



SCUOLA DI DOTTORATO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE
UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI FIRENZE

DOTTORATO DI RICERCA IN
INGEGNERIA INDUSTRIALE E DELL’AFFIDABILITÀ

Sede Amministrativa: DIPARTIMENTO DI ENERGETICA “S. STECCO”

TESI DI DOTTORATO

**MODELLAZIONE MULTIBODY DI CONVOGLI
FERROVIARI PER LO STUDIO DELLA DINAMICA
LONGITUDINALE**

Tutor universitario:
Prof. Ing. PAOLO TONI

Coordinatore del Dottorato:
Prof. Ing. MARIO TUCCI

DOTTORANDO: Ing. JURY AUCIELLO

Settore scientifico disciplinare di afferenza: ING-IND/13

Ciclo di Dottorato: XXI

Anno 2008

Alla mia famiglia...

Indice

Ringraziamenti	iii
Prefazione	iv
1 La frenatura dei veicoli ferroviari	1
1.1 Percentuale di frenatura	1
1.2 Il peso frenato	5
1.3 Organi di trazione e repulsione	7
1.3.1 Organi di trazione convezionali	8
1.3.2 Organi di repulsione convenzionali	11
1.4 Il freno pneumatico	13
1.4.1 Il distributore	15
1.4.2 Il trasformatore di pressione	21
1.4.3 Il freno elettropneumatico	22
1.5 Frenatura elettrica	24
2 Modellazione del freno	25
2.1 Modello della Condotta Generale.	26
2.2 Modello dei distributori	29
2.2.1 Distributore in regime G	31
2.2.2 Distributore in regime P	34
2.3 Validazione del modello pneumatico	35
2.3.1 Taratura	37
2.3.2 Verifica	41
2.4 Modello del freno standard	42
3 Modello multibody	46
3.1 Descrizione del carro “Shimmns”	46

3.1.1	Il carrello Y 25L	47
3.2	Descrizione della locomotiva E402B	51
3.3	Modelli multibody tridimensionali	54
3.3.1	Modello della locomotiva	54
3.3.2	Modello del carro	56
3.3.3	Modello di carro semplificato	67
3.4	Modello monodimensionale per le prove in rettilineo	68
4	Analisi effettuate	73
4.1	Prove in rettilineo: carri da 80 tonnellate	75
4.2	Prove in rettilineo: carri da 50 tonnellate	85
4.3	Prove su scambio	97
4.4	Modifiche alla normativa	103
	Conclusioni	105
	Bibliografia	107

Ringraziamenti

Questa tesi nasce dal coinvolgimento del mio dipartimento di afferenza in un gruppo di lavoro a cui hanno partecipato, a vario titolo, università, gestore della linea (RFI) e gestore del trasporto ferroviario (TRENITALIA): si tratta di un lavoro di equipe che ha visto coinvolte molte persone e sarebbe pertanto difficile citarle tutte.

Mi sento, però, di ringraziare tutti i colleghi del Dipartimento con i quali ho ormai da alcuni anni instaurato un piacevole rapporto di amicizia e stima reciproca. Un particolare ringraziamento va al Prof. Toni e al Dott. Rindi che hanno seguito e organizzato attentamente l'intero progetto e agli Ingg. Pugi, Fioravanti e Ignesti con i quali ho collaborato a stretto contatto per portare a termine le varie fasi dell'attività.

Agli Ingg. Sgroi e Ercole di RFI va il merito di aver saputo organizzare con efficacia l'intero percorso di lavoro ed essere riusciti a far interagire le varie parti coinvolte nel progetto e promuoverne lo scambio di dati ed informazioni.

Infine, un ringraziamento dovuto va a TRENITALIA che ha messo a piena disposizione del gruppo una mole considerevole di dati senza i quali difficilmente saremmo giunti al risultato ottenuto.

Firenze, 18 Dicembre 2008

Jury

Prefazione

Il presente lavoro rientra nell'attività commissionata al Dipartimento dal gestore della rete ferroviaria nazionale (RFI) per valutare la possibilità di sostituire la normativa vigente in tema di regimi di frenatura per convogli da trasporto merci con massa superiore alle 1200 t e di lunghezza inferiore ai 660 m. Nella fattispecie era richiesto «un confronto tra il contesto attuale che vede la maggior parte dei treni frenati esclusivamente con regime di frenatura viaggiatori e la condizione che si verrebbe a creare con l'applicazione delle nuove norme che prevedono l'introduzione della frenatura tipo merci in testa ai convogli».

La configurazione proposta, alla quale si dà il nome *locomotiva lunga* (LL), prevede che la locomotiva e i primi cinque carri di un convoglio vengano frenati in regime merci (G) mentre il resto del treno continua a frenare in regime viaggiatori (P). La differenza sostanziale fra questi due regimi, come sarà spiegato, consiste in una differente rapidità di applicazione dello sforzo frenante: il P è molto più pronto del G e quindi porta a spazi d'arresto considerevolmente minori; di contro, la maggiore rapidità d'azione comporta l'instaurarsi fra i veicoli di forze sugli organi di collegamento molto più intense, che possono risultare addirittura critiche su convogli di massa elevata (come quelli su cui si concentrava lo studio). Da qui la necessità di valutare la possibilità di utilizzare un regime misto (la locomotiva lunga, appunto) che permettesse di limitare gli sforzi longitudinali scambiati fra i veicoli, mantenendo il vantaggio della maggiore efficacia nella frenatura del regime passeggeri.

La valutazione è stata effettuata per mezzo di una serie di simulazioni dinamiche effettuate con tecniche multibody con le quali si è ricostruito il comportamento del convoglio durante una manovra di frenatura ed analizzato una serie di grandezze che influenzano significativamente la sicurezza di un convoglio ferroviario, nella fattispecie: spazi di frenata, sforzi longitudinali sugli organi di trazione/repulsione, rapporto di deragliamenti Y/Q .

Le configurazioni previste per le prove consistono in composizioni di varia lunghezza e peso complessivo di 800, 1200 e 1600 tonnellate, composte da carri merci di tipo "Shimmns" aventi in testa una locomotiva E402B, soggette ad una frenatura rapida (con esclusione della frenatura elettrica) a partire dalla velocità di 100 km/h fino al completo

arresto del treno. Sono state, poi, effettuate una serie di prove a velocità iniziale di 50 km/h per le medesime configurazioni utilizzate in precedenza. Per prendere in considerazione gli effetti tridimensionali dovuti all'interazione fra gli organi di repulsione, le stesse prove sono state effettuate anche su uno scambio, come verrà meglio descritto nel seguito.

La tesi si sviluppa partendo da una descrizione degli aspetti legati alla frenatura dei rotabili, analizzando tutti i principali sistemi meccanici (freno pneumatico, organi di trazione/repulsione, elementi frenanti ad attrito) che determinano le generazioni delle azioni longitudinali nella frenatura dei treni.

Nei successivi due capitoli, si procederà a descrivere i modelli sviluppati per le analisi: si tratta di un modello dell'impianto pneumatico del freno sviluppato con LMS AMESimTM e dei modelli multibody dei veicoli per le analisi dinamiche. Per questi ultimi si sono sviluppati modelli tridimensionali in ADAMS/VI-RailTM per le prove svolte sugli scambi, mentre per le prove di frenatura in rettilineo si è preferito utilizzare un modello monodimensionale sviluppato in MATLAB/SimulinkTM.

Nell'ultimo capitolo, descriveremo tutte le configurazioni di prova analizzate e presenteremo i risultati delle nostre simulazioni, corredate delle considerazioni che ci hanno permesso di giungere alla sostituzione della normativa vigente.

La frenatura dei veicoli ferroviari

Con il termine generale di “dinamica longitudinale” si intende il comportamento dinamico dei veicoli (ferroviari, nel caso in esame) quando sono sottoposti ad azioni che si sviluppano principalmente nel senso del moto: poiché le situazioni di maggiore interesse (per le ragioni di sicurezza ad essa associate) si individuano principalmente durante la fase di frenatura, la dinamica longitudinale analizza più nello specifico il comportamento di composizioni di treno durante la fase piuttosto critica di una frenatura di emergenza. Nei rotabili attualmente in esercizio, la frenatura viene effettuata per mezzo di diversi elementi di dissipazione dell’energia del convoglio:

- i ceppi ad attrito;
- i dischi ad attrito;
- elettro-dinamica;
- con pattini magnetici.

Le normative internazionali richiedono che la frenatura di emergenza sia effettuata esclusivamente per mezzo di elementi ad attrito, per la maggiore continuità che possono dare alla manovra rispetto agli altri elementi, le cui piene funzionalità sono assicurate esclusivamente alle velocità più elevate.

1.1 Percentuale di frenatura

Prendiamo in considerazione una ruota frenata con ceppi ad attrito (fig. 1.1): la forza frenante F nasce a causa dell’attrito che intercorre fra la ruota e il ceppo con cui essa viene premuta con una forza X . Indicando con f il coefficiente di aderenza fra la ruota e la rotaia e con μ il coefficiente di attrito fra ruota e ceppo, la condizione di equilibrio delle

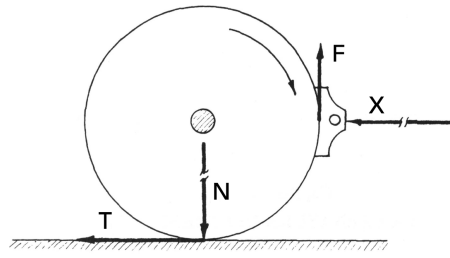


Fig. 1.1: Forze agenti su una ruota frenata con ceppi.

forze agenti sulla ruota deve soddisfare la condizione di aderenza:

$$X\mu r_x \leq Nfr \quad (1.1)$$

ove, per i ceppi, il raggio medio r_x (detto *raggio di frenatura*) in cui si può pensare applicata la forza frenante F è uguale al raggio stesso r della ruota (cosa che non vale in generale per i freni a disco).

Si definisce *percentuale di frenatura* il rapporto:

$$\frac{X}{N}$$

per i freni a ceppo e:

$$\frac{X r_x}{N r}$$

per i freni a disco.

È evidente dalla definizione che la percentuale di frenatura è collegata alla massima forza frenante che è possibile applicare al freno compatibilmente con l'aderenza ossia alla massima decelerazione che si può imporre a un veicolo. Riprendendo dal PANAGIN [12] gli andamenti dei coefficienti di attrito al variare della velocità (fig. 1.2), si può osservare che la piena aderenza è sfruttata solo per basse velocità. Infatti, il coefficiente di attrito μ fra ceppi in ghisa e cerchioni d'acciaio decresce all'aumentare della velocità più rapidamente del coefficiente d'aderenza f .

Se ricaviamo la percentuale di frenatura dalla condizione limite di aderenza individuata nella (1.1) avremmo:

$$\frac{X}{N} = \frac{f}{\mu} \quad (1.2)$$

Un treno che voglia sfruttare appieno l'aderenza per massimizzare lo sforzo frenante dovrebbe pertanto modificare il rapporto $\frac{X}{N}$ al variare della velocità. Su veicoli destinati a viaggiare ad alte velocità, per i quali è importante avere elevati sforzi frenanti (in modo da ridurre gli spazi d'arresto), la diminuzione del rapporto μ alle alte velocità imporrebbe rapporti X/N molto forti, che risulterebbero eccessivi alle velocità più basse, in quanto

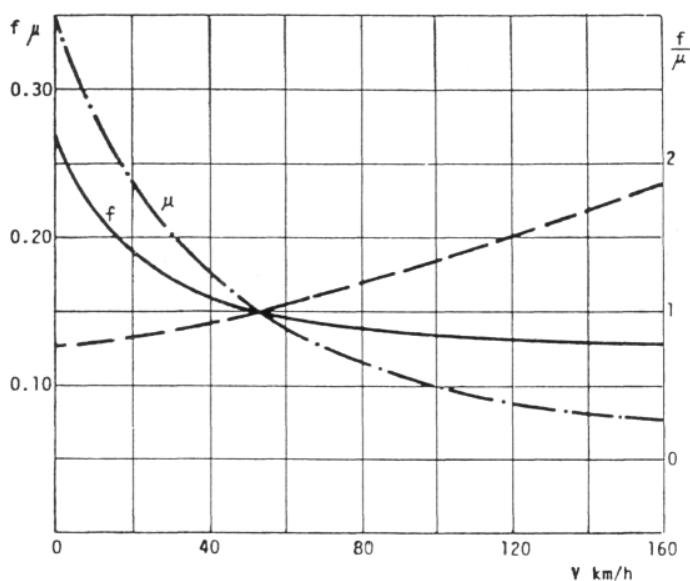


Fig. 1.2: Andamento dei coefficienti di attrito ruota-cerchione e ruota-rotaia per freno a ceppi in ghisa.

l'aumento del coefficiente d'aderenza a valori superiori a quelli del coefficiente di attrito ceppo-ruota porterebbe al bloccaggio delle ruote.

Se quindi la percentuale di frenatura fosse costante, la situazione ottimale sarebbe quella presentata dal CARPIGNANO [6] e riportata in fig. 1.3, in cui la curva di forza frenante eguaglia quella di aderenza massima in corrispondenza dell'arresto, in modo da non avere il pattinamento delle ruote per tutto il campo di velocità. Appare d'altro canto evidente che alle velocità più elevate (in cui sarebbe invece necessaria una elevata frenante per poter dissipare una elevata quantità di energia cinetica) lo sforzo applicato è considerevolmente minore di quello che si potrebbe applicare compatibilmente con l'aderenza disponibile.

Ne consegue la necessità di poter modulare la forza frenante durante l'arresto al variare della velocità del convoglio: questa regolazione è stata ottenuta nei convogli con freni a ceppi per mezzo di dispositivi a doppio stadio di pressione che variano la pressione di alimentazione dei cilindri freno fornendo un migliore sfruttamento dell'aderenza disponibile (fig. 1.4).

Secondo VICUNA [24] i valori di X/N normalmente adottati sono di 0,75 – 0,85 per i veicoli con un solo stadio di pressione e di 1,20 – 1,60 per veicoli a doppio stadio.

Svolgendo considerazioni analoghe per i freni a disco, possiamo riscrivere per essi la (1.2) come:

$$\frac{X}{N} = \frac{f r}{\mu r_x} \quad (1.3)$$

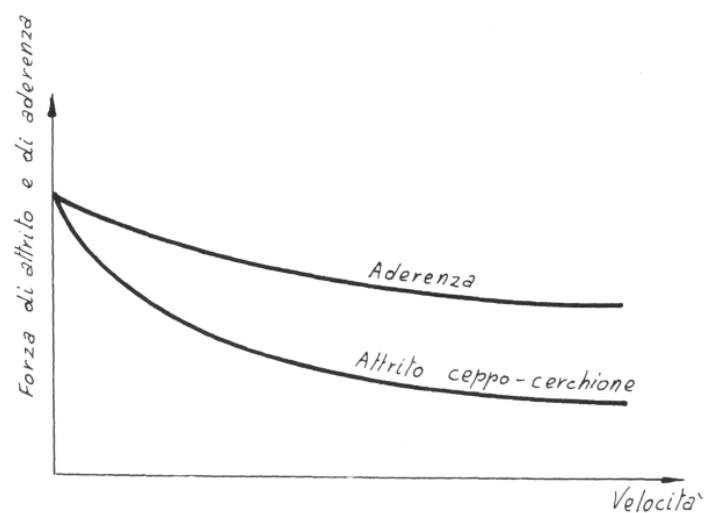


Fig. 1.3: Massima decelerazione ottenibile con forza frenante costante.

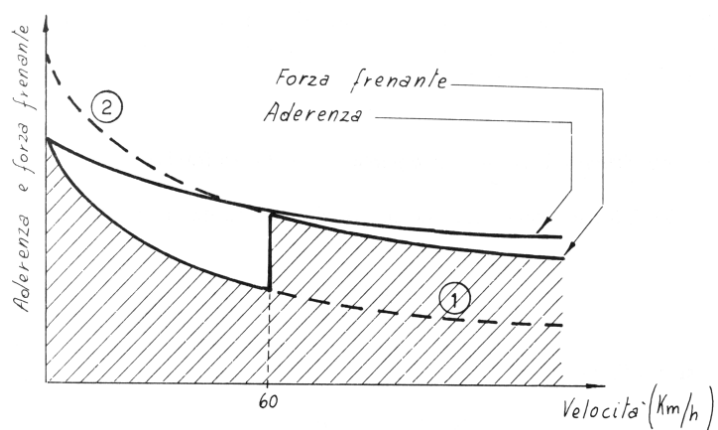


Fig. 1.4: Regolazione della forza frenante in funzione della velocità per mezzo di dispositivo a doppio stadio di pressione.

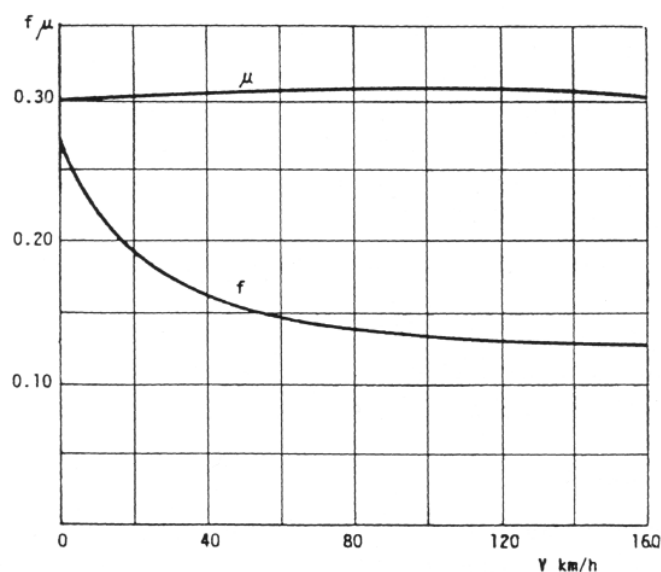


Fig. 1.5: Andamento dei coefficienti di attrito pasticca-disco (μ) e ruota-rotaia (f) per freno a dischi in acciaio.

Stavolta però il coefficiente μ di attrito fra i dischi e la pasticca risulta praticamente insensibile alla velocità (fig. 1.5): questa caratteristica, associata alla possibilità di scegliere opportunamente il rapporto r/r_x , permette di avere la decelerazione ottimale anche con un solo stadio di frenatura. La necessità di un doppio stadio di frenatura anche con questi freni può presentarsi per veicoli ad alta velocità (superiori ai 300 km/h).

1.2 Il peso frenato

Per poter determinare la velocità massima alla quale un convoglio, di una data composizione, può viaggiare su una determinata linea, occorre avere un parametro di immediata applicazione che fornisca indicazioni sulle capacità frenanti del convoglio stesso. Si intuisce, infatti, che durante la fase di determinazione dell'orario di servizio (in cui occorre stabilire le composizioni di cui devono essere costituiti i treni che viaggiano sulle varie linee della rete ferroviaria) bisogna assicurarsi che il materiale rotabile con cui si vanno a comporre i convogli abbia prestazioni frenanti nel complesso adeguate per affrontare la linea su cui dovrà viaggiare.

Al tal fine si ricorre tradizionalmente al concetto di *peso frenato*, che altro non è che un parametro legato all'efficacia del sistema frenante installato a bordo del materiale rotabile.

Secondo quanto stabilito dalla fiche UIC 544-1 [23], la capacità frenante di un rotabile, intesa come lo spazio d'arresto s che occorre per portarlo all'arresto completo, viene

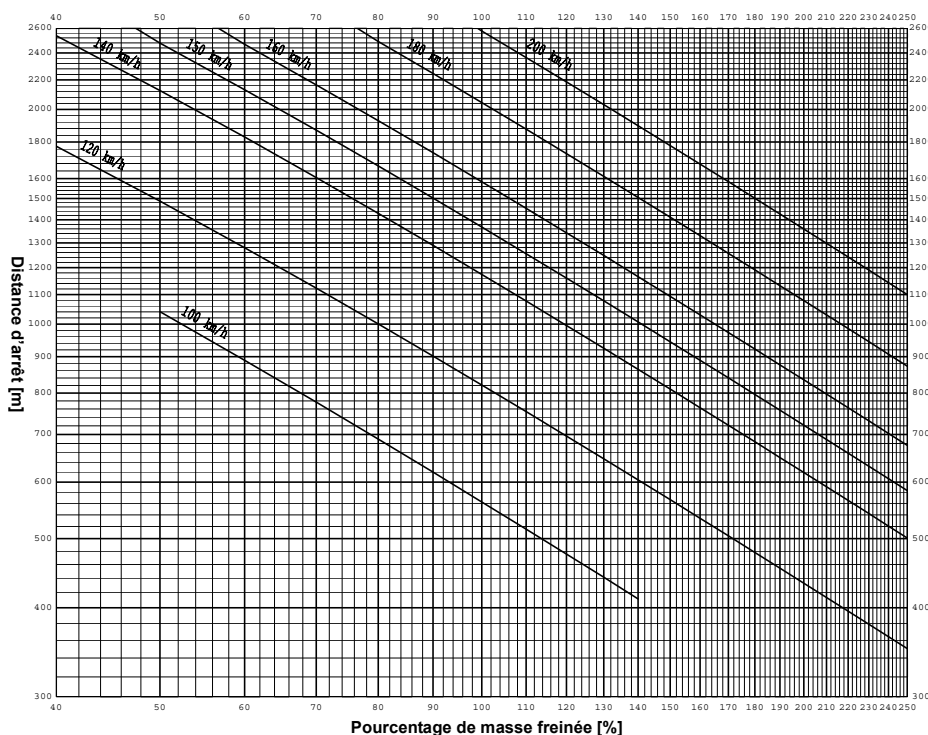


Fig. 1.6: Relazione intercorrente fra spazi d'arresto, velocità di inizio frenatura e percentuale di massa frenata per un carro isolato.

tradizionalmente individuata sperimentalmente ricercando la funzione:

$$s = f(V, \lambda) \quad (1.4)$$

dove V è la velocità di inizio frenatura e λ è la *percentuale di massa frenata*, pari al rapporto fra peso frenato e massa del veicolo.

Il peso frenato di un rotabile si determina sperimentalmente misurando lo spazio d'arresto durante una serie completa di prove di frenatura rapida alle velocità prescritte. Per mezzo del *diagramma di valutazione della prestazione frenante* fornito dalla norma (di cui in fig. 1.6 è riportato un esempio relativo al caso di veicolo isolato), noto che sia lo spazio d'arresto si può ricavare la percentuale di massa frenata, da cui è immediato ricavare il peso frenato del veicolo.

In fase di determinazione dell'orario di esercizio, noti che siano i pesi frenati di tutti i rotabili della composizione, il peso frenato del treno sarà dato dalla sommatoria di tutti i pesi frenati. Qualora, però, la velocità di esercizio eccedesse i 150 km/h la semplice sommatoria non è più sufficiente, ma occorre introdurre dei fattori correttivi al fine di ottenere un valore più rispondente alla realtà dell'efficacia frenante della composizione. Una volta definite le caratteristiche di frenatura del convoglio, in funzione delle pendenze di linea e della percentuale di peso frenato presente sul treno, si determina, con l'ausilio

di tavole sinottiche appositamente sviluppate dal gestore della linea, la velocità massima che il convoglio può mantenere su quella linea per avere la sicurezza necessaria al rispetto di tutte le sezioni di frenatura.

1.3 Organi di trazione e repulsione

Nella dinamica dei convogli le forze scambiate fra veicoli adiacenti rivestono un'importanza fondamentale, in quanto alla loro intensità è legata la sicurezza di marcia dei treni in manovre critiche come la frenatura. L'andamento di queste forze, a parità di altri fattori, dipende dalle caratteristiche viscoelastiche degli elementi che costituiscono il collegamento tra i veicoli: tale accoppiamento è realizzato mediante elementi che devono permettere, oltre alla trasmissione degli sforzi longitudinali, la continuità sia dell'impianto frenante che di tutti i servizi previsti nella categoria di treno considerata. Esistono sostanzialmente due tipi di aggancio: quello manuale e quello automatico.

L'aggancio manuale, in uso sulle linee europee e basato — come vedremo — su un complesso sistema di organi di trazione a maglia e gancio con tenditore a vite e organi di repulsione elastici, presenta notevoli svantaggi sia per l'operatività che per la sicurezza delle manovre di aggancio: per effettuarle è infatti richiesto l'intervento diretto dell'operatore e l'operazione è generalmente piuttosto faticosa.

Vista questa necessità di manovrare manualmente il dispositivo, si è pertanto imposto per esso un limite di peso dell'ordine di 35 kg oltre il quale risulterebbe maggiormente difficile e pericoloso ad un uomo manovrare la parte mobile dell'aggancio. D'altra parte, questa limitazione ha un'influenza sul proporzionamento strutturale del gancio: a seguito di questa limitazione di peso che esso deve avere non è tecnologicamente possibile produrre elementi che abbiano limite di resistenza a rottura per trazione superiore agli 850 kN. Con l'aggancio di tipo automatico, per il quale non si ha la necessità di limitare il peso in quanto non deve essere manovrato da un operatore, si possono progettare dispositivi con resistenza alla rottura ben superiori: sull'ordine dei 2500-3000 kN.

È evidente che questo limite sugli sforzi massimi di trazione impone un limite sul peso stesso che deve avere il treno per poter effettuare in sicurezza il servizio: quindi, mentre con carri equipaggiati con agganci di tipo automatico è possibile comporre treni con masse fino alle 10000 t, con aggancio manuale a vite questo limite si assesta su 2500 t.

Nonostante i vantaggi dell'aggancio automatico presentati, allo stato attuale in Europa permane l'uso dei sistemi di trazione/repulsione convenzionali, in quanto ragioni di natura economica e tecnica ne sconsigliano la fattibilità (si tratterebbe di sostituire contemporaneamente l'aggancio attualmente utilizzato da alcuni milioni di veicoli circolanti in tutta Europa in tempi brevissimi).

In bibliografia [1, 24] sono presenti alcuni interessanti disegni che mostrano la struttura degli organi di trazione e repulsione di tipo convenzionale.

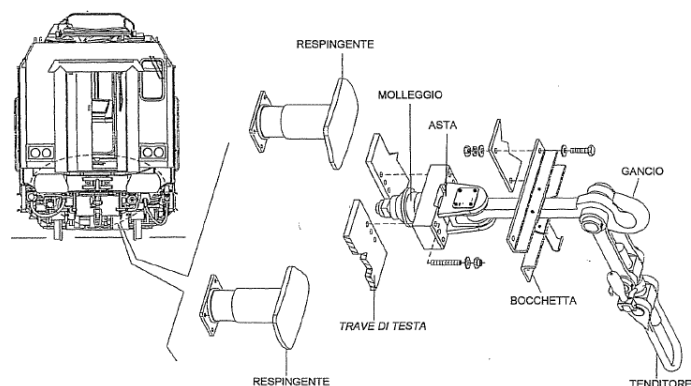


Fig. 1.7: Organi di trazione e repulsione di tipo convenzionale.

Entrambi i veicoli che si accoppiano sono muniti alle due estremità di una traversa nella cui mezzeria è presente un gancio a cui è collegato un tenditore con maglia di attacco: durante la manovra di aggancio, la maglia di un tenditore viene inserita nel gancio del veicolo successivo mentre l'altro tenditore rimane inattivo e di riserva. Alle estremità laterali della stessa traversa sono inoltre presenti due respingenti che trasmettono le forze di compressione fra i veicoli accostati.

1.3.1 Organi di trazione convenzionali

I dispositivi di trazione si dividono in due categorie:

- dispositivi con *trazione continua*;
- dispositivi con *trazione discontinua*.

Nella trazione continua i ganci sono collegati fra loro da aste rigide che attraversano l'intero telaio del veicolo: lo sforzo di trazione viene trasmesso da gancio a gancio senza interessare direttamente la struttura del veicolo.

La forza di trazione viene applicata al veicolo per mezzo di un sistema elastico ("castelletto") posizionato al centro del telaio (fig. 1.8). L'asta è infatti costituita da tre parti connesse fra di loro e ai ganci per mezzo di conchiglie. La parte centrale è costituita da due piastre d'appoggio per una molla a bovolo: l'applicazione di una forza di trazione, in un senso o nell'altro, fa sì che una delle due conchiglie spinga la piastra ad essa adiacente, la quale comprime la molla a bovolo che a sua volta trasmette la forza all'altra piastra e quindi alla guida vincolata al telaio.

Con questa configurazione lo sforzo trasmesso al telaio è pari alla resistenza al moto e alla forza d'inerzia del veicolo stesso: lo sforzo supportato dal telaio è così indipendente

- asta di trazione;
- gruppo elastico.

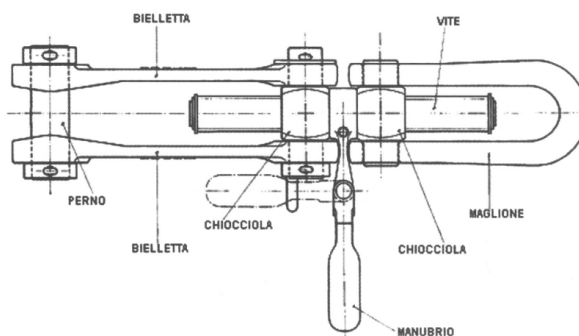


Fig. 1.10: Tenditore conforme alla norma UIC 520 [19].

Il *tenditore* (vedi fig. 1.10) è costituito da una serie di elementi connessi a una vite che permettono il collegamento fra i due ganci dei veicoli. Sul primo veicolo da collegare, le *bielle* sono connesse a un *perno* inserito nel foro praticato sulla testa del gancio del veicolo stesso; dall'altra parte sono collegate alla *vite* del tenditore per mezzo di un manicotto filettato (*chiocciola*). Il *maglione* da un lato è connesso, per mezzo di un'altra chiocciola, alla vite e dall'altro viene adagiato sulla sede conforme prevista sul gancio del secondo veicolo. Sulla vite è poi fissato il *manubrio* con il quale è possibile serrare o disinserrare l'aggancio dei due veicoli: le filettature sulla vite sono infatti opposte e permettono, con la rotazione del manubrio nei due sensi, l'accostamento o l'allontanamento delle due chiocciole.

La testa del *gancio di trazione* è costituita da un uncino (per l'aggancio con il maglione del tenditore) e da un foro (per il passaggio del perno dell'altro tenditore).[‡] L'asta del gancio termina all'altra estremità con un occhiello ad asse verticale per il passaggio del perno dell'*asta di trazione* a forcella (fig. 1.9): con questo collegamento il gancio può ruotare rispetto all'asse verticale ma non traslare in tale verso.

L'asta di trazione, a sua volta, presenta all'altra estremità una filettatura per il serraggio del *gruppo elastico*: la traslazione dell'asta determina una compressione del molleggio che si scarica sulla *piastra di reazione* e da qui al telaio, alla quale detta piastra è vincolata.

Concludiamo il paragrafo riportando in tab. 1.1 i requisiti minimi di resistenza richiesti dalla norma per gli organi di trazione. Come si può vedere l'elemento più debole è il tenditore: ciò è un fatto voluto essendo questo l'elemento di più facile e immediata sostituzione in caso di spezzamento.

[‡]Come avevamo detto uno dei due tenditori funge da riserva.

Tab. 1.1: Requisiti minimi di resistenza strutturale richiesti dalla norma UIC 520 [19] per gli organi di trazione.

Elemento	Resistenza al limite elastico	Resistenza a rottura
Gancio	450 kN	1000 kN
Asta	450 kN	1000 kN
Tenditore	350 kN	850 kN

1.3.2 Organi di repulsione convenzionali

Questi dispositivi, comunemente chiamati *respingenti*, svolgono le seguenti funzioni:

- regolano la distanza tra i veicoli;
- assorbono parte dell'energia cinetica dei moti longitudinali e smorzano le oscillazioni lungo il convoglio;
- smorzano i moti laterali della cassa mediante le forze di attrito fra i piatti dei respingenti accoppiati;
- assorbono gli urti di tamponamento tra i veicoli durante le operazioni di manovra.

I respingenti sono progettati per assorbire elasticamente urti fino a 10 km/h per le carrozze e 12 km/h per i carri in modo da preservare il telaio e la cassa dei veicoli.

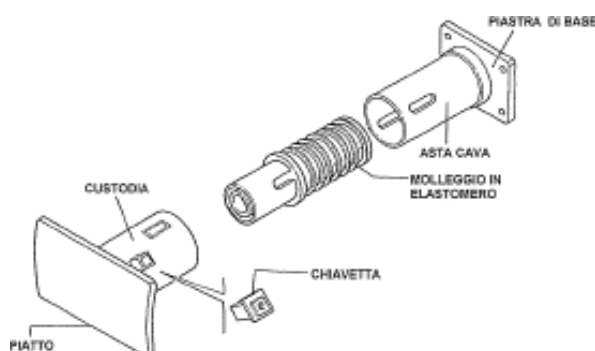


Fig. 1.11: Respingente in elastomero.

Il respingente è costituito da un'asta cava fissata alla struttura della cassa e da una parte mobile; fra la parte fissa e quella mobile è interposto un molleggio la cui deformazione permette l'assorbimento di energia.

La parte mobile è costituita da una *custodia* tubolare fissata al *piatto*, che è l'elemento su cui i due respingenti entrano in contatto. Lo scorrimento della custodia sull'asta cava è guidata da due chiavette che impediscono la rotazione relativa fra le due parti.

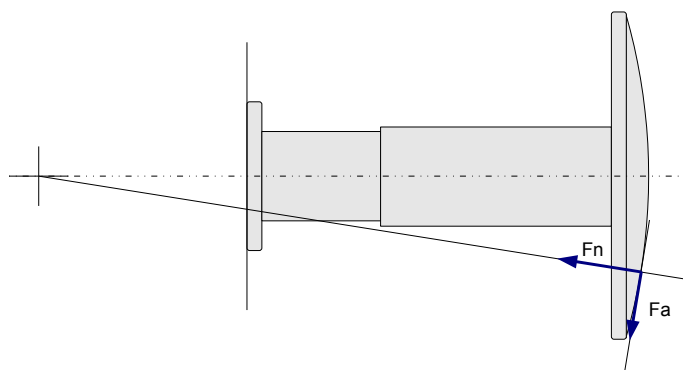


Fig. 1.12: Forze agenti sui respingenti.

Sul piatto dei respingenti (fig. 1.12) agiscono una forza F_n diretta verso il centro geometrico della superficie del piatto e una forza F_a generata dall'attrito di strisciamento fra i due piatti e pertanto dipendente dall'intensità della F_n e dallo stato delle superfici a contatto.

La norma UIC 527-1 [21] impone che la superficie semisferica del piatto abbia raggio 1500 mm per le carrozze e 2750 mm per i carri. La scelta di questi valori è dovuta al compromesso fra due esigenze contrastanti:

- mantenere valori elevati di forze di attrito;
- non aumentare troppo la pressione di contatto fra i due piatti.

Infatti, poiché lo smorzamento dei moti trasversali è affidato alle forze di attrito è d'uopo che quest'ultime siano sufficientemente elevate vista anche la ridotta entità degli scostamenti trasversali; d'altronde un valore troppo elevato della pressione di contatto causerebbe, a parità di forza di attrito, una ridotta attenuazione delle accelerazioni verticali e trasversali della cassa trasmesse dai respingenti.

Quando i raggi sono piccoli, poiché l'area di contatto è più elevata la pressione si mantiene su valori non troppo elevati. Al contempo però le forze di attrito assumono valori più bassi, smorzando poco i moti trasversali. Con l'aumento dei raggi delle teste sferiche, le forze di attrito aumentano ma anche la pressione aumenta; in più con l'aumento delle forze di attrito si aumenta la probabilità di grippaggio fra i due respingenti, proprio perché si limita maggiormente lo slittamento fra le superfici a contatto.

Per quanto riguarda i molleggi veri e propri, le tipologie attualmente di maggiore diffusione sono costituite da molle in acciaio oppure da molle in elastomero. In alcuni casi (specialmente su convogli per il quale è richiesto un notevole immagazzinamento di energia in caso d'urto, come per il trasporto di merci pericolose) si sfruttano sistemi idraulici, che garantiscono una dissipazione di energia graduale ed elevata.

I molleggi in acciaio attualmente utilizzati sono costituiti da *molle ad anelli* a sezione trapezia che ripartiscono in maniera pressoché uniforme la forza di compressione del respingente su tutte le sezioni degli anelli generando, a causa dell'attrito, sollecitazioni di trazione sugli anelli esterni e di compressione su quelli interni.

La caratteristica di lavoro di questi elementi è sostanzialmente lineare per tutto il campo delle deformazioni e non dipende né dalla velocità di deformazione né dalla temperatura di esercizio. In questo tipo di molleggi si ha un consistente smorzamento dovuto a fenomeni di *isteresi* per cui l'energia dissipata durante un ciclo (pari all'area racchiusa dalle due curve di carico e scarico) è pari a circa i 2/3 dell'intera energia immagazzinata nel ciclo di compressione.

I *molleggi in elastomero* sono costituiti da una serie di elementi elastici di forma toroidale inseriti su armature metalliche. La loro caratteristica di lavoro non è lineare ma si ha un incremento della rigidità col crescere della deformazione: rispondono pertanto con piccoli carichi per basse deformazioni (piccoli urti) sopportando al contempo grossi carichi con piccole deformazioni. Questi tipi di molleggi presentano l'isteresi tipica dei materiali plastici: l'energia assorbita durante un ciclo varia con la velocità di deformazione e si assesta sul 50 – 70% dell'energia immagazzinata nella fase di compressione. Inoltre, si differenziano dai molleggi in acciaio anche per il fatto che la caratteristica di lavoro dipende dalle condizioni atmosferiche, tendendo l'elastomero a irrigidirsi con la diminuzione della temperatura.

1.4 Il freno pneumatico

La norma UIC 540 [22] impone che la frenatura di un treno, sia esso destinato al traffico merci o passeggeri, sia effettuata per mezzo di un sistema pneumatico in cui la forza frenante venga fornita da aria compressa generata da compressori posti sulla locomotiva e distribuita su tutto il convoglio per mezzo di opportune tubazioni. I requisiti che detto freno deve avere sono:

- *continuità*: il freno deve essere manovrato da una sola postazione ed agire su tutti i veicoli in composizione;
- *automaticità*: il freno deve entrare in funzione anche senza l'intervento del guidatore quando venga a mancare la continuità (es. rottura della condotta);
- *moderabilità*: deve permettere di variare in modo graduale lo sforzo frenante sia in frenatura che in sfrenatura;

- *inesauribilità*: non deve perdere potenza frenante anche dopo ripetute frenature e sfrenature. È tuttavia ammessa una perdita di potenza frenante del 15% per ridurre i tempi di sfrenatura.

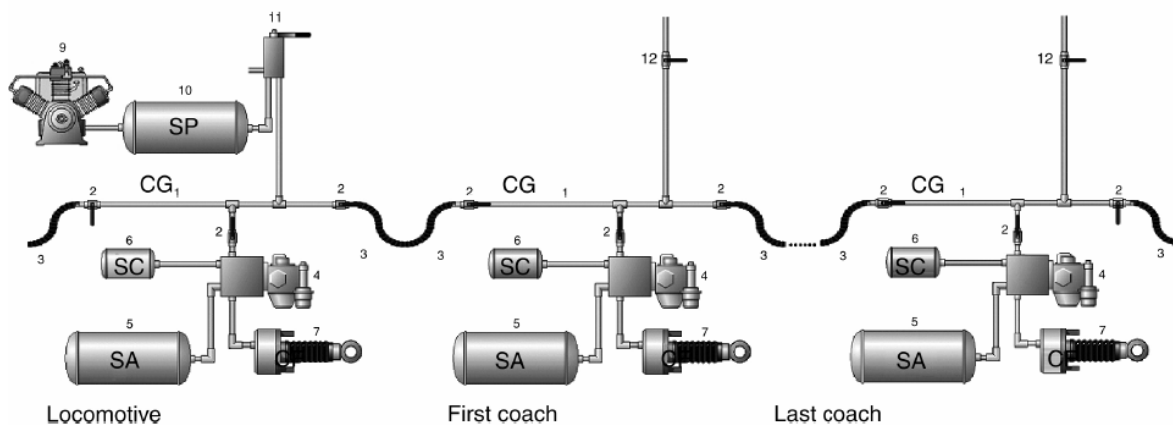


Fig. 1.13: Schema dell'impianto frenante pneumatico. Legenda: "CG" condotta generale, "4" distributori, "7" cilindri freno, "9" compressore della locomotiva, "11" rubinetto di comando.

La struttura tipica di un freno pneumatico è mostrata in fig. 1.13, dove si individuano:

- un generatore di aria compressa e un *serbatoio principale* (SP), installati sulla locomotiva;
- un *rubinetto di comando*, installato in cabina di guida, con il quale il macchinista regola la frenatura del treno;
- una *condotta generale* (CG) che, attraversando tutto il treno, alimenta di aria compressa gli impianti dei veicoli e comanda, con le sue variazioni di pressione, l'intervento ovvero il rilascio del freno;
- un *serbatoio ausiliario* (SA) dove viene immagazzinata l'aria compressa necessaria ad attuare la frenatura;
- un *serbatoio di comando* (SC) che, riempiendosi alla pressione di regime della CG, fornisce il riferimento per il distributore;
- un *distributore* che confronta la pressione in CG con quella nel SC, attuando o graduando la frenatura ovvero la sfrenatura;
- i *cilindri del freno* (CF) che convertono la pressione dell'aria in forza applicata sugli elementi frenanti (ceppi o dischi)

Per completezza, aggiungiamo che nei più moderni freni elettropneumatici di tipo indiretto, montati sui moderni veicoli per servizio passeggeri, ad alimentare i serbatoi ausiliari è una *condotta principale* (CP) che corre parallelamente alla condotta generale, alla quale rimane il solo compito di alimentare i distributori.

