
Introduzione	4
1 Il sistema treno	6
1.1 La storia in breve.....	6
1.1.1 Tecnologie non convenzionali	8
1.2 Concetti di base	10
1.2.1 Nomenclature utilizzate in campo ferroviario	10
1.2.2 Il concetto di aderenza	11
1.2.3 Il peso frenato.....	13
1.2.4 Il regime di frenatura.....	14
1.2.5 I criteri di sicurezza.....	15
1.2.6 Normative internazionali.....	17
1.3 La frenatura del treno	20
1.3.1 Tipi di freno normalmente impiegati sui rotabili	20
1.3.2 Il freno pneumatico continuo e automatico.....	22
1.3.2.1 La storia.....	22
1.3.2.2 Il layout	23
1.3.2.2.1 Il rubinetto di comando	26
1.3.2.2.2 Il distributore.....	27
1.3.2.2.3 I dispositivi ausiliari.....	29
1.4 La dinamica del treno.....	34
1.4.1 Il veicolo ferroviario	34
1.4.1.1 Il tirante (organo della trazione).....	36
1.4.1.2 I respingenti (organi della repulsione)	38
1.4.2 Il tracciato	40
1.4.3 Il contatto ruota-rotai.....	41
1.4.3.1 Contributo geometrico	43
1.4.3.2 Contributo dinamico	44
2 Le tematiche e gli strumenti di ricerca.....	45
2.1 La situazione del trasporto ferroviario merci in Europa	46
2.2 Le problematiche dei treni merci di futura generazione	48
2.3 Gli strumenti utilizzati	51
2.3.1 Il codice di simulazione del comportamento dinamico di treni TrainDy	51
2.3.1.1 L'applicazione di TrainDy nel Progetto di Ricerca EDIP	53
2.3.2 Il simulatore in scala reale dell'impianto freno del treno -"la balena"-.....	57
2.3.2.1 Le camere acceleratrici in frenatura e i serbatoi ausiliari in sfrenatura	59
2.3.2.2 Le problematiche connesse alla risposta dei cilindri freno su treni lunghi	64
2.3.2.3 La presenza di ostruzioni in condotta	69
2.3.3 Il programma di simulazione commerciale AMESim®	74
2.3.3.1 Il modello AMESim del dispositivo di comando della condotta generale	75
3 Il codice <i>TrainDy</i>	79
3.1 Panoramica sul codice.....	80
3.1.1 Le forze durante la simulazione	80
3.1.1.1 Resistenze al moto	80
3.1.1.1.1 Resistenza ad attrito di rotolamento.....	80
3.1.1.1.2 Resistenza aerodinamica	80
3.1.1.1.3 Resistenza d'attrito ai perni.....	81
3.1.1.1.4 Resistenza delle masse rotanti.....	82
3.1.1.1.5 Resistenza in curva.....	82
3.1.1.1.6 Resistenza dovuta alla gravità.....	83
3.1.1.1.7 Ulteriori resistenze che si manifestano durante la marcia di un treno	83

