

DINAMICA LONGITUDINALE DI UN TRENO EQUIPAGGIATO MEDIANTE DISTRIBUTORI A MOLLA

L. Cantone^a, R. Verzicco^a, V. Vullo^a

^a Università degli Studi di Roma “Tor Vergata” - Dipartimento di Ingegneria Industriale, Via del Politecnico, 00133 Roma, e-mail: Luciano.Cantone@uniroma2.it

Sommario

Nell'ambito dell'attività di ricerca su tematiche ferroviarie, svolta presso l'Università di Roma “Tor Vergata”, è stato sviluppato il codice per il calcolo delle forze scambiate tra vagoni adiacenti di un treno, denominato *TrainDy*, certificato dalla UIC all'inizio del 2009. Il presente lavoro illustra un sistema di frenatura diverso da quello standard UIC, utilizzato sui treni adibiti al trasporto di carbone dalla Queensland Railways (QR) e qui modellato parallelamente in *TrainDy*, grazie alla struttura modulare di quest'ultimo. In questa sede, oltre alla descrizione di detto nuovo sistema frenante, si riportano alcuni risultati di validazione del modello che si è sviluppato e si studiano le performance di frenatura e le forze scambiate tra i vagoni di lunghi treni merci, equipaggiati con tale impianto frenante. In questi innovativi tipi di treno, un distributore a molla è installato ogni due veicoli (detti *tandem*) e, durante la frenatura di emergenza, l'aria è spillata in corrispondenza di ogni veicolo mediante particolari acceleratori di frenatura (*vent valve*).

Parole chiave: Distributore a molla, vent valve, dinamica longitudinale di un treno.

1. INTRODUZIONE

Il freno pneumatico UIC, che comunemente equipaggia i treni merci europei, è caratterizzato da un ritardo nella propagazione dell'azione frenante che limita, per ragioni di sicurezza nei confronti di possibili deragliamenti causati da alte forze scambiate tra veicoli adiacenti in curva, la massima lunghezza del treno e la massa trasportata, circoscrivendo di fatto l'efficienza del trasporto ferroviario merci. Queste limitazioni non si applicano ai treni dotati di frenatura elettropneumatica (tipica dei treni passeggeri), che consente l'applicazione dell'azione frenante con una notevole riduzione dei suddetti ritardi, al prezzo di un consistente esborso economico per l'ammodernamento dei carri ferroviari merci circolanti. Al fine di aumentare l'efficienza del trasporto ferroviario, con ridotti costi di ammodernamento, la Faiveley Transport Italia (FT) ha sviluppato un innovativo distributore a molla, che si attiva in funzione della sola riduzione del valore di pressione in condotta generale (CG) e che consente una diminuzione del ritardo dell'azione frenante tra i diversi veicoli nonché un conseguente aumento della lunghezza del treno e della massa trasportabile.

Il presente lavoro illustra le caratteristiche di funzionamento di questo distributore a molla e della valvola acceleratrice di frenatura (detta con terminologia inglese “vent valve”), che ha il compito di svuotare la CG e conseguentemente di accelerare la propagazione dell'azione frenante lungo il treno. La vent valve viene modellata mediante il codice commerciale AmeSim, al fine di trovare una serie di parametri equivalenti per riprodurre i dati sperimentali messi a disposizione dall'Azienda; successivamente, una modellazione semplificata, a parametri concentrati, è utilizzata per un modulo speciale aggiunto al codice *TrainDy* [1]. Detto codice, che modella il sistema frenante UIC [2]-[3] ed è ritenuto più accurato di un precedente simulatore numerico [4], è stato quindi utilizzato per calcolare le forze longitudinali tra veicoli consecutivi, ai fini di mostrare l'efficacia, in termini di riduzione di dette forze, dell'innovativo dispositivo. I risultati in termini di tali forze longitudinali, che si riportano in questa sede, si riferiscono ad un particolare treno, utilizzato nel mercato Australiano dalla Queensland Railways (QR) per il trasporto di carbone caratterizzato da coppie di vagoni

“rigidamente” collegati. In particolare, il lavoro mostra i risultati del comportamento pneumatico della vent valve misurati sperimentalmente e confrontati con quelli ottenuti mediante la simulazione effettuata sia con il software commerciale AMESim sia con *TrainDy*.

2. L'INNOVATIVO SISTEMA FRENANTE DELLA FEIVELEY TRANSPORT (FT)

Il tipico sistema frenante secondo lo schema della UIC è caratterizzato da camere acceleratrici poste all'interno dei distributori, le quali hanno lo scopo di velocizzare l'attivazione dei cilindri freno, causando una repentina riduzione della pressione dell'aria nella condotta generale e, conseguentemente, un'attivazione degli elementi mobili del distributore, i quali, vincendo gli attriti iniziali di primo distacco, determinano il passaggio dell'aria dal serbatoio ausiliario ai cilindri freno e, con questo, l'attivazione della frenatura.