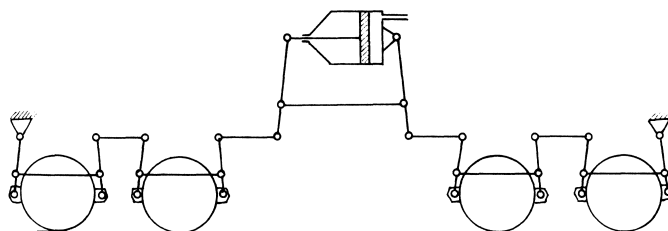


Fig. 1.14: Schema di timoneria in uso sui veicoli rimorchiati.

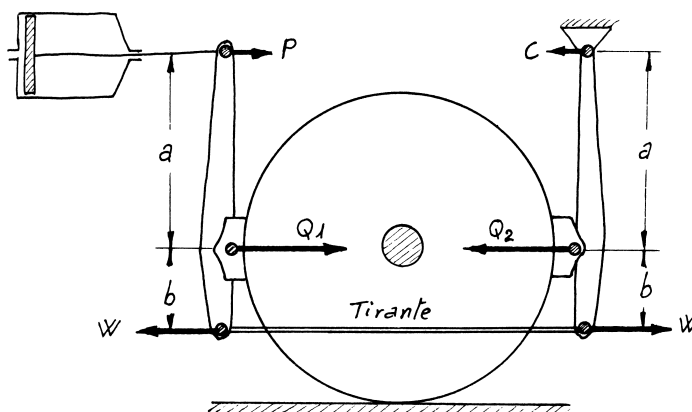


Fig. 1.15: Schema di timoneria in uso sulle locomotive.

I cilindri freno non agiscono direttamente sugli elementi frenanti ma azionano un'opportuna catena cinematica, chiamata *timoneria*, che trasmette, adeguatamente moltiplicato, lo sforzo di frenatura dal cilindro freno all'elemento ad attrito. Nella configurazione più semplice (fig. 1.14) si usa una singola timoneria ad alto rapporto di moltiplicazione che ripartisce su tutti i freni del veicolo la forza derivante da un solo cilindro freno montato sul rotabile. Nelle locomotive si preferisce però utilizzare un cilindro per ognuno dei freni del veicolo, poiché con questa configurazione si possono creare catene cinematiche strutturalmente più semplici (e meno ingombranti) e con rendimenti più elevati (fig. 1.15).

1.4.1 Il distributore

L'applicazione della forza frenante ai cilindri freno è comandata dal *distributore a scarico graduale* in cui riportiamo in fig. 1.16 uno schema semplificato. Esso è composto da due stantuffi, solidali l'uno a l'altro, che possono muoversi all'interno del distributore

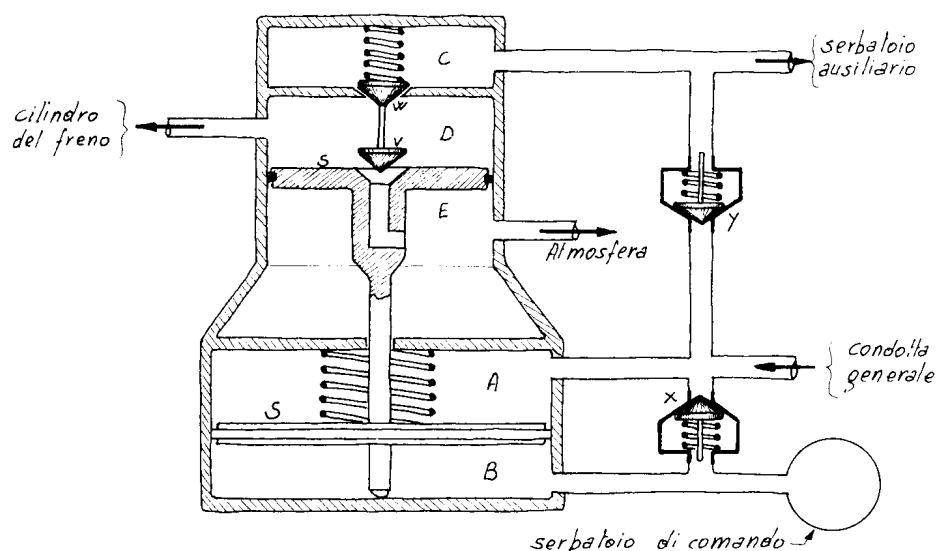


Fig. 1.16: Principio di funzionamento di un distributore a scarico graduale.

mantenendo la perfetta tenuta: lo stantuffo motore ha area S e quello equilibratore ha sezione più piccola s . All'interno del distributore sono ricavate diverse camere, collegate con gli altri elementi dell'impianto pneumatico: la camera A è connessa alla condotta generale; la camera B è collegata al serbatoio di comando, il quale ha un volume sufficientemente elevato a mantenere costante la pressione in B nonostante lo spostamento dello stantuffo; le camere C e D sono collegate rispettivamente al serbatoio ausiliario e al cilindro freno, mentre la E è connessa all'atmosfera. L'alimentazione di aria al cilindro freno è controllata dalle valvole (tra loro solidali) di immissione W e di scarico V che mettono in comunicazione il cilindro freno con, rispettivamente, il serbatoio ausiliario e l'atmosfera. Infine, la condotta generale, oltre ad alimentare direttamente la camera A , alimenta il serbatoio ausiliario e quello di comando per mezzo, rispettivamente, delle valvole unidirezionali Y e X .[§]

Come è facile intuire dallo schema presentato, il distributore è sostanzialmente un re-
 lè di pressione, ossia un organo che, confrontando (sullo stantuffo motore S) la pressione tra serbatoio di comando e condotta generale, attiva la frenatura con una forza proporzionale al gap fra questi due valori di pressione. Operativamente, in condizioni di marcia normali la CG viene mantenuta a una pressione relativa di 5 bar e quindi alimenta a questa pressione, per mezzo delle valvole unidirezionali X e Y , i serbatoi di comando e ausiliario: in particolare, per la struttura stessa del distributore, SC (e conseguentemente la camera B) "memorizza" questo valore di pressione. Quando, per comando del macchinista o per accidentale rottura della condotta, viene attivata la frenatura, la pressione in

[§]In realtà, la valvola X è più complessa: è la pressione inviata al cilindro freno che permette a X di chiudersi.

CG diminuisce e pertanto lo stantuffo motore viene sottoposto ad una forza di intensità:

$$(p_{SC} - p_{CG}) \cdot S$$

che ne provoca il sollevamento. In questo modo, si avrà l'apertura della valvola d'immissione W che metterà in comunicazione il serbatoio ausiliario con il cilindro freno, provocando la frenatura vera e propria. Quando la pressione al cilindro freno raggiunge l'equilibrio:

$$(p_{CF} - p_{atm}) \cdot s = (p_{SC} - p_{CG}) \cdot S \quad (1.5)$$

si ha l'interruzione dell'ascesa dello stantuffo e quindi la chiusura della valvola W . Un ulteriore diminuzione della pressione in CG determina una nuova apertura della valvola d'immissione e un conseguente aumento della pressione al CF fino a che non viene stabilito l'equilibrio (1.5) per il nuovo valore di pressione p_{CG} .

Riscrivendo la (1.5) in termini di pressioni relative e indicando con Δp la depressione in CG rispetto alla pressione di regime, avremo:

$$p_{CF} = \Delta p \cdot \frac{S}{s} \quad (1.6)$$

Con una depressione superiore a $(1,6 \pm 0,2)$ bar si instaura una *frenatura a fondo*: la pressione al cilindro freno aumenta fino ad eguagliare quella del serbatoio ausiliario; poiché questa pressione agisce sullo stantuffo di minore sezione, la forza generata non è sufficiente ad abbassarlo e la valvola W rimane aperta.

Per effettuare la sfrenatura occorre aumentare la pressione in CG: la discesa degli stantuffi apre la valvola di scarico V , il CF è messo in comunicazione con l'atmosfera e ivi si scarica fino al raggiungimento del nuovo equilibrio (1.5) e alla conseguente richiusura della V . A seconda della pressione che si ristabilisce in CG si può avere lo scarico più o meno graduale del cilindro freno, caratteristica questa che rende moderabile il dispositivo anche in sfrenatura. La sfrenatura completa sarà raggiunta quando la pressione nella camera A (uguale a quella del serbatoio ausiliario) avrà eguagliato quella "memorizzata" nella camera B (rimasta invariata dal momento in cui è iniziata la frenatura).

Affinché il dispositivo permetta l'inesauribilità del freno occorrerebbe che la pressione nel serbatoio ausiliario sia uguale a quella di inizio frenatura, in modo tale che sia garantita una massa d'aria sufficiente per frenare nuovamente. In realtà, tarando opportunamente la molla agente sullo stantuffo di diametro maggiore, si fa in modo di terminare la sfrenatura quando la pressione in condotta generale raggiunge 4,85 bar anziché i 5 bar nominali. La fase finale della sfrenatura richiederebbe infatti tempi troppo lunghi senza questo accorgimento poiché la velocità di deflusso dell'aria a fine sfrenatura sarebbe molto bassa a causa della limitata differenza di pressione tra testa e coda del treno. Proprio

per queste limitazioni, specialmente su treni passeggeri a composizione bloccata, si è introdotta la condotta principale, la quale alimenta a 7 bar i serbatoi ausiliari anche durante la frenatura, permettendone un minor tempo di ricarica.

Il distributore oltre a determinare, con l'opportuno dimensionamento delle varie valvole e camere, i livelli di pressione per cui si instaurano le varie fasi della frenatura deve anche regolare il tempo occorrente per l'entrata a regime di questi fenomeni. Uno dei parametri più importanti per la dinamica longitudinale dei veicoli è il tempo che occorre ad instaurare il valore di massima pressione di frenatura. Tenendo presente che il segnale di pressione "parte" dalla locomotiva (generalmente in testa al treno), se la pressione di massima frenatura viene raggiunto in tempi molto brevi allora i veicoli di testa raggiungeranno la massima decelerazione quando ancora i rotabili di coda non avranno cominciato a frenare; per inerzia questi ultimi tenderanno pertanto a "spingere" i carri anteriori, generando sforzi longitudinali elevati e pericolosi. Infatti, il segnale di pressione si muove lungo la condotta ad una velocità dell'ordine di 250 m/s (e comunque inferiore a quella del suono a causa delle perdite di carico) per cui su un treno lungo 1 km i carri di coda cominceranno a frenare quasi 4 secondi dopo la testa del treno.

Il dispositivo del primo tempo

Da quanto affermato finora si intuisce la necessità di un accorgimento che permetta di regolare l'andamento pressione/tempo all'interno del CF con maggiore precisione di quanto sia in grado di fare il semplice distributore di fig. 1.16. A tal fine si utilizza il cosiddetto *dispositivo del primo tempo* ossia una valvola pneumatica che alimenta il cilindro freno con un orifizio dedicato fino a che la pressione non raggiunge il valore di 0,6 bar; raggiunto tale valore l'aria viene poi fatta passare attraverso un foro calibrato di diametro più piccolo consentendo aumenti di pressione decisamente più lenti. Con questo dispositivo si fa in modo che la frenatura avvenga in due tempi: in primo luogo si "prepara" il convoglio alla frenatura facendo raggiungere a tutti i cilindri freno la pressione necessaria (0,6 bar appunto) a vincere le resistenze delle varie molle per generare un primo accostamento fra gli elementi striscianti; nella fase successiva si provvederà alla frenatura vera e propria instaurando in condotta generale l'opportuno gradiente di pressione.

Il dispositivo merci/viaggiatori

Si tenga presente che a seconda della tipologia di rotabile si devono utilizzare gradienti di pressione (e quindi tempi di frenatura/sfrenatura) differenti. La ragione va ricercata nel fatto che esistono differenze sostanziali fra un convoglio destinato al trasporto di passeggeri e uno adibito al traffico merci (fig. 1.17).

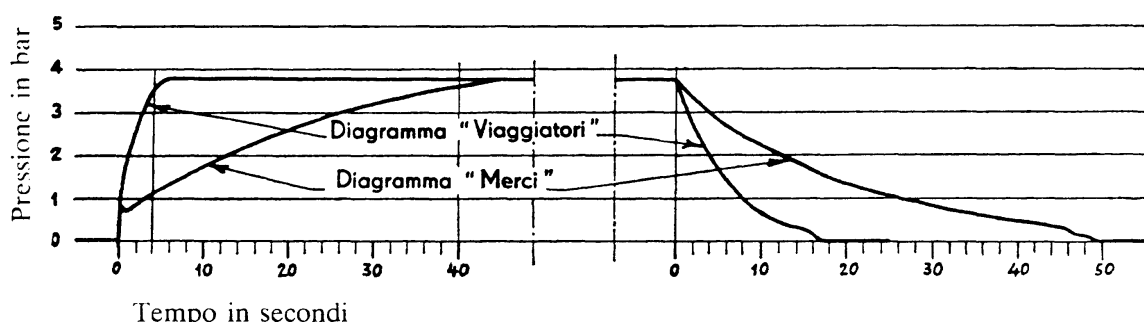


Fig. 1.17: Tempi di frenatura/sfrenatura rapida per veicoli merci o viaggiatori.

Per un convoglio passeggeri si può permettere alla pressione di aumentare o diminuire rapidamente e in maniera continua fino al massimo così da ottenere una frenatura o sfrenatura in tempi rapidi. Questa rapidità di intervento si rende necessaria viste le elevate velocità che generalmente raggiungono i treni destinati al trasporto di viaggiatori; d'altro canto non provoca urti o reazioni improvvise poiché l'azione frenante è pressoché eguale per tutti i veicoli e gli organi d'aggancio su questi veicoli vengono serrati a fondo.

Per i treni merci invece è opportuno prevedere dei gradienti di pressione più bassi sia in frenatura che in sfrenatura. Questi convogli infatti sono generalmente più lunghi e viaggiano con gli accoppiamenti non precaricati, le composizioni merci sono molto più eterogenee sia in termini di masse (carichi) che di peso frenato (tipologie di rotabile) ed il più delle volte sono costituite da veicoli con sistemi sospensivi anche molto semplici (e quindi dinamicamente meno efficienti). Tutti questi fattori rendono tali convogli più sensibili alle differenze di forze fra i veicoli accoppiati e richiedono pertanto una maggiore gradualità nell'applicazione degli sforzi frenanti.

Pertanto, la norma UIC impone (fig. 1.17) per i veicoli passeggeri tempi di frenatura di 5-7 s e di sfrenatura di 15-20 s. Per i convogli merci, dopo un primo rapido aumento dovuto al dispositivo del primo tempo (che deve portare ad uno sforzo frenante non superiore al 20% di quello massimo), si impongono gradienti più bassi: in questo caso i tempi di frenatura devono essere di 18-30 s e quelli di sfrenatura 45-70 s.

La scelta fra i due regimi viene effettuata per mezzo di differenti fori calibrati nei collegamenti SA-CF e CF-atmosfera. I veicoli che possono essere inseriti in entrambe le tipologie di treno sono dotati di un sistema di commutazione.

Dispositivo vuoto/carico

Le carrozze per traffico passeggeri non presentano grosse variazioni di carico fra la condizione di tara e quella in cui offrono servizio alla massima capienza: il peso dei passeggeri consiste al massimo per circa il 20% sul peso lordo della carrozza. Questa caratteristica si ripercuote nel dimensionamento dell'impianto frenante che viene dimensionato

in modo che a vuoto si ottenga la massima decelerazione senza superare l'aderenza disponibile; a pieno carico, si avranno peggiori prestazioni (il peso frenato è minore) ma risulterà comunque accettabile.

Nei treni merci, invece, il carico può essere anche 3-4 volte superiore del peso a tara e pertanto si possono avere notevoli variazioni nel rapporto fra la forza applicata al freno e il carico sull'asse: un solo stadio di frenatura porterebbe a pieno carico a decelerazioni troppo inferiori al valore ammissibile per aderenza.

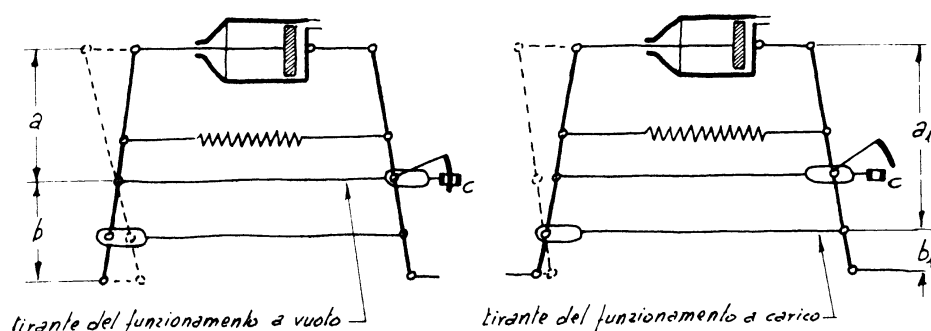


Fig. 1.18: Variazione della timoneria del freno per la selezione del regime vuoto/carico.

Per superare questa limitazione si prevede la possibilità di variare il rapporto della timoneria del freno in modo da poter selezionare, a parità di pressione dal CF, due differenti valori di forza ai ceppi/dischi ossia di peso frenato (fig. 1.18). Il passaggio fra i due regimi di vuoto/carico viene fatto in fase di composizione agendo manualmente sulla manovella del dispositivo quando il peso lordo del carro è inferiore/superiore al cosiddetto *peso di inversione*, pari alla tara del veicolo più il carico medio.

Lo stesso risultato si può ottenere con un sistema pneumatico che adegui alla tara lo sforzo frenante riducendo in condizione di vuoto la pressione al cilindro freno senza intervenire sul rapporto fra le leve.

Dispositivo autocontinuo

Il dispositivo vuoto/carico, sia esso pneumatico o meccanico, permette di selezionare due sole posizioni e la manovra deve essere effettuata a veicolo fermo, secondo le esigenze. Su applicazioni più particolari, come veicoli per velocità più elevate, è possibile trovare invece un dispositivo che sia in grado di regolare automaticamente e con continuità (durante la marcia) lo sforzo applicato al freno in modo da renderlo proporzionale (entro certi limiti) al peso del veicolo.

Gli autocontinui di vecchia concezione erano sistemi sostanzialmente meccanici in cui una leva collegata alla sospensione, a seguito della deformazione di quest'ultima, agiva in modo da variare con continuità il fulcro della timoneria oppure la pressione

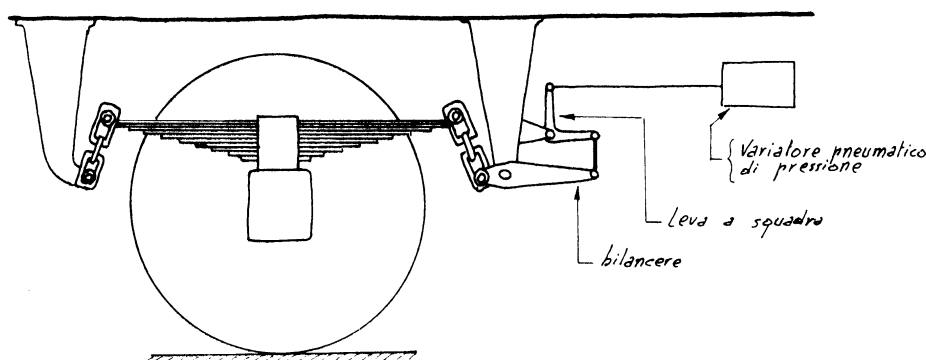


Fig. 1.19: Dispositivo dell'autocontinuo.

nel trasformatore. Nei sistemi più moderni (fig. 1.19) un sensore misura il carico sulla sospensione e, in base a questo, agisce sulla pressione di mandata al cilindro freno.

Camere acceleratrici

L'attivazione del freno pneumatico da parte del distributore del freno determina una caduta di pressione in condotta con gradienti minimi nell'ordine dei 100-150 mbar/s e depressioni nell'ordine dei 100-200 mbar. Tale soglia di insensibilità del distributore è in realtà voluta e prescritta a livello normativo per evitare indesiderate frenature dei convogli a seguito di piccole fluttuazioni della pressione in condotta generale (es. lento abbassamento della pressione in condotta dovuto a trafiletti con rubinetto in posizione neutra o assestamento del valore di pressione in condotta dopo "colpo di carica" in sfrenatura).

Per accelerare la propagazione del segnale di frenatura lungo la condotta i distributori del freno interagiscono con la condotta tramite le cosiddette *camere acceleratrici*. Le camere acceleratrici non sono altro che delle capacità ausiliarie integrate nel distributore che al momento della sua attivazione vengono messe in comunicazione con la condotta in modo da provocare un impulso di portata controllato. Tale impulso di portata provoca una depressione locale in condotta che accelera la propagazione del segnale di frenatura lungo la stessa. In particolare il temporaneo aumento del gradiente di pressione in condotta associato alla apertura delle camere acceleratrici contribuisce a lenire gli effetti indesiderati della sopracitata "insensibilità" del distributore.

1.4.2 Il trasformatore di pressione

Avevamo presentato (§ 1.1, fig. 1.4 pag. 4) la necessità per i freni a ceppi di instaurare un doppio stadio di pressione per sopperire alla forte diminuzione del coefficiente d'attrito alle velocità più elevate. Un sistema atto a questo scopo è quello mostrato in fig. 1.20

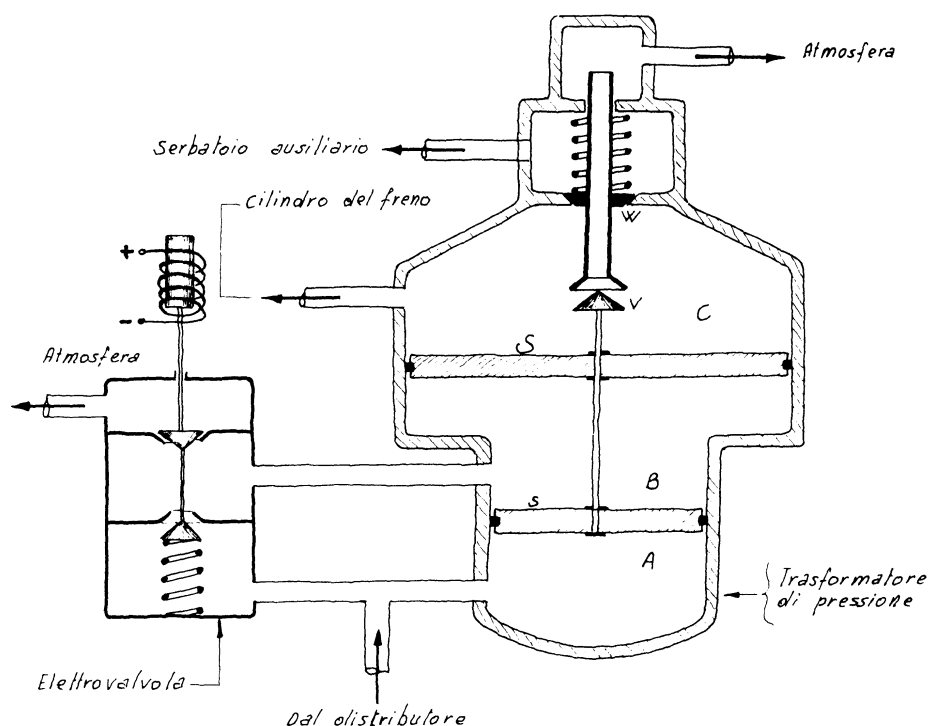


Fig. 1.20: Trasformatore di pressione.

con il quale si può variare la pressione da inviare al cilindro freno, commutando tra uno stadio e l'altro tramite un'elettrovalvola.

Si analizzi la configurazione presentata in figura (corrispondente ad una velocità di marcia superiore a 60 km/h): l'elettrovalvola è eccitata in modo da far fluire l'aria proveniente dal distributore nella camera *B* portandola ad una pressione p_1 ; poiché il disco superiore ha un diametro maggiore, la forza che agisce su di esso (pari a $F = p_1 \cdot S$) prevarrà nel portare lo stantuffo verso l'alto, a chiudere la valvola *V*. L'alzata dello stantuffo cessa quando anche nella camera *C* (e quindi nel cilindro freno) si instaura una pressione p_1 .

Nel caso opposto (velocità di marcia inferiore a 60 km/h), l'elettrovalvola viene eccitata in modo da mettere in comunicazione la camera *B* con l'atmosfera mentre il distributore comunica con la camera *A*, instaurandovi la pressione p_1 : l'equilibrio in questo caso sarà raggiunto quando nella camera *C* (cilindro freno) si raggiungerà la pressione $p_2 = \frac{s}{S} \cdot p_1$, chiaramente minore della p_1 .

1.4.3 Il freno elettropneumatico

L'utilizzo del freno pneumatico ad una condotta su convogli di lunghezza molto elevata (oltre il chilometro) è di fatto impensabile a causa delle eccessive forze longitudinali alle quali sarebbero sottoposti i veicoli all'atto della frenatura. Nel sistema pneumatico

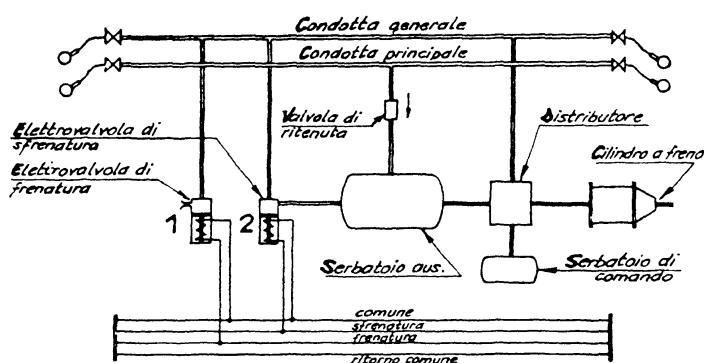


Fig. 1.21: Freno elettropneumatico indiretto.

tradizionale che abbiamo descritto in queste pagine, infatti, l'attuazione della forza in ogni freno è regolata dalla velocità (sull'ordine di 270 m/s) con cui si propaga il segnale di pressione lungo il convoglio; in più il tempo di riempimento del cilindro freno è regolato dalla caduta di pressione in condotta generale (veloce in testa, lenta in coda): evidentemente, con treni molto lunghi i veicoli di coda cominceranno a frenare con notevole ritardo rispetto alla testa del treno oltretutto con una rapidità di applicazione dello sforzo frenante assai limitata dalla scarsa caduta di pressione ormai disponibile in condotta. Tutto questo si traduce nella generazione di forze longitudinali molto elevate, causate proprio dal fatto che i primi veicoli stanno già decelerando rapidamente quando quelli in coda devono ancora cominciare a frenare.

Per rendere istantanea l'applicazione della forza frenante si ricorre pertanto al freno elettropneumatico, in cui il normale cilindro freno produce lo sforzo frenante vero e proprio, ma l'immissione e lo scarico dell'aria viene regolato da elettrovalvole. Due sono gli schemi fondamentali in uso:

- *indiretto*: la frenatura avviene tramite il distributore e le elettrovalvole agiscono sulla condotta generale;
- *diretto*: il comando elettrico agisce direttamente sull'invio dell'aria al CF.

Nell'impianto indiretto (fig. 1.21), detto anche automatico, il comando elettrico agisce parallelamente a quello pneumatico per cui il segnale del macchinista agisce sia sulla condotta che sulle elettrovalvole di ogni veicolo: la frenatura è contemporanea su tutto il treno. Per un impianto di questo tipo occorrono due condotte e questo, pur rappresentando una complicazione all'atto della composizione del treno, permette comunque di accoppiare veicoli che siano provvisti di tale impianto con veicoli che non lo sono.

Nell'impianto diretto (fig. 1.22) il freno pneumatico è separato da quello elettrico per mezzo di una doppia valvola di arresto. In questo caso l'eccitazione della elettrovalvola provoca direttamente la mandata dell'aria al cilindro freno: il distributore deve intervenire solo in caso di malfunzionamento del comando elettrico. Con questa soluzione si

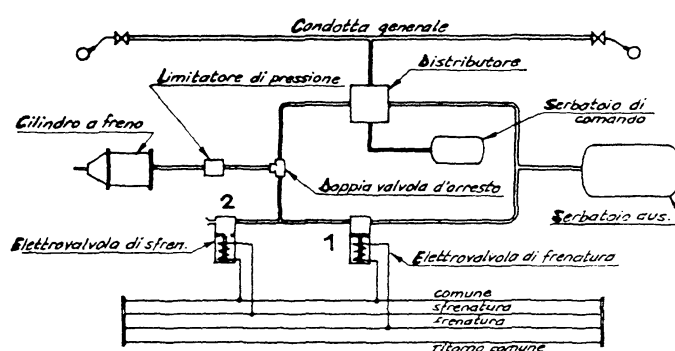


Fig. 1.22: Freno elettropneumatico diretto.

può avere una sola condotta ma tutti i veicoli devono essere muniti di questa tipologia di freno.

1.5 Frenatura elettrica

Sulle locomotive e le automotrici elettriche i motori di trazione possono venire impiegati come generatori, staccandoli dalla linea di alimentazione e ponendoli in un circuito chiuso su resistenze. I vantaggi che ne derivano sono considerevoli: minore usura dei freni, minor consumo di aria, maggiore modulabilità e rapidità di intervento. D'altra parte l'intensità della forza frenante che ne deriva decade considerevolmente a velocità basse (sull'ordine dei 70 km/h), per cui a tali velocità interviene automaticamente la frenatura pneumatica.

Modellazione del freno

Allo stato attuale nella rete ferroviaria italiana la maggior parte dei treni è frenata in regime di tipo viaggiatori, in quanto con regime merci gli spazi di frenatura (specialmente per convogli molto lunghi) sono generalmente troppo elevati per poter garantire un servizio efficiente e sicuro. D'altra parte si comprende che su convogli con elevata massa rimorchiata ponendo tutti i distributori sulla posizione passeggeri nelle frenature rapide si possono registrare forze longitudinali molto elevate, comportando grossi rischi per la dinamica di marcia. Per rendere meno gravosa la manovra, si è valutata la possibilità di introdurre un regime di frenatura misto, chiamato *locomotiva lunga*, che prevedesse di porre i primi cinque veicoli in testa al treno sul regime G,* lasciando il resto del convoglio in P.

Con questo lavoro si è pertanto svolta un'analisi comparativa fra questa e le altre soluzioni possibili valutando gli eventuali vantaggi e svantaggi che l'introduzione della locomotiva lunga possa determinare nel traffico merci sulla rete nazionale. Dal punto di vista del regime di frenatura, le configurazioni analizzate sono tre:

- P/P: locomotiva e tutti i veicoli rimorchiati con frenatura tipo Passeggeri;
- G/P: locomotiva con frenatura tipo Merci e tutti i veicoli rimorchiati con frenatura tipo Passeggeri;
- LL: Locomotiva e i primi cinque veicoli rimorchiati con frenatura tipo Merci, il resto dei veicoli con frenatura tipo Passeggeri.

Per ciascuno di questi regimi di frenatura sono state analizzate diverse composizioni di treno, differenti per numero di carri e carichi rimorchiati; le prove sono simulazioni di frenatura rapida a partire da due differenti velocità. I convogli previsti sono composizioni di carri merci "Shimmns" trainati da una locomotiva E402B.

*Dall'inglese *goods* per "merci".

In una prima fase, che è l'oggetto di questo capitolo, si è sviluppato un modello dell'impianto frenante dei veicoli: dalla modellazione del freno pneumatico si sono ricavate le pressioni (in funzione del tempo a partire dall'istante di inizio frenatura) al cilindro freno per tutti i convogli delle composizioni analizzate e, a partire da queste, si sono calcolate le forze frenanti su ogni ruota dei veicoli sfruttando i disegni delle timonerie montate sui carri in esame.

Nella seconda parte del lavoro (che verrà discussa nel prossimo capitolo) sono stati sviluppati modelli multibody dei veicoli con i quali si sono effettuate analisi dinamiche di frenatura su rettilineo e deviatore applicando le forze frenanti calcolate precedentemente.

In relazione a dati forniti ed alla documentazione tecnica di riferimento, è stato realizzato un modello semplificato della condotta generale e dell'impianto pneumatico del carro "Shimmns" e dei relativi distributori del freno utilizzando il software LMS AMESim™ Rev. 7A.

Per ridurre tempi di calcolo il modello è stato diviso in più parti distinte.

2.1 Modello della Condotta Generale.

La condotta del freno viene riprodotta con modelli a parametri concentrati di tubi diritti corrispondenti allo sviluppo lineare delle singole tubazioni (fig. 2.1).

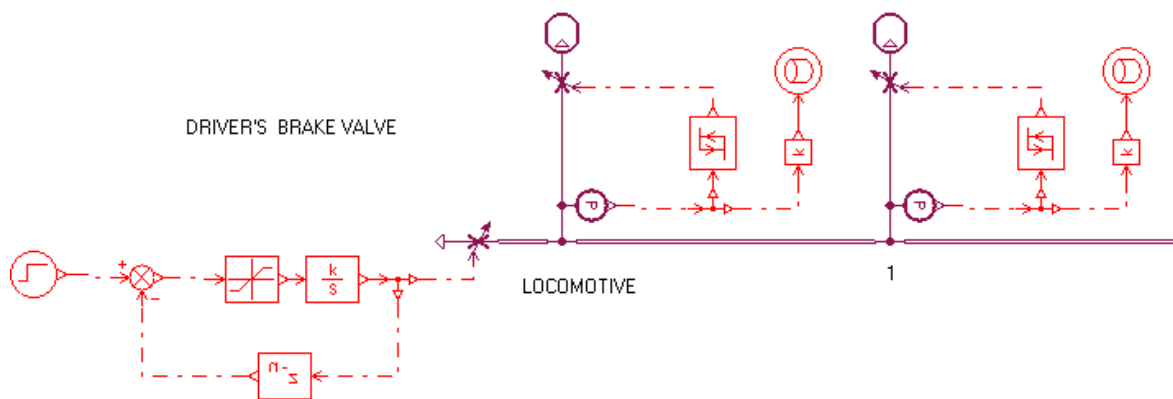


Fig. 2.1: Modello AMESim della condotta generale (dettaglio).

La condotta di ciascun rotabile è discretizzata con 5 elementi CRI (Capacità + Resistenza + Inerzia concentrate) e risolta secondo il classico approccio alle differenze finite utilizzato per questo tipo di applicazioni [13, 15, 9]. Con questi elementi si è in grado di tener conto della comprimibilità del fluido (capacità C), delle perdite di carico (resistenza R) e dell'inerzia del fluido (non potendo con i fluidi reali avere variazioni di pressione istantanee). Le perdite di carico concentrate presenti sulla condotta (dovute a curve

o altre irregolarità nell'impianto) vengono modellate come perdite di carico distribuite aumentando il valore di rugosità relativa impostato per il tubo che modella la condotta.

Come principio di modellazione si è cercato di utilizzare elementi concentrati corrispondenti a lunghezze di tubo quanto più possibile omogenee. Tuttavia, per migliorare i tempi e la precisione di calcolo, là dove si possono localizzare i transitori ed i gradienti di pressione più elevati (sostanzialmente in corrispondenza di rubinetto del freno e orifizi vari) si sono utilizzati elementi corrispondenti a lunghezze di tubo equivalenti più piccole, in modo da avere una più fine discretizzazione.

Se analizziamo più nel dettaglio il modello presentato in fig. 2.1 possiamo notare che ogni veicolo è modellato con lo stesso tipo di elemento (in viola in figura); si distinguono, oltre al tratto della condotta:

- un sensore di pressione (P);
- un orifizio a sezione variabile (il simbolo a forma di croce attraversato da una freccia);
- un volume, che rappresenta la camera acceleratrice (l'elemento immediatamente sopra all'orifizio)

Come si può vedere, il sensore e l'orifizio sono connessi da un elemento logico: la funzione di questo "trigger" è quella di confrontare il livello di pressione valutato in P con un range di soglia, comandando in uscita l'apertura dell'orifizio. Questo ultimo infatti funziona con un coefficiente d'efflusso costante per cui si sfrutta il valore di pressione per comandarne l'apertura e far fluire l'aria nel volume soprastante. In pratica l'elemento logico utilizzato apre il condotto (comandando la carica della camera acceleratrice) quando la pressione in condotta è inferiore a 5,95 bar, mentre l'altro valore della soglia di attivazione è posto a un valore molto alto: con queste scelte si fa in modo che la camera acceleratrice venga utilizzata solo quando la pressione scende di almeno 0,15 bar e al contempo non si abbia la richiusura della valvola durante la frenatura.

Il segnale di pressione, oltre a passare attraverso il trigger, viene poi salvato, per uso successivo, su un file di testo con il corrispondente istante di tempo; l'elemento k mostrato in figura è semplicemente un fattore moltiplicativo che ristabilisce il segno della pressione, modificato per far funzionare correttamente il trigger.

Questo layout viene ripetuto per tutti i veicoli presenti nella composizione; la condotta viene interrotta in fondo all'ultimo carro introducendo un'estremità chiusa.

Rubinetto del freno ed altre valvole comandate da freno elettro-pneumatico sono simulate con orifizi di sezione opportuna comandati da segnali logici variabili in funzione del diverso tipo di simulazione. In testa alla condotta di fig. 2.1 è posto il circuito che simula il funzionamento del rubinetto di comando: questo agisce su un orifizio a sezione

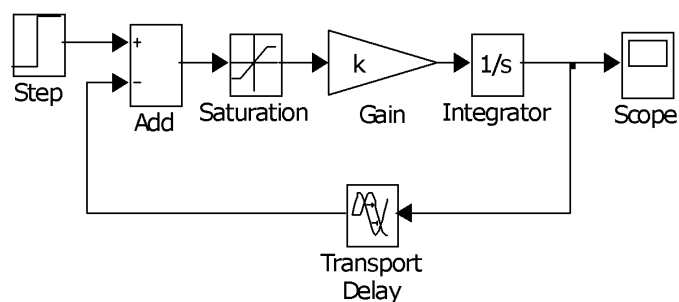


Fig. 2.2: Schema logico utilizzato per comandare l'apertura del rubinetto di comando.

Tab. 2.1: Caratteristiche salienti del modello pneumatico.

Grandezza	Valore
Diametro condotta	32 mm
Lunghezza tubazione Shimmns	14,5 m
Lunghezza tubazione E402B	21 m
Diametro orifizi	5 mm
Coefficiente di scambio termico	$50 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
Rugosità relativa	0,017
Volume camera acceleratrice	$0,7 \text{ m}^3$

variabile posto in testa alla condotta generale. Questo orifizio però differisce da quelli usati per le camere acceleratrici per il fatto che il coefficiente d'efflusso non è costante ma varia secondo una legge polinomiale funzione delle pressioni ai suoi capi e che è stata ottenuta mediante approssimazione di dati sperimentali [10].

Per comandare l'apertura del rubinetto di comando, simulando l'effettiva azione del macchinista, si è utilizzata una logica del tipo quella mostrata in fig. 2.2: partendo da un segnale a gradino (che sarebbe di per sé irrealistico perché troppo rapido), si integra rispetto a una soglia scelta opportunamente il valore saturato della differenza fra l'uscita e il gradino stesso; quello che si ottiene è una funzione del tempo che, con una pendenza iniziale non nulla, giunge rapidamente al valore finale 1 (che rappresenta l'apertura totale dell'orifizio a efflusso variabile).

I modelli utilizzati tengono conto anche dello scambio termico tra fluido e condotta (tab. 2.1) riducendo alcune caratteristiche approssimazioni introdotte ipotizzando trasformazioni di tipo politropico ed in particolare isoterma [11].

La massima frenatura di servizio si raggiunge in corrispondenza di una depressione in condotta di 1,5 bar. Per quanto normative e specifiche fornitura fissino spesso questi

valori in maniera anche più precisa, in realtà numerosi fattori (attriti interni dispositivi, condizioni ambientali, stato manutentivo, tolleranze di produzione, ecc.) portano ad una certa dispersione statistica delle performance del sistema.

Pertanto la propagazione del segnale di frenatura è associato ad una depressione relativamente modesta e la simulazione di questo fenomeno richiede l'uso di modelli che consentano la riproduzione relativamente accurata di fenomeni di propagazione di onde di pressione a velocità sostanzialmente prossima a quella sonora (in letteratura si considerano valori tipici compresi tra 240 e 300 m/s contro i circa 300 m/s della velocità di propagazione del suono in aria). Ne consegue che la propagazione "sonica" di onde di pressione in condotta è sostanzialmente associata alla modellazione di fenomeni capacitivi (comprimibilità del fluido) ed inerziali.

Il raggiungimento della depressione di 1,5 bar in condotta è invece fortemente condizionato, soprattutto in presenza di composizioni lunghe, dalla capacità della condotta di smaltire elevate portate di aria: per questo motivo una accurata modellazione di questa fase della frenatura richiede una accurata simulazione di fenomeni di tipo resistivo/dissipativo (perdite di carico) e capacitivo (portate di fluido da smaltire).