3.1.1.2	Le forze di manovra	83
3.1.1.2.1	Forza Motrice	83
3.1.1.2.2	Forza Frenante	84
3.1.1.2.3	I coefficienti d'attrito per la frenatura	86
3.1.1.2.4	La potenza distribuita	87
3.1.1.2.5	Controllo dell'azione frenante e delle resistenze al moto a basse velocità	87
3.1.1.3	Le forze di interazione tra i veicoli	88
3.1.2	Metodo numerico d'integrazione per la dinamica longitudinale	91
3.1.3	Il tracciato	94
3.1.4	L'interfaccia grafica	95
3.1.5	La sotto-modellazione nel codice	96
3.2	I modelli del sistema di frenatura del treno: il modulo <i>TrainPneu</i>	97
3.2.1	Il modello fluidodinamico della condotta generale	99
3.2.1.1	Equazione di conservazione della quantità di massa	100
3.2.1.2	Equazione di bilancio della quantità di moto	101
3.2.1.3	Equazione di conservazione dell'energia	103
3.2.1.4	Assegnazione delle condizioni al contorno e degli input per il modello	105
3.2.2	Il modello equivalente del dispositivo di comando della condotta generale	105
3.2.2.1	La frenatura	106
3.2.2.1.1	Rapida	106
3.2.2.1.2	Servizio	107
3.2.2.2	La sfrenatura	107
3.2.3	Il modello di emulazione del distributore	108
3.2.3.1	La camera acceleratrice	111
3.2.3.2	Il serbatoio ausiliario	112
4	La validazione del modulo pneumatico <i>TrainPneu</i>	113
4.1	I modelli del sistema di frenatura del treno	113
4.1.1	La condotta generale, il rubinetto di comando e i volumi del distributore	114
4.1.1.1	In "condotta bianca"	114
4.1.1.1.1	Frenatura	114
4.1.1.1.2	Sfrenatura	119
4.1.1.2	Con distributori inseriti	119
4.1.1.2.1	Frenatura	119
4.1.1.2.2	Sfrenatura	122
4.1.2	Il distributore e il cilindro freno	124
4.2	Ulteriori elementi di validazione	125
4.2.1	Il modello completo del sistema frenante in manovre complesse	125
4.2.2	L'andamento di pressione in condotta generale in presenza di ostruzioni	128
4.2.3	I risultati del modulo pneumatico nel calcolo della dinamica longitudinale	129
5	Applicazioni e primi risultati del codice <i>TrainDy</i>	133
5.1	Il calcolo della dinamica longitudinale: confronto con i dati di una prova in linea	134
5.2	La risposta dinamica del sistema in presenza di ostruzioni in condotta	137
5.3	L'effetto della ripetizione del segnale di frenatura sulla dinamica longitudinale	141
5.3.1	Treno lungo 600 m con tutti i vagoni a pieno carico	142
5.3.2	Treno lungo 600 m con tutti i vagoni a metà del pieno carico	143
5.3.3	Treno lungo 1200 m con tutti i vagoni a pieno carico	144
5.3.4	Treno lungo 1200 m con tutti i vagoni a metà del pieno carico	146
5.3.5	Considerazioni generali	148
5.4	L'effetto del tracciato sulla dinamica longitudinale	149
	Conclusioni	152
	Bibliografia	154

Introduzione

La liberalizzazione dei mercati in ambito europeo ha visto l'affermazione del trasporto merci su gomma, più dinamico e orientato verso un rapporto "just in time" con i clienti, rispetto alle altre tipologie di trasporto: il settore ferroviario, in precedenza agevolato e controllato direttamente dallo Stato (e.g. in Italia le Ferrovie dello Stato), ha perso progressivamente negli anni quote di mercato soprattutto per l'inadeguatezza del servizio fornito.

Il trasporto su strada veicola ora il 44% di tutte le merci trasportate nell'UE, contro il 41% per il trasporto marittimo a corto raggio, l'8% per le ferrovie e il 4% per la navigazione interna (si veda capitolo 2). Trasferire merci e passeggeri dalla strada a forme di trasporto meno inquinanti sarà un elemento essenziale di qualsiasi politica di trasporto sostenibile; altrettanto importante sarà integrare i diversi mezzi di trasporto, combinando rispettivamente il trasporto stradale, marittimo o aereo con il trasporto ferroviario in un trasporto intermodale.

È evidente che per rendere possibile la progressiva affermazione del trasporto merci ferroviario si rendono necessari interventi sostanziali e un ammodernamento del settore.

Gli interventi che sono in studio o in parte già implementati costituiscono le basi per un rinnovamento del trasporto merci su rotaia divenuto indispensabile per fronteggiare la continua ascesa del trasporto su strada.

L'esperienza e gli strumenti utilizzati e sviluppati nel corso di questi anni di studio e lavoro rispecchiano proprio l'esigenza di rinnovamento strutturale e tecnologico del settore, a cominciare dagli aspetti normativi e amministrativi (capitolo 1).

Ormai da qualche anno in Europa, grazie al contributo della comunità Europea, nascono gruppi di lavoro tra Università e aziende del settore (Faiveley Transport, Ansaldo Breda, Bombardier, Trenitalia, DB, SNCF, Knorr). Diversi sono i temi trattati, dalla trazione alla frenatura distribuita, alle tematiche ambientali ed energetiche; tutti argomenti che costituiscono le basi sul futuro del trasporto merci su rotaia.