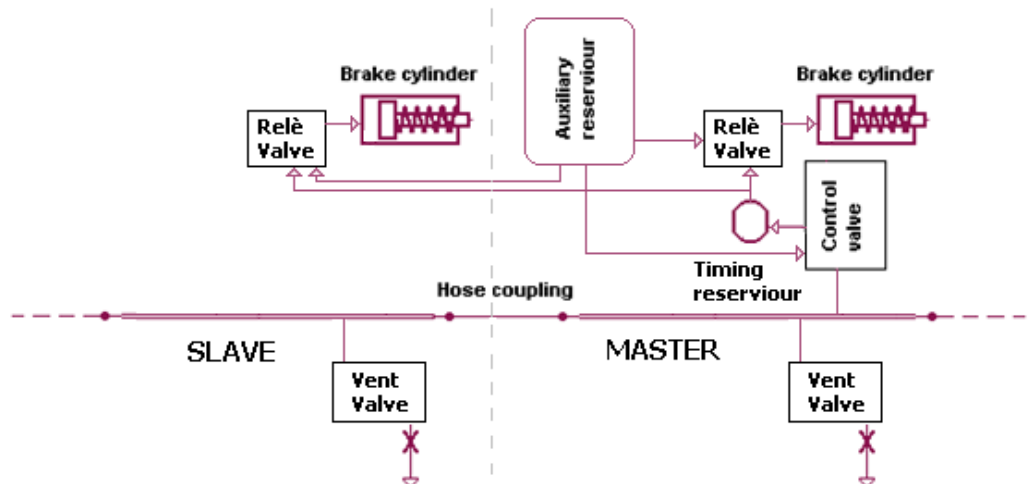


Figura 1 Schema semplificato del sistema frenante della FT per la QR.

In questo sistema innovativo, i distributori non hanno le camere acceleratrici ed il riempimento dei cilindri freno è velocizzato dalle valvole acceleratrici di frenatura (*vent valve*), che determinano lo svuotamento della condotta generale. In Figura 1 è schematizzato il modello AMESim del sistema frenante: essa evidenzia che vi è un unico distributore per due veicoli (*tandem* formato da un veicolo *master* e da uno *slave*, ognuno equipaggiato da una sua vent valve e da un suo cilindro freno). Le vent valve pongono quindi in comunicazione la condotta generale con l'atmosfera durante una frenatura di emergenza, quando il gradiente di caduta di pressione nella CG determina l'apertura delle diverse vent valve poste lungo il treno. Infatti, quando una vent valve si apre, la caduta locale di pressione determina un'ulteriore caduta di pressione dell'aria in corrispondenza della vent valve successiva, la quale, a sua volta, aprendosi consente di continuare il processo di svuotamento. In questo modo, un'opportuna progettazione della vent valve consente un rapido svuotamento della condotta generale una volta iniziata l'operazione di frenatura di emergenza, come dimostrano i risultati riportati nel seguito.

2.1 Vent Valve

Da quanto emerge dalla precedente descrizione, il dispositivo più importante del sistema frenante appena descritto è la vent valve. La Figura 2 ne evidenzia schematicamente la configurazione quando essa è chiusa (a) od aperta (b). In condizioni normali, ovvero quando la condotta generale è pressurizzata, la valvola resta chiusa. In Figura 2 (a), la freccia nera evidenzia come entrambe le camere 1 e 2 vengano pressurizzate proprio dalla condotta generale. In tale condizione non c'è differenza di pressione nelle due camere; pertanto la valvola resta in configurazione chiusa. Quando, invece, il macchinista comanda lo scarico della condotta generale, la pressione in camera 1 diminuisce. Pertanto, per effetto della depressione, il piattello si alza determinando l'apertura del foro di scarico; la freccia rossa in Figura 2 (b) evidenzia il passaggio dell'aria verso l'atmosfera. Nel momento in cui il macchinista comanda la ricarica del freno, la strozzatura tiene la camera 2

pressurizzata per qualche secondo, consentendo di mantenere la valvola aperta; tuttavia, dopo qualche altro secondo, la pressione nelle due camere ritorna ad essere uguale, il piattello ritorna in basso e la valvola si richiude.