Infine, la presenza di numerosi orifizi che scaricano la condotta (rubinetto del freno, camere acceleratrici) implica la necessità di simulare transitori relativamente violenti e caratterizzati dalla presenza di numerose sezioni in cui il fluido ha raggiunto la velocità del suono. La presenza di tali discontinuità rende naturalmente più onerosa la modellazione in quanto forti gradienti nel dominio del tempo e dello spazio richiedono un corrispondente aumento di risoluzione sia in termini di passo di integrazione sia di numero di elementi utilizzati per la discretizzazione delle equazioni differenziali della condotta.

2.2 Modello dei distributori

Per migliorare prestazioni, sicurezza e affidabilità del sistema la risposta dinamica del distributore viene corretta in modo da ottenere una modulazione della risposta dello stesso non solo in funzione del valore di depressione in condotta, ma anche della sua derivata temporale, del valore di pressione regolata in uscita, ecc. Il risultato è un dispositivo pneumologico complesso in cui la dinamica non lineare desiderata viene ottenuta esclusivamente tramite componenti meccanici (molle di richiamo, piattelli mobili, fondo corsa, ecc.) e pneumatici (capacità, orifizi calibrati).

Tale dispositivo non viene utilizzato per alimentare direttamente i cilindri del freno. Per poter garantire un buon accoppiamento tra le impedenze pneumatiche del distributore ed il relativo carico, viene solitamente utilizzato un *relè*, che regola la pressione nei cilindri freno utilizzando come segnale di riferimento la pressione in uscita dal distributore. Il rapporto tra pressione di riferimento e pressione in uscita al relè può essere fisso o

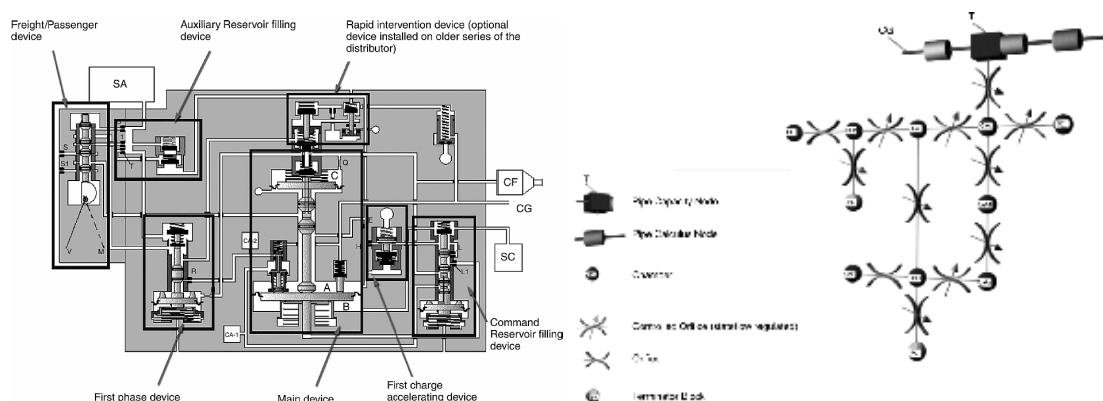


Fig. 2.3: Distributore ferroviario completo e relativo schema equivalente (comprensivo di relè e CF) [14].

variabile in funzione di grandezze esterne quali ad esempio lo stato di carico del veicolo o la velocità dello stesso. In questo modo risulta relativamente facile implementare in modo continuo o discreto sistemi che consentano di adattare la forza frenante alla effettiva massa del veicolo (es. autocontinuo), oppure di ottimizzare le forze di serraggio sui dischi in funzione della velocità (per garantire migliori prestazioni in termini di usura e stabilità termica dei componenti).

Modelli fisici accurati di questi sistemi sono disponibili in bibliografia [14], ma necessitano di una conoscenza profonda dei singoli componenti del distributore e del relativo relè e di una calibrazione del modello a partire da dati sperimentali. In fig. 2.3 si riportano esempi di tali modelli sempre tratti da bibliografia.

In mancanza di tali informazioni si è optato per un modello semplificato, brevemente chiamato “ibrido”: la risposta dinamica del distributore e del relativo relè viene modellata con unico elemento che associa un valore della depressione in condotta ad un preciso valore di pressione in uscita. Tale funzione statica, salvata in forma tabellare, viene corretta ipotizzando un sistema di regolazione della pressione caratterizzato da guadagni e saturazioni variabili in funzione della pressione in uscita sul carico pilotato. In questo modo si può calibrare il distributore in modo da riprodurre i tempi di riempimento richiesti e/o tipiche risposte dinamiche variabili dovute ad esempio ad un più o meno marcato effetto del *dispositivo del primo tempo* o di altre funzionalità accessorie. A partire da questo riferimento di pressione generato dal modello “ibrido” l’azione del relè/autocontinuo viene schematizzata come un semplice guadagno variabile tabulato in funzione di carico e velocità del rotabile. La pressione che sarà utilizzata per calcolo effettivo delle forze frenanti sarà dunque scalata opportunamente in modo da riprodurre il comportamento reale dei rotabili. Nelle simulazioni si ipotizza che la massima pressione del cilindro freno corrisponda ad un valore di pressione in uscita dal distributore di 4,5 bar assoluti.

Volendo analizzare più nel dettaglio il funzionamento di questo modello ibrido, pos-

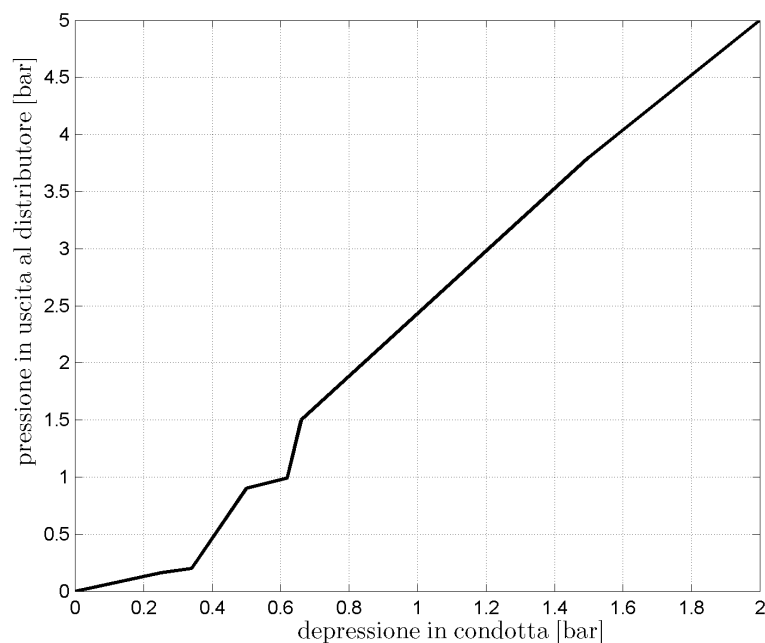


Fig. 2.4: Ricostruzione del funzionamento statico del distributore.

siamo concettualmente immaginarlo come un sistema composto da una “tabella” che ricostruisce la risposta del distributore (in termini di pressione in uscita per una data depressione in condotta) in condizioni statiche ed un sistema di controllo più o meno complesso che ricostruisce la pressione in uscita dal distributore quando l’aria fluisce attraverso tutti i fori calibrati e le camere che lo costituiscono.

Ci si può facilmente aspettare che la risposta statica del distributore non dipenda dal regime di frenatura perché la diversa dinamica del distributore fra i due regimi è regolata sostanzialmente da differenti sezioni attraverso cui fluisce l’aria: è ragionevole aspettarsi che queste differenze di sezione non abbiano influenza sulla pressione in uscita quando l’aria è ferma.

La funzione di trasferimento statica utilizzata è mostrata in fig. 2.4: occorre precisare che per valori molto bassi di depressione in condotta (fino a circa 0,5 bar) non sarebbe appropriato parlare di caratteristica statica in quanto in tali condizioni il funzionamento del distributore è fortemente influenzato anche dal gradiente di depressione in condotta. Ad ogni modo il tratto iniziale ha una pendenza inferiore in virtù delle insensibilità proprie del distributore; al di là del tratto di raccordo, il funzionamento è lineare.

Adesso analizziamo separatamente i modelli per i due differenti regimi di frenatura.

2.2.1 Distributore in regime G

In fig. 2.5 mostriamo il modello AMESim del distributore in regime G.

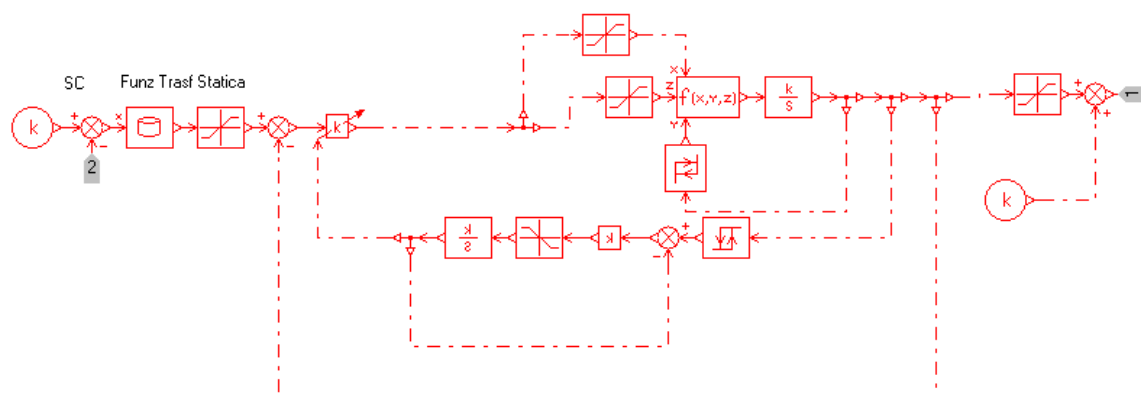


Fig. 2.5: Schema AMESim del distributore in regime G.

Partendo dall'estrema sinistra della figura individuiamo con k la costante su cui viene registrata la pressione di riferimento nel serbatoio di comando (pari a 5,1 bar): propriamente, per l'alternarsi di manovre di frenatura e sfrenatura, non sarebbe costante, ma poiché noi ci limiteremo ad analizzare solo frenature "complete" possiamo considerarla sempre pari al valore di riferimento. A questo termine viene sottratto (ingresso contrassegnato con "2") il valore istantaneo misurato in condotta generale (si riprenda la descrizione svolta in §2.1, pag. 26 e successive, fig. 2.1). Il risultato di quest'operazione viene preso come variabile indipendente per la risposta statica di cui abbiamo detto. La pressione che ne deriva in uscita viene poi saturata a 0 e 4,5 bar: in realtà, all'uscita del distributore si possono avere anche valori superiori.

A questo punto il segnale di pressione così ottenuto entra in una catena di retroazione in verità piuttosto complessa. È evidente la non linearità del sistema, vista la presenza di saturazioni, trigger e guadagni dipendenti dall'uscita (l'elemento " \mathcal{K} "); però, se consideriamo solo l'anello di retroazione esterno, trascurando tutte le non linearità, è come se venisse retroazionata l'integrale della differenza tra la funzione statica e l'uscita effettiva, moltiplicata per un guadagno. Si ottiene complessivamente un sistema la cui uscita presenterà un termine esponenziale negativo, con costante di tempo pari al guadagno, che non è quello contenuto nel blocco integratore (impostato sull'unità), ma quello (variabile) posizionato subito dopo la prima giunzione sommante.

Questo guadagno è regolato dalla retroazione intermedia dell'uscita; può variare con continuità in un range compreso tra 0,075 e 4: i valori più elevati si utilizzano per bassi valori dell'uscita e viceversa. Il trigger a monte della catena di retroazione che controlla il guadagno variabile è impostato per dare in uscita, appunto, i valori 4 e 0,075 quando la variabile di ingresso (pressione ai CF) è fra 0 e 1,4. L'uscita del trigger è poi collegata ad un blocco retroazionato che si comporta all'incirca come un sistema del primo ordine (la differenza sta nel saturatore, con limiti ± 1), il cui scopo è garantire la gradualità nella

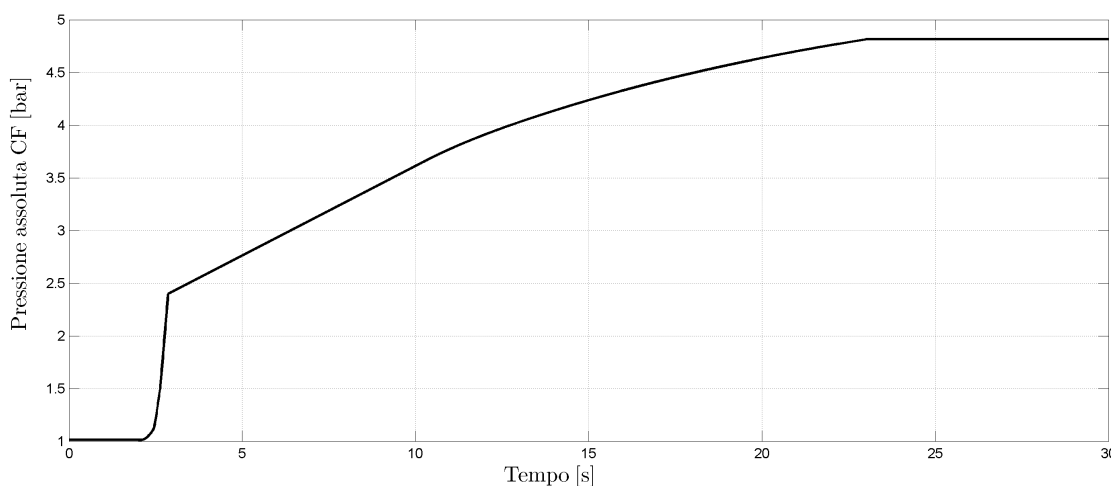


Fig. 2.6: Pressione in uscita dal modello del distributore in regime G.

variazione del guadagno. In questo integratore la condizione iniziale non è uguale zero come nell'altro, ma è pari a 4.

Infine, sul ramo superiore di figura vediamo che il segnale di pressione in uscita è ottenuto per integrazione di funzione in tre variabili $f(x, y, z)$; questa ha una forma del tipo:

$$f(x, y, z) = z(1 - y) + xy \quad (2.1)$$

In essa, la variabile z è ottenuta facendo saturare a 0 e ∞ l'uscita statica del distributore dopo averla moltiplicata per il guadagno variabile K , mentre la x è ottenuta dallo stesso ingresso facendolo saturare stavolta a 0 e 0,017 (quindi a un valore molto piccolo); y , invece, è ottenuta tramite un trigger dalla pressione d'uscita e vale 0 oppure 1 a seconda che questa sia inferiore a 0 ovvero superiore a 1,4.

La saturazione al valore massimo consentito dal cilindro freno si ottiene aggiungendo un ulteriore saturatore; inoltre sommando la pressione atmosferica se ne ottiene il valore assoluto.

L'uscita del distributore è quella mostrata in fig. 2.6. Si osserva che la frenatura ha inizio dopo circa 2s ed il tempo di riempimento dei cilindri freno è 20s.

Si possono individuare tre fasi di evoluzione della pressione di uscita:

- una rampa molto ripida, che caratterizza il primo tempo;
- un tratto di accrescimento lineare (velocità costante) che perdura fino a circa 11s;
- una fase con velocità decrescente, che termina non appena si raggiungono le condizioni di saturazione (4,8bar assoluti, come già detto).

Questo andamento è reso possibile proprio dalla funzione (2.1): poiché ad inizio frenatura $y = 0$, in questa fase la funzione segue sostanzialmente l'andamento di z , permet-

di pressione: appare evidente dallo schema che la pressione d'uscita al cilindro freno ("1") è proprio quella misurata in P ossia generata nella camera a volume costante posta alla destra del sensore.

All'estremità opposta di questa camera è presente un elemento di tipo $P|T$: è una sorgente di aria a pressione e temperatura costante; poiché l'organo di comando è il serbatoio ausiliario, la pressione e la temperatura in questione sono quelle di questo organo. Procedendo verso destra da questa sorgente di alimentazione, si osserva che il flusso verso la camera finale prosegue attraverso una camera C^b le cui estremità sono costituite da orifizi a sezione variabile comandati da due differenti catene di retroazione sull'uscita statica del distributore. La funzione di questa camera è quella di fornire una riserva di aria che serva poi per il riempimento del volume successivo; inoltre, con essa si è previsto un luogo in cui si possa avere uno scambio termico intermedio fra la sorgente e la camera a volume costante. Infatti, un elemento di tipo C^b permette, al contrario dell'elemento a volume costante (per il quale le uniche trasformazioni previste sono politropiche), di selezionare sia il coefficiente di scambio convettivo che la superficie di scambio: questi due parametri sono stati selezionati su valori sufficientemente alti da permettere una trasformazione quasi isoterma.

L'incremento di pressione nella camera a volume costante (ossia nel cilindro freno "1"), misurata dal sensore P , è vincolata all'apertura delle due luci che circondano la camera C^b : queste sono comandate dalla retroazione sulla pressione finale e la risposta statica del distributore per mezzo di due trigger che funzionano con logiche differenti.

Il trigger sulla luce di ingresso determina una apertura discontinua in quanto è settato in modo da far fluire aria attraverso due differenti valori di sezione di efflusso: la massima e il 17% di essa. In questo modo si può simulare il comportamento del primo tempo, facendo passare l'apertura dal valore massimo a quello minore. Il trigger che comanda la luce di mandata, per contro, è quello che determina l'effettiva durata dell'efflusso totale in quanto fa semplicemente fluire l'aria secondo la legge di uscita statica del distributore fintanto che la pressione in P (cilindro freno) non raggiunge il suo valore massimo: il tempi di riempimento è stato settato su 2 s, come si può vedere dalla fig. 2.8.

2.3 Validazione del modello pneumatico

Per dimostrare la validità del modello pneumatico sviluppato, si sono ricostruite alcune frenature effettuate in una campagna di prove effettuata da TRENITALIA S.p.A. nel 2003, come presentate nei rapporti di prova [8, 16].

La prova di riferimento consisteva in un treno di lunghezza complessiva 550 m composto (fig. 2.9) da 2 locomotive E402B (una in testa e una in coda) in doppia trazione, 40 carri di tipo S13 - Shimmns e 1 carrozza misura posizionata a centro treno.

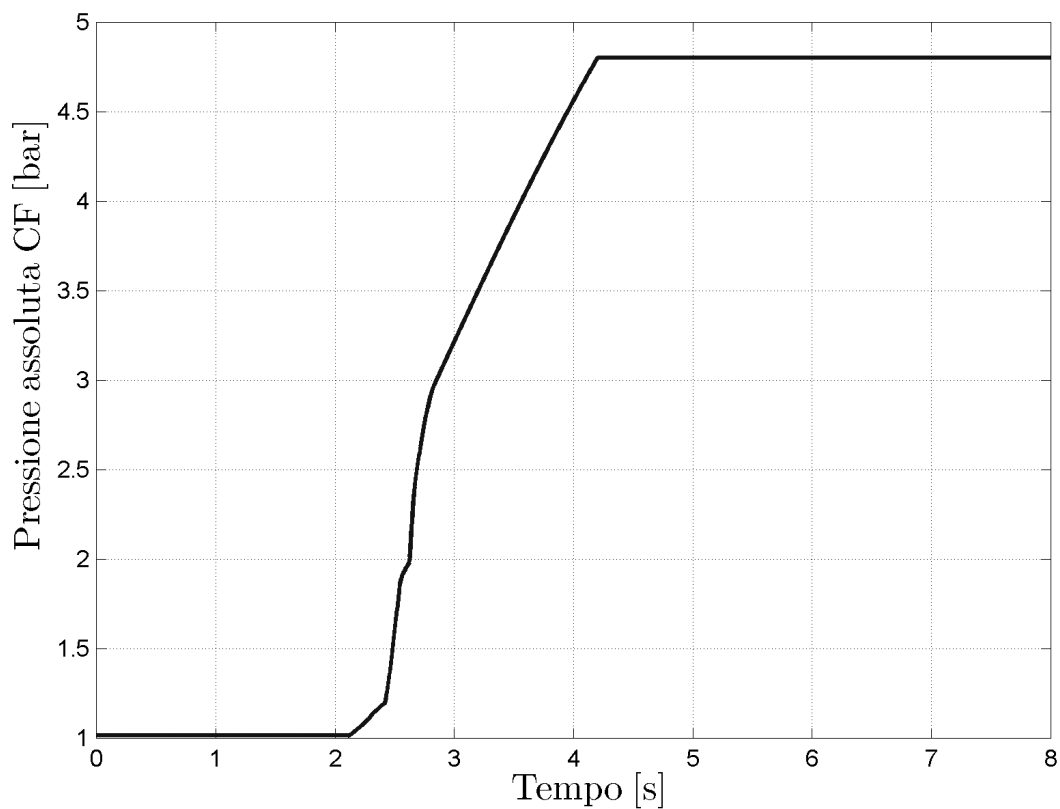


Fig. 2.8: Pressione in uscita dal modello del distributore in regime P.

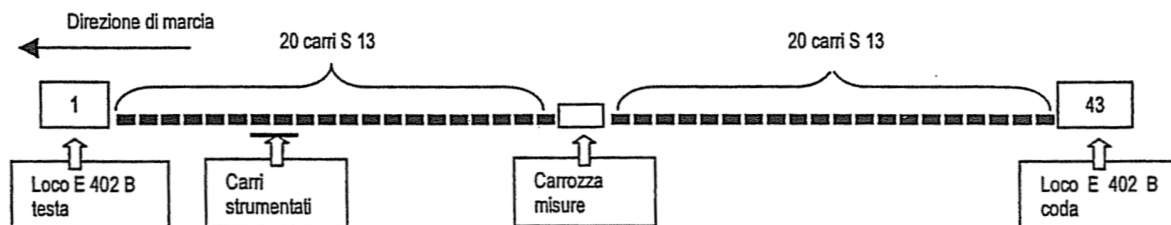


Fig. 2.9: Schema della composizione utilizzata per le prove [8].

Le prove effettuate nella campagna sono state una serie di frenature rapide e massime di servizio eseguite con tutti i veicoli in regime “G”, in rettilineo e in piano.[†] Le misurazioni pneumatiche sono state compiute sulle locomotive (pressione in CG e ai CF) e sui carri di posizione 1, 20 e 40 (per i quali si sono misurate pressione in CG, SA, SC, CF).

Grazie alla disponibilità dei dati registrati in questa campagna prove si è potuto in primo luogo tarare il modello di freno pneumatico ricostruendo il profilo di pressione che si instaura su alcuni carri in una delle prove di frenatura rapida effettuate in linea. In questo modo si è potuta ottimizzare la scelta di tutti i parametri fisici e matematici necessari per il buon funzionamento del modello AMESim, adattandolo alle caratteristiche proprie dell’impianto frenante dei carri di tipo Shimmns.

Successivamente, a parametri del modello bloccati (ossia lasciando inalterati tutti i parametri al valore scelto con la precedente taratura), si è effettuata la verifica vera e propria facendo la stessa operazione per una delle frenature massime di servizio effettuate in campagna prove: in questo modo si è in qualche modo verificata l’ “estendibilità” del modello, essendo le manovre di servizio escluse dalla nostra indagine e caratterizzate da una dinamica meno “impegnativa”.

I risultati di questi confronti sono mostrati nelle due sezioni seguenti.

2.3.1 Taratura

Operativamente, poiché il modello doveva anche servire per fare poi la verifica su manovre di servizio, si è pensato, visto che avevamo le misure pneumatiche su tre carri, di imporre come condizione al contorno il profilo di pressione in CG misurato sul primo carro e settare tutti i parametri del modello in modo da avere una rispondenza soddisfacente con i profili degli altri due carri. In questo modo, abbiamo evitato di ricostruire la legge di apertura del rubinetto anche per le frenature di servizio, ferma restando l’implementazione svolta sul comando in frenatura rapida (descritto in §2.1).

Pertanto, pensando di imporre il profilo di pressione in condotta generale del primo carro, così come risulta dalle misurazioni effettuate, si è riprodotto, con il modello AMESim descritto precedentemente per l’intero convoglio di 43 carri, l’andamento della pressione in condotta generale per il carro centrale e finale.

I confronti fra profilo di pressione ottenuto con la simulazione e corrispondente profilo ricavabile dai grafici del report di prova sono mostrati in figg. 2.10-2.11.

È evidente dalle figure che il modello è in grado di riprodurre l’andamento delle pressioni nella condotta generale con eccellente approssimazione, riuscendo anche a preve-

[†]La frenatura massima di servizio differisce da quella rapida di emergenza per il fatto che il rubinetto di comando non scarica la CG in atmosfera ma su una camera intermedia (*bariletto*), permettendo una più graduale variazione della pressione.

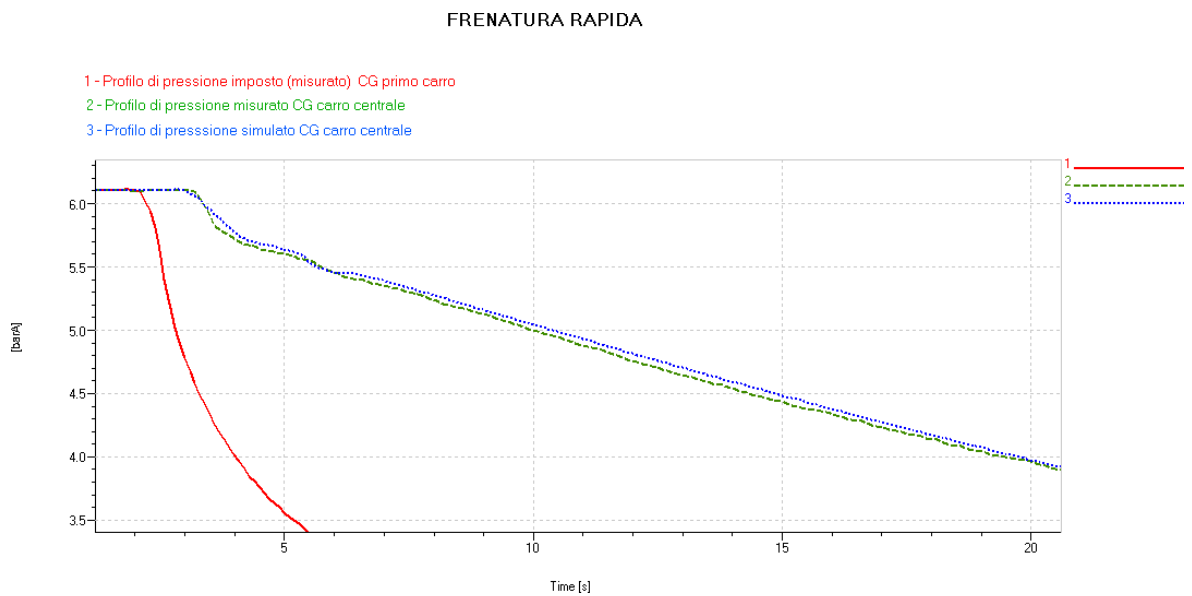


Fig. 2.10: Confronto fra il profilo di pressione in condotta generale misurato e simulato per il carro centrale.

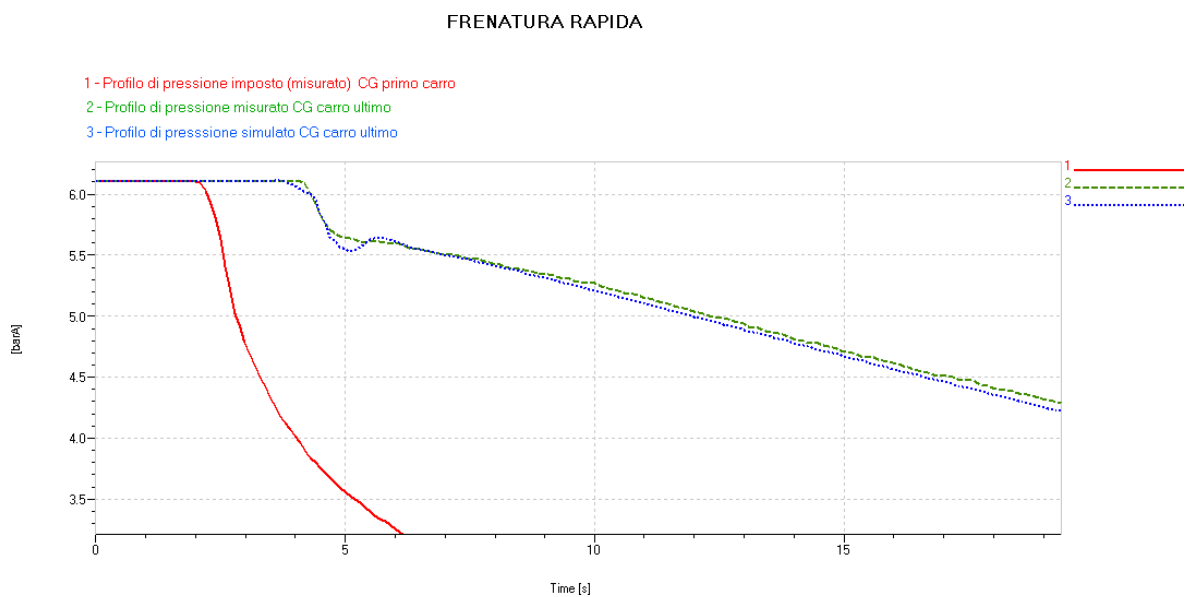


Fig. 2.11: Confronto fra il profilo di pressione in condotta generale misurato e simulato per l'ultimo carro.

dere correttamente la presenza del ginocchio nelle curve in corrispondenza del livello di pressione in cui viene disattivato il dispositivo del primo tempo. Globalmente si può osservare un sostanziale anticipo fra i risultati ricavati con le simulazioni rispetto ai dati sperimentali; si tratta comunque di errori limitati a pochi punti percentuali.

Per quanto concerne la taratura del distributore, possiamo in primo luogo soffermarci sui risultati ottenuti con le pressioni ai cilindri freno del primo carro (fig. 2.12): a causa di un disallineamento nel valore iniziale di cui soffre il modello, le simulazioni soffrono di un leggero anticipo rispetto a quanto di verifica nella realtà; in linea di massima, però, AME-Sim riesce a riproporre le stesse curve di risposta, rilevando gli istanti in cui si verificano la variazione di pendenza dovuta al primo tempo e la saturazione della pressione.

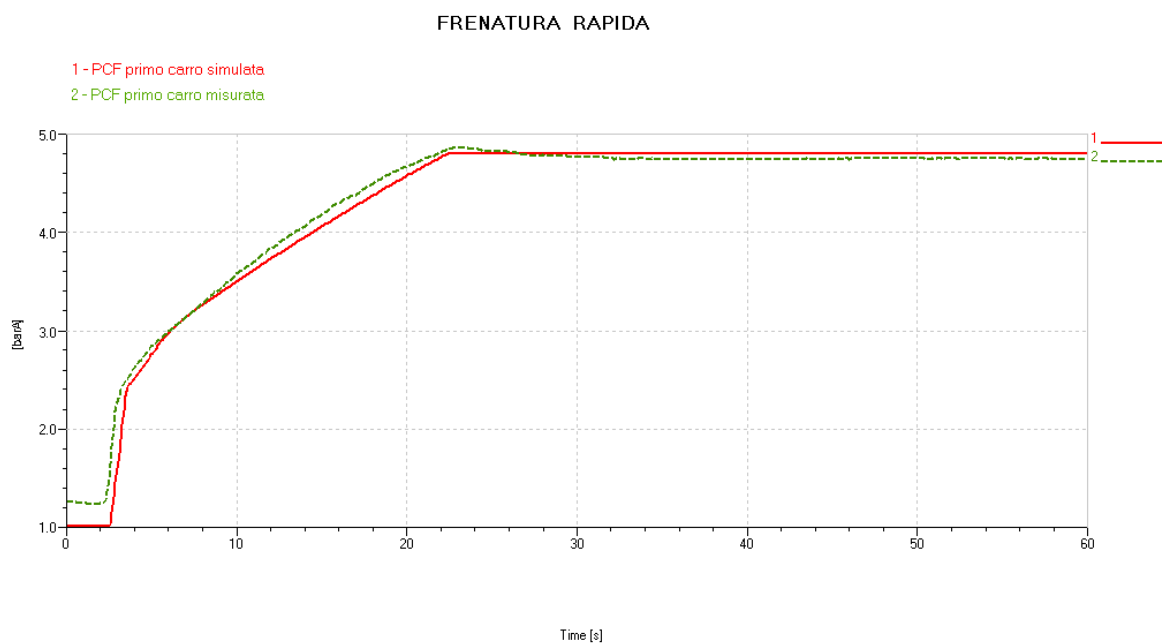


Fig. 2.12: Confronto fra andamento pressione al cilindro freno misurato e simulato per il primo carro.

Stesso problema di offset si verifica per il carro centrale (fig. 2.13), per il quale i risultati delle simulazioni mostrano un certo anticipo rispetto alle misurazioni, con un errore leggermente più accentuato rispetto al caso precedente. Ad ogni modo, viene ricostruito il flesso in corrispondenza del primo tempo e il raggiungimento all'istante corretto della saturazione.

Per il carro finale (fig. 2.14) viene a mancare l'errore iniziale: questo si traduce in una perfetta ricostruzione della curva di pressione, nonostante un leggero ritardo nel raggiungimento del valore di saturazione.

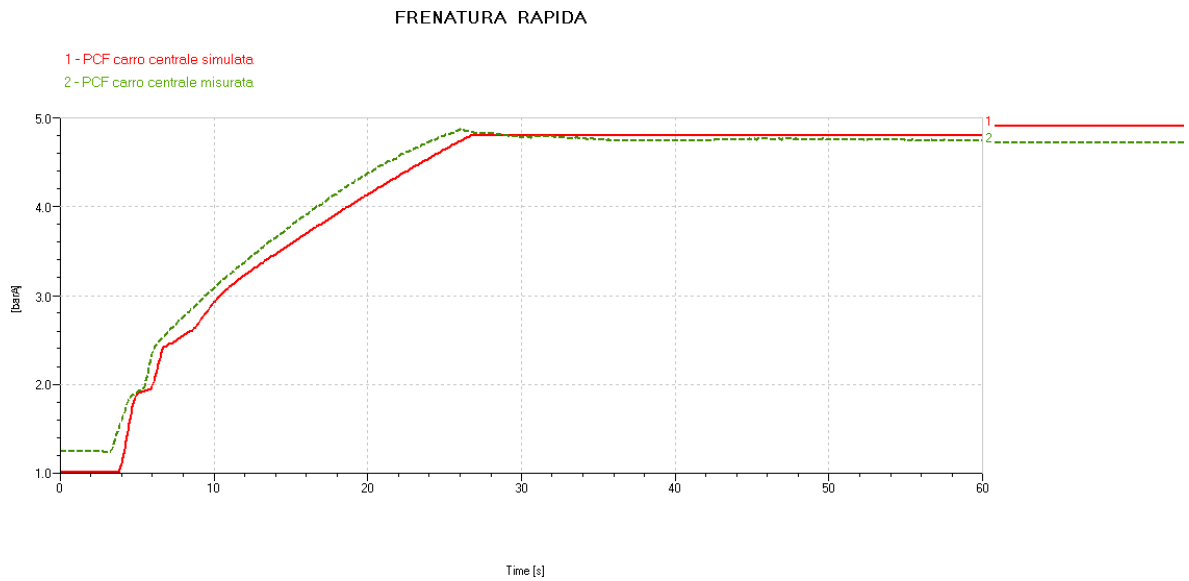


Fig. 2.13: Confronto fra andamento pressione al cilindro freno misurato e simulato per il carro centrale.

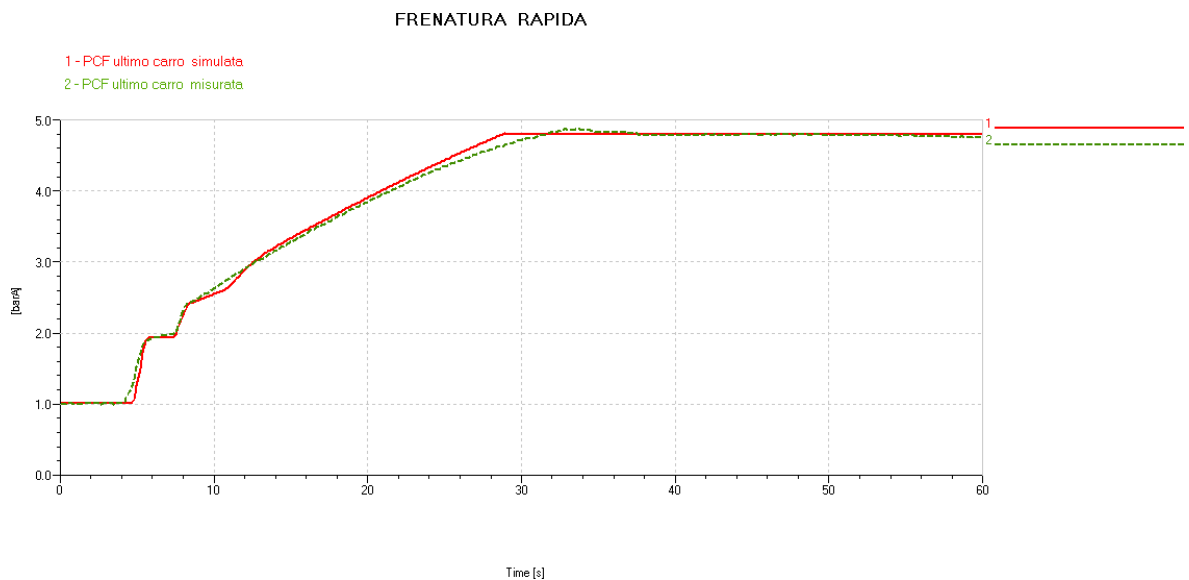


Fig. 2.14: Confronto fra andamento pressione al cilindro freno misurato e simulato per il carro finale.

2.3.2 Verifica

Per verificare la bontà del modello sviluppato, si è svolta una seconda simulazione su una frenatura massima di servizio, confrontando i risultati con la prova effettuata in linea. Imposto il profilo di pressione del primo carro, si verifica che l'andamento di pressione in condotta generale nel carro centrale e finale del convoglio sia simile a quello sperimentale.

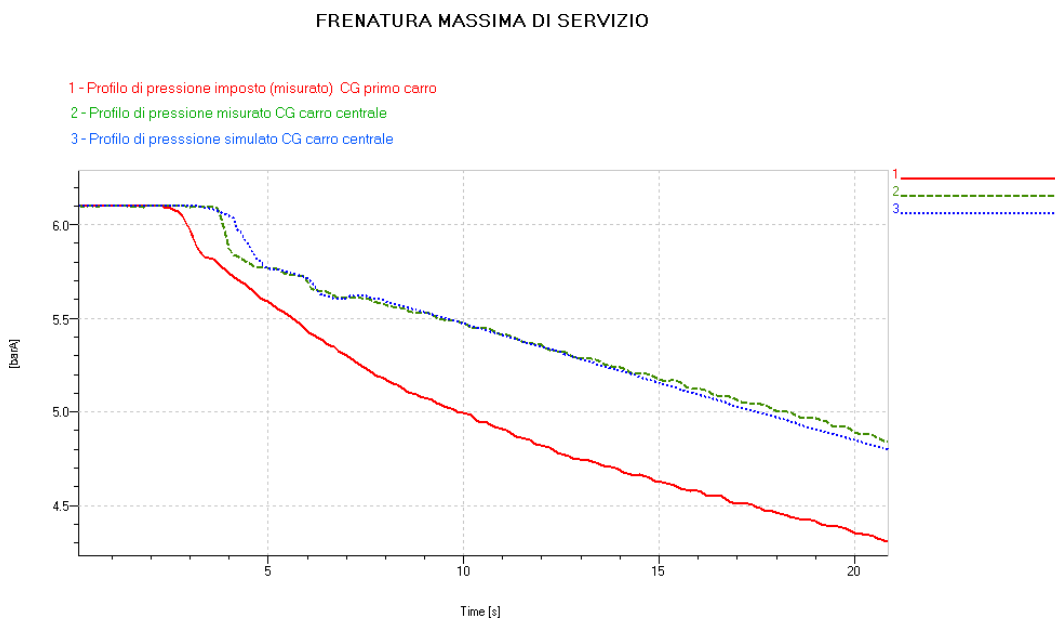


Fig. 2.15: Confronto fra il profilo di pressione in condotta generale misurato e simulato per il carro centrale.