In quest'ambito si colloca il progetto *TrainDy* e, più in generale, l'attività di dottorato svolta in questi tre anni con il finanziamento della Faiveley Transport Italia SPA (ex SabWabco SPA).

Il codice di simulazione del comportamento dinamico di un treno *TrainDy* (capitolo 3), sviluppato a partire dal 2001 dall'Università di Tor Vergata in collaborazione con la SabWabco e il Politecnico di Torino, si pone l'obiettivo di fornire agli operatori del settore un utile strumento per analizzare condizioni limiti di sicurezza di un convoglio, data una manovra e su un dato tracciato. In particolare, la possibilità di effettuare, rapidamente e con un minimo dispendio di risorse e denaro, simulazioni su diversi scenari e con diverse configurazioni senza dover ricorrere a prove in linea, permette di effettuare analisi di carattere statistico e di analizzare gli attuali limiti normativi ed eventualmente ridefinirli. Proprio la caratteristica di "codice di sviluppo", ovvero un codice "aperto" in cui poter implementare nuovi modelli e soluzioni tecniche per analizzare il loro impatto sul comportamento dinamico del convoglio, ha permesso che *TrainDy* fosse scelto dalla UIC (Union Internazionale des Chemins de fer) come strumento standard di analisi dinamica per aiutare nella ridefinizione degli attuali limiti normativi. La collaborazione, iniziata a partire da Maggio 2007, porterà entro Luglio 2008 alla completa validazione e certificazione del codice da parte della UIC.

L'attività di dottorato è stata svolta prevalentemente presso la sede della Faiveley Transport Italia in Piosasco (Torino). Questa azienda opera nel settore ferroviario ed in particolare nell'ambito dei sistemi di frenatura per treni; per tale ragione l'attività è stata incentrata prevalentemente sullo sviluppo dei modelli di simulazione del sistema frenante del treno; senza comunque dimenticare gli aspetti dinamici che stanno alla base del comportamento in marcia di un convoglio. Nel lavoro di tesi verranno mostrati i modelli implementati in *TrainDy* ed in particolare i modelli con cui sono stati simulati i vari componenti del sistema di frenatura del treno (capitolo 3): la condotta generale, il rubinetto di comando, il distributore, il cilindro freno. A questo proposito, grazie anche al simulatore in scala reale del sistema freno del treno e al codice di simulazione commerciale AMESim® messi a disposizione dell'azienda (si veda capitolo 2) è stato possibile effettuare una validazione dei modelli sviluppati e implementati direttamente nel modulo pneumatico *TrainPneu* (capitolo 4). La collaborazione, già avviata nel corso del 2005 con la DB (ferrovia tedesca), ha permesso di effettuare un ulteriore confronto della dinamica longitudinale fornita dal codice, direttamente prendendo in esame prove in linea (capitolo 5); sempre all'interno del capitolo 5 verranno presentate alcune applicazioni del codice con l'intento di mostrare le potenzialità e i primi risultati ottenuti.

1 Il sistema treno

Il treno è, nell'accezione più comune del termine, un mezzo di trasporto composto da un insieme di elementi identificabili, uniti permanentemente o temporaneamente (come avviene di solito nei treni merci) a formare un unico convoglio. Il treno è stato il primo vero e proprio veicolo di trasporto di massa e in molti casi ha rappresentato un punto di svolta per l'evoluzione industriale delle nazioni ottocentesche, arrivando quindi a rivestire per molti anni un ruolo centrale nella struttura politica, economica e sociale delle nazioni.