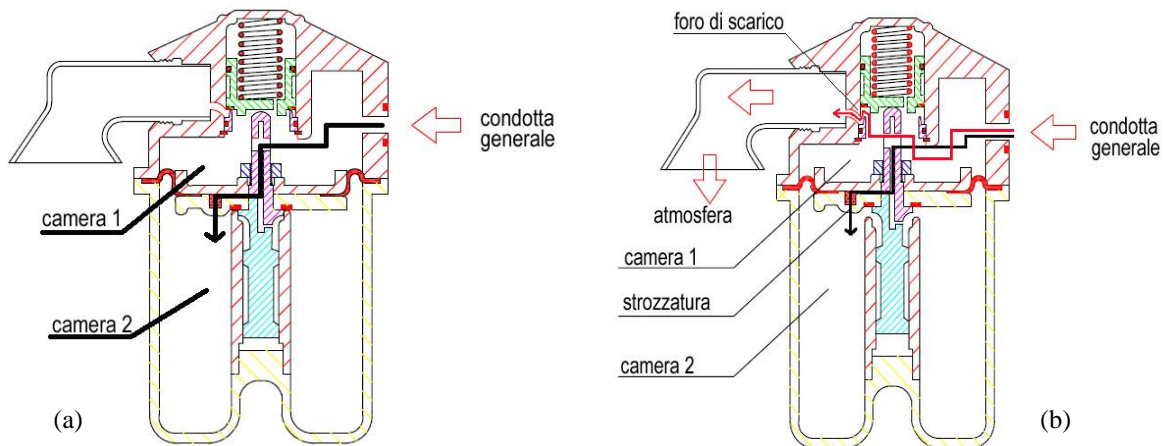


Figura 2 Disegno della vent valve; (a) chiusa, (b) aperta.

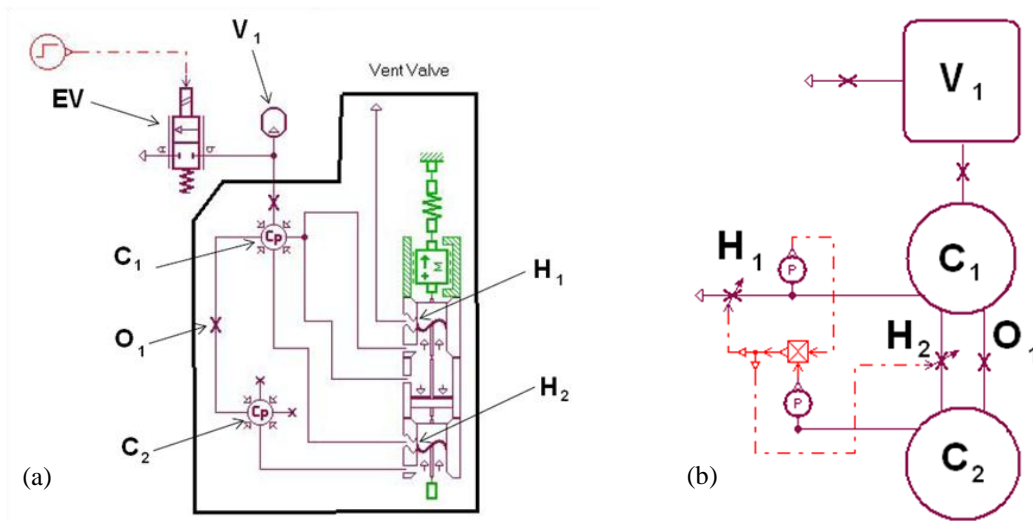


Figura 3 Schemi della vent valve adottati in AMESim (a) ed in TrainDy (b).

La vent valve, nel presente lavoro, è stata modellata mediante il codice commerciale AMESim. È stato inoltre aggiunto un ulteriore modulo pneumatico a *TrainDy*, schematizzato in Figura 3 (b). La Figura 3 (a) mostra lo schema della vent valve utilizzato in AMESim per la sua modellazione; la vent valve è connessa ad un volume esterno V_1 , che è svuotato da una elettrovalvola. Il volume V_1 rappresenta, in realtà, la condotta generale del treno, quando la valvola è in condizioni reali di funzionamento; quando, invece, la vent valve è utilizzata per test di laboratorio, il volume V_1 rappresenta effettivamente il volume di una camera contenente aria in pressione, che viene spillata con un gradiente imposto, come si dirà nel seguito. La vent valve è costituita da due camere, aventi volume variabile, separate da un setto mobile e connesse da un piccolo foro tarato; il setto è a sua volta connesso alla struttura esterna mediante una molla. Lo svuotamento del volume V_1 causa una riduzione della pressione dell'aria nella camera C_1 . Se la caduta di pressione dell'aria nella camera C_1 è lenta, il foro calibrato O_1 , che connette le camere C_1 e C_2 , riduce la differenza di pressione tra le due camere, che non è quindi sufficiente a muovere il setto. Al contrario, se la caduta di pressione in C_2 è rapida, si stabilisce una differenza di pressione nelle camere C_1 e C_2 , in quanto vi è una piccola quantità di aria che riesce ad attraversare il foro O_1 e si produce quindi il movimento del setto. Una volta che il setto si è mosso, i fori H_1 ed H_2 si aprono: H_1 connette la camera C_1 con l'atmosfera, mentre H_2 connette la camera C_2 con C_1 (H_2 rappresenta un foro di grande sezione che collega le due camere). Visto che C_1 è connessa, per mezzo del foro H_1 , con l'atmosfera, si determina una caduta di

pressione nel volume V_1 . Visto che il setto si muove e che la vent valve si apre solo quando c'è una determinata differenza di pressione tra C_1 e C_2 , è chiaro che il tempo di apertura della vent valve è inversamente proporzionale al gradiente di pressione che c'è nella condotta generale. La relazione tra il gradiente di pressione e il tempo di apertura della vent valve è una sua caratteristica di progetto. Una tipica curva caratteristica è quella riportata in Figura 4: questa curva è fortemente dipendente dalla dimensione del foro tarato tra le camere C_1 e C_2 .