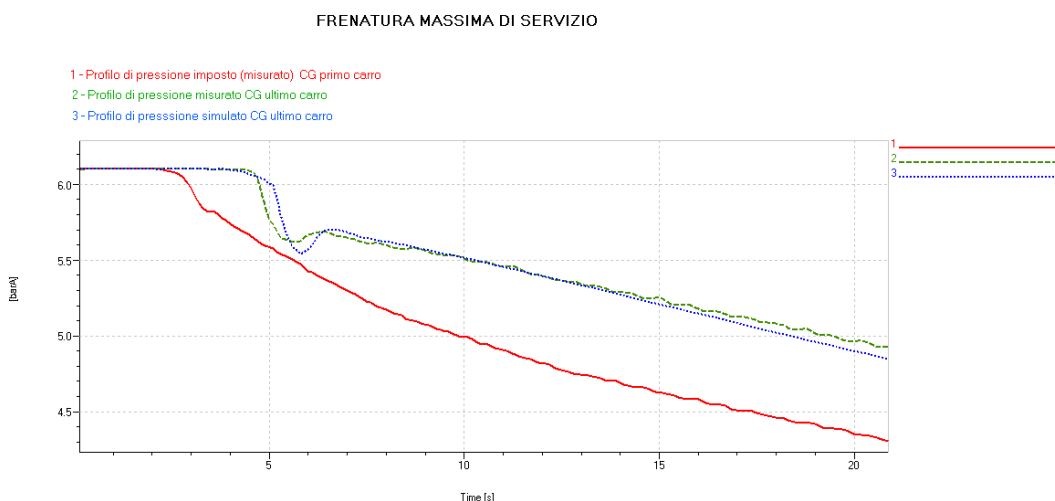


Fig. 2.16: Confronto fra il profilo di pressione in condotta generale misurato e simulato per l'ultimo carro.

Come mostrato dalle figg. 2.15-2.16, si può affermare che il modello è risultato perfettamente validato dalle evidenze sperimentali essendo in grado di riprodurre, anche in

questa prova e con la stessa configurazione individuata in precedenza con la taratura, la dinamica del sistema pneumatico dell'intero convoglio. In linea di massima, possiamo affermare che il modello soffre di un certo ritardo nella fase iniziale della frenatura, che si traduce in una certa discordanza con i risultati sperimentali in corrispondenza dei flessi dovuti al primo.

2.4 Modello del freno standard

A partire dalle pressioni ai cilindri freno, si sono calcolate le forze normali applicate ai ceppi ruota a partire dallo schema del freno fornito da TRENITALIA (Disegno n. 303178, fig. 2.17).

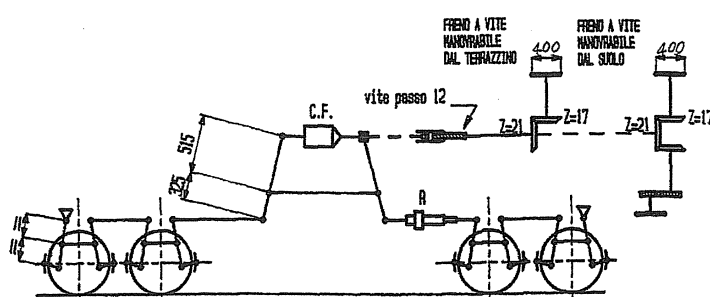


Fig. 2.17: Schema del freno di un carro di tipo "Shimmns".

Una volta calcolate le forze normali agenti sui ceppi grazie alla conoscenza della geometria dei leveraggi del freno standard (fig. 2.17), le forze tangenziali di frenatura agenti sulle ruote si ricavano da queste conoscendo il coefficiente d'attrito fra le due superfici a contatto: il coefficiente d'attrito ruota-ceppi segue la legge di Karwatzki [5]:

$$\mu(V, F) = 0,6 \cdot \frac{\frac{16}{g} F + 100}{\frac{80}{g} F + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100} \quad (2.2)$$

dove:

- V è la velocità del veicolo (km/h);
- F è la forza premente sul ceppo (kN);
- $g = 9,81(\text{m/s}^2)$ è l'accelerazione di gravità.

Nel calcolo del freno standard si sono utilizzati i parametri mostrati in tab. 2.2 e fig. 2.19.

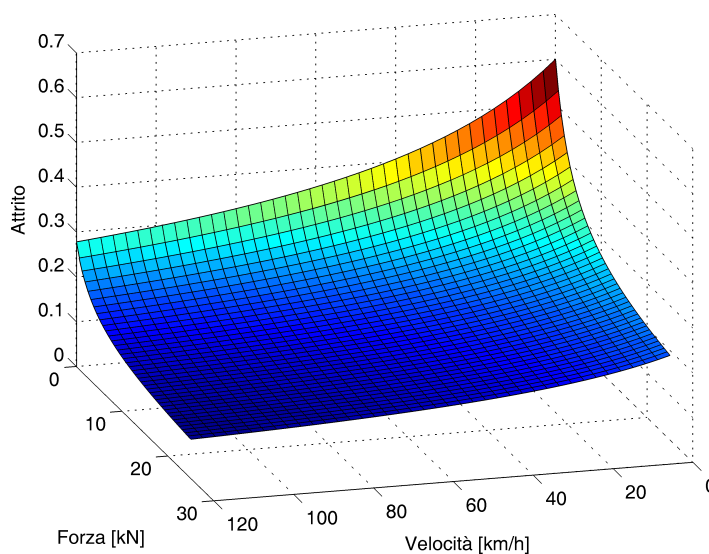


Fig. 2.18: Legge di Karwatzki.

Tab. 2.2: Parametri utilizzati per il calcolo del freno standard.

Parametro	Valore
Rendimento timoneria del carro	0,83
Rendimento totale freno di stazionamento	0,19
Sforzo molle antagoniste cilindro freno	1,5 kN
Sforzo molle antagoniste regolatore	2 kN

CARATTERISTICHE DEL CARRO		
	CARATTERISTICHE	DISEGNI
TARGA MEDIA EFFETTIVA	da 20 a 25 t.	
MASSA MAX. SULLA ROTAZIA (TARGA+CARICO)	90 ton.	
DISTRIBUTORE	GRUPPO FRENO CENTRALIZZATO	*
DISPOSITIVO MUOTO CARICO	TRASFORMATORE DI PRESSIONE 1,25/3,8 BAR	*
SERBATOIO AUSILIARIO	N.1 CAPACITA' 125 LITRI	*
CILINDRO FRENO	N.1 OTAN. 406 MM. SEZ. 12,95 CM ²	*
REGOLATORE TIMONERIA	WABCO-SUD 13-600 SAB DRV2A1 600 FRENSTYSTEM DRV2A 600	WESTINGHOUSE 1/442355 SAB CAB02270 FRENSTYSTEM 50024240
RAPPORTO TIMONERIA CARRO	(515/325) x 6 = 12,677	
SFORZO ANTAGONISTA TOT. REGOLATORE	2 x 8 = 16 kN	
RAPPORTO TIM. FRENO DI STAZIONAMENTO	2 x 200 x 3,14 x (1/12) x (21/17) x 12,677 = 1639,06	

Fig. 2.19: Caratteristiche del carro "Shimmns".

FRENO AUTOMATICO AD ARIA COMPRESSA		
	REGIME VUOTO	REGIME CARICO
SFORZO NETTO AL CILINDRO FRENO	$1,25 \times 12,95 - 1,5 = 14,68 \text{ KN}$	$3,8 \times 12,95 - 1,5 = 47,71 \text{ KN}$
SFORZO FRENANTE IN MARCIA	$(14,68 \times 12,677 - 16) \times 0,83 = 141,18 \text{ KN}$	$(47,71 \times 12,677 - 16) \times 0,83 = 468,72 \text{ KN}$
COEFFICIENTE K (SINGOLE DOPPIE)	1,744	1,172
MASSA FRENATA	$(141,18 \times 1,744) / 9,81 = 25,1 \text{ t}$	$468,72 \times 1,172 / 9,81 = 58,38 \text{ t}$
PERCENTUALE MASSA FRENATA	alla tara min. $25,1 / 20 \times 100 = 125,5\%$	al carico max. $(58,38 / 90) \times 100 = 65\%$
MASSA D'INVERSIONE	46 t	

Fig. 2.20: Caratteristiche del freno automatico ad aria compressa del carro "Shimmns".

FRENO A VITE	
SFORZO AL VOLANO	0,5 KN
SFORZO FRENANTE IN STAZIONAMENTO	$0,5 \times 1639,05 \times 0,19 - 1,5 \times 12,677 \times 0,8 - 2 \times 8 \times 0,9 = 126,1 \text{ KN}$
MASSA FRENATA	$126,1 / 6 = 21,016 \text{ ton}$
PERCENTUALE MASSA FRENATA A CARICO	$(21,016 / 90) \times 100 = 23\%$

Fig. 2.21: Caratteristiche del freno a vite del carro "Shimmns".

Lo sforzo netto agente sui ceppi è valutato a partire dal livello di pressione p_{CF} nel cilindro freno secondo la formula:

$$F_{CF} = p_{CF}A - F_m \quad (2.3)$$

dove evidentemente A è la sezione normale dello stantuffo e F_m è la forza di richiamo della molla. A questo punto per ricavare la forza normale agente sui ceppi basterà applicare la seguente:

$$F_N = \eta_T (F_{CF} i_T - F_f) \quad (2.4)$$

in cui η_T e i_T sono, rispettivamente, il rendimento e il rapporto della timoneria del carro, mentre F_f è la forza antagonista del regolatore di recupero del gioco. Il calcolo per i due regimi di carico è riassunto in fig. 2.20.

In fig. 2.22 riportiamo infine la percentuale di massa frenata del carro in esame: si noti che il carico di inversione (ossia il carico per il quale si ha il passaggio da una curva di massa frenata all'altra) si attesta su 46 t.

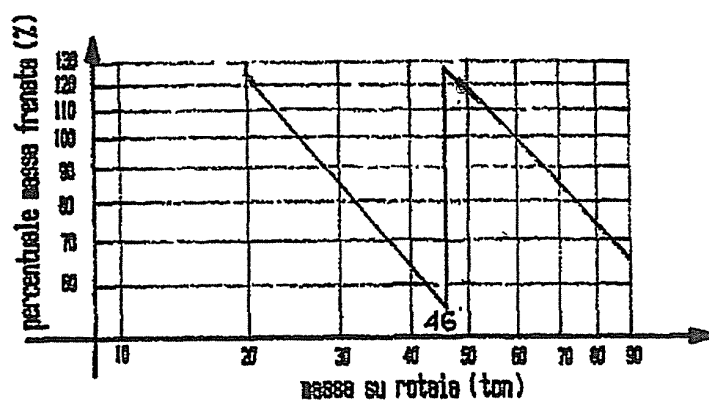


Fig. 2.22: Percentuale di massa frenata del carro "Shimmns".

Modello multibody

Prima di procedere alla descrizione dei modelli sviluppati per le analisi, ci pare doveroso presentare brevemente i veicoli coinvolti, così da rendere più comprensibili poi le varie scelte di modellazione adottate.

3.1 Descrizione del carro “Shimmns”

Il carro tipo Shimmns (fig. 3.1) è un carro merci con coperture a tunnel scorrevoli per il trasporto di rotoli di lamiera. Il carico trasportato è molto variabile in virtù del numero e delle dimensioni dei rotoli trasportati, pertanto le proprietà inerziali verranno fornite successivamente in relazione alla configurazione analizzata nelle analisi.

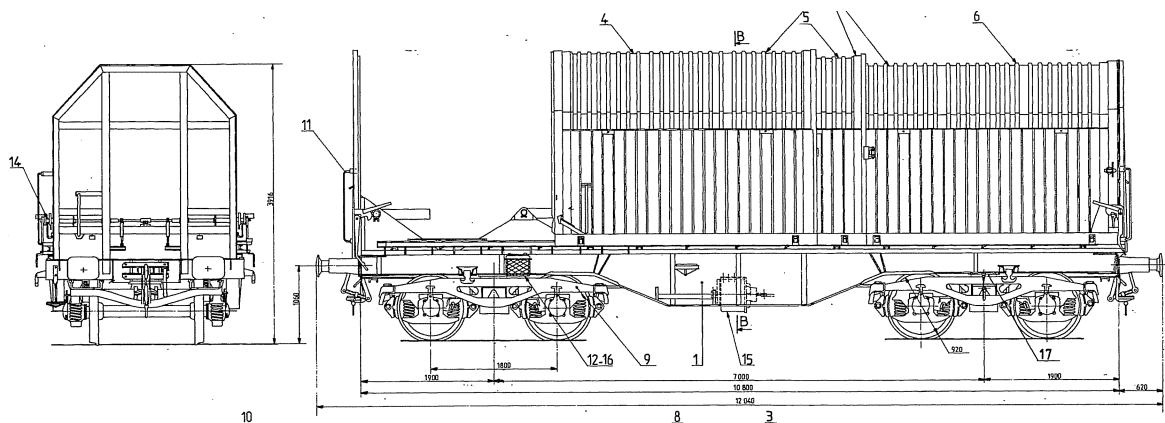


Fig. 3.1: Disegni d'assieme del carro merci Shimmns S13.

In tab. 3.1 sono comunque riportate alcune delle grandezze di maggior interesse per la modellazione. Per quanto riguarda il tipo di freno montato,* si adotta un solo cilin-

*Già discusso in §2.4, cui si rimanda per i dettagli.

dro freno che agisce su freni a ceppi montati sulle ruote; non è prevista la presenza di autocontinuo, ma di un semplice sistema vuoto/carico.

Tab. 3.1: Caratteristiche principali del carro Shimmns tipo S13.

Grandezza	Valore
Lunghezza “fuori tutto”	12,040 m
Lunghezza fra le pareti di testa	10,8 m
Interperno	7 m
Passo	1,8 m
Tara	22,5 t
Peso frenato a vuoto	26 t
Peso frenato a pieno carico	58 t
Massa d’inversione	46 t
Massima forza di serraggio sui ceppi	488 kN
Velocità massima	120 km/h

3.1.1 Il carrello Y 25L

I carri S13 sono dotati di carrelli Y 25L a due assi con doppio stadio di sospensione (fig. 3.2) e ralla centrale sferica di collegamento alla cassa.

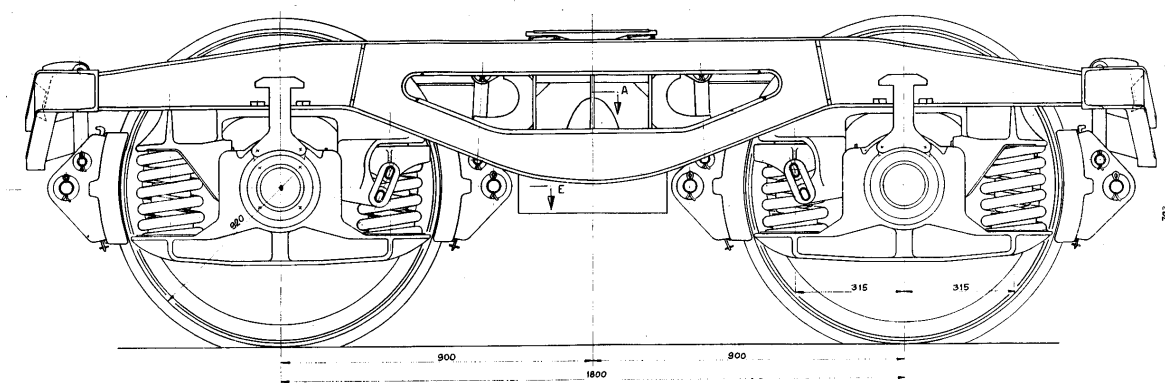


Fig. 3.2: Carrello Y 25L. Vista laterale.

Entrambe gli stadi sospensivi sono costituiti da molle elicoidali; in particolare, ciascuna primaria è costituita da due coppie di molle elicoidali coassiali che insistono su una boccola. In configurazione di tara, la molla interna non lavora ma occorre una compressione di 8 mm prima che entri in contatto con il piattello solidale al telaio. Le boccole su

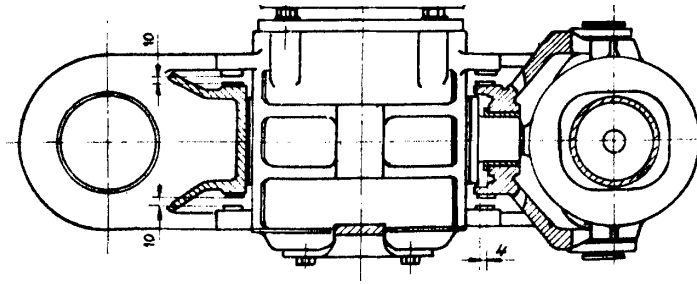


Fig. 3.3: Vista dall'alto del sistema di guida boccole.

cui insistono le primarie sono del tipo “oscillante a due bracci simmetrici”, non montano elementi in gomma interposti ai cuscinetti e presentano un certo gioco nei moti longitudinali e laterali (fig. 3.3): fintanto che detti giochi non vengono recuperati, la resistenza ai moti nel piano orizzontale è controllata dalla (ridotta) rigidità trasversale delle molle ad elica. Le caratteristiche salienti della sospensione primaria sono riassunte in tab. 3.2.

Tab. 3.2: Caratteristiche principali della sospensione primaria del carrello Y 25L.

Caratteristica	Valore
Rigidità molla a elica interna	$5 \cdot 10^5 \text{ N/m}$
Rigidità molla a elica esterna	$8 \cdot 10^5 \text{ N/m}$
Gioco (a tara) della molla interna	8 mm
Gioco longitudinale della boccola	4 mm
Gioco laterale della boccola	10 mm

Lo smorzamento della primaria è affidata ad un particolare meccanismo ad attrito chiamato *Lenoir link*: è l'elemento che in fig. 3.2 è posto in corrispondenza delle molle più interne e che connette, con un anello, la cupola delle molle ad una piastra che trasla verso la boccola.

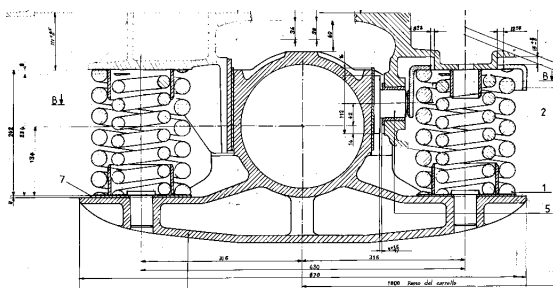


Fig. 3.4: Lenoir link: vista in sezione della sospensione primaria.

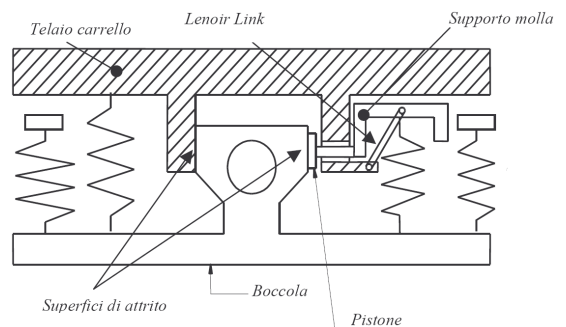


Fig. 3.5: Schema cinematico equivalente del Lenoir link.

Tab. 3.3: Carrello Y 25L: quote principali e caratteristica della molla secondaria.

Caratteristica	Valore
Diametro ruota	920 mm
Scartamento	1435 mm
Distanza fra i centri dei cuscinetti	2000 mm
Distanza dei pattini dal centro ralla	850 mm
Flessibilità della molla dei pattini	$3,5 \cdot 10^{-6}$ m/N

Tab. 3.4: Carrello Y 25L: inerzie.

Corpo	Caratteristica	Valore
Assile	Massa	1225 kg
	Momenti ^a $I_{xx} = I_{zz}$	750 kgm ²
	Momento I_{yy}	140 kgm ²
Telaio	Massa	2070 kg
	Momento I_{xx}	1400 kgm ²
	Momento I_{yy}	2100 kgm ²
	Momento I_{zz}	2400 kgm ²

^a Il sistema di riferimento è quello generalmente usato in ambito ferroviario: asse x longitudinale diretto secondo il senso di marcia, asse z verticale diretto verso il basso, asse y di conseguenza secondo la regola della mano destra, origine nel centro di massa del corpo se non altrimenti specificato.

3.2 Descrizione della locomotiva E402B

La locomotiva E402B è una motrice elettrica bitensione, ossia predisposta per viaggiare sia su vecchie linee a 3000V in continua sia sulle più recenti linee per AV a 25kV in corrente alternata. In fig. 3.8 riportiamo una vista d'insieme e in tabb. 3.5 e 3.6 le caratteristiche principali.

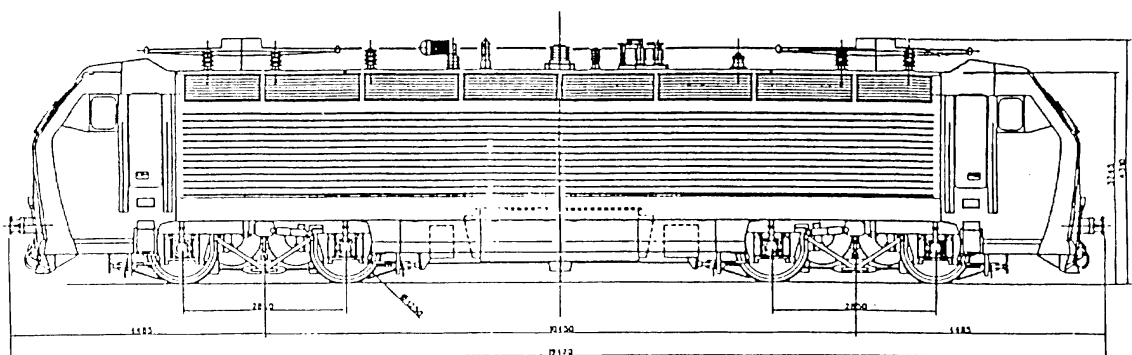


Fig. 3.8: Vista laterale della locomotiva E402B.

Tab. 3.5: Caratteristiche principali della locomotiva E402B.

Caratteristica	Valore
Tipo rodiggio	B0-B0
Lunghezza "fuori tutto"	19420 mm
Lunghezza della cassa	18180 mm
Larghezza della cassa	3000 mm
Interperno	10450 mm
Passo	2850 mm
Diametro ruota	1250 mm
Massa in ordine di marcia	88 t
Diametro esterno del disco freno	1020 mm
Diametro interno del disco freno	740 mm
Massimo sforzo frenante	243 kN

I carrelli sono degli AZ 1250 (fig. 3.9), con passo sufficientemente elevato da garantire la migliore stabilità alle più elevate velocità operative. Il rodiggio è del tipo B0-B0, ossia si hanno due assi, ciascuno col proprio motore indipendente.

Tab. 3.6: Caratteristiche inerziali della locomotiva E402B.

Corpo	Caratteristica	Valore
Cassa	Massa	60,1 t
	Momento I_{xx}	$14,43 \cdot 10^6 \text{ kgm}^2$
	Momento I_{yy}	$1,62 \cdot 10^6 \text{ kgm}^2$
	Momento I_{zz}	$1,63 \cdot 10^6 \text{ kgm}^2$
Assile	Massa	2177 kg
	Momenti $I_{xx} = I_{zz}$	1363 kgm^2
	Momento I_{yy}	367 kgm^2
Carrello	Massa	9600 kg
	Momento I_{xx}	2800 kgm^2
	Momento I_{yy}	$1,09 \cdot 10^4 \text{ kgm}^2$
	Momento I_{zz}	$1,24 \cdot 10^4 \text{ kgm}^2$

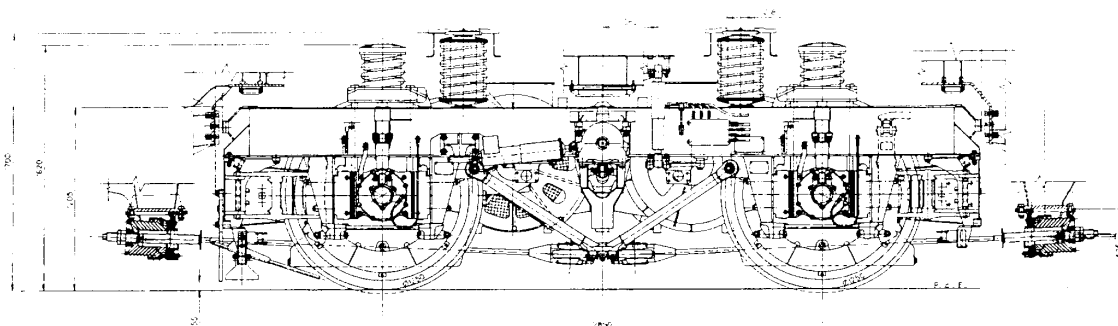


Fig. 3.9: Vista laterale del carrello della locomotiva E402B.

Lo stadio sospensivo primario è costituito da una coppia di molle ad elica cilindriche coassiali per ogni boccola, mentre la sospensione secondaria è costituita da quattro coppie di molle coassiali, poste simmetricamente rispetto al centro del carrello. Diversamente da quanto si ha per il carrello Y25, le molle interne non hanno alcun gioco, sono precaricate insieme a quelle esterne e lavorano parallelamente ad esse: essendo queste molle piuttosto lunghe, per poterle dimensionare correttamente, si è dovuto ricorrere a una coppia coassiale invece di un singolo elemento. Ogni coppia di molla può essere quindi considerata come un elemento elastico unico, di rigidezza equivalente pari a quelle elencate in tab. 3.7.

Tab. 3.7: Rigidezza verticale delle coppie di molle coassiali per i due stadi sospensivi della E402B.

Stadio	Rigidezza (N/m)
Primaria	$1,19 \cdot 10^6$
Secondaria	$6,6 \cdot 10^5$

Le boccole sono guidate da tasselli elastici in gomma, che garantiscono elevata rigidezza ed assenza di giochi; tutti i sistemi smorzanti sono di tipo viscoso: appare evidente da queste caratteristiche la maggior raffinatezza della motrice rispetto ai carri merci.

Per ridurre il valore delle masse non sospese (e limitare così gli effetti perniciosi che determinano nella dinamica del veicolo), gli alberi motori sono resi solidali al telaio. La trasmissione avviene pertanto attraverso un sistema ad *albero cavo* che permette, attraverso una serie di flange, il disallineamento durante la marcia fra la corona del riduttore e l'assile (fig. 3.10): in questo modo la continuità del moto viene garantita anche a seguito delle escursioni del telaio (e quindi del motore). Questa soluzione permette una trasmissione omocinetica che risente poco delle forze centrifughe ed è in grado di trasmettere elevate coppie senza eccessiva usura degli elementi in gomma [6].

Riprendendo la fig. 3.9 si osserva che il trasferimento degli sforzi longitudinali dal carrello alla cassa avviene per mezzo di un sistema di *trazione bassa*: abbassando il punto di trasmissione degli sforzi longitudinali si è così in grado di ridurre il momento di beccheggio trasferito al carrello, limitandone pertanto il cabraggio.[†]

[†]Col termine *cabraggio* si intende proprio l'elevato beccheggio che subisce il carrello a seguito di elevate accelerazioni e che causa un forte trasferimento di carico fra i due assi con una conseguente pessima disponibilità di aderenza sull'asse che perde carico.

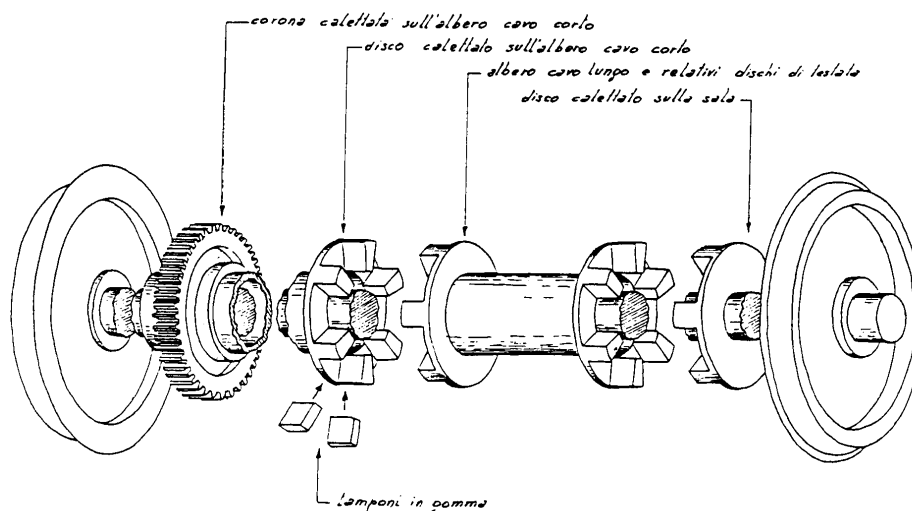


Fig. 3.10: Schema di funzionamento della trasmissione ad albero cavo.

3.3 Modelli multibody tridimensionali

Per poter simulare le composizioni previste sono stati sviluppati due differenti modelli multibody: uno per la locomotiva E402B e uno per il carro “Shimmns”. I due modelli sono poi stati composti in più assemblati secondo le diverse composizioni da simulare.

Il software utilizzato è VI-Rail™, interfaccia specializzata per analisi in campo ferroviario basata sul ben convalidato pacchetto commerciale MSC.ADAMS™. Nel seguito presenteremo una breve descrizione dei due modelli.

3.3.1 Modello della locomotiva

Il modello completo della locomotiva E402B, già sviluppato in Dipartimento per precedenti lavori [3], è mostrato in fig. 3.11.

È costituito da un corpo rigido per la cassa, 2 per i telai dei carrelli (in cui confluiscono anche le inerzie dei motori) e 4 per gli assili completi di ruote. Entrambi gli stadi sospensivi sono stati modellati con elementi messi a disposizione dal software per questo tipo di elementi e costituiti da elementi *suspension elements* specifici per la modellazione delle molle elicoidali e da elementi di tipo *damper* per modellare gli smorzatori viscosi verticali, laterali, longitudinali e anti-serpeggio.

Rispetto a quello sviluppato precedentemente, il modello è stato semplificato privandolo della trasmissione ad albero cavo in quanto non si aveva interesse a svolgere analisi di accelerazione. La trasmissione bassa è stata invece mantenuta, poiché influenza la trasmissione degli sforzi longitudinali fra carrello e cassa (anche in frenata, ovviamente): è modellata con i due corpi di colore verde in figura, connessi al carrello con giunti sferici e alla cassa con elementi di tipo *bushing* estremamente rigidi alle traslazioni.

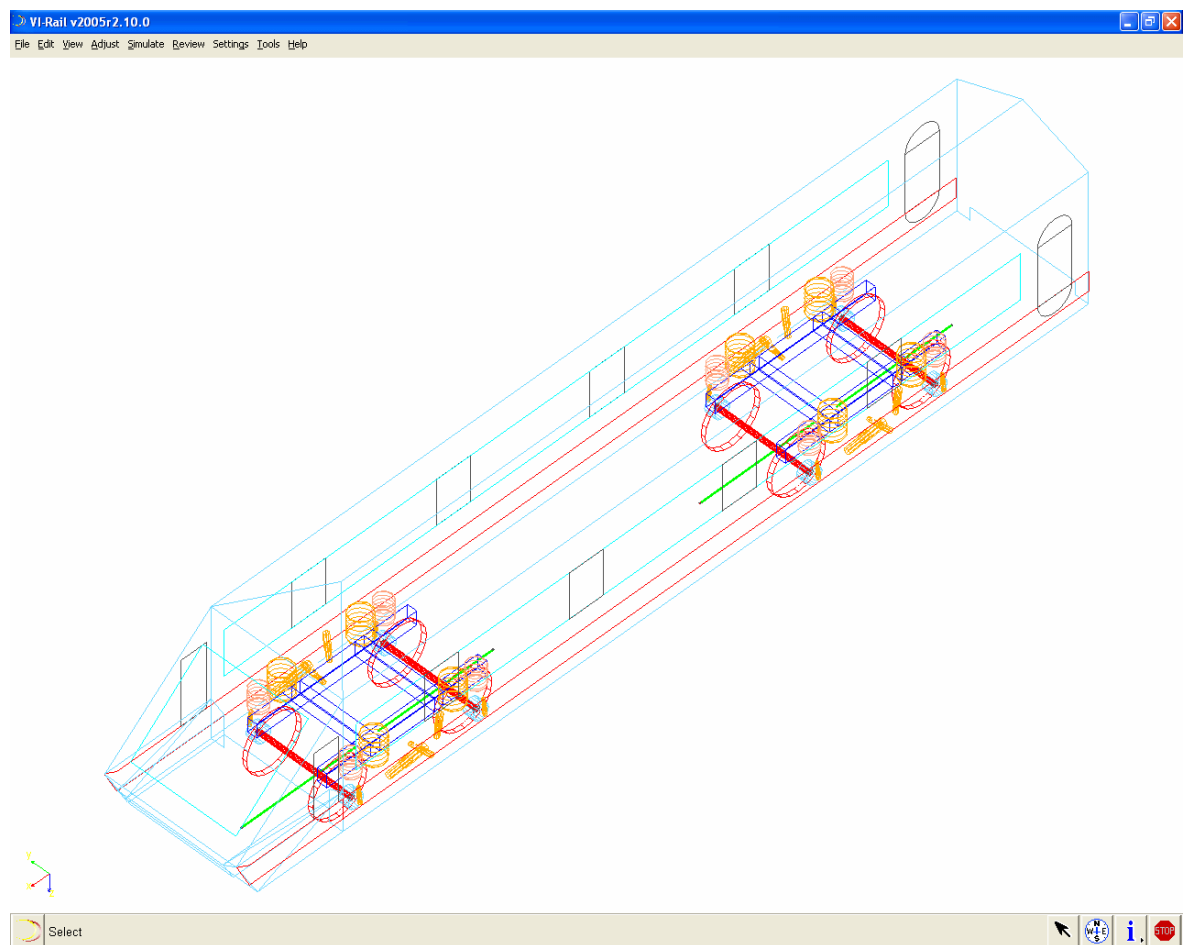


Fig. 3.11: Modello multibody completo della locomotiva E402B.

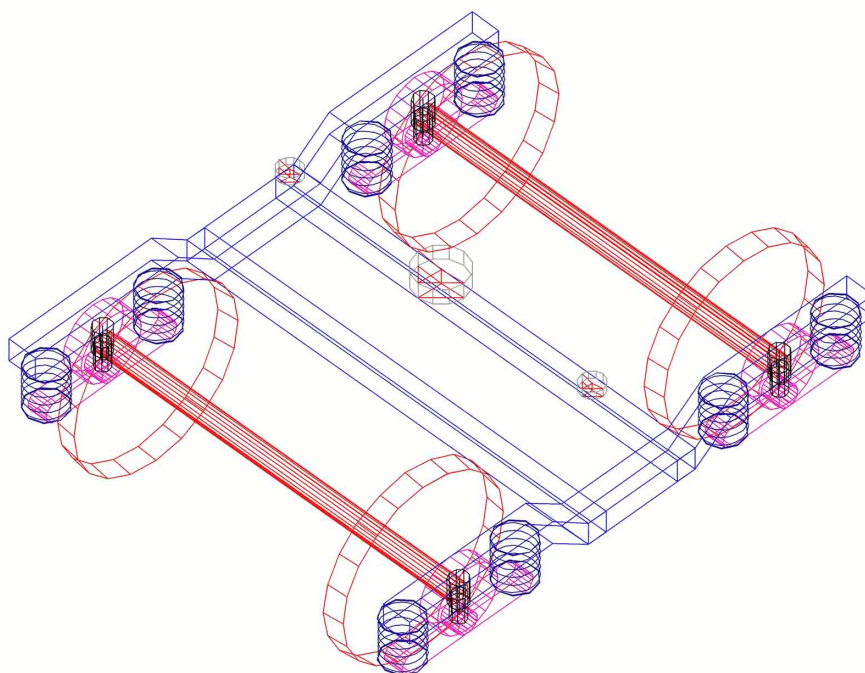


Fig. 3.12: Modello multibody del carrello Y 25L.

3.3.2 Modello del carro

Il modello del carrello Y25 è costituito da un corpo rigido per il telaio, 2 per le sale e 4 per le boccole, collegate agli assili per mezzo di *revolute joint*. Le molle ad elica delle primarie sono costituite da elementi di tipo *suspension element* che permettono di inserire un valore costante di rigidità. A rigore avremmo dovuto utilizzare un elemento che permettesse l'inserimento di una rigidità bilineare dato che le molle interne non lavorano per un certo range di deflessione attorno al carico di tara (paragrafo 3.1.1). Poiché le configurazioni di carico che abbiamo analizzate (50 t e 80 t) sono ben superiori alla tara, ci si aspetta che l'escursione della molla sia sempre tale da farla rimanere compressa.[‡]

Gli elementi visualizzati in colore scuro in fig. 3.12, posti verticalmente in corrispondenza del centro delle boccole, sono gli elementi di tipo *friction damper* che modellano i *Lenoir link*.

Come si può vedere dallo schema di fig. 3.13 con questi elementi si collegano i due corpi con due molle in parallelo delle quali una è posta in serie ad un elemento che simula lo strisciamento fra due corpi generando la forza tangenziale come prodotto di un coefficiente d'attrito per una forza normale; quest'ultima può essere impostata ad una costante oppure, come nel nostro caso, crescente in funzione dell'escursione.

[‡]Ci siamo ovviamente premurati di verificare l'escursione della molla in tutte le analisi svolte per assicurarsi che in ogni condizione lavorasse nel campo di funzionamento atteso.

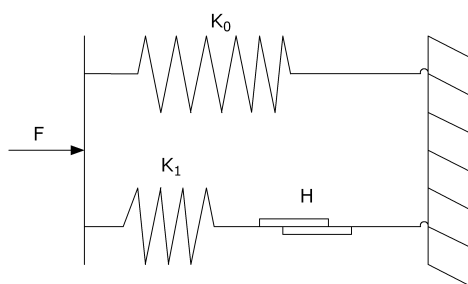


Fig. 3.13: Principio di funzionamento di un *friction damper*.

Per la verità, il primo approccio che abbiamo seguito, peraltro già ampiamente descritto in letteratura [4], è stato quello di implementare in ADAMS una funzione analitica che riproducesse l'attrito sulle superfici della boccola, valutando il carico normale dalle escursioni delle molle.

L'utilizzo del friction damper si è dimostrato di più rapida attuazione perché implementa di per sé una legge d'attrito resa continua da opportune funzioni analitiche che garantiscono una maggiore stabilità del solutore; inoltre, per il suo stesso principio di funzionamento, impostando opportunamente la rigidezza k_1 , si può controllare la gradualità con cui la forza d'attrito cambia verso al cambiare del segno della velocità.

Per quanto riguarda il collegamento fra cassa e carrello sia la ralla che i pattini sono stati modellati con elementi di tipo *bushing*, in quanto permettono di impostare caratteristiche di rigidezza secondo le esigenze. Per la ralla si è preferito utilizzare un *bushing* ad elevate rigidezze di traslazione (10^8 N/m) piuttosto che uno *spherical joint* in quanto garantisce un comportamento meno "brusco" in simulazione.

Per quanto riguarda le molle dei pattini, la loro legge di funzionamento verticale è presentata in fig. 3.14. Si individuano tre spezzate per le quali si possono svolgere le seguenti considerazioni:

- in corrispondenza di escursione della molla nulla il carico su di essa è di 16 kN, pari al precarico;
- per compressioni fino a 12 mm la rigidezza è pari alla rigidezza della molla;
- quando il *bushing* si comprime oltre i 12 mm la rigidezza aumenta a valori molto elevati, simulando l'azione del tampone di fine corsa;
- se il *bushing* si distende fino a circa 3 cm, la rigidezza è ancora quella della molla;
- se si distende ulteriormente, la rigidezza diviene nulla, il *bushing* smette di funzionare. A questo punto la molla si è infatti distesa fino alla sua massima altezza e le due superfici dei pattini non sono più a contatto: la molla non esercita nessuna forza di richiamo.

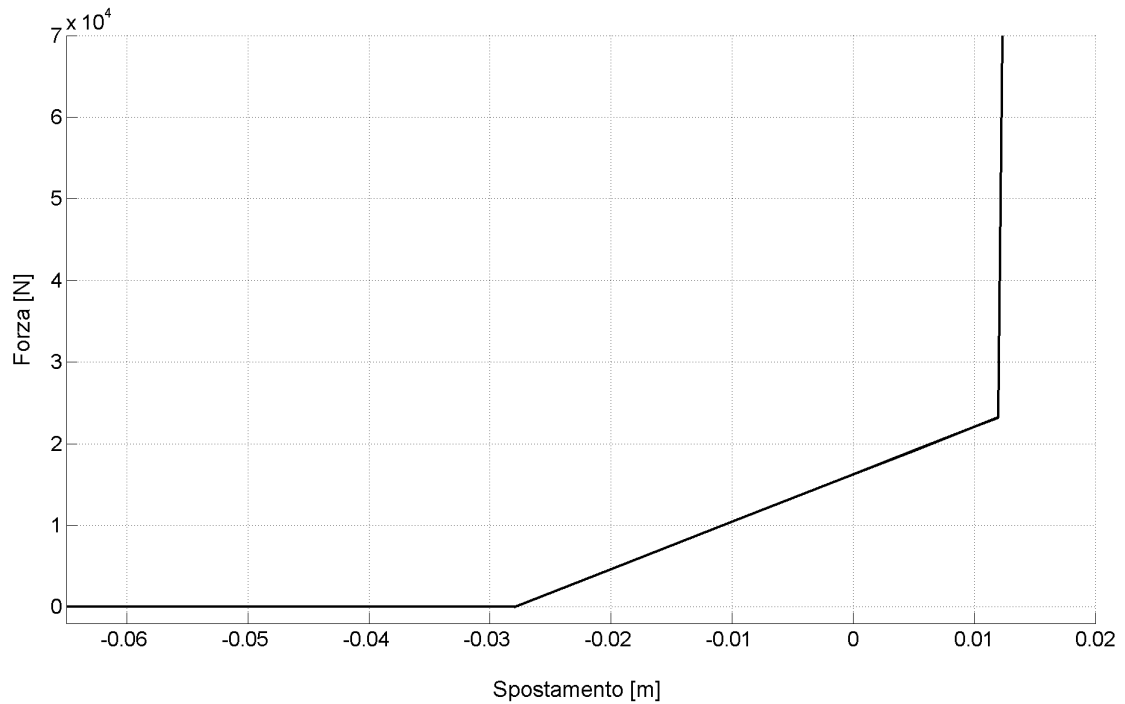


Fig. 3.14: Caratteristica di lavoro verticale dei *bushing* che modellano i pattini laterali.