Per comprendere le tematiche attuali che interessano il trasporto ferroviario merci e, in particolare, il suo sviluppo è necessario avere una visione generale del sistema treno: dal materiale rotabile all'interazione treno-rotaia sino alle grandezze di riferimento utilizzate dagli addetti del settore. Nel seguito, dopo una breve storia del trasporto ferroviario e la presentazione di alcuni concetti base utili nel proseguo della trattazione, verrà mostrata una panoramica dei componenti del sistema treno che limitano e caratterizzano il comportamento dinamico in marcia del convoglio. Si analizzerà prima il sistema di frenatura e poi i componenti strutturali/dinamici (il veicolo, il tracciato e il contatto ruota/rotaia); particolare risalto verrà dato al sistema frenante del treno e ai suoi componenti per comprendere meglio i modelli sviluppati e implementati nel codice *TrainDy* (capitolo 3).

1.1 La storia in breve

L'idea di *treno* nasce prima della rivoluzione industriale, sin dall'epoca romana mezzi primitivi simili a treni erano utilizzati nelle miniere: si trattava di corti convogli composti da carrelli concatenati tra loro, senza binari oppure con rudimentali guide in legno, trainate da bestie da soma o da schiavi e operai. L'usura delle guide di legno portò prima ad esperimenti di rinforzo con fodere metalliche, poi a rotaie con una guida esterna che accompagnava le ruote dei carrelli durante il

moto: questo tipo di rotaia aveva il difetto di accumulare detriti nell'angolo interno della guida, detriti che annullavano il vantaggio di far viaggiare i carrelli su superfici piane non accidentate. Per ovviare a questa problematica si spostò la guida dalla rotaia alla ruota: nascono così le ruote con bordino tipiche dei treni.

Con l'inizio della rivoluzione industriale, tra il XVIII e il XIX secolo, si resero disponibili le tecnologie e le conoscenze per raggiungere un sensibile aumento della capacità di generazione di energia, con impianti relativamente compatti e potenti. Le macchine a vapore semoventi di Nicolas Cugnot a partire dal 1769 dimostrarono, non senza qualche incidente, che era possibile generare l'energia necessaria al movimento di un mezzo direttamente a bordo dello stesso. La diffusione delle macchine a vapore portò ad un sensibile aumento della richiesta di carbone, e i produttori si trovarono a dover rendere più efficiente e veloce il trasporto del materiale estratto: non erano più sufficienti carri e cavalli. Si cominciò a rimpiazzare la trazione animale con dei motori a vapore fissi che tramite corde trainavano file di carrelli da miniera; tra queste le celebri macchine costruite da James Watt contribuirono ad affinare sensibilmente la tecnologia del vapore. I successi dei motori di George Stephenson e del figlio Robert Stephenson furono essenziali per lo sviluppo e la diffusione della neonata tecnica ferroviaria: il 27 settembre 1825 la *Locomotion n.1* trainò il primo treno commerciale della storia; sia la locomotiva che la tratta erano state progettate da George Stephenson. Il treno era composto da carri da miniera e da una carrozza passeggeri: la velocità media era di circa 9 km all'ora; già quattro anni dopo, il progresso nel rendimento e nell'efficienza dei motori a vapori permise di raggiungere i 48 km/h [1].

Dopo il successo di Stephenson, che ebbe un valore più dimostrativo che commerciale, il treno come mezzo di trasporto pubblico si diffuse rapidamente in tutta Europa; già 20 anni dopo il treno di Stephenson era possibile viaggiare a una velocità media di 96 km/h. In meno di 30 anni il treno assunse un ruolo fondamentale nella società industriale, soprattutto nel trasporto merci permettendo di espandere la cerchia dei commerci. Nonostante già nel 1879 la Siemens & Haske avesse presentato un piccolo treno mosso da una motrice elettrica, bisogna aspettare il 1895 per avere in funzione la prima linea elettrificata in America. Per evitare i difetti legati alle emissioni della trazione a vapore l'utilizzo della trazione elettrica divenne prioritario con l'arrivo del treno nelle città e con la costruzione delle metropolitane sotterranee. In Europa dell'elettrificazione nella ferrovia divenne auspicabile soprattutto per la difficoltà oggettiva nell'approvvigionamento del carbone nei tratti montani; in Italia la prima linea elettrificata risale al 1902 e attraversava il territorio montano della Valtellina con la possibilità di raggiungere una velocità massima di 70 km/h. Nel 1960 gran parte delle maggiori linee ferrate europee erano state elettrificate.

