per l'analisi dinamica della frenatura dei treni". Brescia, AIMETA 2007.
- [6] UIC 540-0 "Freins a air comprimé pour trains de marchandises et trains de voyageurs".

Sommaire

LA VALIDATION DE LA PARTIE PNEUMATIQUE AVEC DONNÉES EXPÉRIMENTALES TRENITALIA

L'augmentation du volume de la circulation des marchandises entre les différents pays étrangers impose aux opérateurs ferroviaires d'incrémenter la productivité des trains de marchandise, généralement à travers l'augmentation de la longueur des convois. Un nouveau code de calcul dénommé "TrainDy" a été développé par l'université de Rome "Tor Vergata" en collaboration avec "Faiveley" pour rendre moins onéreux le processus de validation des nouvelles compositions des trains, réalisées jusqu'à maintenant à travers des essais en ligne ayant pour but l'évaluation des forces longitudinales générées pendant la phase de freinage.

Pour évaluer la fiabilité des résultats fournis par ce code de calcul est en cours un processus de validation de la part des majeurs opérateurs ferroviaires européens et du "UIC" qui prévoit la vérification du modèle qui simule la portion pneumatique du système de freinage, ainsi que la vérification du modèle de calcul des forces longitudinales échangées entre les chars.

Cet article décrit le modèle réalisé, puis rend un rapport sur la validation de la partie pneumatique du logiciel réalisée en utilisant les données expérimentales acquises pendant la campagne de tests effectués par TRENITALIA au cours de l'année 2003 sur les trains de marchandise ayant une masse totale comprise entre 1600 et 3200 t et une longueur autour de 550 m.

Summary

PNEUMATIC VALIDATION OF TRAINDY WITH TRENITALIA EXPERIMENTAL DATA

The increase in the freight traffic volume among the different European countries imposes to the railway operators the increase of the freight train productivity that is usually achieved by means of the increase in the vehicle length. In this context a new calculation code has been implemented by "Tor Vergata" University of Rome, in collaboration with Faiveley, in order to make less expensive the validation process of new train formations that is usually based on line tests aiming to evaluate the longitudinal forces during the braking phase.

A validation process by both the main European railway operators and the UIC is being developed in order to evaluate the reliability of the software results. This validation process includes both the verification of the model simulating the pneumatic section of the braking system and the verification of the model for the calculation of the longitudinal forces between the different coaches.

This paper describes shortly the implemented model and illustrates the validation process of the pneumatic part of the relevant software. The validation has been achieved by using the experimental data of the test campaign led by TRENITALIA in the year 2003 and concerning freight trains with overall mass ranging from 1600 tons to 3200 tons and whose length is approximately equal to 550 m.

Zusammenfassung

ÜBERPRÜFUNG DES PNEUMATISCHEN TEILS VON TRAINDY MITTELS EXPERIMENTEN VON TRENITALIA

Die Aufnahme des europäischen Güterverkehrs treibt die Eisenbahnunternehmen in Richtung einer höheren Produktivität, die mittels längeren Zügen erhalten werden kann.

Um das bis heute experimentell gültige Bestätigungsverfahren von neuen Zügen zu erleichtern, hat die zweite Universität Rom in Mitarbeit mit Faiveley ein neues Simulationsprogramm entwickelt.

Wichtige Eisenbahnunternehmen und UIC wollen heute experimentell die Softwareergebnisse überprüfen. In diesem Vergleichsverfahren mit gemessenen Resultaten werden das pneumatische – und das langsdynamische Teil des Software getrennt im Kauf genommen.

In diesem Artikel wird es über der Überprüfung – des pneumatischen Teil des Software berichtet, die 2003 von TRENITALIA gemacht wurde – Die dazu gewählten Züge hatten eine veränderliche Masse von 1600-3000 Tonnen und eine Länge von 550 m.