Per quanto riguarda le azioni d'attrito sui pattini, ricordiamo che la loro funzione principale è quella di smorzare l'imbardata della cassa, per cui si rende molto più agevole ridurre l'attrito nei pattini ad una coppia di imbardata sulla ralla piuttosto che implementare una forza d'attrito agente sulle superfici dei pattini. Il momento d'attrito sull'asse z della ralla segue pertanto una legge che dipende dal carico istantaneo sui due *bushing* del tipo:

$$T_z = -0,85\mu_p \frac{\omega_z}{\|\omega_z\| + \epsilon} \left(\|F_z^{dx}\| + \|F_z^{sn}\| \right) \quad (3.1)$$

Il significato dei simboli è evidente; precisiamo che 0,85 m è la distanza dei pattini dal centro del carrello (si riveda la tab. 3.3 a pag. 50) mentre $\epsilon = 10^{-4}$ rad/s è stato inserito nella funzione segno $\text{sgn}(\omega_z) = \frac{\omega_z}{\|\omega_z\|}$ per renderla continua e impedire che si annulli il denominatore: valori inferiori a quello scelto, pur portando ad approssimare meglio la funzione matematica $\text{sgn}(\omega_z)$, avrebbero comportato tempi di calcolo decisamente superiori.

Le azioni frenanti sono state inserite nel modello del carrello come coppie agenti sul baricentro dell'assile e dirette come il suo asse, ovviamente con verso opposto al moto: in questo modo si può sfruttare appieno il modello di aderenza implementato da VI-Rail nel contatto ruota-rotaia. L'unica componente del *torque vector* inserito su ogni assile ha la forma:

$$T = 0,25\mu(F, V) p_{CF} \frac{F_{\max}}{p_{CF_{\max}}} r \quad (3.2)$$

dove con $r = 0,46\text{m}$ (tab. 3.3) si è indicato il raggio nominale delle ruote, con $\mu(F, V)$ il coefficiente d'attrito ceppo-ruota che segue la legge di Karwatzki (eq. (2.2) a pag. 42), con p_{CF} la pressione nel cilindro freno come calcolate da AMESim e con $F_{\max}/p_{CF_{\max}}$ il guadagno della timoneria calcolato dalle caratteristiche del freno come il rapporto fra lo sforzo frenante massimo complessivo[§] e la pressione di saturazione del cilindro freno; questo valore di sforzo complessivo va poi ripartito su tutti gli assili (da cui il fattore 0,25).

La p_{CF} è stata inserita nel modello come una *general spline* che estrapola per ogni step di integrazione il valore di pressione agente sul cilindro freno del carro da una matrice salvata in *file* di testo: l'output di AMESimTM è stato infatti raccolto in più *file* di testo (uno per ogni carro) in ciascuno dei quali è scritta una tabella che riporta su due colonne distinte il tempo di simulazione e il corrispondente valore di pressione al CF.

La modellazione della cassa è abbastanza semplice trattandosi di un unico corpo rigido di proprietà inerziali come derivanti dalle due configurazioni di carico analizzate (tab. 3.8).

Tab. 3.8: Proprietà inerziali impostate per il *body* della casse per le due configurazioni di carico analizzate.

Massa totale carro (t)	Proprietà inerziale	Valore
50	Massa della cassa	40,5 t
	Momento I_{xx}	$1,7 \cdot 10^4 \text{ kgm}^2$
	Momento I_{yy}	$4 \cdot 10^5 \text{ kgm}^2$
	Momento I_{zz}	$4 \cdot 10^5 \text{ kgm}^2$
80	Massa della cassa	70,5 t
	Momento I_{xx}	$2,1 \cdot 10^4 \text{ kgm}^2$
	Momento I_{yy}	$6,4 \cdot 10^5 \text{ kgm}^2$
	Momento I_{xx}	$6,4 \cdot 10^5 \text{ kgm}^2$

In realtà il modello della cassa non si riduce al solo body di cui sopra, ma, per lo studio della dinamica longitudinale e la composizione di più carri, assume molta importanza una corretta modellazione degli organi di trazione e repulsione montati sul veicolo. Nella fattispecie, sui carri Shimmns considerati per le analisi sono montati:

- Respingenti tipo 620 105 categoria A da 50 kJ;
- Tenditore tipo U FS2.

[§]Si riveda al riguardo il calcolo svolto in fig. 2.20 a pag. 44, ripreso in tab. 3.1, pag. 47.

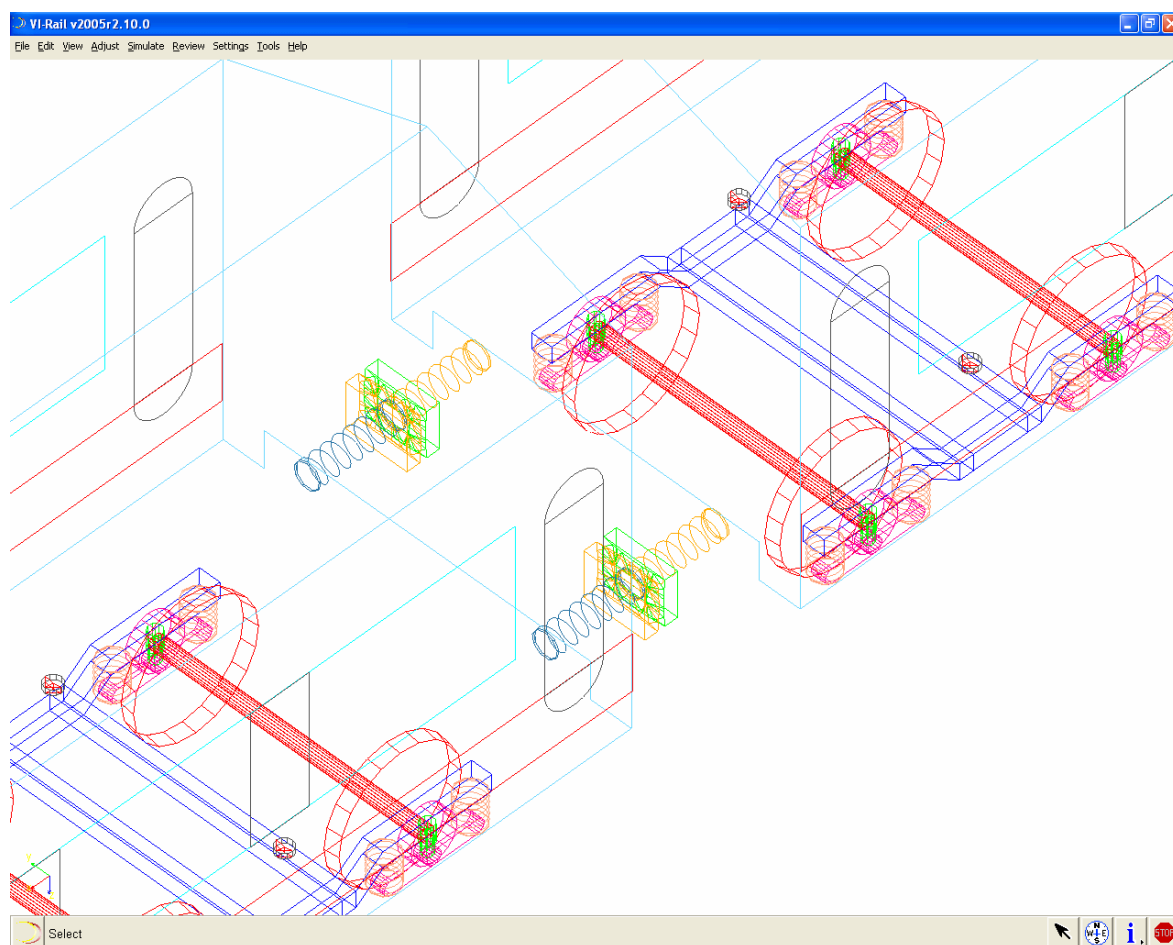


Fig. 3.15: Vista dell'accoppiamento fra due carri nel modello in VI-Rail.

Per poterne valutare la dinamica tridimensionale, il modello multibody dell'accoppiamento fra due carri è composto da quattro *general part* per i respingenti, alle quali sono state associate le geometrie (semisferiche) delle teste (fig. 3.15): ciascuna delle quattro parti è connessa alla rispettiva cassa per mezzo di giunti prismatici che modellano la guida in cui scorrono i corpi dei respingenti.

Fra le geometrie a contatto è stata inserita una funzione d'attrito di tipo IMPACT messa a disposizione dal software: con questa funzione si modella il contatto fra corpi come un sistema meccanico che, valutato il valore di compenetrazione, risponde con una forza elastica e viscosa nel verso della compenetrazione; contemporaneamente fra le geometrie dei corpi agisce una funzione d'attrito che tiene conto anche del coefficiente statico di primo distacco secondo lo schema di fig. 3.16. I valori impostati per questa funzione sono riassunti in tab. 3.9.

Le caratteristiche elastiche del gancio e dei respingenti sono modellate con cinque elementi *spring* alle quali sono associate caratteristiche di rigidità e smorzamento sviluppate appositamente. Innanzitutto è d'uopo chiarire che le caratteristiche elastiche fornite a documentazione tecnica degli organi montati sui carri Shimmns erano relative

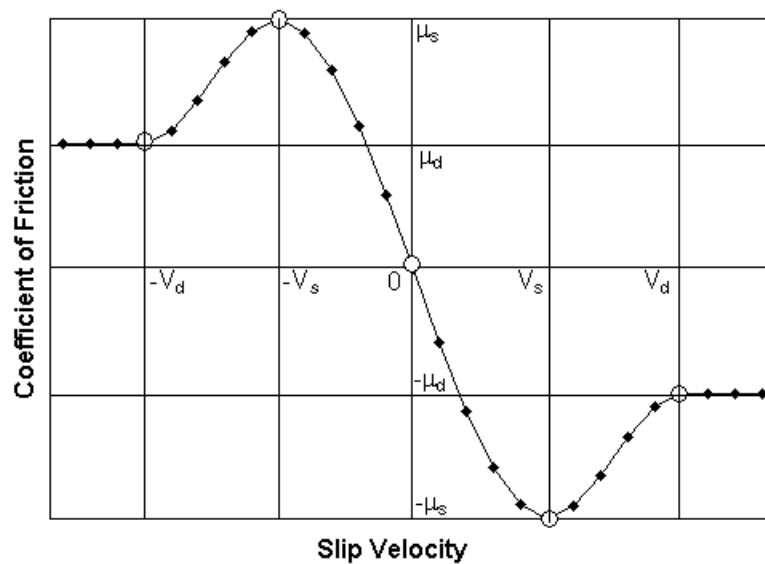


Fig. 3.16: Legge d'attrito per la funzione IMPACT di VI-Rail.

Tab. 3.9: Parametri impostati per la funzione IMPACT di VI-Rail.

Parametro	Valore
Rigidezza	10^9 N/m
Smorzamento	10^7 Ns/m
Compenetrazione massima	10^{-4} m
Coeff. d'attrito statico μ_s	0,25
Coeff. d'attrito dinamico μ_d	0,2
Stiction transition velocity V_s	10^{-3} m/s
Friction transition velocity V_d	$1,5 \cdot 10^{-3}$ m/s

solo a carico statico. D'altra parte, le normative internazionali impongono dei criteri per stabilire quale debba essere la risposta di questi elementi quando sono sottoposti a determinate prove sia statiche che dinamiche. Riprendendo le indicazioni delle norme in questione e partendo dalle caratteristiche statiche fornite, ci siamo così ricostruiti delle risposte dinamiche che fossero quantomeno attendibili. Vediamo adesso di chiarire le imposizioni delle norme che abbiamo seguito.

Per un respingente di corsa di tamponamento 105 mm, come quello montato sugli Shimmns, la norma [20] impone che in una prova statica siano soddisfatti i seguenti criteri:

- Sforzo prodotto:
 - iniziale: compreso tra 10 e 50 kN;
 - dopo una corsa di 25 mm: tra 30 e 130 kN;
 - dopo una corsa di 60 mm: tra 100 e 400 kN;
 - dopo una corsa di 100 mm: tra 350 e 1000 kN;
- Energia immagazzinata (W_e) per uno sforzo pari a 1000 kN: maggiore o uguale a 12,5 kJ;
- Energia dissipata (W_a) dopo un ciclo completo di compressione e rilascio, sia almeno il 50% di quella immagazzinata nella corsa di compressione.

Durante la prova, la fase di decompressione deve seguire immediatamente la compressione e in entrambe le fasi la velocità di deformazione deve mantenersi tra 0,01 e 0,05 m/s; a fine ciclo, le condizioni iniziali devono essere ristabilite. Per i requisiti dinamici, sono richieste una serie di prove di tamponamento a velocità (tra 7 e 10 km/h) e masse (tra 20 e 90 t) dei rotabili diverse: si dovranno rispettare, a seconda del caso, limiti di accelerazione o di massimo sforzo o di minima energia dissipata. In ogni caso, però, il respingente deve immagazzinare una quantità di energia di almeno, nel nostro caso, 50 kJ.

Sui ganci la UIC 520 [19] impone soltanto criteri statici:

- Valore finale dello sforzo dopo una corsa di 50 o 60 mm:
 - valore minimo obbligatorio: 400 kN;
 - valore minimo raccomandato: 400 kN;
- Precompressione:
 - valore minimo obbligatorio: 10 kN;
 - valore minimo raccomandato: 20 kN;

- Energia immagazzinata:
 - valore minimo obbligatorio: 8 kJ;
 - valore minimo raccomandato (generico): 10 kJ;
 - valore minimo raccomandato (treni molto pesanti): 20 kJ;
- percentuale di energia dissipata: 30%;

Una volta chiarite le procedure di prova previste per questi elementi, si sono sviluppati due modelli Simulink™ con i quali si sono messe a punto le caratteristiche di lavoro di gancio e respingente simulando prove sia statiche sia dinamiche.

Per le prime, il modello è costituito da un elemento di forza con caratteristiche sia elastiche che smorzanti: un'estremità viene tenuta fissa, l'altra viene fatta muovere con legge sinusoidale di pulsazione 1 rad/s e mantenendo la velocità di deformazione entro i limiti imposti dalla norma. A seconda del segno assunto nel ciclo dalla deformazione, viene attivata la caratteristica o del respingente o del gancio. In realtà, la procedura di prova sperimentale può differire notevolmente da quella simulata in questa sede, ma mancando dati più precisi si ritiene ragionevole la scelta fatta.

Per le prove dinamiche il secondo modello sviluppato è costituito da due masse connesse con un elemento elastico con la caratteristica da definire per i respingenti, solo per i quali sono previsti criteri di risposta dinamica. L'urto è riprodotto impostando semplicemente una velocità uguale a zero per una massa e diversa da zero, con i valori suggeriti dalla norma, per l'altra. Seguendo l'evoluzione, si può tracciare un diagramma completo di compressione e rilascio anche in questo caso.

L'elemento di forza implementato nei modelli di prova si suppone abbia una risposta, sia per il gancio che per il respingente, del tipo:

$$F = k_5 x^5 + k_4 x^4 + k_3 x^3 + k_2 x^2 + k_1 x + k_0 + (c_1 x + c_0) \dot{x} \quad (3.3)$$

dove x e \dot{x} sono rispettivamente la deformazione e la velocità di deformazione.

Sostanzialmente è costituito da una molla la cui caratteristica approssima quella statica fornita dalla documentazione tecnica relativa agli Shimmns (presenta una rigidità crescente con la deformazione) posta in parallelo con uno smorzatore che ha, a seconda del caso, la sola componente viscosa ovvero anche un termine che dipende dalla deformazione: i due modelli con cui si sono fatte le prove normalizzate servono proprio a definire i coefficienti di questo smorzamento. I coefficienti della (3.3) per i due organi sono riportati in tab. 3.10 e le curve di lavoro che ne derivano in figg. 3.17 e 3.18.

Come si osserva dalla tab. 3.10, il coefficiente k_0 è nullo per entrambi gli elementi, ossia non abbiamo previsto che essi possano essere precaricati, come invece è previsto

Tab. 3.10: Valori assunti dai coefficienti del polinomio (3.3) nel caso del gancio e del respingente.

Coefficiente	Valore	
	Gancio	Respingente
k_5 (N/mm ⁵)	$3,35 \cdot 10^{-4}$	$9,1 \cdot 10^{-5}$
k_4 (N/mm ⁴)	$-8,15 \cdot 10^{-2}$	$-1,9 \cdot 10^{-2}$
k_3 (N/mm ³)	6,98	2,44
k_2 (N/mm ²)	-214	-73
k_1 (N/mm)	$2,93 \cdot 10^3$	$2,94 \cdot 10^3$
k_0 (N)	0	0
c_1 (Ns/m ²)	$9,24 \cdot 10^6$	0
c_0 (Ns/m)	0	$2,07 \cdot 10^6$

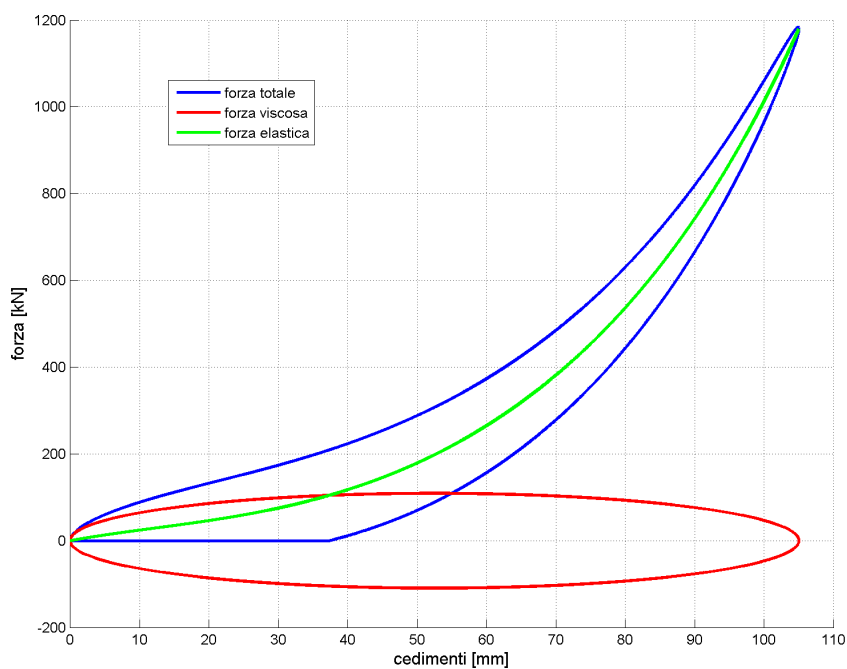


Fig. 3.17: Caratteristica di lavoro impostata per il respingente (Miner 50k).

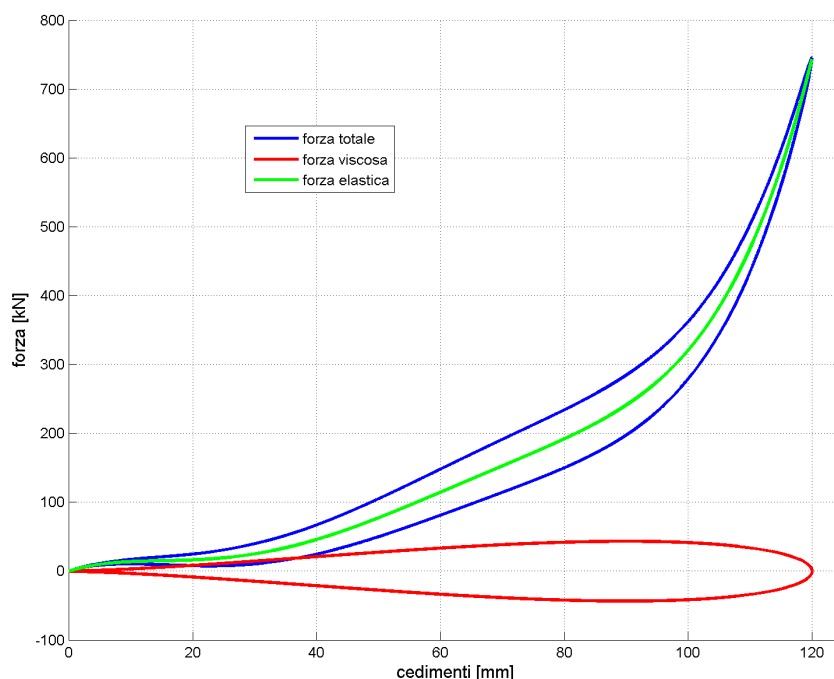


Fig. 3.18: Caratteristica di lavoro impostata per il gancio di trazione.

dalla norma.⁴ D'altra parte, l'inserimento di un offset nella funzione avrebbe comportato una discontinuità ben problematica da gestire numericamente; soluzioni alternative sono possibili (come per esempio impostare una caratteristica iniziale estremamente rigida fino al valore di precarico e da lì ripartire con la funzione scritta) ma di scarso interesse dato che il nostro obiettivo è valutare gli sforzi in una manovra d'emergenza (e, quindi, per grosse deformazioni) e fino all'arresto completo (non pone grosso problema il fatto che qualche respingente possa rimanere compresso).

La differenza sostanziale fra le due curve ottenute (al di là ovviamente dei coefficienti k_i che approssimano semplicemente due caratteristiche di rigidità differenti) sta nella forma che assume la parte viscosa. È evidente che, essendo nullo c_1 , il respingente si comporta come un perfetto smorzatore viscoso: difatto, con le simulazioni svolte, abbiamo individuato il valore c_0 di smorzamento viscoso equivalente che, in un ciclo completo, dissipa la stessa energia che i molleggi in gomma dissipano in realtà per isteresi. Il gancio, invece, ha nullo proprio il coefficiente c_0 : fintanto che la sua deformazione è piccola, la sua caratteristica si riduce a quella di una molla poco smorzata. Col crescere della deformazione (e della rigidità), però, cresce il contributo dello smorzamento: se così non fosse si rischierebbe di avere dei moti molto pochi smorzati in una configurazione in cui

⁴In questo modo infatti ci si assicura che l'organo possa ritornare nella configurazione iniziale e non rimanere bloccato (a causa dell'attrito e dell'isteresi) in una configurazione intermedia, con rischio di successivi "strappi".

le forze scambiate sono elevate.

Ci restano da fare ancora alcune considerazioni sulle caratteristiche mostrate. Innanzitutto, abbiamo deciso di modellare il gancio con una semplice *spring*: in questo modo, viene meno la cinematica effettiva del dispositivo che differisce dalla semplice traslazione longitudinale per la possibilità che ha il gancio di fare anche alcune rotazioni rispetto all'asse verticale (§1.3.1). D'altra parte, la ricostruzione del moto effettivo del gancio avrebbe comportato, in maniera simile a quanto fatto per i respingenti, l'introduzione nel modello di ulteriori *general part* e *joint* opportuni, con una considerevole complicazione del modello (vista la numerosità di carri che devono poi essere composti).

Per la struttura stessa dei modelli che abbiamo utilizzato per definire lo smorzamento (costituiti semplicemente da due masse connesse con l'elemento elastico), le caratteristiche di figg. 3.17 e 3.18 sono quelle che esprimono la risposta dell'intero accoppiamento, ossia rispettivamente del parallelo fra due coppie di respingenti in serie ovvero della serie dei due ganci. Quindi, quelle che abbiamo presentato sono le risposte "globali" dell'accoppiamento: le ragioni di questa configurazione appariranno più chiare quando parleremo del modello Simulink™ per le prove in rettilineo (paragrafo 3.4). Operativamente, la *spring* che modella la parte elastica dei singoli componenti ha la caratteristica statica fornita con la documentazione tecnica, mentre lo smorzamento viene inserito con una *function* scritta appositamente: questa implementa la parte di smorzamento viscoso dell'eq.(3.3) ma con un miglioramento aggiuntivo.

Se riprendiamo infatti la fig. 3.17 osserviamo che in corrispondenza della corsa di ritorno vi è una saturazione a 0 della forza che in realtà non si avrebbe se usassimo la forza di smorzamento così come l'abbiamo caratterizzata: dal confronto fra la curva di forza elastica (verde) e quella viscosa (rossa), quest'ultima sarebbe abbastanza elevata da portare la risposta globale nel quadrante inferiore. Fisicamente, sarebbe come se il respingente smettesse di lavorare per compressione e andasse a sviluppare una forza di trazione durante la fase finale di corsa di ritorno: la presenza del precarico interno del molleggio esclude questa eventualità, sia per organi di repulsione che di trazione; da ciò deriva la necessità di un qualche sistema di saturazione che permetta di ottenere la risposta di figura.

Per ottenere questo risultato la funzione che abbiamo scritto per lo smorzamento non calcola semplicemente il valore di forza viscosa che si avrebbe per il dato istante di simulazione applicando direttamente il coefficiente calcolato, ma lo confronta con il valore che porterebbe la risposta complessiva a zero; dei due valori restituisce come valore di forza viscosa effettiva il massimo (o minimo, a seconda del segno).

A questo punto, occorre fare in modo che i respingenti non lavorino contemporaneamente ai ganci; per ottenere questo risultato, la funzione che calcola la forza viscosa è

stata inserita all'interno di una STEP function del tipo:

$$\text{STEP}(\text{DEF}) = \begin{cases} 0 & \text{se } \text{DEF} < \text{DEF}_0, \\ a\text{DEF}^3 + b\text{DEF}^2 + c\text{DEF} & \text{se } \text{DEF}_0 \leq \text{DEF} \leq \text{DEF}_1, \\ \text{VISC}() & \text{se } \text{DEF} > \text{DEF}_1, \end{cases} \quad (3.4)$$

Nella (3.4) si è indicato con DEF la misura di deformazione dell'elemento (*spring* del gancio o di un respingente, ha segno opposto nei due casi), con DEF₀ il suo valore nominale, con VISC() la funzione menzionata che restituisce il valore di forza viscosa. Per ottimizzare il funzionamento del modello dal punto di vista numerico, si è eliminata la discontinuità tipica della STEP raccordando i due stati d'uscita con una legge polinomiale della deformazione.

L'impostazione del modello multibody si conclude con la ricostruzione dei tracciati utilizzati per le simulazioni e nell'assemblaggio dell'opportuno numero di carri per le varie composizioni prese in esame.

3.3.3 Modello di carro semplificato

Il modello che abbiamo finora descritto presenta un notevole livello di dettaglio nel rappresentare tutte le componenti principali per descrivere accuratamente la dinamica del veicolo. Questo rappresenta però un problema quando si devono analizzare composizioni composte da molti veicoli perché il modello che ne deriva assume dimensioni ben difficili da gestire in termini di risorse di calcolo: si tenga presente, infatti, che il modello multibody del singolo carro ha circa 40 gradi di libertà, pertanto quando viene composto in alcune decine di unità il modello risultante può superare facilmente il migliaio di gradi di libertà complessivi. La quantità di equazioni che il solutore deve risolvere ad ogni step di integrazione può risultare particolarmente onerosa, specialmente in situazioni in cui si individuano notevoli variazioni nelle condizioni al contorno, come in curva e in frenatura. A complicare la situazione c'è anche il fatto che sono presenti una gran quantità di elementi ad attrito e di funzioni STEP, che sono caratterizzati per loro stessa natura da discontinuità che possono ulteriormente mettere in crisi la stabilità del solutore.

Per ridurre il costo computazionale, abbiamo sviluppato un modello di carro semplificato da poter usare nelle analisi in posizioni del convoglio che si possa ritenere abbiano poca influenza nella dinamica laterale complessiva. Chiariremo meglio questa scelta nel prossimo capitolo; per adesso ci basti pensare che, in determinate condizioni, ci sono dei veicoli che influenzeranno la dinamica longitudinale del resto del convoglio principalmente con la loro inerzia e con le forze scambiate negli accoppiamenti di trazione e

repulsione: per questi veicoli, la presenza di carrelli completi può ritenersi di importanza secondaria.

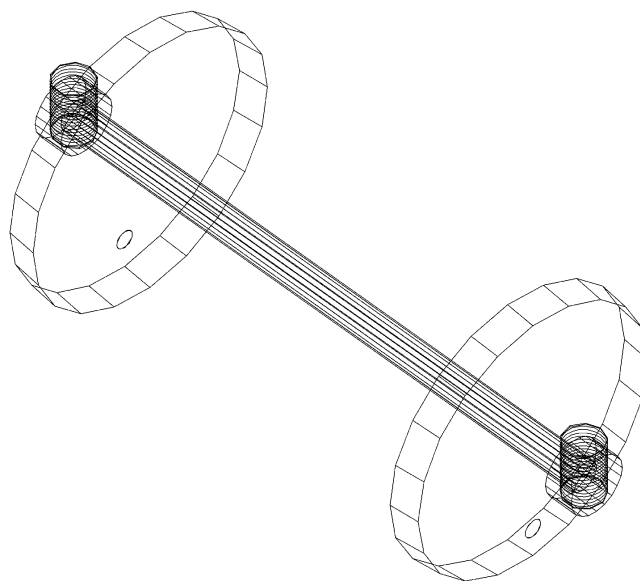


Fig. 3.19: Sala equivalente utilizzata per i modelli semplificati di carro.

Per questi veicoli, si sono sviluppati modelli meno raffinati che però sono analoghi a quelli completi in termini di massa traslante, organi di accoppiamento, coppie di frenatura. La semplificazione consiste nella sostituzione dei carrelli con sale che abbiano proprietà di inerzia equivalenti (fig. 3.19): la sala è collegata col solito giunto rotazionale alla boccola e quest'ultima è connessa direttamente alla cassa con una sola molla. Non vengono previsti organi d'attrito, ma solo coefficienti di smorzamento viscoso che riducano a livelli accettabili le oscillazioni dei modi propri del veicolo. A tal riguardo, si pone la rigidità dell'unica molla sull'ordine di grandezza della sospensione secondaria cosicché le informazioni sui modi di cassa vengano più o meno preservate.

Il passo fra le due sale è posto pari all'interperno dei carrelli nel modello completo: in questo modo ci si può aspettare una risposta equivalente in termini di rotazioni della cassa, anche se l'inserimento e la stabilità della marcia in curva sono fortemente compromesse.

Da quest'ultima considerazione, si capisce che l'utilizzo di questo modello ridotto si può giustificare nelle analisi in curva a bassa velocità per veicoli che non entrano nello scambio.

3.4 Modello monodimensionale per le prove in rettilineo

Come si può comprendere facilmente dalle descrizioni fatte, il modello tridimensionale descritto porta a complicazioni di tipo numerico particolarmente limitanti. In par-

icolare, specialmente con le composizioni lunghe, si hanno modelli multibody con un numero altissimo di gradi di libertà (superiore al migliaio): questo determina tempi di calcolo e richieste di risorse di sistema operativo particolarmente alti.

Le prime analisi che abbiamo svolto, però, prevedevano un tracciato rettilineo, pianeggiante e senza irregolarità, ossia una configurazione studiata appositamente per esaltare il fenomeno della dinamica longitudinale e delle forze scambiate fra gli organi di trazione/repulsione. Per queste prove si è pensato di sviluppare pertanto un modello semplificato (monodimensionale) in cui ciascun carro è visto come un unico corpo traslante avente massa e proprietà inerziali equivalenti a quelle dell'intero carro "tridimensionale". Ciascun carro della composizione è poi collegato ai due adiacenti per mezzo di elementi forza che rispettano le caratteristiche dei respingenti (fig. 3.17) e dei ganci di trazione (fig. 3.18) di cui abbiamo già parlato; le resistenze al moto e le azioni frenanti sono applicate come forza risultante applicata al baricentro dei veicoli.

In questo modo si introducono semplificazioni piuttosto pesanti, in quanto vengono meno tutte le possibilità di analizzare i vari moti di beccheggio e imbardata (specialmente delle casse) e viene completamente esclusa l'aderenza ruota-rotai. Questo può in verità rappresentare una forte limitazione in quanto i moti di beccheggio in particolare possono portare a trasferimenti di carico sugli assili piuttosto elevati e questo, in virtù dell'aderenza fra ruota e rotaia, si traduce in variazioni nell'applicazione dello sforzo frenante: qualora un assile perda aderenza, l'efficacia della manovra di frenatura può essere fortemente compromessa. Se si ipotizzano manovre d'arresto in condizioni di aderenza adeguata si può però sorvolare su questo problema. D'altra parte, frenature compiute in condizioni di buona aderenza si traducono in sforzi longitudinali più consistenti in quanto la manovra procede con decelerazioni piuttosto elevate. La perdita di aderenza di uno o più assili durante una frenatura si ripercuote sostanzialmente in spazi d'arresto più elevati. Dal punto di vista dell'analisi degli sforzi longitudinali, questa semplificazione ci sembra quindi tutto sommato ragionevole. La perdita di informazioni dovute ai moti di imbardata non è molto significativa visto che la manovra è svolta in rettilineo e in piano: la sua influenza sarà invece analizzata in curva, grazie al modello tridimensionale che abbiamo descritto poc'anzi.

Il modello ridotto è un blocco Simulink che risolve il sistema costituito dalle equazioni di moto (differenziali, ordinarie, accoppiate, non lineari, nelle incognite x , \dot{x} , \ddot{x} , con x ascissa longitudinale) dei rotabili: il modello (fig. 3.20) è strutturato in quattro sottoblocchi per il calcolo delle forze frenanti (celesti), delle resistenze al moto (rosso), delle forze dei respingenti e ganci (verde e arancione per rispettivamente quelli anteriori e posteriori). I blocchi che raffigurano i carri (in bianco in figura) calcolano infine la dinamica dei rotabili.

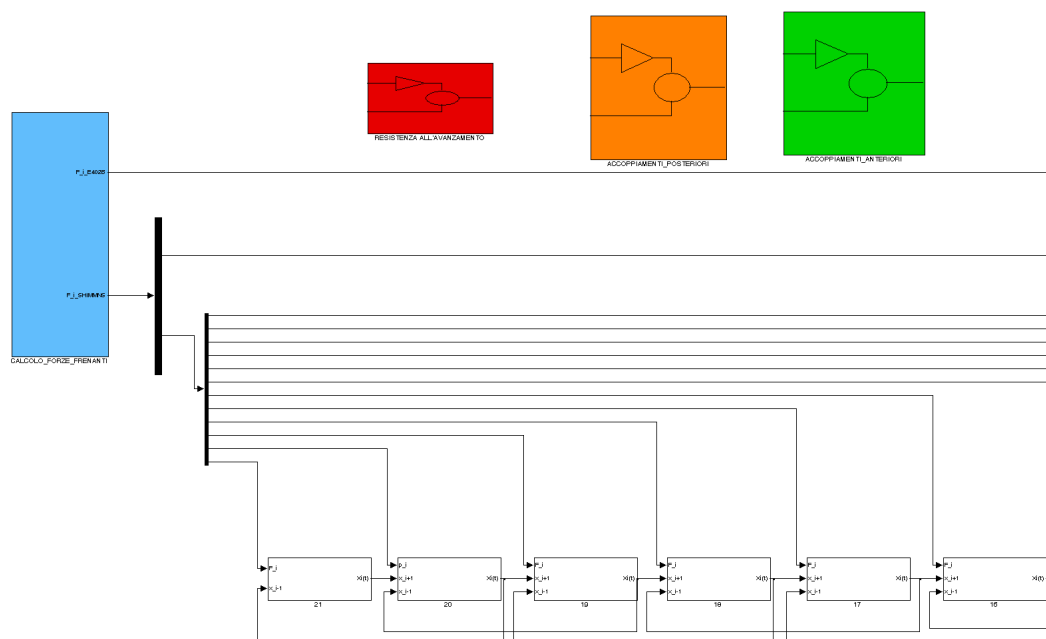


Fig. 3.20: Modello Simulink di una composizione. In figura sono rappresentati solo i blocchi di 6 carri.

Il calcolo delle forze frenanti è fatto sempre a partire dalle simulazioni AMESim: a partire dalle pressioni ai cilindri freno, si valuta la forza normale agente sui ceppi e, calcolando il coefficiente d'attrito fra ceppo e ruota, si può ricavare il valore di forza frenante agente sulla ruota.

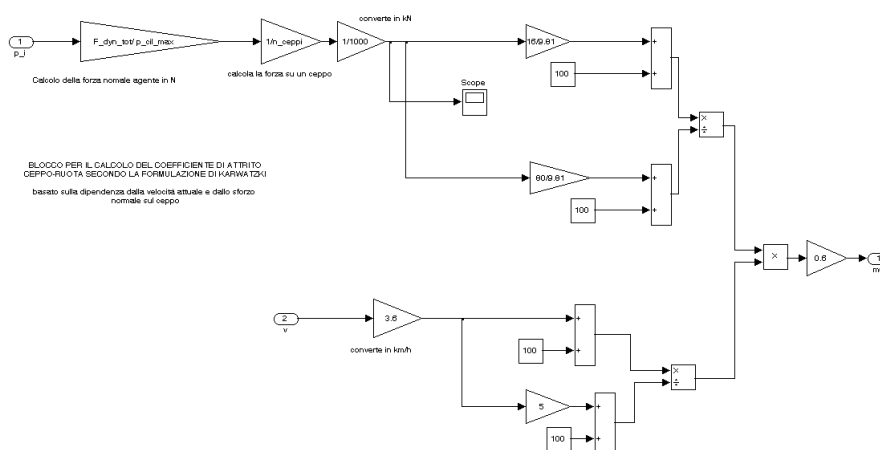


Fig. 3.21: Blocco simulink per il calcolo del coefficiente d'attrito secondo il modello di Karwatzki.

Il calcolo della forza normale agente sui ceppi segue la procedura che abbiamo indicato al §2.4: poiché si possono trascurare le forze antagoniste della molla e del regolatore, abbiamo ammesso nel modello una proporzionalità diretta fra pressione al cilindro freno

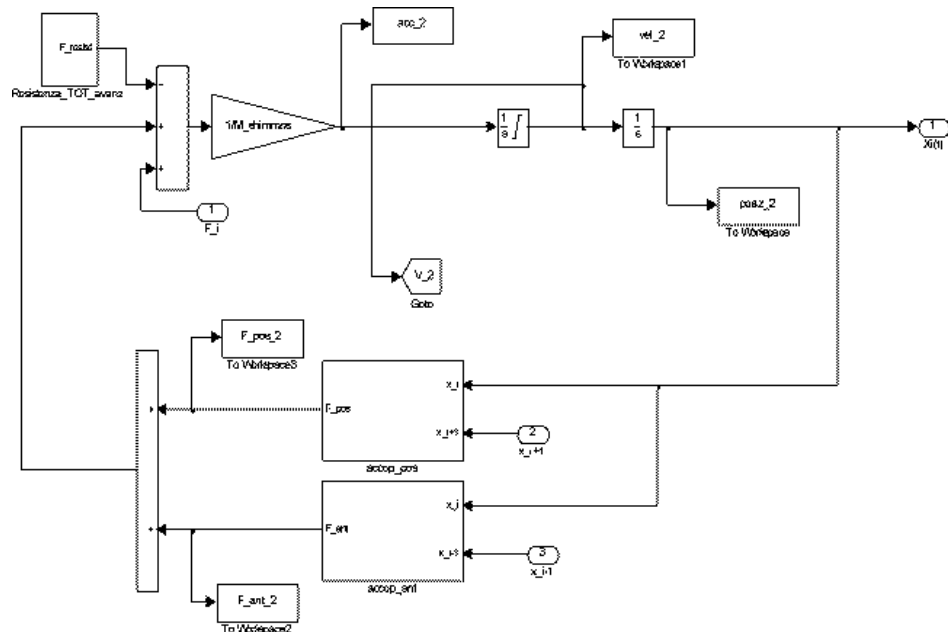


Fig. 3.22: Blocco per il calcolo della dinamica del singolo veicolo.

e forza normale; in questo modo si può calcolare la forza frenante ridotta agli assi moltiplicando il carico normale per il coefficiente d'attrito. Questa operazione è effettuata per mezzo del blocco di fig. 3.21, che tiene conto della dipendenza del coefficiente d'attrito dalla velocità secondo la teoria di Karwatzki (eq. (2.2) a pag. 42).

La pressione viene prelevata da un file `.mat` in cui vengono salvati gli output delle simulazioni di AMESim: questo file è strutturato come una matrice in cui ogni colonna riporta le pressioni di tutti i carri calcolate per un dato istante della simulazione; il primo valore di ogni colonna è proprio l'istante di tempo per cui si instaurano le dette pressioni ai cilindri freno.