Durante la I° guerra mondiale, la potenza raggiunta a bordo treno consentiva alle bellicose potenze europee di mandare le proprie truppe nelle colonie o sui fronti lontani: i treni erano in grado di trainare diverse tonnellate, cosa che rese possibile l'invenzione da parte dell'impero Austro-Ungarico dei carri corazzati. Comparvero per la prima volta nell'Agosto del 1914 come semplici vagoni dotati di pesanti coperture metalliche imbullonate, per poi migliorare sempre più fino a diventare nel 1918 veri e propri carri armati. Ancora oggi alcune nazioni dispongono di treni armati, anche se oggi il principale uso bellico è legato alla logistica e al trasporto in sicurezza di esplosivi e personale [1].

Il periodo tra le due guerre servì a confermare le potenzialità del mezzo ferroviario: un approccio diverso, più unitario, cominciò a diffondersi. In Italia il treno divenne tra le due guerre un mezzo di trasporto a diffusione molto capillare: Milano e Reggio Calabria furono collegate con linee elettrificate, e furono sperimentati sistemi alternativi come la terza rotaia (sistema abbandonato perché troppo pericoloso).

Con la maggior parte delle infrastrutture distrutte dalla II° guerra mondiale, l'Europa si trovò a dover ricostruire per intero il proprio parco di mezzi e linee ferrate. Mentre gli stati europei si orientarono verso un servizio prevalentemente passeggeri, negli Stati Uniti il traffico passeggeri non era più competitivo rispetto alla nascente aviazione civile. In tutto il Nord America il treno avrebbe finito per identificarsi sempre più con il trasporto di merci, con treni lunghi e pesanti, molto diversi

dagli espressi o dai rapidi diffusi in Europa. Le carrozze semipilota, nate in Francia e diffuse poi alle altre reti, permisero di rendere reversibili anche i treni tradizionali, una caratteristica finora riservata agli elettrotreni: la presenza di una seconda cabina di comando permetteva di evitare di sganciare e spostare la locomotiva nelle stazioni di fine corsa, aumentando drasticamente la frequenza delle corse e riducendo nel contempo i costi di gestione dei mezzi e del personale. Per aumentare di circa un terzo il numero di passeggeri trasportabili da un treno di pari lunghezza vennero costruite carrozze con un secondo piano. All'inizio degli anni '70 la necessità di ritornare competitivi con il mondo dell'aviazione spinse alcuni paesi europei a investire sul concetto di treno ad alta velocità; il Giappone, già negli anni '60, poteva vantare i primi "treni-proiettile" sulle linee *Shinkansen*: il 2 dicembre 2003 un convoglio composto da 3 carrozze ha ottenuto il record mondiale di velocità con 581 km/h. Italia e Francia furono i protagonisti europei di questa innovazione, che portò in una decina di anni ai primi mezzi in servizio commerciale: i *Pendolino* e i *TGV*; in pochi anni anche le rimanenti nazioni si adeguarono acquistando, per la maggior parte, tecnologia italiana o, in misura minore, francese. La caduta del Muro di Berlino e l'apertura dei confini derivante dal processo di integrazione europea ha portato alla creazione di network transnazionali, tuttora in corso di realizzazione, e all'affermazione del concetto di treno ad alta velocità.

Seguendo appunto l'inclinazione avviata dopo la II° guerra mondiale in ambito europeo, l'ingegneria ha molto investito nel trasporto passeggeri, costruendo linee dedicate per l'alta velocità, treni sempre più veloci, stazioni moderne nel cuore delle grandi città. D'altra parte ridotti sono stati gli investimenti sul trasporto merci; ad oggi, l'avvento dell'elettronica sui carri merci è un traguardo ancora lontano.

1.1.1 Tecnologie non convenzionali

Negli anni, accanto al concetto di treno "convenzionale", sono state sviluppate delle varianti utilizzando differenti tecnologie; in breve si riportano alcune applicazioni esistenti.