Il precedente modello AMESim è stato ulteriormente semplificato in *TrainDy* a beneficio di una maggiore efficienza computazionale, i cui effetti saranno discussi nel successivo paragrafo. In pratica, nella modellazione di *TrainDy*, le camera C_1 e C_2 hanno un volume costante e l'effetto dinamico della massa è stato trascurato: quindi, quando la differenza di pressione nelle due camera è sufficiente a muovere il setto, i fori H_1 ed H_2 si aprono istantaneamente.

3. VALIDAZIONE DEL MODULO PNEUMATICO DI *TRAINDY*

Il sistema pneumatico precedentemente descritto è stato implementato nel codice *TrainDy*, in modo da coesistere con il modello di freno della UIC: i due modelli condividono molti input e si differenziano solo per alcuni aspetti, dando la possibilità teorica di studiare un treno con vagoni equipaggiati sia con freno UIC sia con il freno della QR. Per modellare i veicoli equipaggiati con il freno QR è stato necessario:

- Sostituire il modello delle camere acceleratrici con quello delle vent valve.
- Sostituire le curve limite con il riempimento del *timing reservoir* (si veda la Figura 1).

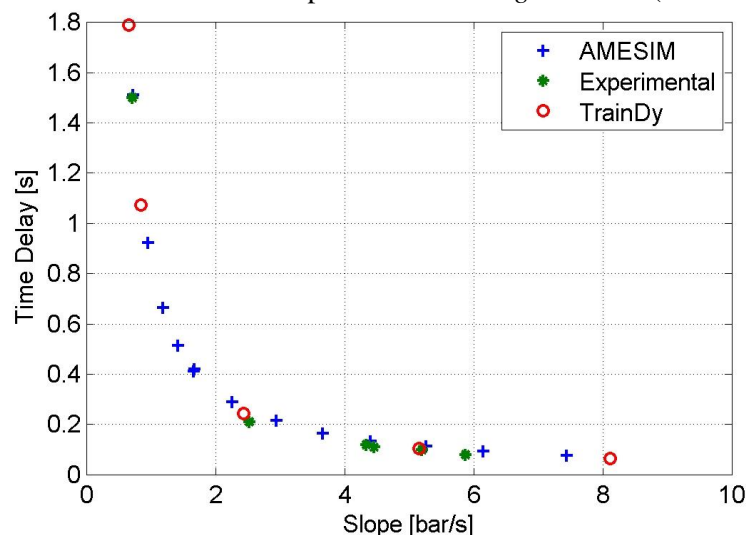


Figura 4 Tempo impiegato per l'apertura della VV in funzione del gradiente di pressione imposto.

Il *timing reservoir* di Figura 1 è un volume che viene riempito dall'aria in uscita dal distributore prima che essa arrivi al cilindro freno: esso ha lo scopo di evitare che la salita di pressione al cilindro freno sia troppo brusca (in maniera analoga a quanto avviene nel freno UIC con i regimi di frenatura).

Inoltre, in *TrainDy*, i veicoli tandem sono rigidamente connessi, e ciò porta ad una notevole riduzione dei tempi di calcolo (circa cinque volte in meno, ma ciò dipende anche dalla lunghezza effettiva del treno simulato), se paragonati a simulazioni in cui i due veicoli sono connessi mediante molle aventi elevata rigidità.

La validazione del modello pneumatico in *TrainDy* della vent valve è avvenuta per confronto con i risultati sperimentali e con quelli di AMESim.

Il primo risultato di confronto riguarda lo svuotamento di un serbatoio ad un predeterminato gradiente di svuotamento; in questo test sperimentale la vent valve è collegata ad un vero e proprio serbatoio (indicato con V_1 in Figura 3 (a)), svuotato mediante fori tarati che garantiscono il desiderato gradiente di pressione di svuotamento. Registrando l'istante in cui avviene l'apertura della vent valve (si capisce dal fatto che, in corrispondenza di tale apertura, il diagramma di pressione dell'aria all'interno del serbatoio presenta una cuspidè), è possibile ottenere un punto nel diagramma di Figura 4. Questa figura mostra il confronto tra i risultati sperimentali, quelli di AMESim e quelli di *TrainDy*, per diversi

gradienti imposti di svuotamento: come si può osservare l'accordo è buono specialmente per gradienti moderatamente alti.