La dinamica dei rotabili (e quindi, oltre che le forze agenti anche le velocità di singoli carri da usare anche nel modello d'attrito) è calcolate, come abbiamo detto, dai blocchi inferiori di fig. 3.20 (uno per ogni carro): l'uscita di ogni blocco è la sua posizione, mentre gli ingressi sono le posizioni del rotabile che segue e di quello che precede oltre alla forza frenante applicata al rotabile stesso.

Internamente, la struttura di ciascun blocco è quella di fig. 3.22: nella parte bassa di figura, gli input di posizione dei veicoli adiacenti vengono utilizzati per il calcolo delle forze che gli organi di trazione/repulsione anteriore e posteriore esercitano sul veicolo considerato; queste forze vengono poi sommate all'input della forza frenante e alla resistenza all'avanzamento per dare la forza totale agente sul rotabile. Da questo valore di forza, data la massa equivalente del carro, si risale alla accelerazione del rotabile e per integrazioni successive alla sua posizione.

Le forze degli organi di trazione e repulsione sono calcolate all'interno dei blocchi

suddetti che ricostruiscono le caratteristiche di cui abbiamo parlato al §3.3.2 (si riprenda al riguardo l'eq. (3.3) a pag. 63 e le relative considerazioni). Per la resistenza all'avanzamento, la cui influenza è soprattutto significativa nella determinazione degli spazi d'arresto, si è ripresa dal CARPIGNANO [6] l'espressione:

$$R = 2,5 + \frac{V^2}{3030} \quad (\text{daN/t}) \quad (3.5)$$

La (3.5) tiene conto sostanzialmente di due termini distinti: il primo, costante, che dipende principalmente dal attrito sui cuscinetti e dal rotolamento, mentre un secondo termine dipende dalle resistenze aerodinamiche che diventano preponderanti al crescere della velocità.

In definitiva, il modello ricostruisce la sola dinamica longitudinale del convoglio, riducendo il sistema a una serie di masse collegate da molle e smorzatori e sulle quali agiscono le azioni frenanti: poiché in rettilineo il moto dei veicoli avviene principalmente nel senso longitudinale e poiché i moti di cassa e relativi trasferimenti di carico possono essere trascurati, il modello semplificato qui mostrato è comunque in grado di ricostruire con eccellente approssimazione la dinamica longitudinale del convoglio, senza perdere informazioni sui parametri di maggiore interesse per lo studio (sforzi longitudinali sugli organi di trazione e repulsione) ma con tempi di calcolo e facilità di gestione del modello molto più vantaggiosi.

Analisi effettuate

I treni analizzati hanno una locomotiva E402B in testa e carri di tipo “Shimmns” per una massa totale di 800, 1200 e 1600 tonnellate, composti scegliendo due differenti valori di carico dei singoli carri. Le configurazioni sono state scelte soddisfacendo i seguenti criteri:

- tracciato rettilineo senza irregolarità;
- binario in condizioni ideali;
- composizione omogenea (tutti i carri hanno lo stesso identico carico);
- il carico sui carri si considera uniformemente distribuito;
- due configurazioni di carico:
 - carico massimo (massa totale per carro di 80 t);
 - carico di poco superiore al peso di inversione (massima percentuale di massa frenata, pari a una massa totale per carro di 50 t);
- due differenti velocità di inizio frenatura:
 - 100 km/h;
 - 50 km/h;
- solo frenatura rapida: esclusivamente pneumatica, nessuna frenatura elettrica.

Oltre a queste prove in rettilineo sono state poi previste prove di frenatura sull’attraversamento di uno scambio a partire da bassa velocità, come mostreremo nel paragrafo 4.3.

Le composizioni considerate per le analisi sono pertanto quelle riassunte in tab. 4.1.

Tab. 4.1: Composizioni analizzate.

ID	Massa singolo carro (t)	N. veicoli	Massa totale carri (t)
1	80	1 (E402B) + 10 (Shimmns)	800
2	80	1 (E402B) + 12 (Shimmns)	1200
3	80	1 (E402B) + 20 (Shimmns)	1600
4	50	1 (E402B) + 16 (Shimmns)	800
5	50	1 (E402B) + 24 (Shimmns)	1200
4	50	1 (E402B) + 32 (Shimmns)	1600

Poiché si vuole confrontare la situazione attuale con la locomotiva lunga (LL) — ossia, ripetiamo, il regime di frenatura in cui la locomotiva e i primi cinque carri sono in merci (G) mentre il resto del treno è in viaggiatori (P) — e considerando che la LL si intende applicabile solo a composizioni superiori a 1200 tonnellate, i confronti fra la dinamica longitudinale dei convogli nei vari regimi di frenatura applicabili saranno effettuati secondo lo schema seguente:

- Composizioni da 800 t (ID: 1 e 4):
 - P/P: locomotiva e tutti i veicoli rimorchiati con frenatura tipo Passeggeri;
 - G/P: locomotiva con frenatura tipo Merci e tutti i veicoli rimorchiati con frenatura tipo Passeggeri.
- Composizioni da 1200 t (ID: 2 e 5):
 - P/P: locomotiva e tutti i veicoli rimorchiati con frenatura tipo Passeggeri;
 - G/P: locomotiva con frenatura tipo Merci e tutti i veicoli rimorchiati con frenatura tipo Passeggeri;
 - LL: Locomotiva e i primi cinque veicoli rimorchiati con frenatura tipo Merci, il resto dei veicoli con frenatura tipo Passeggeri.
- Composizioni da 1600 t (ID: 3 e 6):
 - P/P: locomotiva e tutti i veicoli rimorchiati con frenatura tipo Passeggeri;
 - LL: Locomotiva e i primi cinque veicoli rimorchiati con frenatura tipo Merci, il resto dei veicoli con frenatura tipo Passeggeri.

Gli output presi in considerazione sono stati:

- Sforzo longitudinale massimo: associato alla possibilità di svio, si pone come limite superiore 240 kN (vedi report FINOCCHI [8, §6.2.6]). Sono stati calcolati:
 - Andamento temporale di punto;
 - Media mobile su 10 m.
- Spazio d'arresto.

Aggiunti a questi riporteremo anche il calcolo delle pressioni ai cilindri freno come derivante dalla simulazione AMESim e, per le prove sullo scambio, anche il coefficiente di svio.

4.1 Prove in rettilineo: carri da 80 tonnellate

Per prima cosa presentiamo in figg. 4.1-4.3 gli andamenti delle pressioni in condotta generale così come sono state calcolate da AMESimTM per le tre differenti lunghezze di treno previste: la curva più in basso è quella misurata in corrispondenza alla locomotiva; seguono via via tutti i carri in successione con un ritardo iniziale che chiaramente dipende dal tempo che impiega il segnale di pressione a raggiungerlo.

Al di là della differenza nel tempo totale che occorre nelle tre composizioni alla condotta per scaricarsi, peraltro immaginabile vista la differente lunghezza della stessa, quello che caratterizza la prontezza della frenatura nelle diverse condizioni è, come abbiamo avuto modo di osservare, il tempo che impiega la pressione a scendere di 1,6 bar. Confrontando le tre figure si osserva che la pressione nella locomotiva impiega sempre circa lo stesso tempo (la differenza si assesta sull'ordine di pochi millisecondi) per giungere a 4,5 bar: poiché il primo sensore di pressione è posto proprio immediatamente dopo l'orifizio di scarico, la lunghezza del convoglio ha per esso poca influenza risultando trascurabili gli effetti dinamici legati all'inerzia dell'aria e alle perdite di carico.

Di contro, se consideriamo un carro intermedio posto abbastanza indietro nella composizione, per esso si individueranno ritardi maggiori a seconda di quanti altri carri lo seguono: in altre parole, per un carro posto in una data posizione intermedia nella composizione, il tempo che occorre alla pressione in condotta generale a giungere al livello di frenatura a fondo aumenta se lo stesso carro, pur trovandosi nella stessa posizione, fa parte di una composizione più lunga. La conseguenza immediata è che per l'ultimo carro il ritardo rispetto alla locomotiva aumenta considerevolmente se la composizione è molto lunga. Graficamente queste considerazioni sono ben evidenziate dall' "allontanarsi" delle curve nelle fasi centrali della frenatura.

Per le pressioni ai cilindri freno possiamo innanzitutto notare che la risposta di un distributore non è influenzata dalla presenza degli altri carri: questo ci ha permesso di

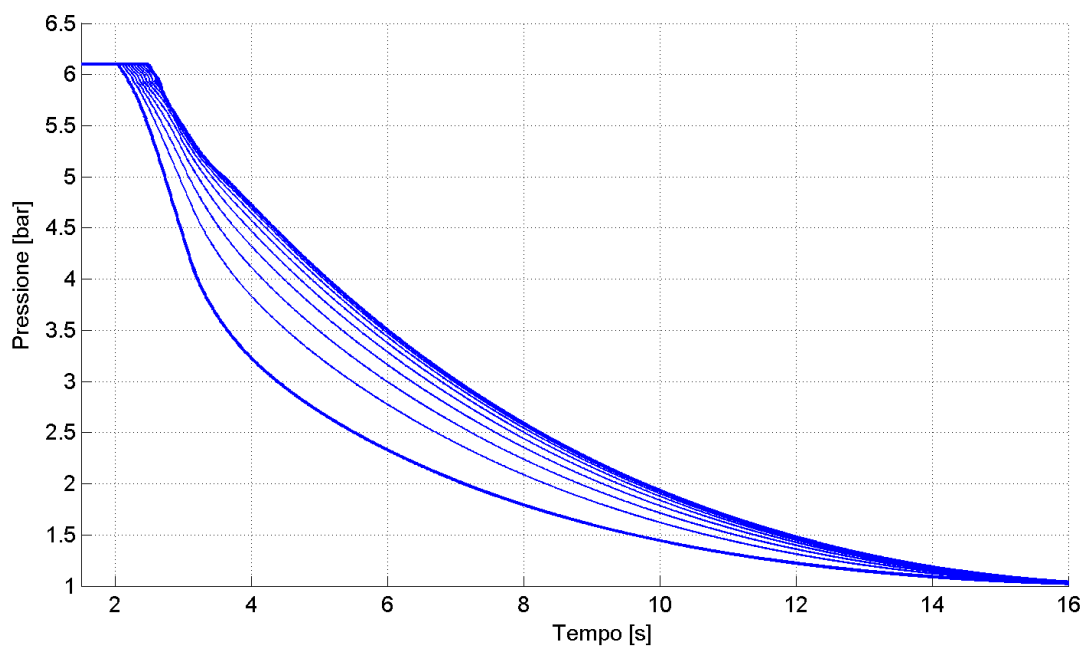


Fig. 4.1: Andamento della pressione in condotta generale per una manovra di frenatura rapida del convoglio composto da 10 carri Shimmns.

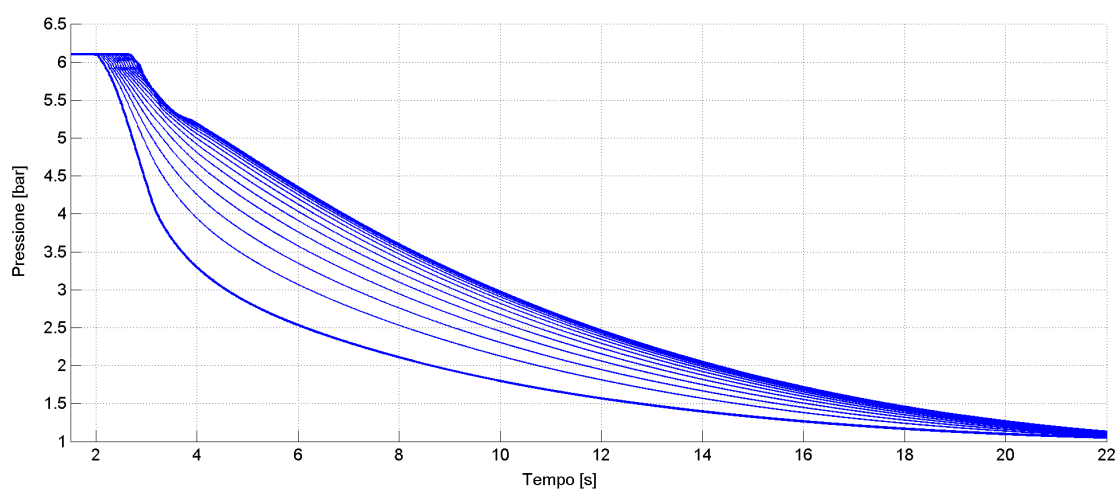


Fig. 4.2: Andamento della pressione in condotta generale per una manovra di frenatura rapida del convoglio composto da 15 carri Shimmns.

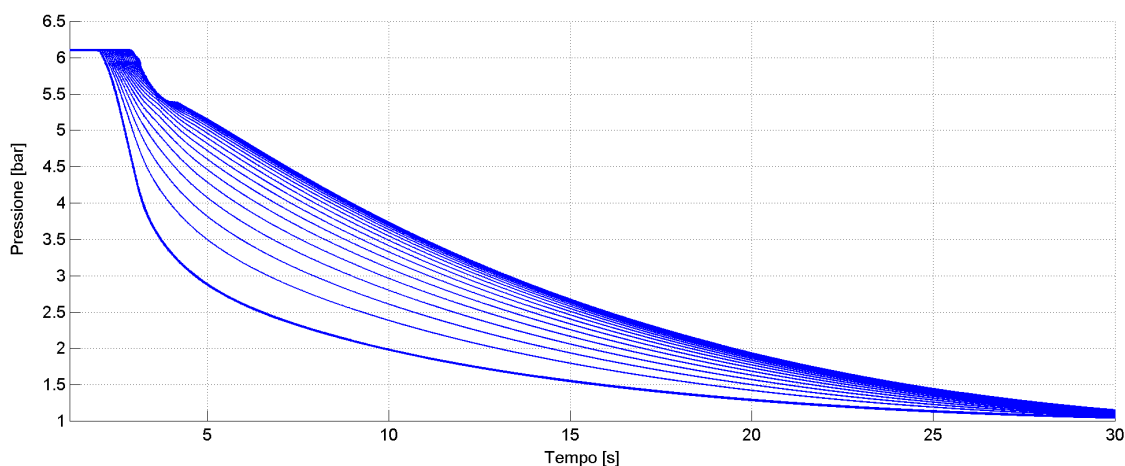


Fig. 4.3: Andamento della pressione in condotta generale per una manovra di frenatura rapida del convoglio composto da 20 carri Shimmns.

ridurre il numero totale di simulazioni da fare svolgendo soltanto quelle relative a tutti i veicoli in P e quelle con solo i primi cinque carri in G, potendo “comporre” i risultati per gli altri casi.

Tralasciando i risultati per la composizione più corta, per la quale non si riscontrano grossi spunti per la discussione, mostriamo in figg. 4.4-4.5 direttamente i casi relativi ai due regimi di frenatura P/P e LL sulla composizione da 15 carri. In primo luogo, appare evidente che in ogni caso la locomotiva frena molto meno rispetto ai carri e ciò è una scelta giustificata dalla necessità di ridurre gli sforzi sui respingenti, come sarà più chiaro fra breve.

Il distributore è stato impostato in modo da fornire il minor tempo di riempimento fra quelli permessi in modo da analizzare le condizioni più critiche in termini di sforzi longitudinali: in virtù di ciò i tempi di riempimento in regime P/P per i primi carri in testa al convoglio sono circa pari a 2 s.

Per quanto riguarda la locomotiva lunga (fig. 4.5), risalta immediatamente il diverso andamento della pressione nei cilindri freno della locomotiva e dei primi cinque carri: a un aumento repentino della pressione dovuto al primo tempo, l'evoluzione è molto più lenta tant'è che in figura non è neanche visibile il raggiungimento della saturazione per questi primi cilindri freno.

Nelle figg. 4.6-4.7 riportiamo gli stessi risultati per la composizione da 20 carri, per i quali si possono ripetere le stesse osservazioni di carattere generale. In questo caso è però più accentuato il fenomeno per cui la pressione nei carri di coda tende a delle condizioni di stazionarietà, mostrando un doppio flesso in corrispondenza di circa 4 secondi dall'inizio della manovra. L'instaurarsi di questo fenomeno lo si poteva già anticipare osservando che, nell'intorno di quel lasso temporale, le pressioni in condotta generale (figg. 4.1-4.3 a pag. 76) subiscono per i carri finali una sorta di stasi. La causa va impu-

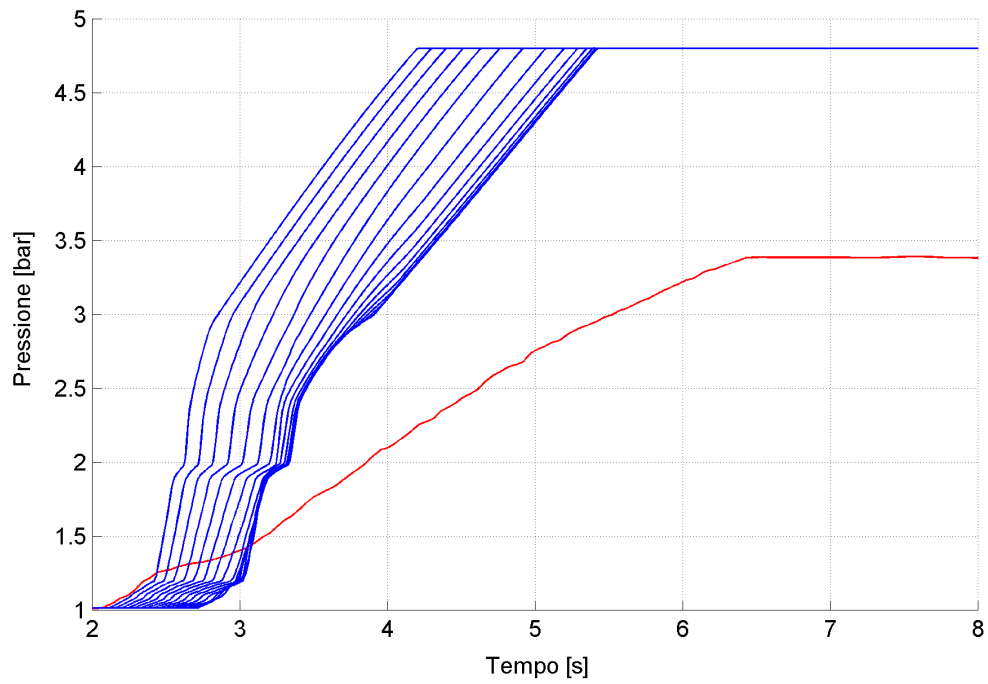


Fig. 4.4: Pressione nei cilindri freno in regime P/P per il convoglio da 15 carri (in rosso la locomotiva).

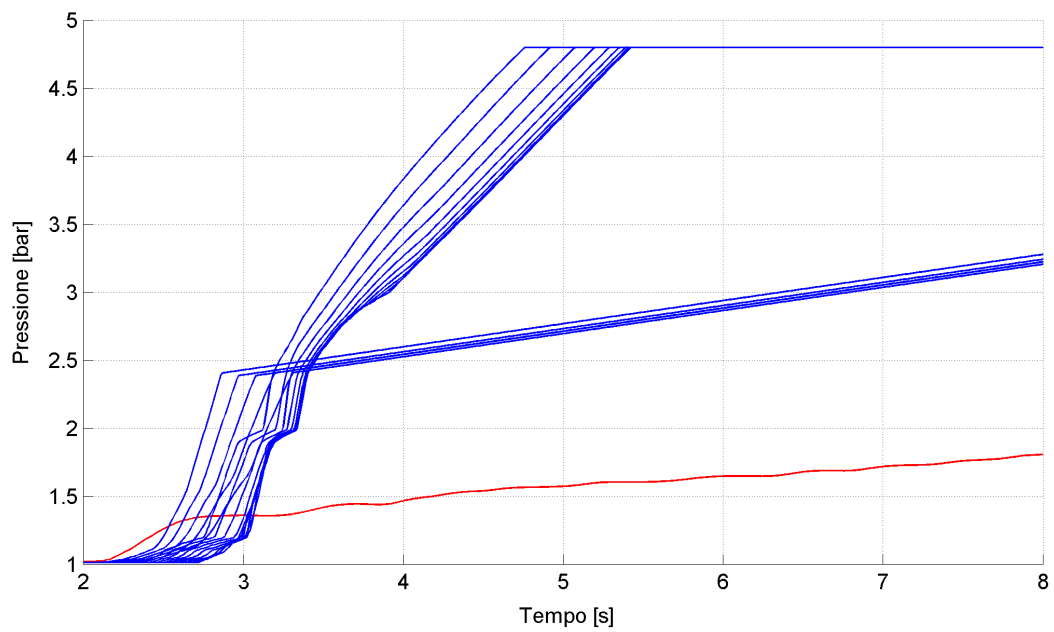


Fig. 4.5: Pressione nei cilindri freno in regime LL per il convoglio da 15 carri (in rosso la locomotiva).

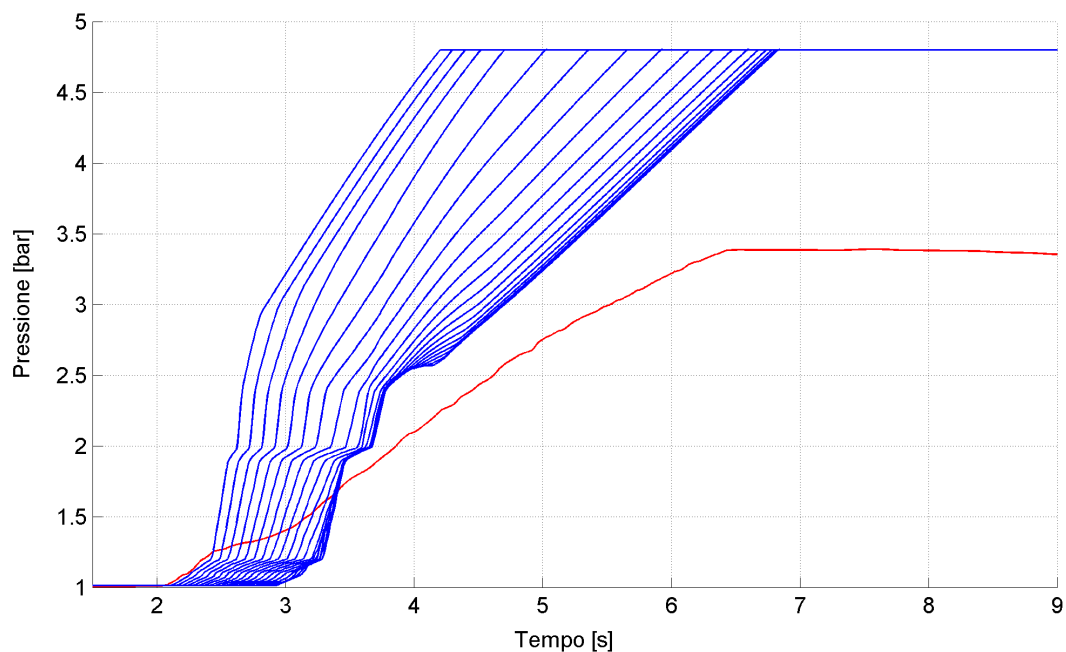


Fig. 4.6: Pressione nei cilindri freno in regime P/P per il convoglio da 20 carri (in rosso la locomotiva).

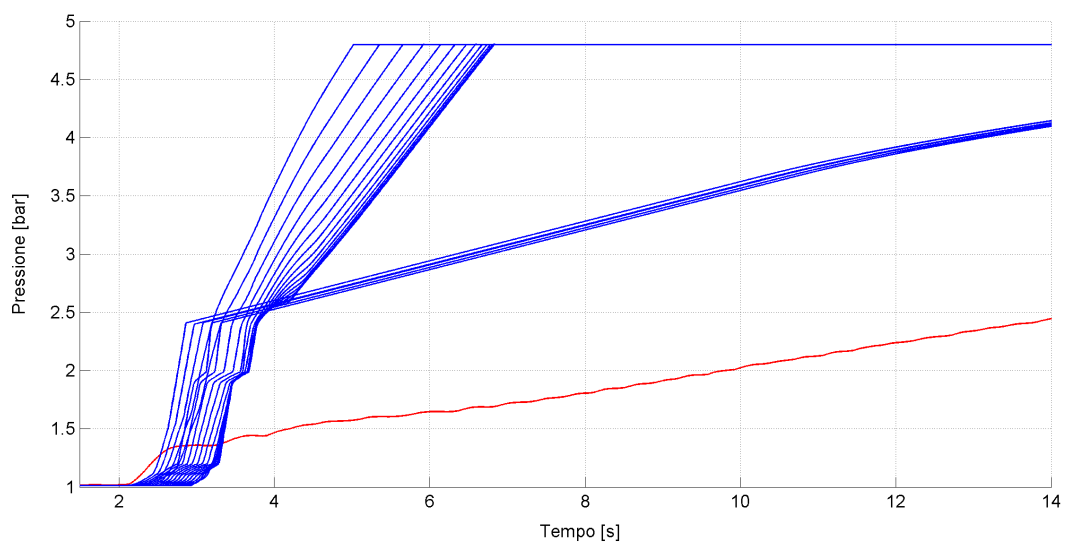


Fig. 4.7: Pressione nei cilindri freno in regime LL per il convoglio da 20 carri (in rosso la locomotiva).

tata a quanto avevamo detto quando abbiamo descritto il modello della condotta (§2.1): la propagazione del segnale di pressione è in un primo tempo legata principalmente alla inerzia e comprimibilità del fluido; superata la depressione del primo tempo, però, gli effetti capacitivi assumono minore importanza rispetto alle perdite di carico, diventando quest'ultime sempre più importanti quanto più lunga è la condotta poiché il salto di pressione in testa rimane sostanzialmente lo stesso.

In tab. 4.2 sono riportati i risultati per le prove dinamiche di frenatura effettuate su tutte le composizioni aventi carri da 80 tonnellate. In particolare, si sono indicate con "TRAZ" e "COMP" i valori massimi degli sforzi, rispettivamente, sui ganci e sui respingenti fra tutti i veicoli del convoglio; la colonna adiacente indica qual è l'accoppiamento su cui si verifica tale valore massimo; la colonna chiamata "SA" riporta gli spazi di frenatura calcolati. Al fine di riconoscerle più rapidamente, nell'ultima colonna è riportato un numero identificativo per ogni simulazione. Infine, i valori evidenziati in grassetto sono i massimi "assoluti" individuati per i tre parametri di interesse.

Tab. 4.2: Risultati delle analisi dinamiche di frenatura per le composizioni con carri da 80t.

Composizione	Reg. fren.	V (km/h)	TRAZ (kN)	CP-T	COMPR (kN)	CP-C	SA (m)	N.
800 t (10 carri)	P/P	50	41	1-2	24	5-6	136	1
		100	41	1-2	21	4-5	617	2
	G/P	50	46	1-2	17	5-6	174	3
		100	39	1-2	15	5-6	705	4
1200 t (15 carri)	P/P	50	45	1-2	51	8-9	138	5
		100	43	1-2	42	7-8	625	6
	G/P	50	75	7-8	49	8-9	143	7
		100	50	7-8	40	8-9	640	8
	LL	50	159	6-7	26	9-10	153	9
		100	122	6-7	25	8-9	662	10
1600 t (20 carri)	P/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

Prima di procedere nella discussione osserviamo che gli sforzi massimi mostrati riportati in tab. 4.2 sono relativi ai valori istantanei filtrati con una media mobile su 10m: abbiamo infatti deciso di filtrare i valori istantanei (per i quali presenteremo comunque

alcuni esempi) perché il vero pericolo nella dinamica longitudinale non è rappresentato tanto dal valore massimo degli sforzi che si instaurano fra i rotabili, quanto dal persistere nel tempo di stati di sollecitazione elevati. L'uso di un filtro a media mobile ha il pregio di evidenziare i valori globali di sforzo e la durata di questi stati, ponendo in secondo piano picchi di forza che potrebbero essere fuorvianti nella comprensione del fenomeno.

Detto questo, si può già osservare dalla tabella riportata, come d'altra parte era facile attendersi, che i valori più elevati di sforzi longitudinali si verificano per velocità di inizio frenatura più bassa: questo comportamento è dovuto al rapido aumento del coefficiente di attrito ceppo-ruota che si verifica durante la decelerazione, quando la velocità di avanzamento è molto bassa (indicativamente minore di 40 km/h).

Infatti, durante la fase di arresto, l'aumento dell'attrito può essere interpretato come un fattore di amplificazione dello sforzo frenante: se la velocità iniziale è limitata, tale fattore interviene subito amplificando lo sforzo frenante di tutti i carri, ma visto che i primi sono in anticipo rispetto a quelli in coda (per il ritardo dovuto alla velocità con cui si muove il segnale pneumatico), si ha un incremento accentuato della già esistente differenza tra le forze frenanti in testa e in coda al treno. Se, invece, la manovra inizia a velocità molto elevata, tale fattore di amplificazione si presenta soltanto quando ormai tutti i veicoli hanno già raggiunto il massimo sforzo frenante, senza provocare incrementi delle sollecitazioni tra i veicoli, ma determinando unicamente un aumento della decelerazione del convoglio.

In virtù di ciò, riteniamo più interessante riportare i risultati per le analisi fatte a bassa velocità.

Mostriamo in figg. 4.8 e 4.9 due esempi di risultati non filtrati: per convenzione, gli sforzi positivi sono quelli di compressione, quelli negativi sono di trazione; sono in entrambi i casi da intendersi come valori globali scambiati dall'intero accoppiamento.

In entrambi i casi, il treno si arresta con praticamente tutti i ganci tirati: ciò è da ricollegarsi ai due fenomeni già osservati per cui la locomotiva frena meno e al contempo il coefficiente d'attrito aumenta nella fasi finali della frenatura (ricordiamo che sono prove a bassa velocità per cui questo fenomeno è accentuato). Globalmente gli sforzi longitudinali sono abbastanza ridotti, ma chiaramente il passaggio a un regime di frenatura G per la locomotiva (fig. 4.9) comporta un incremento negli sforzi sui ganci con una sostanziale riduzione delle azioni di compressione.

Sono chiaramente visibili in entrambe le figure alcuni picchi di forza nel passaggio da negativa a positiva: il loro instaurarsi è dovuto alla legge di smorzamento impostata per i ganci, che ricordiamo è puramente viscosa (si riprenda al riguardo l'espressione (3.3) e la tab. 3.10 a pag. 64). Infatti, quando la deformazione passa dall'essere di trazione a compressione, ma con velocità non nulla, il respingente risponde con una forza viscosa che può essere anche molto elevata, se la velocità è elevata. Per il gancio, la situazione analo-

ga non si verifica perché la sua risposta viscosa, per basse deformazioni, è praticamente nulla.

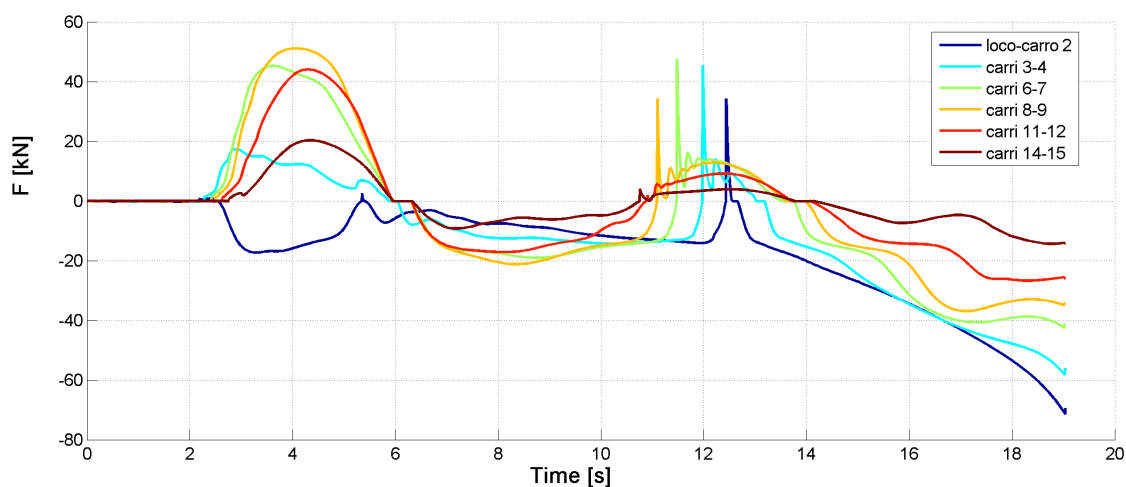


Fig. 4.8: Forze longitudinali: valore istantaneo. Composizione $15 \times 80t$ (1200t), regime P/P, 50km/h (simulazione N. 5).

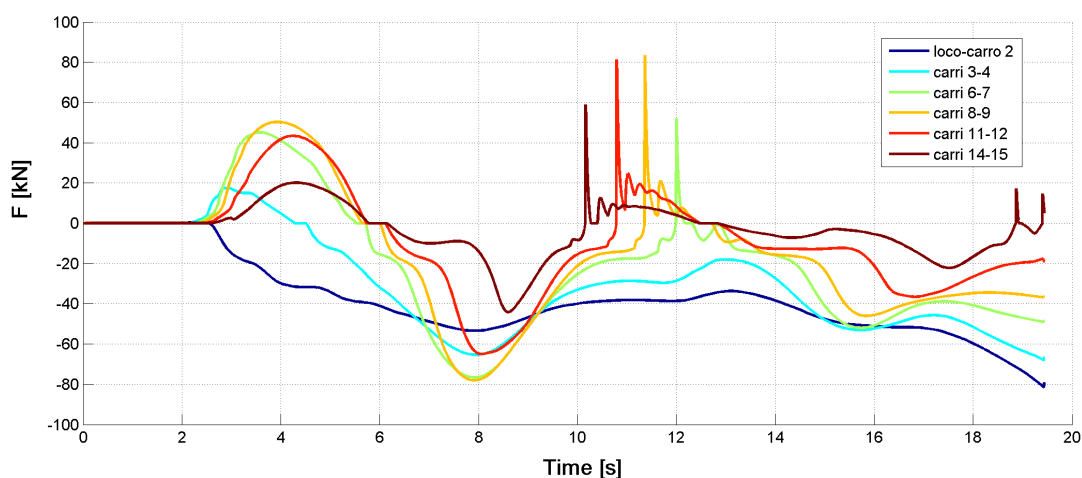


Fig. 4.9: Forze longitudinali: valore istantaneo. Composizione $15 \times 80t$ (1200t), regime G/P, 50km/h (simulazione N. 7).

In figg. 4.10-4.11 riportiamo gli andamenti temporali mediati delle forze longitudinali per le frenature risultate più critiche (NN. 11 e 13, tab. 4.2). Si può chiaramente osservare che gli sforzi globalmente più elevati si registrano pressoché a metà treno, ma, mentre con il regime P/P gli sforzi maggiori sono globalmente quelli di compressione, con l'introduzione del regime di locomotiva lunga si assiste a una "inversione", con una notevole riduzione degli sforzi fra i respingenti a scapito delle forze sui ganci.

Per avere un'idea più precisa di questa inversione di tendenza si faccia riferimento alle figg. 4.12 e 4.13 in cui riportiamo la localizzazione degli sforzi di compressione e trazione massimi lungo il convoglio per le manovre testé analizzate.

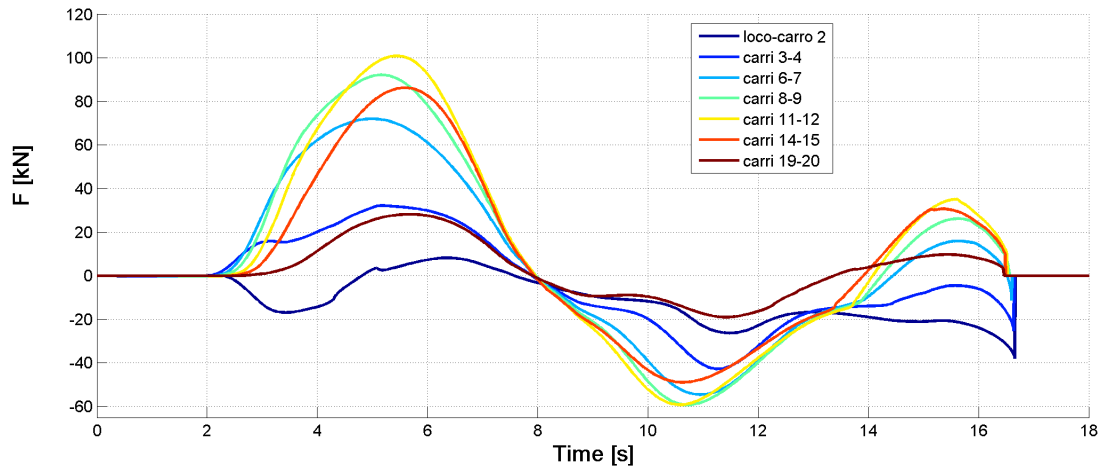


Fig. 4.10: Forze longitudinali: media mobile su 10m. Composizione 20×80t (1600t), regime P/P, 50km/h (simulazione N. 11).

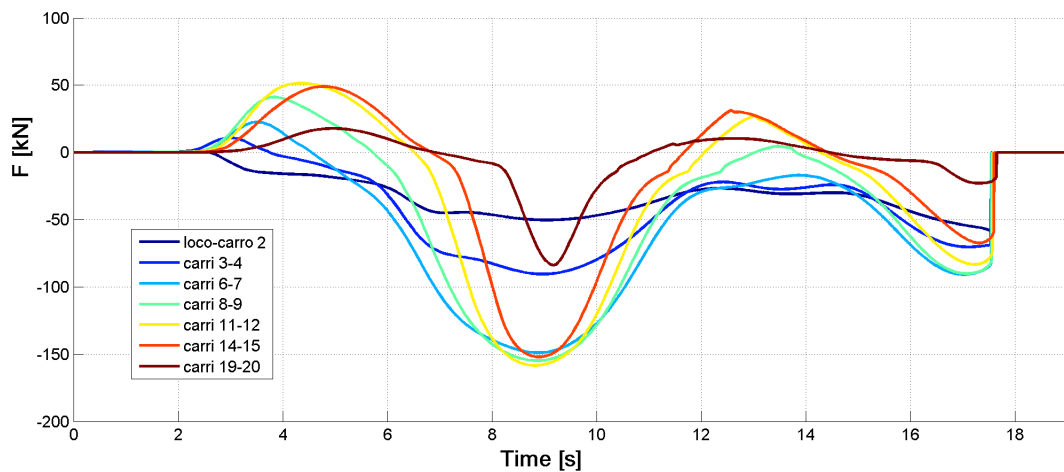


Fig. 4.11: Forze ai respingenti: media mobile su 10m. Composizione 20 × 80t (1600t), regime LL, 50km/h (simulazione N. 13).

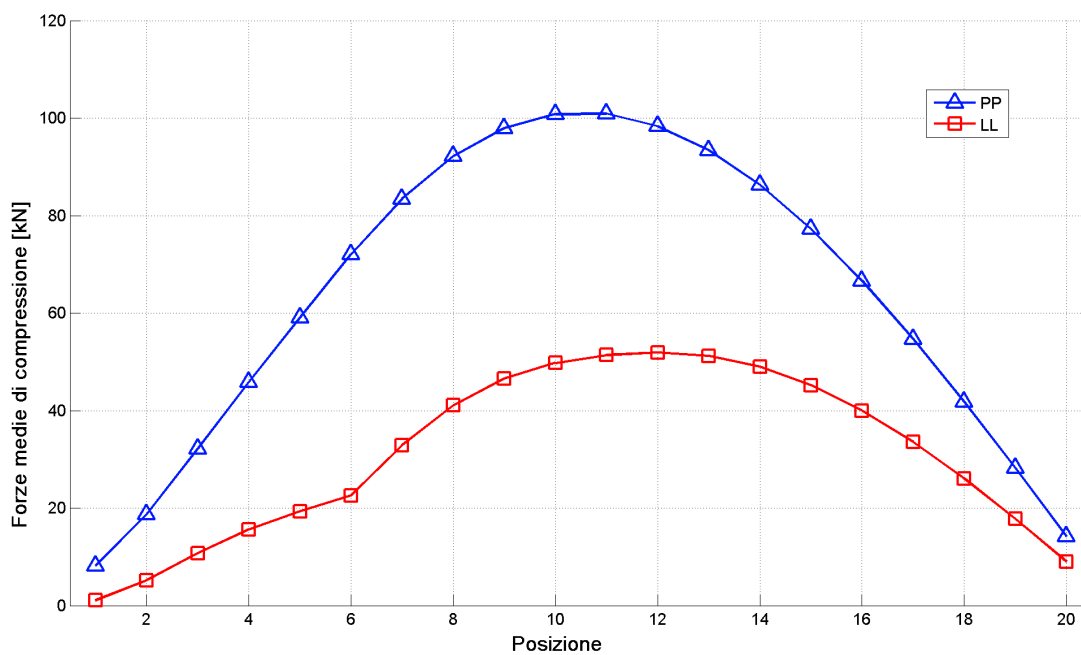


Fig. 4.12: Valore massimi degli sforzi fra i respingenti per la composizione da 1600t (20 carri da 80t) lanciata a 50km/h (simulazioni 11 e 13).