Treno a levitazione magnetica

Un treno a levitazione magnetica o maglev è un tipo di treno che viaggia sospeso in aria su una rotaia grazie alla repulsione magnetica; la rotaia è unica e solitamente molto larga dovendo alloggiare dei magneti. La repulsione e l'attrazione magnetica vengono utilizzate anche come mezzo di locomozione e di frenatura. Essendo il treno sospeso in aria non c'è il contatto fisico con la rotaia e quindi l'unica forza che si oppone al moto del treno è quella dovuta all'attrito dell'aria. L'eliminazione delle parti meccaniche del rodiggio consente una sensibile riduzione del rumore emesso e l'eliminazione dell'attrito col binario. Di conseguenza il maglev è in grado di viaggiare a velocità elevatissime (alcuni sistemi proposti sono in grado di viaggiare a 650 km/h, una velocità comparabile con quella del trasporto aereo). Sebbene la velocità del maglev permetterebbe a questa tipologia di treno di competere con il trasporto aereo anche nei lunghi percorsi, l'elevato costo per la realizzazione delle infrastrutture ne ha limitato attualmente l'utilizzo a brevi tratte molto frequentate. L'unica applicazione commerciale odierna si trova a Shanghai, dove una linea a maglev collega la città con l'aeroporto. La linea è lunga 30 chilometri e viene percorsa dal treno in 7 minuti e 20 secondi con una velocità massima di 431 km/h e una velocità media di 250 km/h. Altre implementazioni del maglev sono attualmente allo studio.

Monorotaia

Questa tecnologia prevede che il convoglio proceda ancorato ad un'unica rotaia: può essere inferiore o superiore (col treno appeso sotto la rotaia sospesa), di forma e materiale diverso. I mezzi sono dotati di ruote con pneumatici e sono normalmente a trazione elettrica: questo consente di generare poco rumore e di ottenere nel contempo buone capacità di frenatura, di accelerazione e la possibilità di superare pendenze piuttosto elevate. Con la monorotaia è possibile ottenere raggi di curvatura molto minori rispetto a quelli in uso nelle ferrovie tradizionali, ma diventa estremamente difficile

realizzare degli scambi (deviatoi) sicuri: la loro presenza sarebbe estremamente pericolosa in quanto eventuali malfunzionamenti porterebbero facilmente alla caduta del mezzo.

A cremagliera

I treni a cremagliera sono solitamente usati in percorsi montani o, in genere, con elevata pendenza. Il moto non viene trasmesso tramite le ruote dei carrelli ma tramite un ingranaggio dentato che fa presa su una cremagliera posta a terra, solitamente su una terza rotaia. Hanno il vantaggio di poter superare tratte molto ripide, ma sono rumorosi e spesso poco affidabili a causa delle parti meccaniche esposte.

Nei treni a cremagliera, per motivi di sicurezza, sono le motrici a spingere le carrozze essendo fornite di freni potenti e, spesso, di ganci o morsetti che le tengono agganciate fermamente alla rotaia a dentiera; le motrici devono essere poste "a valle" anche nel tratto in discesa. Alcune motrici sono dotate di un sistema di frenatura che si aziona automaticamente quando la velocità è troppo elevata, evitando incidenti. A volte, quando tutto il percorso è fortemente inclinato, la motrice non viene agganciata al treno dal momento che la forza di gravità spingerà sempre i vagoni in basso verso la motrice.

Metropolitana

Col termine metropolitana si intende un sistema di trasporto rapido di massa su rotaia al servizio dei maggiori centri urbani ed aree metropolitane. A distinguere una metropolitana da una ferrovia convenzionale sono, generalmente, l'alta frequenza delle corse e la completa separazione del tracciato dagli altri traffici.