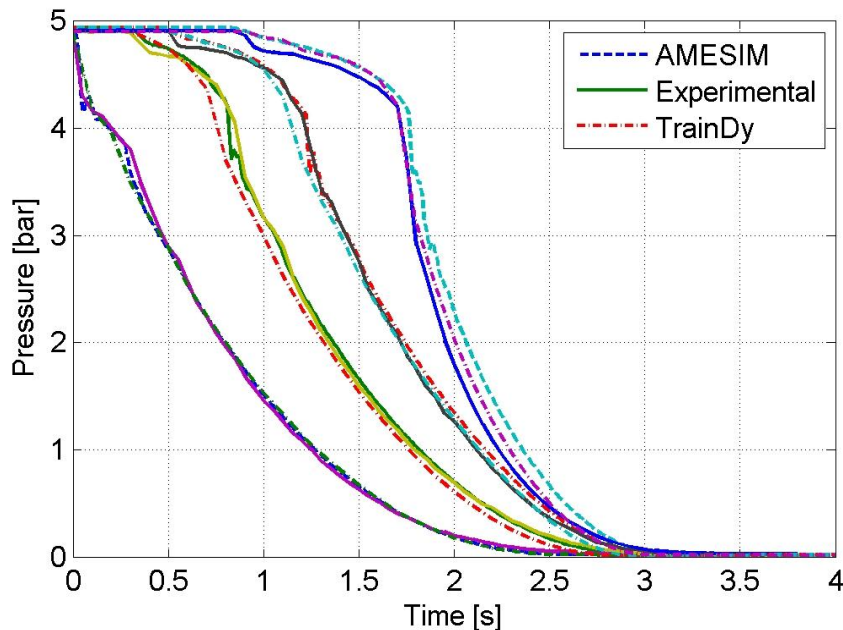


Figura 5 Differenti evoluzioni temporali della pressione per un treno lungo 300 m.

La Figura 5 mostra la caduta di pressione nel tempo che si ha in corrispondenza di alcuni vagoni di un treno lungo 300 m, calcolata sperimentalmente mediante il simulatore dell'impianto frenante in scala reale disponibile presso la Feivley Transport Italia di Piossasco e numericamente mediante il codice AMESim e TrainDy. In questo caso, a differenza che nel precedente, la vent valve è accoppiata con la condotta generale di un treno: le differenze in termini di andamento di pressione sono del tutto trascurabili; pertanto, valutando l'ottimo accordo con i dati sperimentali ottenuto sia in questo test che nel precedente, si può ritenere validata l'implementazione in *TrainDy* della vent valve. Inoltre, il fatto che i risultati di AMESim siano in ottimo accordo anch'essi con i dati sperimentali, consente di usarlo come riferimento per TrainDy in altri test in cui i dati sperimentali non sono disponibili. D'altronde, è bene qui ricordare che le simulazioni di AMESim diventano, con l'aumentare della lunghezza del treno, sempre più lente se paragonate a quelle di *TrainDy*; inoltre, quest'ultimo consente, in un unico pacchetto software, sia il calcolo della pneumatica (della condotta generale e dei cilindri freno) sia quello della dinamica (forze scambiate tra i veicoli e spazi d'arresto).

4. RISULTATI

In questo paragrafo si mostra una serie di risultati relativi a frenate di emergenza di un treno costituito da 2 locomotive in testa (di lunghezza ciascuna di 18 m, equipaggiate con freni a disco e dal peso ciascuna di 120 t), 22 vagoni tandem (il master e lo slave hanno la stessa lunghezza di 15.9 m, e sono equipaggiati con freni a ceppi ed hanno tutti un carico massimo di 85.9 t), un'altra locomotiva, uguale a quelle in testa, ed altri 22 veicoli tandem, uguali ai primi; la lunghezza complessiva del treno è di 1453 m e la massa totale è di 9470 t. La pressione massima ai cilindri freno è di 4.2 bar, sia per le locomotive che per i veicoli tandem. Nelle simulazioni che seguono, si mostrano risultati condotti considerando un valore del coefficiente d'attrito di 0.35 per i freni a disco e differenti leggi d'attrito per i vagoni equipaggiati con freni a ceppi (precisamente, BZA, Karwatzky e FS).

La Figura 6 riporta l'andamento dei valori massimi delle forze longitudinali di compressione scambiate tra veicoli adiacenti per una frenatura di emergenza in funzione della velocità iniziale di marcia del treno e delle leggi d'attrito utilizzate per modellare l'attrito tra la ruota ed il ceppo nei veicoli tandem. Si noti che la legge d'attrito BZA non è definita per velocità iniziali di frenatura superiori a 30 km/h. Come per i treni equipaggiati con impianto frenante UIC, all'aumentare della velocità iniziale di frenatura si registra una riduzione delle massime forze di compressione longitudinali; inoltre, in questo caso, l'influenza del tipo di coefficiente d'attrito scelto si limita al

10%. I valori intermedi tra le due leggi d'attrito sono ottenuti impiegando la legge di attrito di Karwatzky, che è stata quella utilizzata per ottenere la certificazione di *TrainDy* e che sarà utilizzata anche per ottenere i risultati che si mostrano qui di seguito.