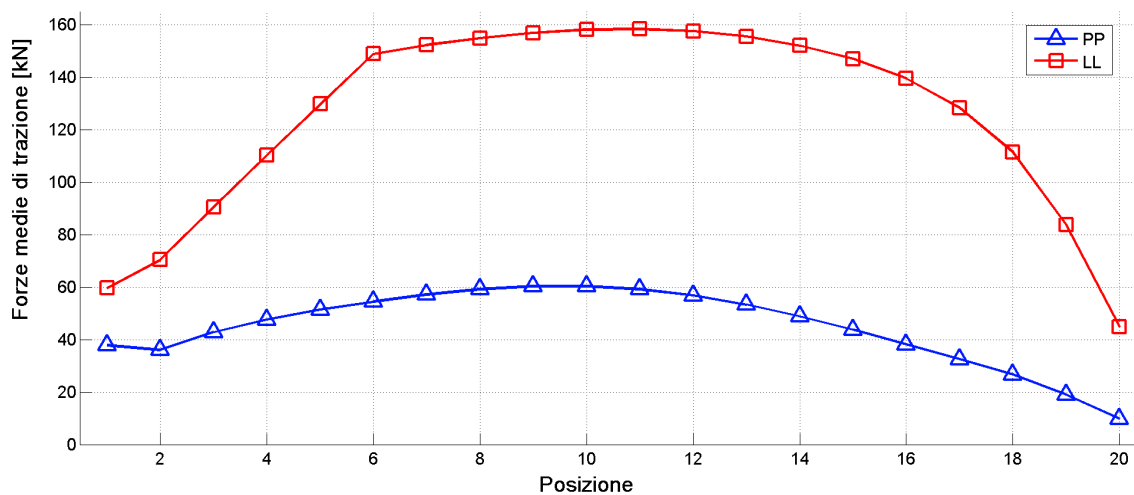


Fig. 4.13: Valore massimi degli sforzi sui ganci per la composizione da 1600t (20 carri da 80t) lanciata a 50km/h (simulazioni 11 e 13).

Si può osservare (fig. 4.12) che la locomotiva lunga determina una notevole riduzione delle forze scambiate dai respingenti: si raggiungono valori fino anche al 50% del valore ottenuto con il regime di frenatura attualmente adottato.

Inoltre, il regime LL “trasla” l'accoppiamento in cui si raggiunge il massimo qualche carro più indietro. Mentre con il regime P/P l'accoppiamento critico è quello centrale, con LL questo accoppiamento è pressappoco quello centrale della composizione “parziale” che frena in regime P. Facciamo notare, per inciso, che da questi ultimi grafici riportati il carro che fa da spartiacque fra regime G e regime P nella locomotiva lunga è quello in corrispondenza del quale si osserva una evidente discontinuità nell'involuppo dei valori massimi di sforzo.

Poiché si ha che adesso, almeno nelle fasi iniziali della frenatura, sono i carri centrali a frenare più di quelli anteriori (il che è come dire che i carri anteriori “tirano” quelli che seguono), gli sforzi di trazione ai ganci sono per la LL più elevati di quelli che si hanno in regime P/P (fig. 4.13): l'incremento, pur considerevole, è tale comunque da non destare grosse preoccupazioni perché il picco massimo risulta essere ancora abbondantemente inferiore allo sforzo limite di rottura.

Riprendendo, per queste ultime due prove analizzate, la colonna “SA” di tab. 4.2 a pag. 80 (righe N.11 e 13), si osserva che portando la testa del treno ad un regime G, si ha un incremento nello spazio d'arresto che si attesta, nel caso specifico, sull'ordine del 7-8%. Su composizioni più corte, lo scarto percentuale è più alto in quanto il numero di carri posti in regime di frenatura più blando conta percentualmente rispetto alla decelerazione che il treno può globalmente fornire (principalmente fornita dai veicoli in P).

4.2 Prove in rettilineo: carri da 50 tonnellate

Analogamente a quanto fatto precedentemente riportiamo in figg. 4.14-4.16 le pressioni in condotta generale calcolate per le tre composizioni in studio. Si possono estendere anche a questi casi le considerazioni svolte nel precedente paragrafo: vogliamo però, mettere in evidenza come con l'aumentare della lunghezza della condotta il caratteristico flesso che si instaura intorno a 4s dall'inizio della manovra diventi sempre più marcato; al limite, per un breve lasso di tempo, nelle composizioni più lunghe (figg. 4.15 e 4.16), la pressione per alcuni istanti aumenta anziché diminuire. La motivazione di questo comportamento è da ricondursi all'aumento delle perdite di carico con l'allungarsi della condotta: in questa situazione le perdite di carico sono così elevate che la condotta non è in grado di smaltire la portata di aria, creando così un “accumulo” momentaneo.

Passiamo ora ad analizzare le pressioni ai cilindri freno per la composizione da 32 carri (figg. 4.17-4.18; si può notare anche qui l'accentuarsi di un fenomeno che avevamo già individuato per le composizioni più lunghe con i carri da 80t: la pressione nei carri

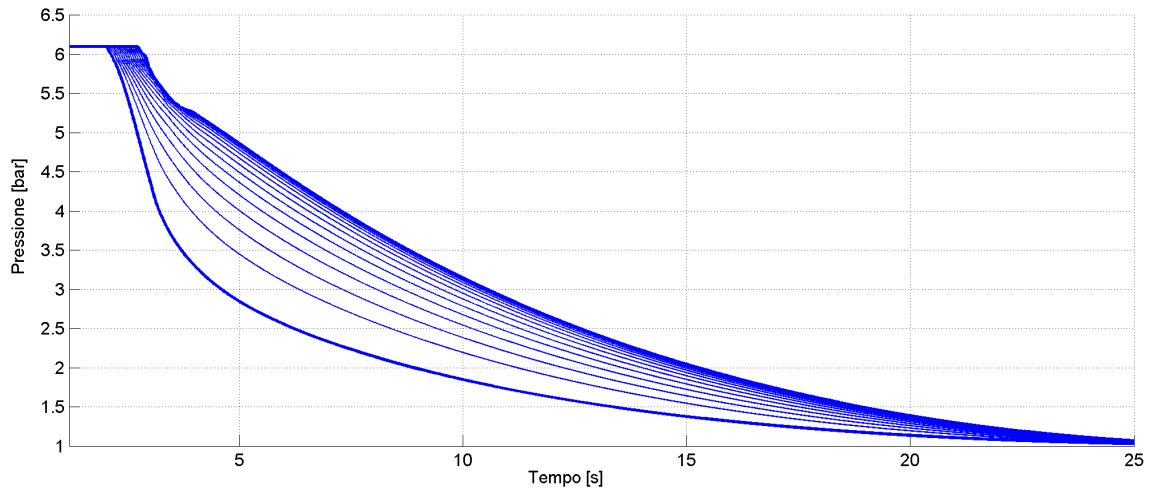


Fig. 4.14: Andamento della pressione in condotta generale per una manovra di frenatura rapida del convoglio composto da 16 carri Shimmns.

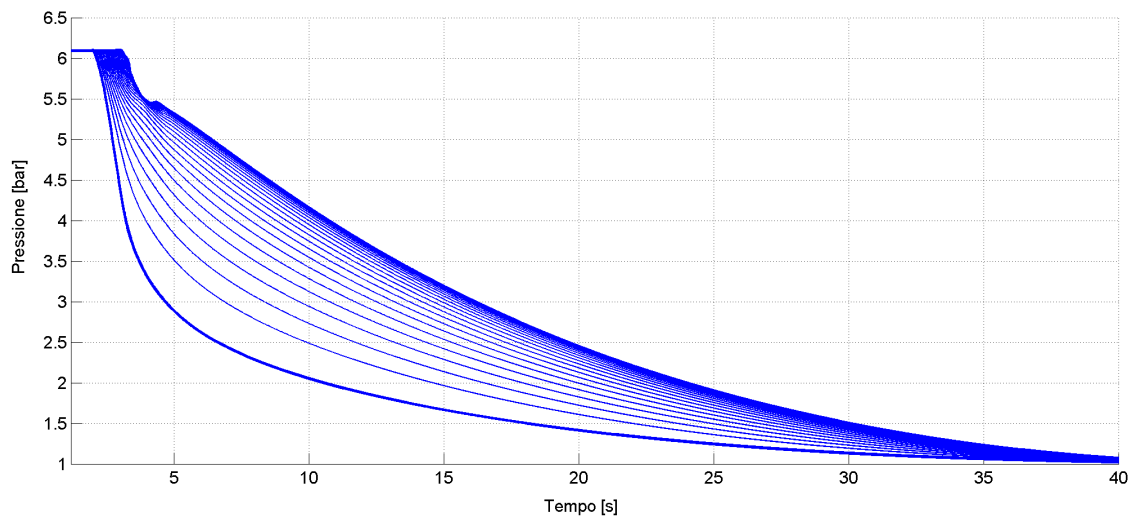


Fig. 4.15: Andamento della pressione in condotta generale per una manovra di frenatura rapida del convoglio composto da 24 carri Shimmns.

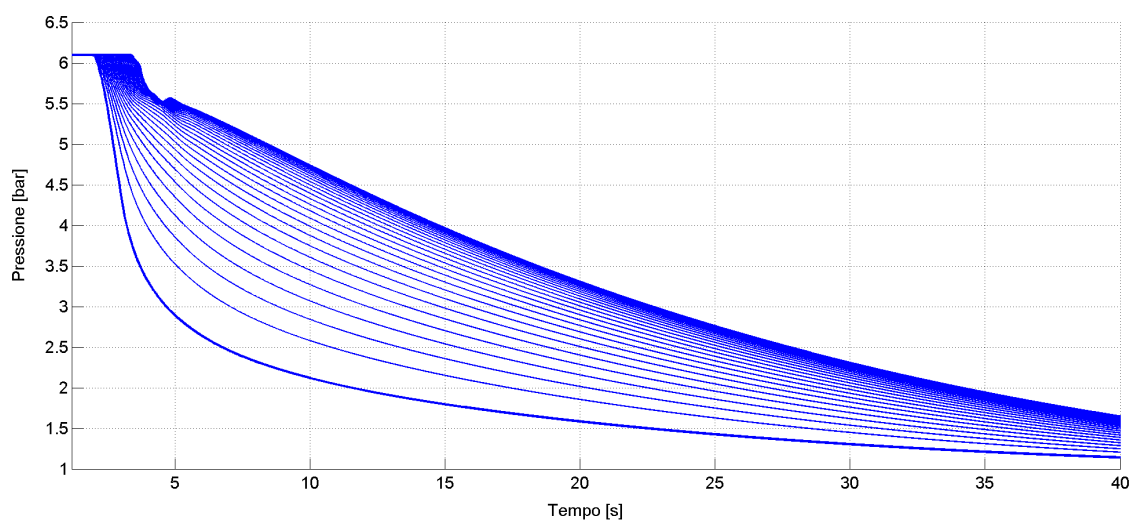


Fig. 4.16: Andamento della pressione in condotta generale per una manovra di frenatura rapida del convoglio composto da 32 carri Shimmns.

più in coda tende sempre di più a generare uno “scalino”. Con questa composizione più lunga il fenomeno è ampiamente amplificato tant’è che negli ultimi carri la pressione si mantiene per quasi un secondo ad un valore costante di quasi 2 bar.

In questo caso, inoltre, viene risaltato un fenomeno che era presente, in forma meno evidente, nei casi precedenti: i carri finali tendono ad avere un livello di pressione del primo tempo addirittura più alto dei carri che precedono, nonostante il ritardo con cui ricevono il segnale di pressione; salvo poi subire un incremento meno ripido della p_{CF} che tende a ristabilire il “naturale” ritardo con cui raggiungono il livello di saturazione. Questo comportamento della condotta ha avuto riscontri sperimentali in studi effettuati da CANTONE, CRESCENTINI et al. [5].

Riportiamo in tab. 4.3 i risultati delle simulazioni dinamiche ottenuti per le composizioni composte da carri da 50 t.

Possiamo a questo punto vedere gli sforzi longitudinali che si instaurano fra i veicoli nella composizione da 24 carri, facendo un primo confronto nel passaggio dal regime P/P (fig. 4.19) al regime G/P (fig. 4.20).

Le differenze che si possono ricavare non sono molto significative: l’introduzione del regime G per la sola locomotiva porta di fatto modifiche più consistenti negli sforzi longitudinali instaurantisi su quest’ultima per la quale si ha un evidente aumento (in verità non molto preoccupante) del carico sul gancio nella fase centrale della manovra. Ci si poteva peraltro aspettare questo comportamento per il fatto che in questa configurazione la locomotiva tende a trainarsi dietro i carri che stanno frenando tutti molto più di lei.

Sul resto del convoglio le differenze non sono evidentemente molte e infatti le forze longitudinali che globalmente i vari carri subiscono seguono all’incirca lo stesso anda-

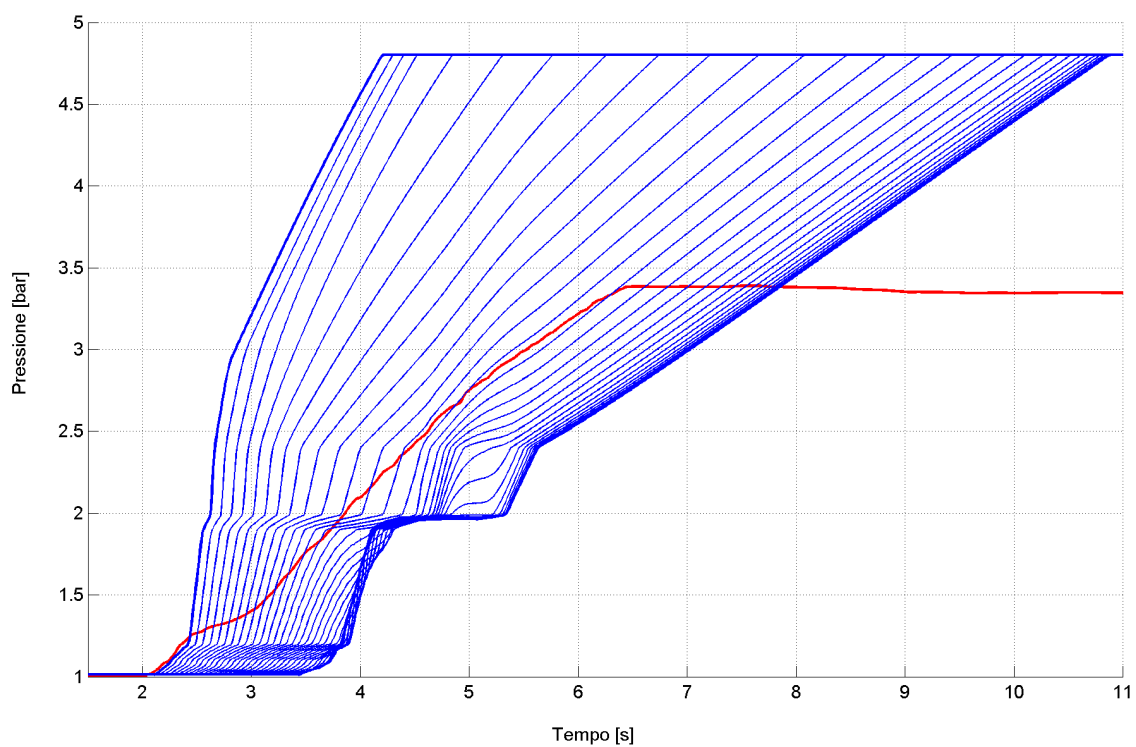


Fig. 4.17: Pressione nei cilindri freno in regime P/P per il convoglio da 32 carri (in rosso la locomotiva).

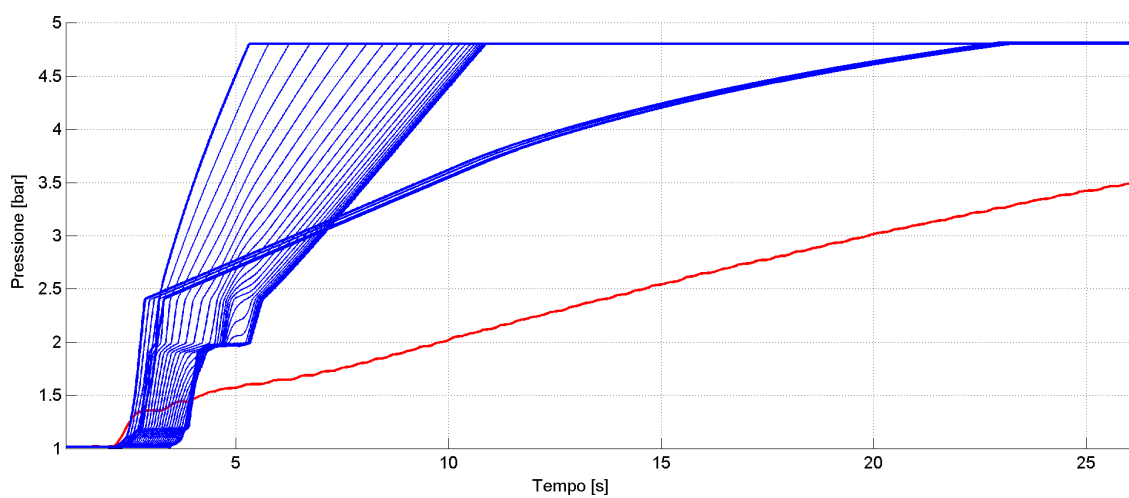


Fig. 4.18: Pressione nei cilindri freno in regime LL per il convoglio da 32 carri (in rosso la locomotiva).

Tab. 4.3: Risultati delle analisi dinamiche di frenatura per le composizioni con carri da 50t.

Composizione	Reg. fren.	V (km/h)	TRAZ (kN)	CP-T	COMPR (kN)	CP-C	SA (m)	N.
800 t (16 carri)	P/P	50	89	1-2	56	8-9	100	15
		100	89	1-2	45	8-9	437	16
	G/P	50	117	1-2	55	8-9	103	17
		100	85	1-2	45	8-9	450	18
1200 t (24 carri)	P/P	50	148	12-13	140	12-13	106	19
		100	90	12-13	110	12-13	449	20
	G/P	50	172	13-14	127	13-14	109	21
		100	117	13-14	99	12-13	459	22
	LL	50	192	10-11	79	14-15	114	23
		100	131	11-12	63	14-15	472	24
1600 t (32 carri)	P/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

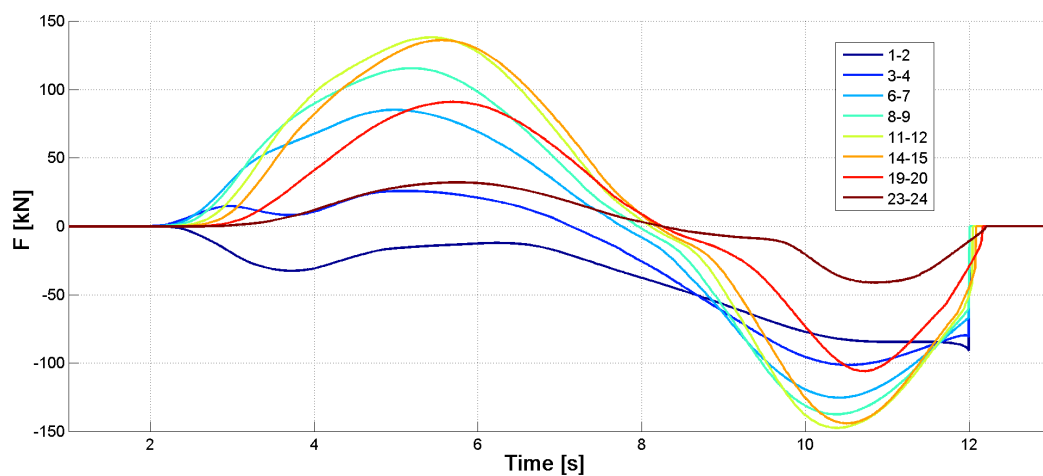


Fig. 4.19: Forze longitudinali: media mobile su 10m. Composizione 24×50t (1200t), regime P/P, 50km/h (simulazione N. 19).

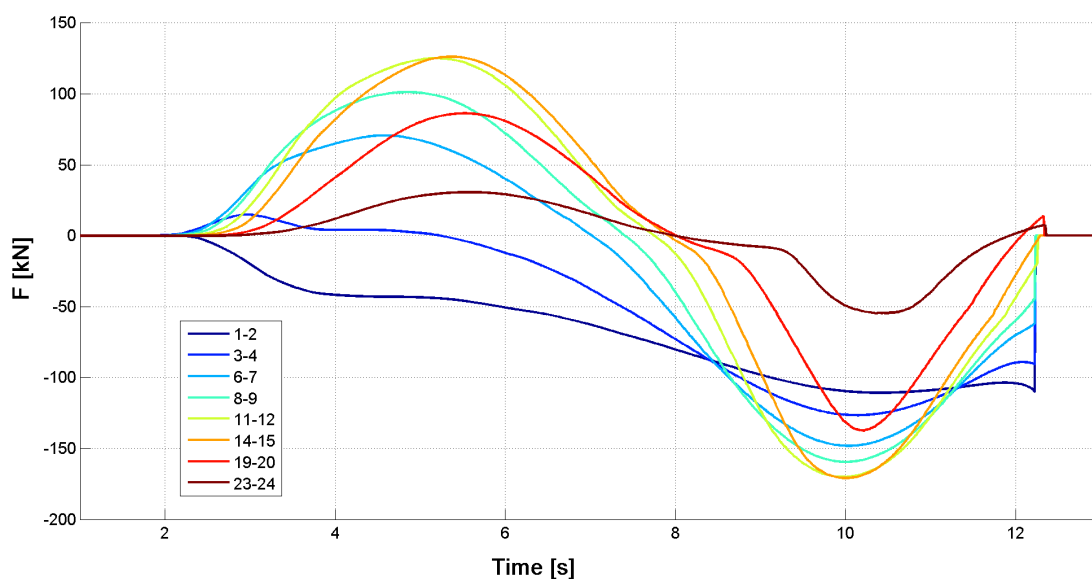


Fig. 4.20: Forze longitudinali: media mobile su 10 m. Composizione 24×50 t (1200 t), regime G/P, 50 km/h (simulazione N. 21).

mento del caso in cui tutto il treno è in regime passeggeri. La cosa in verità non sorprende in quanto su una composizione di 24 veicoli la sola locomotiva ha un'influenza assai limitata percentualmente sul totale sia di massa che di massa frenata.

Facciamo notare che i valori massimi di sforzi longitudinali si assestano intorno ai 150 kN sia in trazione sia in compressione; gli accoppiamenti più sollecitati sono quelli posti all'incirca in mezzo al treno.

Vediamo ora come cambia la situazione con la locomotiva lunga (fig. 4.21): possiamo chiaramente individuare una benefica e considerevole diminuzione (sull'ordine del 50% rispetto al regime P/P) delle forze sui respingenti con un conseguente aumento (ma limitato a un circa 20%) delle azioni sui ganci.

Possiamo vedere come si evolve la situazione quando le composizioni in esame sono ancora più lunghe. In figg. 4.22 e 4.23 si può vedere come variano le forze longitudinali per la composizione da 32 carri frenata da 50 km/h rispettivamente in regime P/P e LL.

Si può notare che la frenatura con regime uniforme presenta valori di forza di compressione piuttosto elevati, di poco inferiori a 300 kN; al contempo i massimi sforzi di trazione si realizzano nella fase finale della manovra (si arriva a circa 200 kN). Gli sforzi longitudinali sono più elevati rispetto a quelli che avevamo visto prima, in ragione del fatto (come avevamo detto) che il ritardo con cui il segnale di pressione giunge agli ultimi carri viene accentuato con l'allungamento della composizione.

Il passaggio alla locomotiva lunga mostra i suoi benefici ancora più chiaramente che nel caso precedente: la riduzione dello sforzo di compressione è sempre piuttosto elevata (si passa a valori massimi di circa 150 kN, con una riduzione del 50%) con una varia-

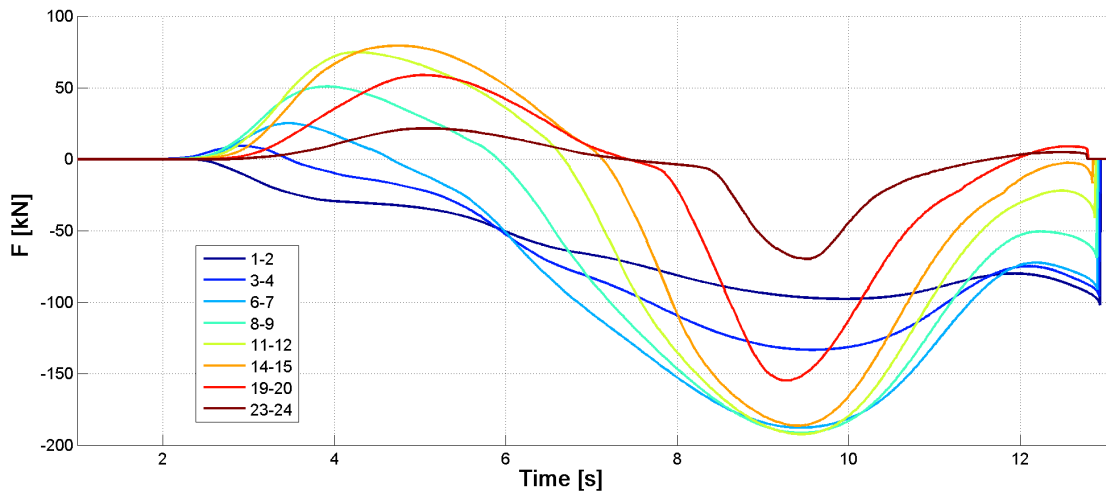


Fig. 4.21: Forze longitudinali: media mobile su 10m. Composizione 24×50t (1200t), regime LL, 50km/h (simulazione N. 23).

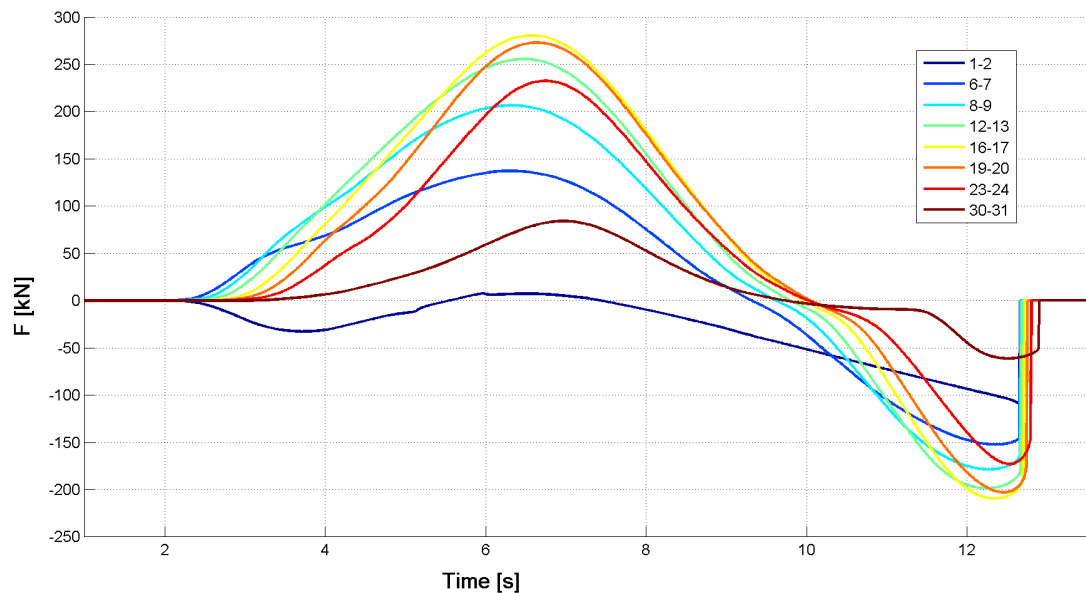


Fig. 4.22: Forze longitudinali: media mobile su 10m. Composizione 32×50t (1600t), regime P/P, 50km/h (simulazione N. 25).

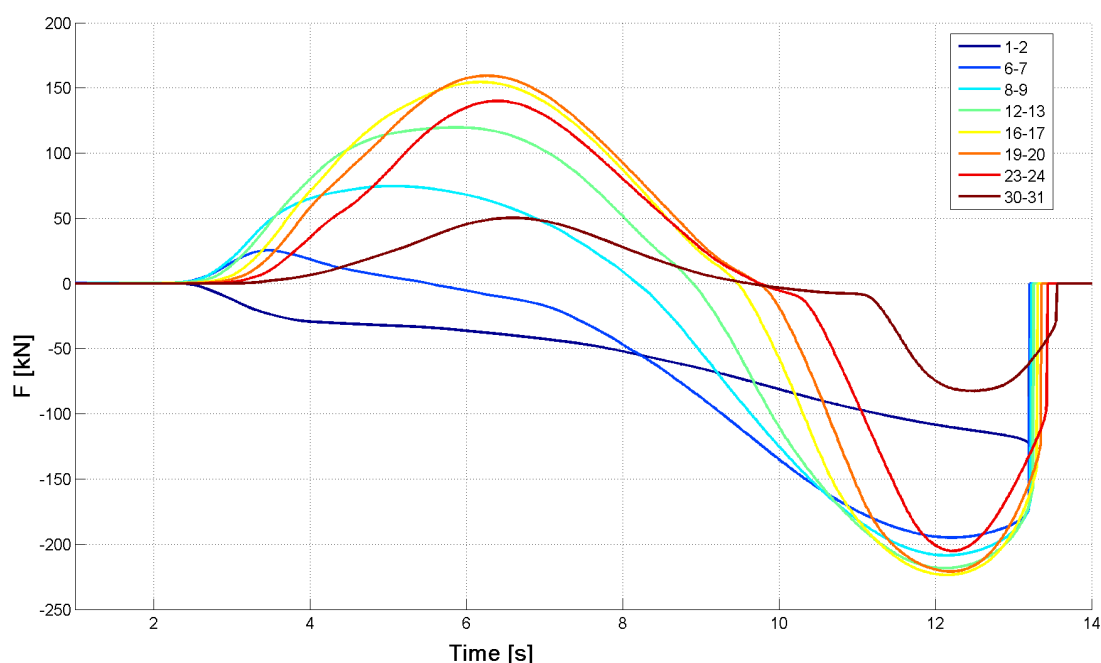


Fig. 4.23: Forze longitudinali: media mobile su 10m. Composizione 32×50t (1600t), regime LL, 50km/h (simulazione N. 27).

zione nelle forze di trazione di poco conto. Oltretutto, la manovra sembra evolversi più gradualmente nel senso che gli andamenti delle forze seguono curve con derivate minori.

Osservando la fig. 4.24, in cui riportiamo (analogamente a quanto fatto prima) la localizzazione lungo il convoglio degli sforzi massimi di compressione, si possono trarre le stesse conclusioni: il regime di frenatura locomotiva lunga comporta sforzi sui respingenti assai inferiori a quelli che si hanno con il regime P/P e l'accoppiamento "critico" (quello in cui si ha il massimo assoluto) viene "spostato" più indietro rispetto all'altro caso.

Si nota, però, dalla fig. 4.25 che il corrispettivo incremento di forze sui ganci di trazione non è particolarmente significativo (poche decine di N, l'1% circa); peraltro, è percentualmente inferiore a quello che si aveva con il convoglio più pesante (fig. 4.13).

Mostriamo nelle figure seguenti il confronto fra il regime LL con il regime P/P e G/P previsti per le composizioni da 1200t. Dalla fig. 4.26 si evince chiaramente che, mentre l'introduzione del regime G per la sola locomotiva non comporta grossi cambiamenti rispetto agli sforzi di compressione che si hanno con il treno tutto in P, con la LL si ha un decremento degli sforzi assai più consistente. La fig. 4.27 mostra chiaramente che anche in questo caso ci si debba aspettare forze ai ganci un po' più elevate, ma sempre entro limiti accettabili.

Riprendiamo adesso la tab. 4.3 a pag. 89 e soffermiamoci sull'analisi degli spazi d'arresto. Per la composizione più lunga il passaggio alla locomotiva lunga comporta un aumento di circa il 5% alla velocità più bassa, di un po' meno del 4% se la velocità di inizio frenatura è di 100km/h. Per la composizione da 24 carri, mentre il passaggio dal regime

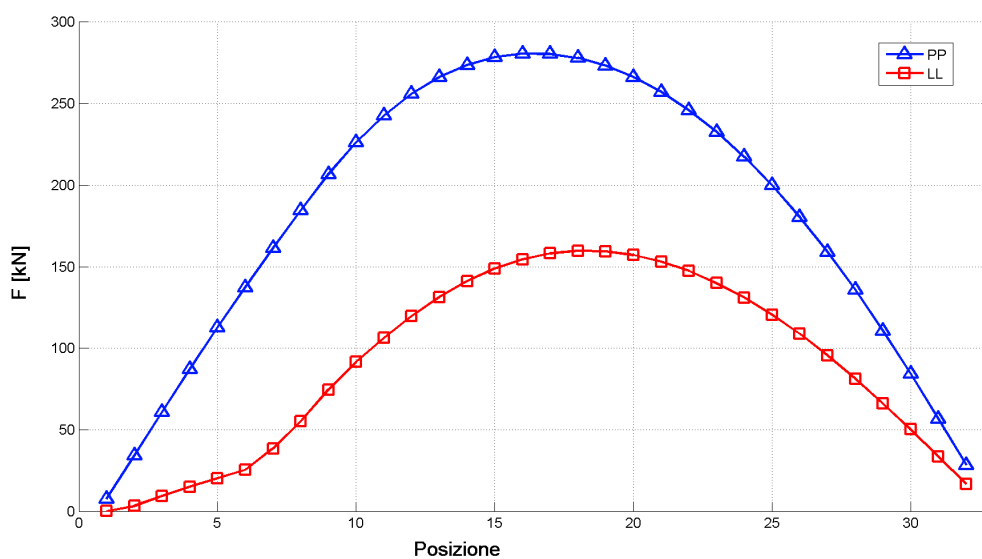


Fig. 4.24: Valori massimi degli sforzi fra i respingenti per la composizione da 1600 t (32 carri da 50 t) lanciata a 50 km/h (simulazioni 25 e 27).

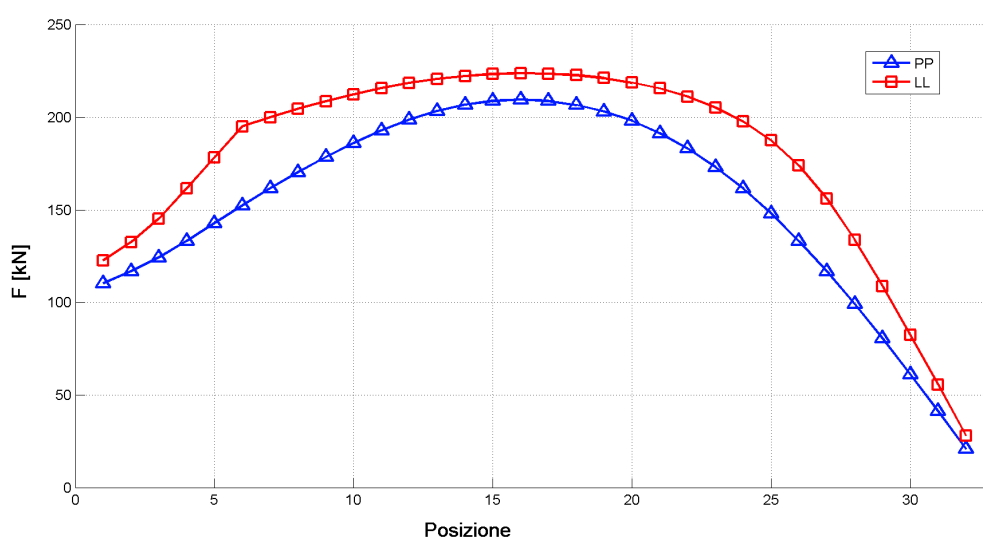


Fig. 4.25: Valori massimi degli sforzi sui ganci per la composizione da 1600 t (32 carri da 50 t) lanciata a 50 km/h (simulazioni 25 e 27).

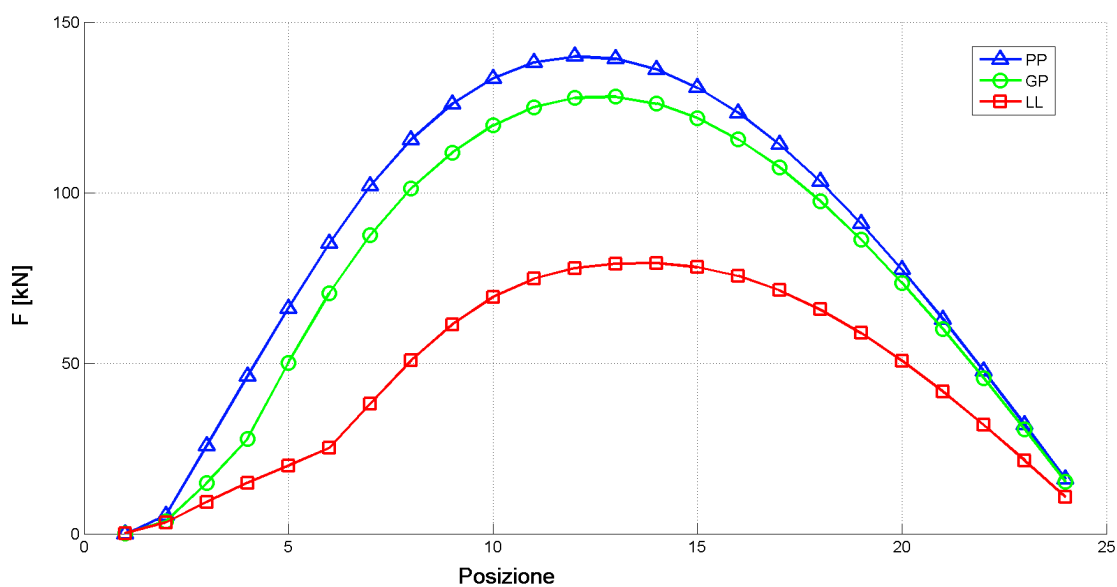


Fig. 4.26: Valori massimi degli sforzi fra i respingenti per la composizione da 1200t (24 carri da 50t) lanciata a 50km/h (simulazioni 19, 21 e 23).

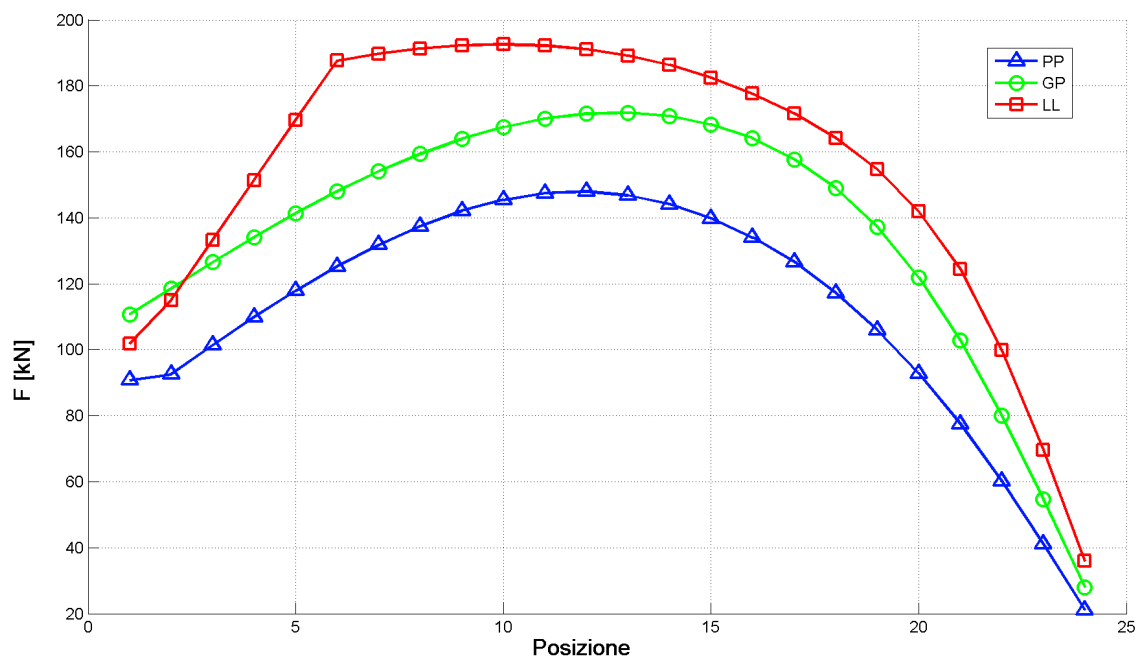


Fig. 4.27: Valori massimi degli sforzi sui ganci per la composizione da 1200t (24 carri da 50t) lanciata a 50km/h (simulazioni 19, 21 e 23).

P/P al G/P non comporta grosse differenze, con la locomotiva lunga gli spazi d'arresto aumentano di circa il 7,5%.

Se confrontiamo questo parametro nelle due configurazioni di carico (tab. 4.3 a pag. 89 e tab. 4.2 a pag. 80) notiamo che con carri da 50 t gli spazi d'arresto sono più bassi: la ragione di questo fatto va ricercata nel maggior peso frenato degli Shimmns e nella minor influenza che hanno al contempo i veicoli che non frenano su una composizione che, a parità di massa totale, è più lunga. Infatti, dato che la massa totale è la stessa, le composizioni da 50 t sono costituite da un maggior numero di carri ma la locomotiva lunga, ossia la parte di treno che frena meno e che è fissata a sei unità, rappresenta una porzione minore dell'intero convoglio.