Il percorso di una metropolitana può essere sotterraneo, interrato, sul piano di campagna o in quota. Strettamente derivate dalle ferrovie, le metropolitane hanno inizialmente mutuato da queste i medesimi sistemi di esercizio e di armamento; successivamente, proprio questi impianti sono stati oggetto dei primi sistemi per il controllo della marcia dei treni e per la guida automatica ("Metropolitana automatica" o *driver-less*). La maggioranza dei treni metropolitani sono unità multiple a trazione elettrica; la corrente è solitamente fornita da un terzo binario o da linee sovrelevate nei sistemi che utilizzano tunnel particolarmente larghi. La maggior parte corre su binari d'acciaio di tipo convenzionale anche se non mancano alcune metropolitane che presentano ruote in gomma (ad esempio la *linea 1* a Parigi). Il personale a bordo è ormai ridotto al minimo a causa del progresso tecnologico che ha reso le reti quasi del tutto automatizzate: la nuova metropolitana di Torino adotta un sistema *driver-less*. I veicoli possono essere di tipo mono o bi-direzionale, quindi equipaggiati con una o due cabine di guida all'estremità e serie di porte di accesso su uno o entrambi i lati.

In base alle caratteristiche della linea e alle richieste dell'utilizzatore finale i veicoli possono avere composizione e lunghezza variabile: si va da un minimo di 18 m ad un massimo di 54 m, tipicamente un veicolo è lungo circa 30 m. Per permettere raggi di curvatura compatibili con la viabilità urbana i veicoli sono suddivisi in numerosi segmenti articolati: alcune casse poggiano direttamente sui carrelli, mentre altre sono sospese. I carrelli, in gran parte motorizzati, possono variare da un minimo di tre ad un massimo di sei per carrozza.

Il tram

Il tram è un mezzo di trasporto su rotaia utilizzato per il trasporto pubblico cittadino. Di regola circola in città dove i binari sono posti sul manto stradale. Tuttavia, con l'obiettivo di migliorare il traffico ed aumentare la velocità commerciale, sono stati creati anche tratti in sede propria ed in galleria. Nei tratti tranviari interregionali si parla spesso anche di ferrovia: la differenza è nel numero di fermate e frequenza dei convogli (maggiore nel caso dei tram), nella velocità di trasporto (minore per i tram) e nella forma della massicciata. È anche possibile un movimento misto con veicoli tranviari su tratti ferroviari e viceversa; in questi casi si parla di ferrovie metropolitane. Il tram combina i vantaggi di una grande capienza di passeggeri con una elevata frequenza di fermate. Le prime tranvie, costruite nell'ultimo quarto del XIX secolo, erano vagoni trainati da cavalli oppure mosse da motori a vapore o elettrici. Furono costruite anche tranvie con trazione ad

accumulatori o motrici a gas; in breve, tuttavia, la trazione elettrica rimase l'unica praticata. L'energia elettrica viene portata alla motrice tramite aste di presa da cavi aerei o (in galleria) da rotaie poste sotto il terreno percorse da corrente elettrica; per ragioni estetiche nei centri urbani la linea aerea viene di solito sostituita dalla distribuzione su rotaia. Nei veicoli tranviari moderni i motori frenanti funzionano da generatori, cosicché l'energia elettrica viene reimmessa nella linea elettrica. Come sistema di alimentazione viene utilizzata quasi sempre corrente continua con tensione fra i 500 e i 750 V. In genere, a differenza di quanto avviene nei veicoli ferroviari, i tram di nuova generazione sono equipaggiati con un impianto frenante di tipo idraulico.

1.2 Concetti di base

1.2.1 Nomenclature utilizzate in campo ferroviario

Gli elementi che compongono il treno sono:

– Locomotiva/Locomotore

Serve per generare lo sforzo di trazione e comandare la frenatura sul treno, sia per il trasporto merci che passeggeri. La velocità massima delle locomotive è molto variabile e può variare dai 120 km/h delle locomotive per il trasporto merci, ai 300 km/h e più delle locomotive ad alta velocità per il trasporto passeggeri.

Le locomotive sono classificate in base alla tipologia di trazione e di rodiggio installati; è possibile quindi suddividerle in:

- Locomotive elettriche
- Locomotive diesel elettriche
- Locomotive diesel idrauliche

e, per ognuna di queste categorie, suddividerle ulteriormente in base al tipo di rodiggio:

- Locomotive con quattro assi e due carrelli - **Bo'Bo'**
- Locomotive con sei assi e due carrelli - **Co'Co'**.