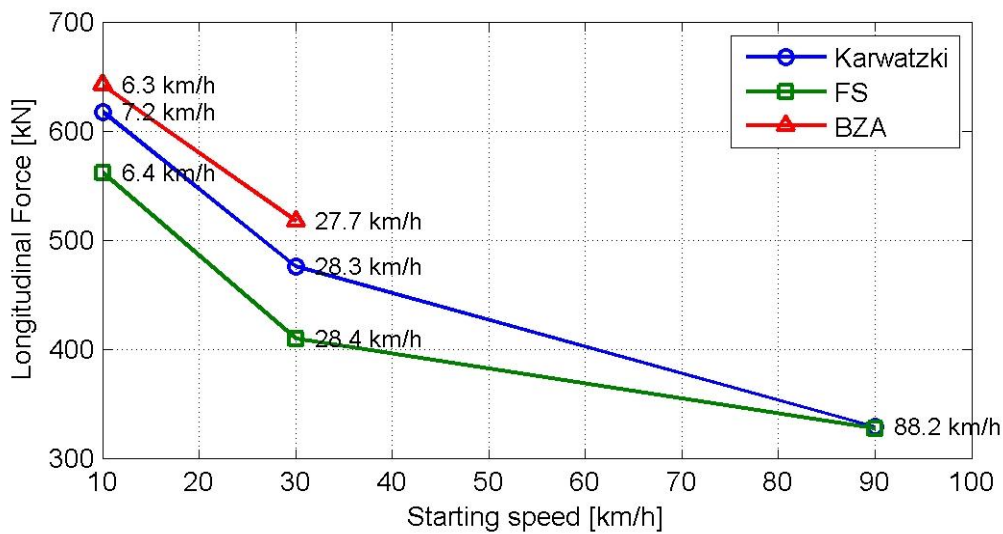


Figura 6 Valori massimi delle forze di compressione per differenti leggi d'attrito e differenti valori della velocità iniziale di frenatura d'emergenza.

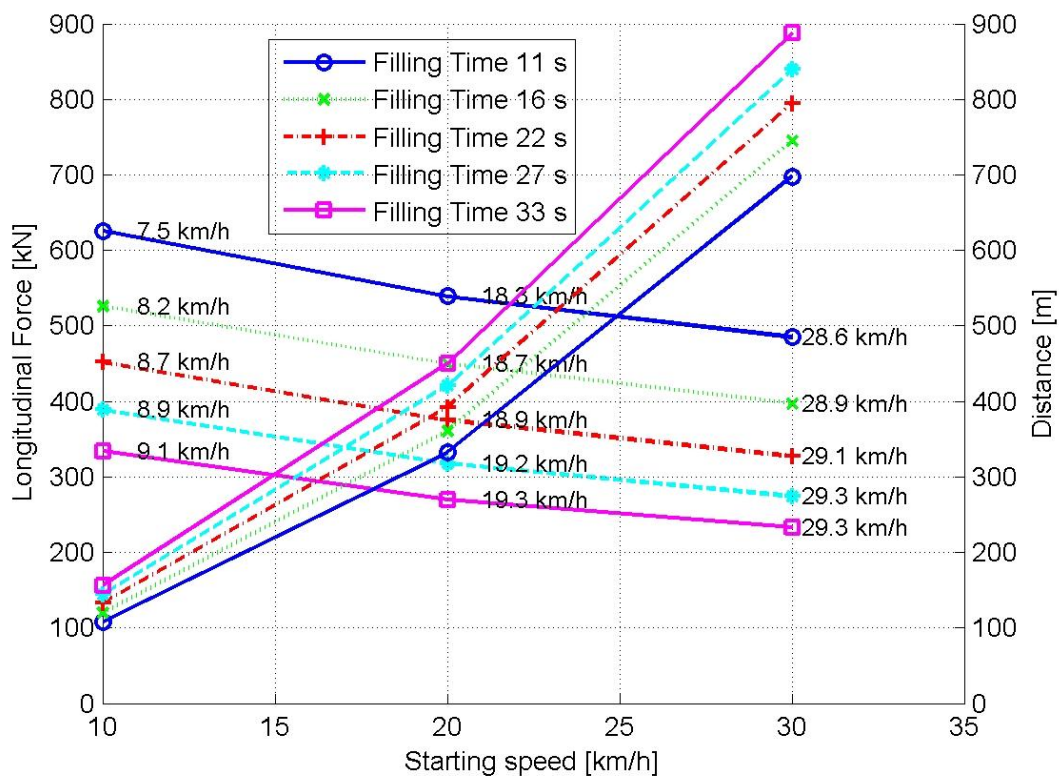


Figura 7 Effetto del tempo di riempimento dei cilindri freno sulle forze longitudinali massime di compressione (asse a sinistra) e sulle distanze d'arresto (asse a destra) per diverse velocità iniziali di frenatura.

La Figura 7 riporta, in funzione del tempo di riempimento del cilindro freno (determinato, per quanto detto prima, dalla dimensione trasversale dell'orifizio che collega il "timing reservoir" con il distributore), sulla sinistra, i valori massimi delle forze longitudinali di compressione agenti tra due

generici veicoli consecutivi e, sulla destra, le corrispondenti distanze d'arresto. Sul grafico sono inoltre riportate le velocità in corrispondenza delle quali si registra il massimo delle forze longitudinali massime di compressione.