Prima di concludere questo paragrafo vogliamo estendere il discorso che abbiamo fatto al §4.1 circa la dipendenza delle forze longitudinali dalla velocità. Abbiamo in quell'occasione osservato che con veicoli equipaggiati con freni a ceppi se la frenatura parte da bassa velocità allora l'aumento del coefficiente d'attrito (fenomeno caratteristico di questi dispositivi fig. 1.2, pag. 3) determina un consistente aumento della decelerazione prima ancora che tutti i veicoli abbiano ricevuto il segnale di pressione. Si intuisce che il fenomeno non si presenta quando i rotabili montano freni a dischi — la dipendenza del coefficiente d'attrito è per essi indipendente dalla velocità (fig. 1.5) — e che si amplifica con velocità di inizio frenatura molto basse.

Proprio per evidenziare quest'ultimo punto riportiamo in figg. 4.28 e 4.29 i massimi sforzi longitudinali per diverse velocità sulle due composizioni più critiche sotto questo punto di vista (le più lunghe frenate in regime P/P). Si ricava chiaramente che le velocità molto basse sono le più critiche per gli sforzi trasmessi e questo perché una buona parte dei carri non ha ancora raggiunto un alto livello di pressione quando già i primi producono alte decelerazioni in virtù dell'elevato valore del coefficiente d'attrito ruota-rotaia.

Si evince da qui la necessità di indagare il comportamento del treno in una manovra di frenatura a bassa velocità in una situazione, peraltro, assai problematica per la sicurezza di marcia come quella che ci accingiamo a discutere nel prossimo paragrafo.

Possiamo in definitiva concludere che dalle simulazioni di frenatura in rettilineo si è appurato che:

- La condizione più critica in termini di forze di compressione (rischio di deragliament) è la frenatura in regime P/P a bassa velocità con composizione lunga;
- La locomotiva lunga abbassa *notevolmente* i picchi di compressione mantenendo gli sforzi di trazione entro limiti accettabili e aumentando di poco gli spazi d'arresto;
- Per composizioni medio-lunghe, non si sono riscontrate differenze significative fra regimi di tipo "Loco P / Carri P" e "Loco G / Carri P".

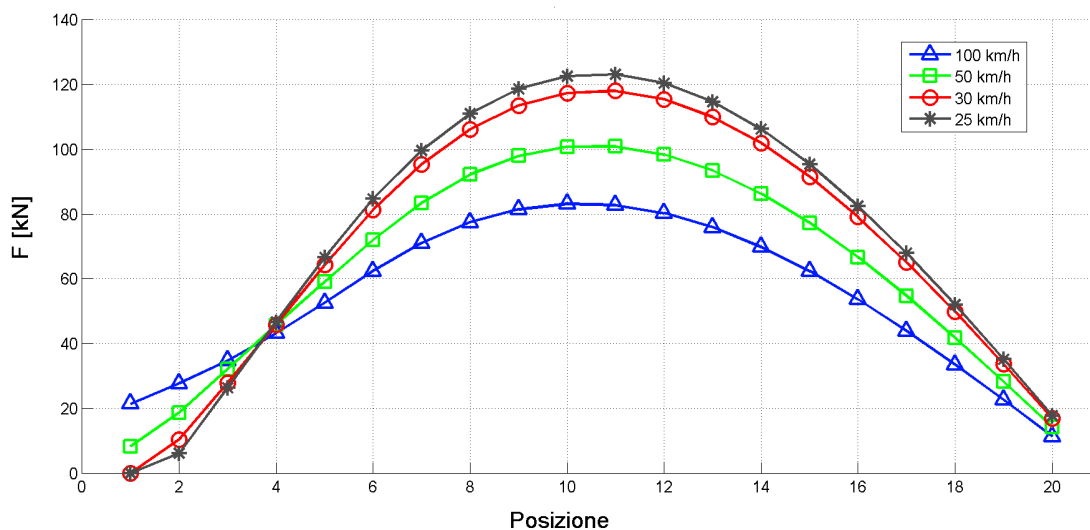


Fig. 4.28: Confronto degli sforzi di compressione per la composizione da 20 frenata in regime P/P a partire da diverse velocità.

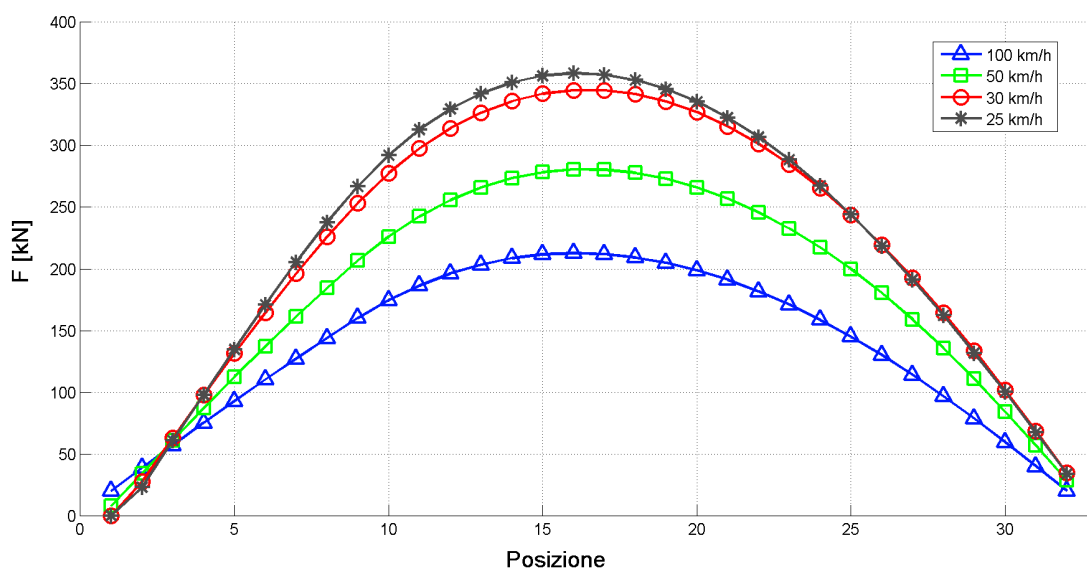


Fig. 4.29: Confronto degli sforzi di compressione per la composizione da 32 frenata in regime P/P a partire da diverse velocità.

4.3 Prove su scambio

Al fine di valutare l'influenza della locomotiva lunga anche in una delle situazioni più critiche per il deragliamento, sono state effettuate simulazioni di frenature rapide in corrispondenza dell'attraversamento di uno scambio a bassa velocità. Il deviatioio preso in considerazione è uno scambio semplice S 60 UNI/250/0,092 la cui planimetria è mostrata in fig. 4.30: come si può vedere, è un tracciato con due curve in successione, la prima a destra e l'altra a sinistra, con un rettilineo intermedio molto breve (6 m). La velocità di inizio frenatura è assunta pari a 30 km/h. Non è presente alcuna irregolarità di tracciato.

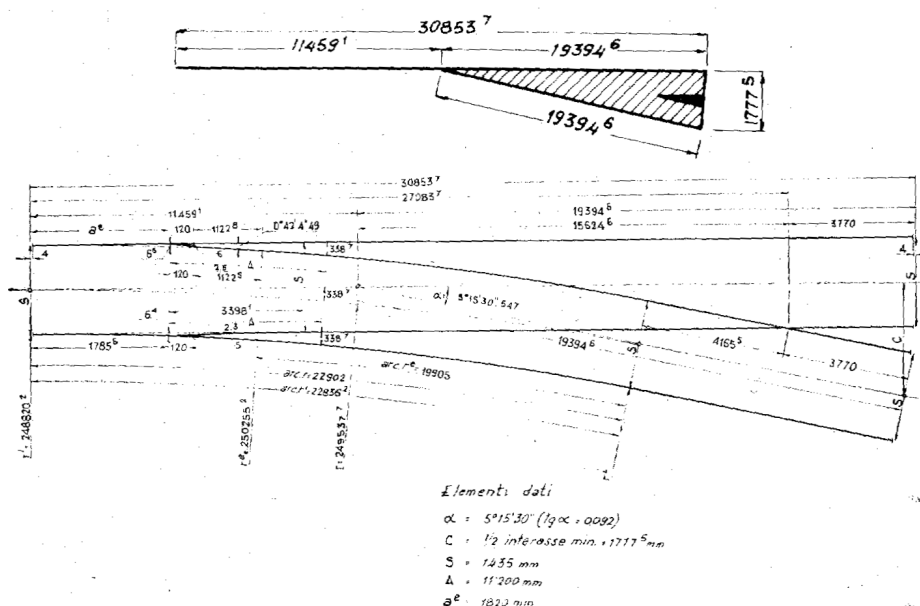


Fig. 4.30: Scambio semplice S 60 UNI/250/0,092. Schema e tracciato geometrico.

Dal punto di vista della modellazione, le simulazioni di rotabili nella marcia a bassa velocità su scambio sono generalmente molto onerose, in ragione delle criticità tipiche della dinamica in tali condizioni legate principalmente alla tendenza delle ruote ad andare a contatto sul bordino (a causa del basso raggio di curvatura della traiettoria). Il costo computazionale può risultare proibitivo per le normali risorse disponibili quando l'analisi prende in considerazione un gran numero di rotabili (alto numero di gradi di libertà e di contatti ruota-rotaia) e introduce forti discontinuità nelle equazioni di sistema (frenatura, irregolarità, ecc.). Da queste considerazioni è sorta la necessità di introdurre delle consistenti semplificazioni nella struttura del modello multibody del treno, che ha portato alla modellazione del modello di carro descritto al §3.3.3. Il modello di carro semplificato è un carro con proprietà inerziali equivalenti a quelli del carro completo, ma è privo dei carrelli. In questo modo, si riducono notevolmente i corpi costituenti il modello (e quindi i gradi di libertà) pur senza perdere molte informazioni nella dinamica del fenomeno in quanto le inerzie (e quindi le interazioni fra veicoli adiacenti) sono preservate.

Abbiamo a suo tempo avuto modo di notare che i veicoli “critici”, ossia quelli fra cui si instaurano le forze longitudinali maggiori, sono generalmente in prossimità di — o poco oltre — metà convoglio. Dalle prove in rettilineo si è potuto pertanto stimare la posizione approssimativa dell’accoppiamento critico in curva; tenendo conto, però, della concomitanza in questo caso fra fenomeni di dinamica longitudinale e laterale, l’accoppiamento critico non può essere riconosciuto a priori e pertanto si è reso necessario estendere l’uso di veicoli completi a una porzione del treno sufficientemente estesa da non tralasciare importanti informazioni sulle interazioni fra i vari veicoli. Solo per i veicoli al di fuori di questo range si è potuto usufruire del modello semplificato.

Poiché la velocità impostata è molto bassa, per assicurarsi che la frenatura non terminasse prima che la sezione critica di convoglio fosse entrata in curva, si sono impostati i tempi della simulazione in modo che il treno cominciasse a frenare quando 1/3 dello stesso fosse già entrato in curva. In questo modo si massimizzano 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 (oltre alle varie criticità dovute al contatto).

In definitiva, il convoglio preso in esame è costituito dai seguenti modelli multibody:

- Modello della locomotiva completo (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;
 - E comunque per i carri che circolano sullo scambio;
- Modelli di carro Shimmns semplificato (ca. 22 g.d.l.):
 - Per tutti i carri al di fuori dalla zona critica e che non entrano in curva.

Per quanto riguarda gli output presi in considerazione, in queste prove, oltre alle forze fra i respingenti, sono presenti anche i valori del coefficiente Y/Q , ossia del rapporto fra forza laterale e verticale scambiata fra la ruota e la rotaia. Considerando che le due forze a rapporto sono le componenti della reazione che la rotaia oppone alla ruota, si capisce che il suo valore cambia a seconda della posizione del punto di contatto (varia l’inclinazione della tangente comune ai due profili) e del coefficiente d’attrito; da ciò si evince anche che tanto più alto è questo valore tanto più probabile sarà che la ruota “scavalchi” la rotaia. Per una spiegazione più approfondita si rimanda ai testi opportuni [7].

Mostriamo in figg. 4.31 e 4.32 i valori del rapporto Y/Q più elevati individuati per la simulazione di frenatura in regime P/P: la composizione è quella più lunga (32 carri), le ruote quelle esterne rispettivamente del carrello anteriore e posteriore del carro 17. I

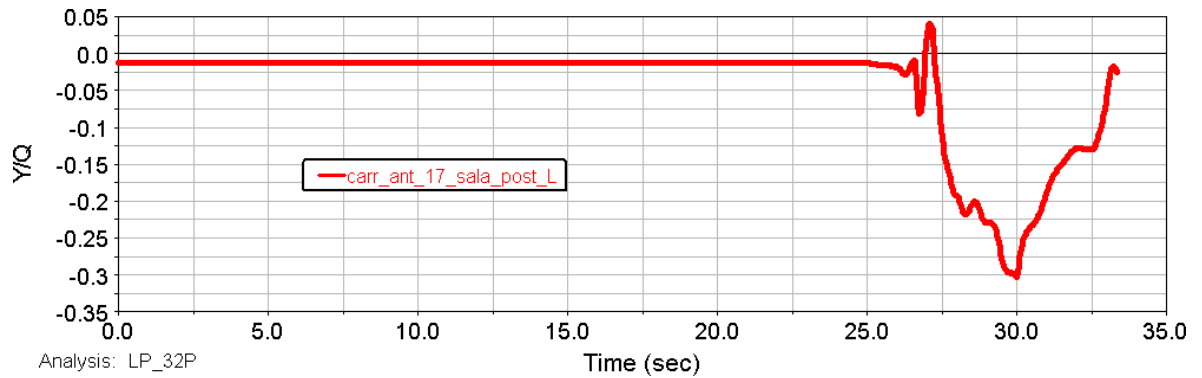


Fig. 4.31: Simulazione di frenatura in scambio: convoglio $32 \times 50t$ (1600t), regime P/P. Rapporto di deragliamento: carro 17, carrello anteriore, sala posteriore, ruota esterna (sinistra).

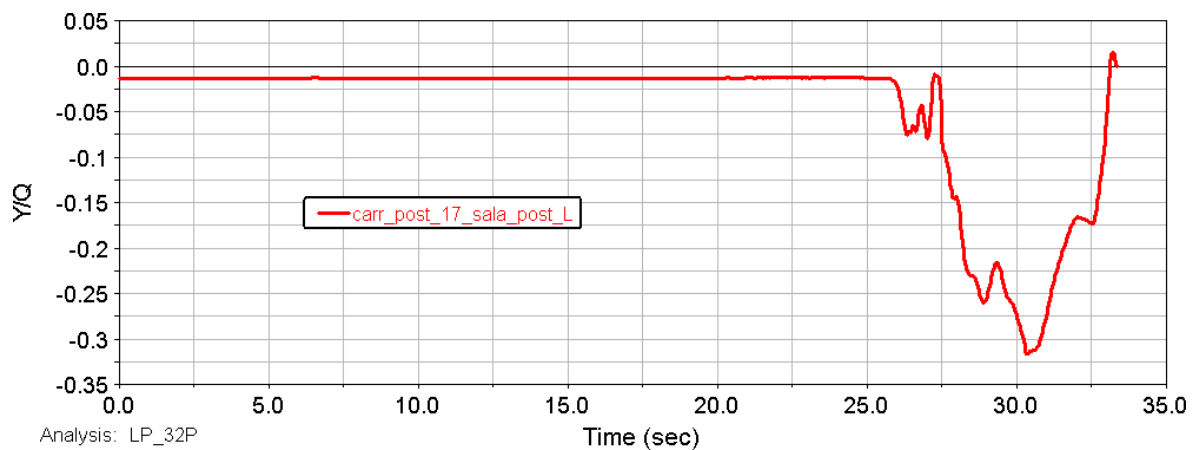


Fig. 4.32: Simulazione di frenatura in scambio: convoglio $32 \times 50t$ (1600t), regime P/P. Rapporto di deragliamento: carro 17, carrello posteriore, sala posteriore, ruota esterna (sinistra).

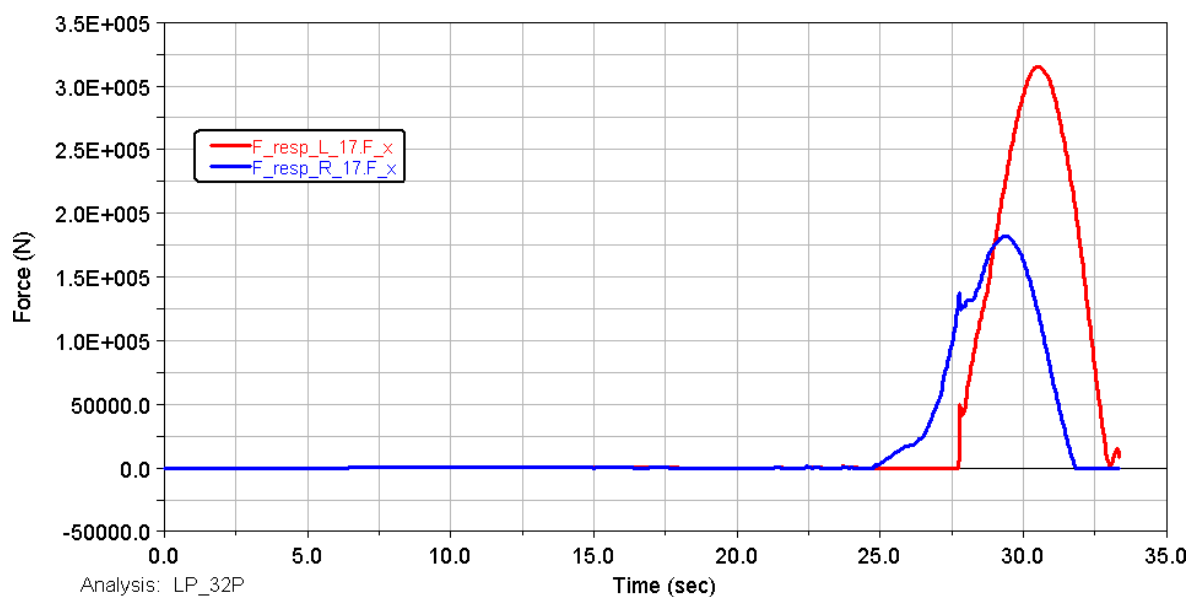


Fig. 4.33: Simulazione di frenatura in scambio: convoglio $32 \times 50t$ (1600t), regime P/P. Forze longitudinali ai respingenti anteriori: carro 17.

valori individuati sono comunque inferiori a 0,35: non si è pertanto in una situazione critica, considerando che la normativa sulla sicurezza di marcia pone come valore limite per il rapporto di deragliamento il valore 0,8 [18]. Come si osserva dall'andamento dei due grafici il treno si ferma prima che questo veicolo termini la prima curva (quella a destra) dello scambio.

In fig. 4.33 sono mostrati gli sforzi longitudinali per i respingenti anteriori del carro 17 nella stessa manovra di frenatura: si può notare come il respingente esterno alla curva produca azioni piuttosto elevate (sull'ordine dei 320 kN). In fig. 4.34 sono riportate anche le forze laterali che si instaurano fra i medesimi respingenti: si osserva che il valore di picco si aggira attorno a 40 kN, non di poco conto per una forza laterale.

In figg. 4.35 e 4.36 riportiamo, analogamente a quanto fatto prima, i valori più alti del rapporto di deragliamento che abbiamo individuato con il passaggio al regime di locomotiva lunga: il carro più sollecitato è risultato stavolta il diciannovesimo per il quale si hanno comunque valori inferiori allo 0,25, quindi inferiori al caso precedente ma non particolarmente preoccupanti per la sicurezza.

Per confronto con il caso precedente, mostriamo in fig. 4.37 gli sforzi longitudinali dei respingenti anteriori del carro 17 in regime LL: confrontandoli con quelli riportati in fig. 4.33 possiamo osservare che la locomotiva lunga permette di avere anche in curva valori di sforzi longitudinali di compressione inferiori a quelli che si raggiungono con il regime P/P (circa la metà, come per il rettilineo).

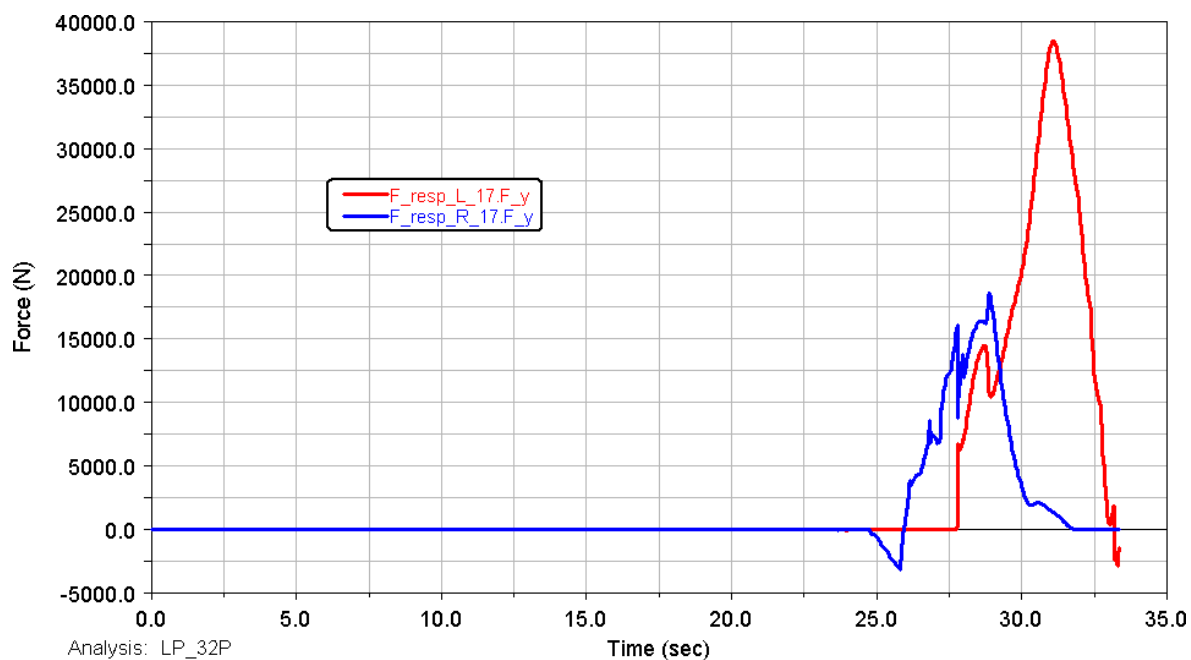


Fig. 4.34: Simulazione di frenatura in scambio: convoglio $32 \times 50t$ (1600t), regime P/P. Forze laterali ai respingenti anteriori: carro 17.

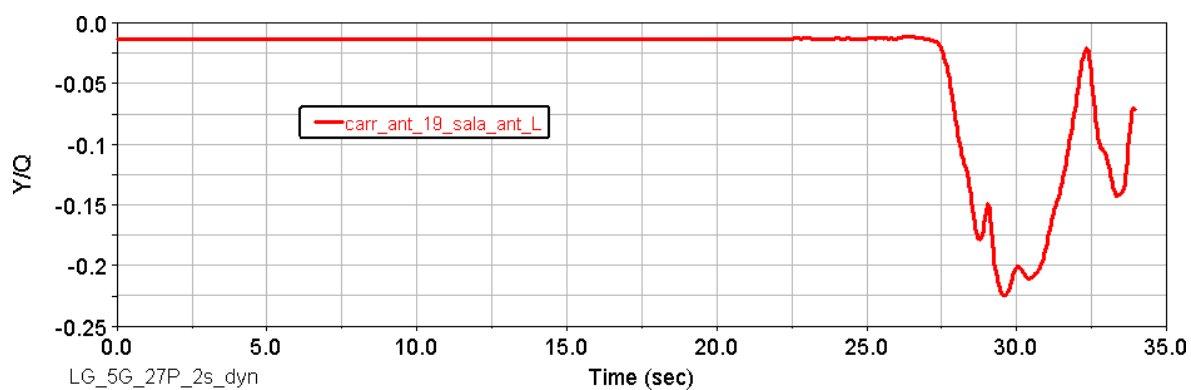


Fig. 4.35: Simulazione di frenatura in scambio: convoglio $32 \times 50t$ (1600t), regime LL. Rapporto di deragliamento: carro 19, carrello anteriore, sala anteriore, ruota esterna (sinistra).

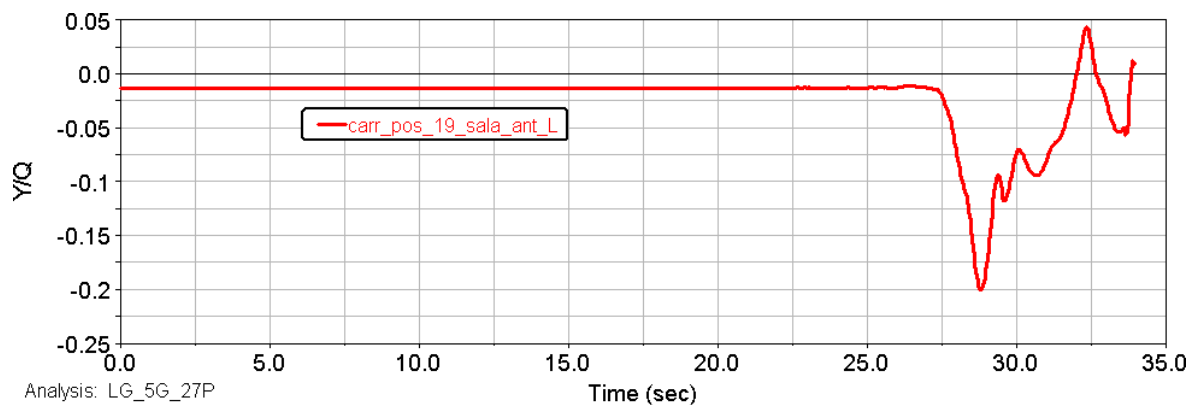


Fig. 4.36: Simulazione di frenatura in scambio: convoglio 32×50 t (1600t), regime LL. Rapporto di deragliamento: carro 19, carrello anteriore, sala posteriore, ruota esterna (sinistra).

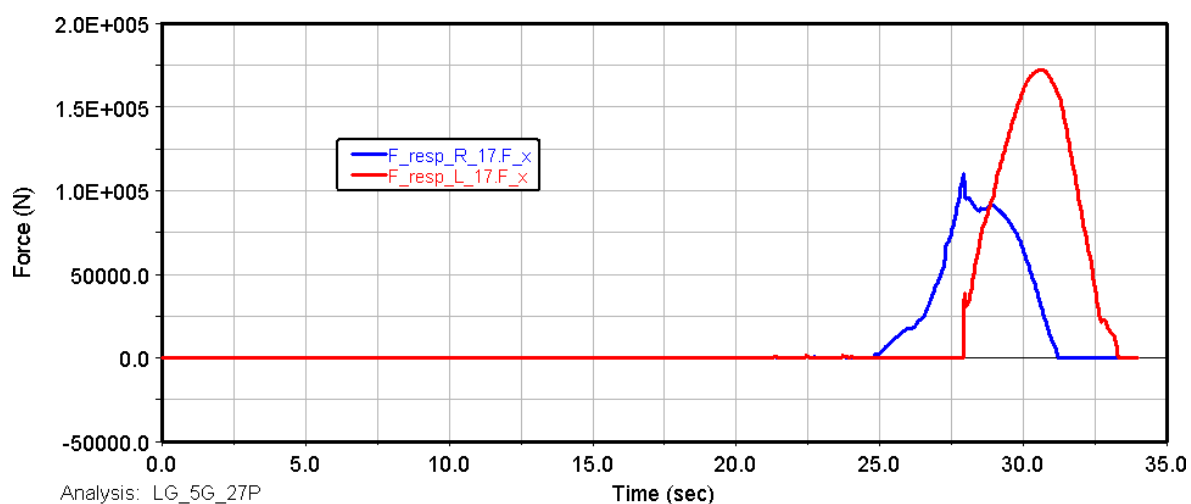


Fig. 4.37: Simulazione di frenatura in scambio: convoglio 32×50 t (1600t), regime LL. Forze longitudinali ai respingenti anteriori: carro 17.

4.4 Modifiche alla normativa

Gli studi effettuati hanno permesso la modifica del comma 2 nell'art. 75 della *Prefazione Generale all'Orario di Servizio*, cap. VII [17]: la PGOS è sostanzialmente la parte della normativa italiana che descrive tutte le disposizioni da rispettare affinché una qualunque composizione (sia essa un treno merci, passeggeri, AV, ecc.) possa prestare esercizio sulla rete ferroviaria italiana.

Il comma in questione prevede che nei treni merci con freno continuo di tipo viaggiatori con massa rimorchiata superiore a 800 t non sono più ammesse in testa al treno locomotive attive con il freno continuo tipo viaggiatori. In più, per composizioni di massa rimorchiata fino a 1200 t sono ammessi veicoli con freno continuo tipo merci purché:

- la massa frenata dei veicoli in *G* non superi il 20% della massa frenata complessiva del treno;
- qualora la massa frenata tipo merci superi il 20% della massa frenata complessiva del treno dovranno applicarsi le norme della frenatura continua mista;
- nel computo della percentuale di massa frenata del treno, la massa frenata dei veicoli in *G* deve essere ridotta del 25%.

La disposizione 20/07 ha sostanzialmente introdotto il regime di locomotiva lunga nelle composizioni di massa rimorchiata superiore alle 1200 t imponendo che i primi cinque rotabili dopo la o le locomotive attive in testa al treno siano impostati su regime di frenatura tipo merci. Per esse si impone al contempo che:

- non vi siano altri rotabili oltre a questi cinque in regime merci;
- nel computo della percentuale di massa frenata del treno, la massa frenata di questi veicoli deve essere ridotta del 25%.
- qualora il 20% della massa frenata complessiva del treno venga raggiunta con solo questi primi cinque veicoli in *G*, allora *non* si dovranno applicare le norme della frenatura continua mista.

Oltre a queste disposizioni si sono rese necessari alcuni chiarimenti, riassumibili nel seguente elenco:

- se le locomotive attive sono due, allora ai fini della locomotiva lunga vanno considerate come un veicolo unico: i cinque carri in *G* saranno i cinque immediatamente successivi alla seconda unità di trazione;

- se però la seconda locomotiva è inattiva con freno non viaggiatori oppure ha per qualche ragione (es. avaria) il freno isolato, allora essa va considerata il primo dei cinque veicoli della locomotiva lunga (cioè, ad essere frenati in *G* saranno i *quattro* veicoli successivi);
- se uno dei cinque veicoli, durante la marcia, viene escluso dalla frenatura oppure esso appartenga a un treno proveniente da rete estera ed abbia il freno isolato, allora nulla cambia ai fini della composizione, tutti gli altri veicoli manterranno il regime di frenatura impostato prima del guasto. Occorrerà soltanto ricalcolare la percentuale di massa frenata del treno;
- se si superano le 1200t con una locomotiva di soccorso, allora non si applica la locomotiva lunga;
- se un carro della composizione è di tipo multiplo (composto da due semicarri), ai fini del regime di frenatura viene considerato come due veicoli;
- a convogli composti da carri ultrabassi (*SAADKMS*) o a piano di carico ultraribassato (*Modalhor*) non si applica la disposizione 20/07: per essi sono previste norme di transito specifiche.

Per concludere questa rassegna sul nuovo stato imposto al traffico merci ferroviario, richiamiamo l'articolo 73 della stessa *PGOS* che impone per i treni una lunghezza massima di 1000m e al contempo ammette che treni di lunghezza superiore a 660m siano frenati esclusivamente in *G*.

Conclusioni

Questo lavoro è frutto di un'attività che ha visto coinvolta la sezione di Meccanica applicata nel gruppo di lavoro n. 6 del comitato ITALCERTIFER con l'obiettivo di sviluppare una normativa per la composizione di treni merci "pesanti". Allo stato iniziale del lavoro, infatti, la situazione normativa italiana era alquanto obsoleta e comunque insufficiente per tenere conto delle odierne esigenze in termini di lunghezza e peso dei treni.

Si è pertanto proceduto ad analizzare la possibilità di intervenire sul regime di frenatura imposto ai rotabili al fine di ridurre i rischi di svio e spezzamento cui sono più facilmente soggetti treni con le caratteristiche suddette. La proposta avanzata prevedeva la possibilità di istituire un regime di frenatura misto, imponendo soltanto ad alcuni veicoli in testa al treno un regime che fosse più blando nell'applicazione della forza frenante, mentre il resto del treno continua a frenare con la massima efficienza resa possibile dagli impianti montati.

Si sono così svolte alcune analisi dinamiche su modelli virtuali per valutare gli eventuali vantaggi e/o svantaggi che ci si poteva attendere dall'applicazione estesa di un tale regime di frenatura. Le configurazioni analizzate prevedevano sia prove in rettilineo che in curva, condotte con due differenti metodologie.

Un modello del freno pneumatico sviluppato in AMESim™ ha costituito la base comune per tutte le prove. Per mezzo di questo si sono ricostruiti gli andamenti delle pressioni ai cilindri freno di ogni rotabile a seguito di una frenatura rapida. In questa fase erano disponibili prove sperimentali condotte da TRENITALIA che ci hanno permesso di effettuare una taratura di tutti i parametri del modello pneumatico; un'ulteriore verifica su altre manovre della stessa campagna di prove ci ha permesso di ritenere sufficientemente validato il modello sviluppato.

Per le simulazioni dinamiche in rettilineo è stato sviluppato un modello Simulink™ "monodimensionale", ossia che considera il singolo veicolo come una massa traslante connessa agli altri rotabili per mezzo di un sistema elastico e smorzante. Questa semplificazione ci ha permesso di ottenere interessanti informazioni con un costo computazionale decisamente ridotto, reso ancora più appetibile dalla numerosità dei casi da analizzare.

Si è dimostrato che, già a partire da composizioni con 1200 t (limite inferiore per l'ap-

plicabilità della locomotiva lunga), i vantaggi che ci si possono aspettare sono considerevoli: con il nuovo regime si possono ottenere valori di sforzi di compressione anche il 50% inferiori a quelli che si avevano col precedente sistema, garantendo pertanto una eccellente sicurezza allo svio; al contempo, la ridotta performance di frenatura per alcuni veicoli non determina un incremento considerevole negli spazi d'arresto, trattandosi di una percentuale ristretta di veicoli che "frenano poco" su composizioni di contro generalmente piuttosto lunghe. Il nuovo regime di frenatura, però, determina un incremento delle sollecitazioni sui ganci, facendo presagire ad un possibile aumento degli spezzamenti dei treni: in verità, l'aumento degli sforzi di trazione non è molto elevato e porta a valori di sforzo, anche con le composizioni più lunghe, ben inferiori ai valori di resistenza massima cui questi organi sono normalmente dimensionati.

Per poter analizzare più nel dettaglio gli sforzi scambiati fra i respingenti, per le prove in curva si è dovuto sviluppare un modello multibody tridimensionale in ambiente ADAMS/Vi-Rail: la completa geometria dell'accoppiamento fra i rotabili è stata presa in considerazione e opportune leggi d'attrito fra le teste dei respingenti sono state sviluppate. I risultati di queste ultime prove non hanno sostanzialmente aggiunto molte informazioni a quelle che già si erano ricavate con le prove in rettilineo: un sostanziale miglioramento della marcia anche in curva è emerso, ma le configurazioni per cui si sono eseguite le analisi (convogli con alta massa rimorchiata) non erano tali da poter risaltare eventuali pericoli di svio.

In conclusione, i risultati dei nostri studi ha permesso l'emanazione da parte di RFI della disposizione 20/07 che ha apportato modifiche all'articolo 75 dell'orario di servizio, introducendo il regime di locomotiva lunga nella rete ferroviaria italiana. A seguito dell'emanazione di questa norma si ritiene concluso il lavoro svolto dal gruppo, ferma restando la necessità di provvedere ad eventuali *change proposal* qualora si verificassero eventi inattesi a seguito dell'introduzione del nuovo regime: nella fattispecie, occorrerà valutare la possibilità di un incremento negli spezzamenti dei treni che possa essere ricondotto alla locomotiva lunga.

Allo stato attuale, vista la recente emanazione della disposizione, non esistono riscontri sul campo che possano mostrare un legame diretto fra l'introduzione della locomotiva lunga con un aumento degli spezzamenti o una riduzione degli svî dei rotabili.

Bibliografia

- [1] Fabrizio BARTUMIOLI e Giampaolo MANCINI. “Dispositivi di trazione e repulsione di tipo convenzionale”. In: *La tecnica professionale* 11.12 (dic. 2004), pp. 15–24.
- [2] Guido BELFORTE. *Manuale di pneumatica*. 2^a ed. Milano: Tecniche nuove, 2005.
- [3] Alessio BETTONI e Stefano MAZZONI. “Implementazione in ambiente ADAMS della locomotiva E402B”. Tesi di laurea mag. Firenze: Università degli studi di Firenze, Facoltà di Ingegneria, 2000.
- [4] Nicola Bosso, Antonio Gugliotta, and Aurelio Somà. “Simulation of a freight bogie with friction dampers”. In: *5th ADAMS/Rail Users Conference*. Haarlem, The Netherlands 2000.
- [5] Luciano CANTONE, Emiliano CRESCENTINI et al. “Sviluppo e validazione di un modello fluidodinamico per la simulazione della condotta generale di un convoglio ferroviario”. In: *Ingegneria Ferroviaria* 1.1 (gen. 2007), pp. 27–38.
- [6] Augusto CARPIGNANO. *Meccanica dei trasporti ferroviari e tecnica delle locomotive: ad uso di capi deposito locomotive, capi tecnici e operai della trazione, segretari tecnici, macchinisti, appassionati di ferrovia*. 2^a ed. Torino, Italia: Editrice Universitaria Levrotto e Bella, 1989.
- [7] Coenraad Esveld. *Modern Railway Track*. Ed. by Delft University of Technology. 2nd ed. Zaltbommel, the Netherlands: MRT-Productions, 2001. ISBN: 90-800324-3-3.
- [8] Roberto FINOCCHI. *Prove meccaniche su treni merci con massa rimorchiata oltre 1600 t. Rapporto di prova UTMR/DRIC.S.PS UT-SF 883*. Rapp. tecn. TRENITALIA S.p.A. Divisione CARGO – Direzione Tecnica, 2003.
- [9] Dean C. Karnopp. “State Variable and Pseudo Bond Graph for Compressible Thermofluid System”. In: *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control* 101 (Sept. 1979), pp. 201–204.

- [10] LMS Imagine. *AMESim Documentation*. 4.2.
- [11] 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). Part F: J. Rail and Rapid Transit. 1993, pp. 51–56.
- [12] Romano PANAGIN. *La dinamica del veicolo ferroviario*. 2^a ed. Torino, Italia: Editrice Universitaria Levrotto e Bella, 1997.
- [13] Luca Pugi, Benedetto Allotta, et al. "Simulation and optimization of railway pneumatic braking system". In: *WCRR 7th World Congress on Railway*. 2006.
- [14] Luca Pugi, Monica Malvezzi, et al. "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. Part F: J. Rail and Rapid Transit F01403 – IMechE. 2004, pp. 117–132.
- [15] Luca PUGI, Mirko RINCHI et al. "Modellazione ed analisi del sistema di neutralizzazione del freno d'allarme passeggeri (SAFI)". In: *Ingegneria Ferroviaria* 1.2 (feb. 2007).
- [16] Leonardo RAPI. *Prove dinamiche su treni merci con massa rimorchiata oltre le 1600 t. Rapporto di prova UTMR/DRIC.S.PS UT-PM RP 1173*. Rapp. tecn. TRENITALIA S.p.A. Divisione CARGO – Direzione Tecnica, 2003.
- [17] RETE FERROVIARIA ITALIANA. *Prefazione Generale all'Orario di Servizio*. URL: <http://site.rfi.it/quadronormativo/NORMATIVAESERCIZIO/Istruzioni/PGOS.htm>.
- [18] UIC 518. *Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour – Safety – Track fatigue – Ride quality*. 3rd ed. Union International des Chemins de fer. 2005.
- [19] UIC 520. *Wagons, voitures et furgons - Organes de traction - Normalisation*. 7^e éd. Union Internationale des Chemins de fer. 2003.
- [20] UIC 526-1. *Wagons - Tampons à course de 105 mm*. 2^e éd. Union International des Chemins de fer. 1998.
- [21] UIC 527-1. *Voitures, furgons et wagons - Dimensions des plateaux de tampons - Tracé de voie des courbes en S*. 3^e éd. Union International des Chemins de fer. 2005.
- [22] UIC 540. *Freins - Freins à air comprimé pour trains de marchandises et trains de voyageurs*. 4^e éd. Union International des Chemins de fer. 2002.
- [23] UIC 544-1. *Freins - Performance de freinage*. 4^e éd. Union International des Chemins de fer. 2004.

- [24] Giuseppe VICUNA. *Organizzazione e tecnica ferroviaria*. 2^a ed. Roma: CIFI, 1986.