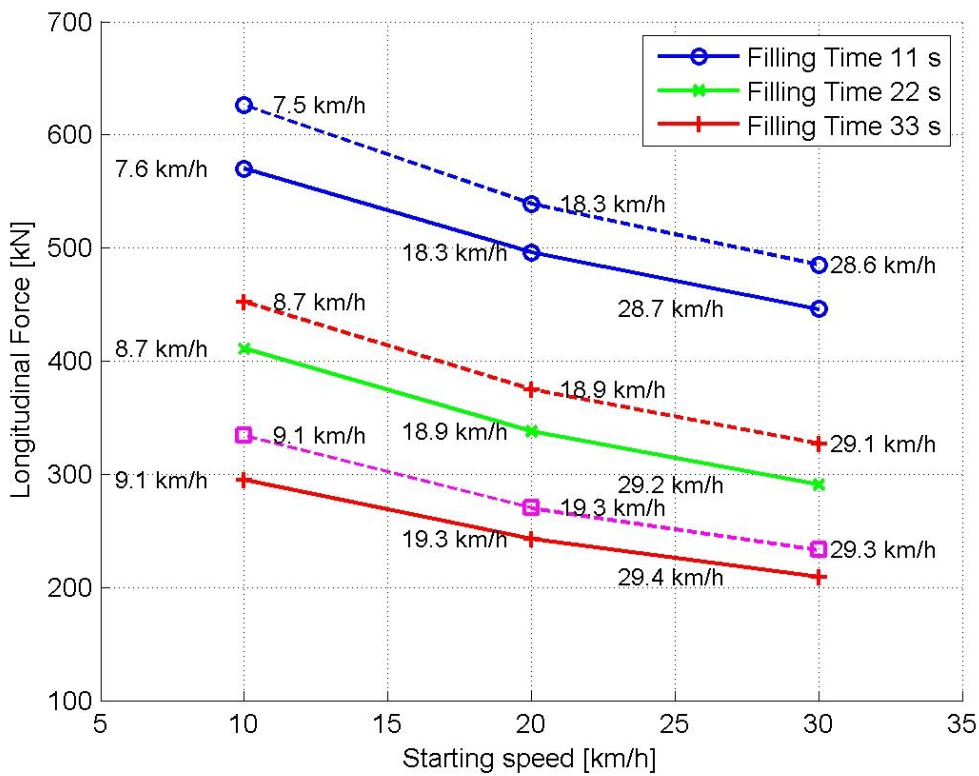


Figura 8 Valori massimi delle forze longitudinali per un design ottimale della vent valve e per uno standard.

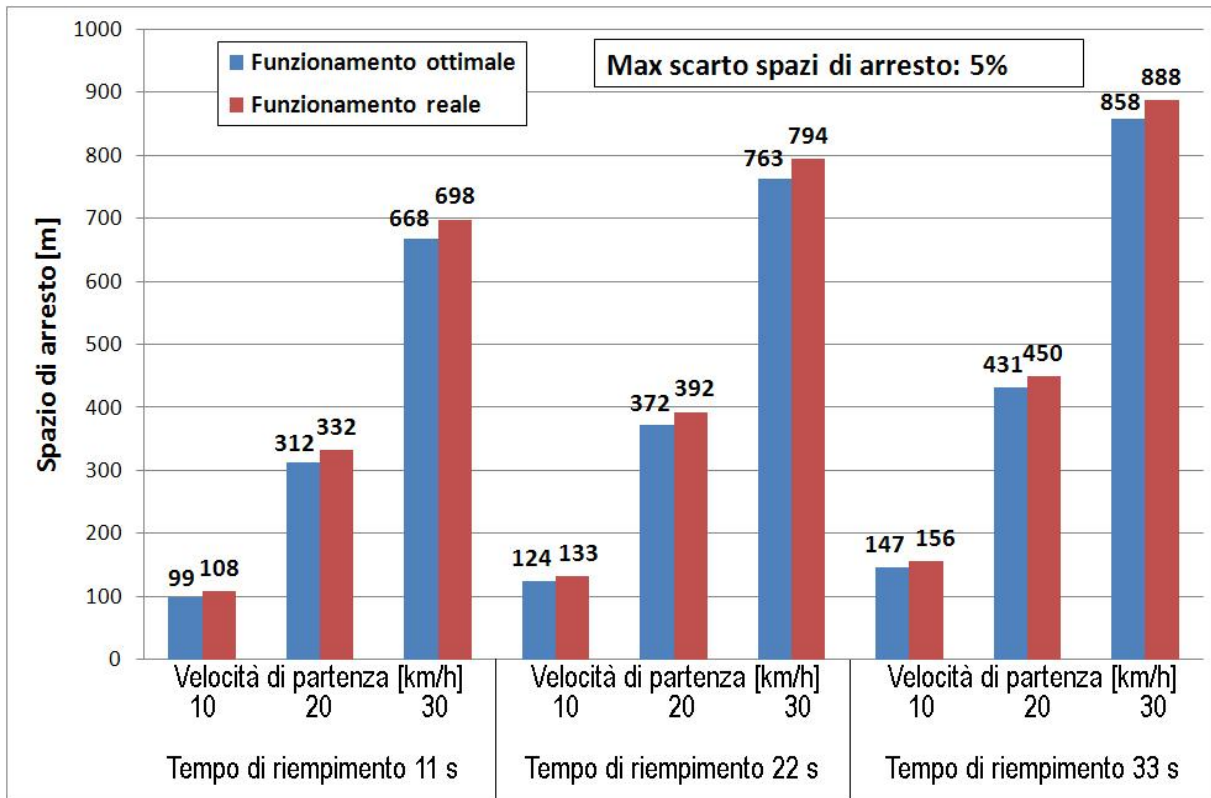


Figura 9 Distanze d'arresto per un design ottimale e per quello standard (reale).

La Figura 7 mostra come incrementando il tempo di riempimento di tre volte, i valori massimi delle forze longitudinali si dimezzano e, ovviamente, gli spazi d'arresto si incrementano di circa il 30 %; a tal proposito, è inoltre da notare che l'incremento percentuale della distanza d'arresto non cambia con la velocità iniziale, ma solo con l'incremento del tempo di riempimento.

Le conseguenze sulla sicurezza dell'aumento del tempo di riempimento sono ovviamente contrastanti, perché da un lato diminuiscono le forze longitudinali e dall'altro incrementano gli spazi d'arresto. Per massimizzare i benefici, vale a dire per ridurre sia gli spazi d'arresto sia le forze longitudinali, è necessario ottimizzare ulteriormente la vent valve in modo da ridurre il tempo complessivo di svuotamento della condotta generale del treno e rendere la frenata tra i diversi veicoli "sincrona". Considerando, a mo' di esempio, il valore limite del tempo di svuotamento della condotta generale pari a 5 s (si ricordi che per la lunghezza in gioco del treno, l'informazione di pressione arriva alla fine del treno in circa 4.2 s e che, nel caso standard, la condotta generale si vuota in circa 8 s), si ottengono i valori massimi delle forze di compressione e delle distanze di arresto riportati, rispettivamente, in Figura 8 ed in Figura 9. Tali figure mostrano che una migliore progettazione della vent valve porta ad una riduzione media delle forze longitudinali del 16 % ed ad una riduzione media degli spazi d'arresto del 5 %. Ciò porta a concludere che il design standard della Faiveley Transport è già abbastanza ottimizzato.

5. RINGRAZIAMENTI

Gli Autori desiderano ringraziare la Faiveley Transport Italia SpA per aver reso disponibile il simulatore hardware in scala reale di Piosasco per l'effettuazione delle prove sperimentali i cui risultati sono stati qui utilizzati per la validazione del nuovo modello pneumatico oggetto del lavoro.

6. CONCLUSIONI

Il codice di calcolo *TrainDy* per il calcolo delle forze scambiate tra i veicoli di un treno, sviluppato presso l'Università di Roma "Tor Vergata" e certificato dalla UIC, è caratterizzato da una flessibile struttura modulare. Questa caratteristica ha consentito di affiancare, al sistema frenante standard UIC, un altro sistema di frenatura, utilizzato dalla Queensland Railways, basato su un distributore a molla, di concezione più semplice di quello UIC, nonché su uno scarico della condotta generale che avviene da più punti, mediante una serie di valvole di frenatura (vent valve) poste lungo il treno. Il lavoro, oltre modellazione di questo diverso sistema frenante ed alla sua validazione sperimentale, mostra, per un treno merci equipaggiato con tale sistema, alcuni risultati sulla performance di frenatura, in termini di spazi d'arresto e di forze scambiate tra i veicoli, in condizioni di emergenza. Si dimostra inoltre, mediante un'ulteriore analisi parametrica, come la vent valve, nella sua configurazione attuale cui si è pervenuti con successivi affinamenti di fasi di progettazione, risulti già sufficientemente ottimizzata.

Bibliografia

- [1] L. Cantone, D. Negretti, R. Verzicco, F. Vivio, V. Vullo *Modello fluidodinamico per lo studio delle condizioni di frenatura distribuita di treni merci lunghi, basato sulle equazioni di Navier Stokes*, 1° Congresso Italiano Coordinamento della Meccanica, Palermo, 20-22 Giugno, 2010.
- [2] UIC 540-0, Freins a air comprimé pour trains de marchandises et trains de voyageurs, UIC, Paris, France, 3° Edition, 01.01.1982.
- [3] UIC 544-1, *Brakes – braking power*, 4th edition October 2004, Paris, France.
- [4] T. Witt, *Integrierte Zugdynamiksimulation für den modernen Güterzug*, Dissertation Institut für Verkehrswesen, Eisenbahnbau und -betrieb, Universität Hannover, Hannover 2005.