Nel seguito si riporta il significato delle sigle, utilizzate in ambito UIC, per indicare il rodiggio di una locomotiva:

- ❖ È presente un carrello per ogni lettera maiuscola presente
- ❖ La "**B**" indica che ci sono 2 assi motori per ogni carrello, analogamente la "**C**" avrebbe significato 3 assi motori, la "**D**" 4
- ❖ La presenza di numeri prima della sigla, indica gli assi portanti folli. Una notazione come **1Bo** indica un carrello con 2 assi motorizzati e uno portante.
- ❖ La "o" indica che gli assi sono motorizzati indipendentemente e possono ruotare su se stessi. Se ruotano in gruppo (i carrelli che si orientano per seguire il binario), si aggiunge un apice " ' " alla fine: **Bo'Bo'**. Va precisato che oggi quasi tutti i locomotori sono di tipo **Bo'Bo'** e **Co'Co'**, di conseguenza l'apice viene frequentemente omissso.

– Carro merci

Usato per il trasporto di merci, i treni che svolgono questo tipo di servizio possono essere molto lunghi ed avere più di una locomotiva, con velocità massime comprese tra 90 e 120 km/h; i vagoni possono essere ad assili o a carrelli ed utilizzare freni a ceppo o, più raramente, freni a disco.

– Carrozza passeggeri

Veicoli dedicati al trasporto passeggeri regionale, nazionale ed internazionale. Si distinguono carrozze a uno e due piani e carrozze rimorchiate e semipilota (in base alla funzione nel convoglio).

I treni che svolgono questo tipo di servizio possono avere fino a 12 carrozze, ma generalmente sono più corti (6-8 carrozze), con velocità di marcia tipiche pari a 140-160 km/h, ma possono arrivare anche a 200 km/h.

I convogli a servizio regionale spesso sono composti da una locomotiva, un certo numero di carrozze cosiddette “rimorchiate” ed una carrozza “semipilota” alla fine del treno.

– Carrozza semipilota

Carrozza parzialmente diversificata da quelle normali per l'aggiunta di una cabina di guida ad un'estremità e avente, di solito, un musetto con forma aerodinamica. Sulle semipilota non è presente il motore: i comandi vengono reindirizzati al locomotore attraverso una condotta elettrica. Questo tipo di carrozza, adibita anche al trasporto dei passeggeri, permette di cambiare il senso di marcia rapidamente e viene utilizzata soprattutto per treni pendolari reversibili.

A seconda della tipologia di trazione utilizzata, un treno può essere classificato come:

Tradizionale: i carri o le carrozze sono spinti o trainati da locomotori indipendenti che possono essere disconnessi.

A potenza distribuita: la trazione è data da una serie di motori dislocati direttamente sui carrelli (di solito non su tutti); si usa per veicoli a composizione bloccata.

Elettrotreno: convogli a composizione bloccata a trazione elettrica, in genere usati per l'alta velocità.

Automotrice diesel (o DMU): convogli leggeri mossi da motori diesel.

Automotrice elettrica (o EMU): convogli leggeri mossi da trazione elettrica.

Si possono distinguere due tipologie di treni in base alla composizione:

Treno a composizione aperta: è la tecnologia tradizionale; le carrozze o carri possono essere agevolmente disconnessi e le motrici cambiate, ha il vantaggio di essere gestibile con più facilità a seconda delle esigenze contingenti.

Treno a composizione bloccata: usata prevalentemente sugli elettrotreni e automotrici, non consente di cambiare la composizione facilmente, in compenso è più sicura e permette un più comodo movimento a bordo. I treni in composizione bloccata possono essere resi pendolanti: i treni ad alta velocità sono solitamente treni a composizione fissa costituiti da una motrice in testa, una serie di carrozze e un'altra motrice in coda.

1.2.2 Il concetto di aderenza

Per ottenere l'arresto del treno o per regolare la velocità sulle linee in discesa, viene applicata alla periferia delle ruote, e in direzione ad esse tangente e contraria al moto, una forza chiamata forza frenante. Questa forza è originata dal contatto, sulla periferia di ogni ruota, di uno o più ceppi in ghisa o materiale composito opportunamente premuti (freni a ceppi). Su alcuni veicoli, allo scopo di evitare le sollecitazioni termiche ai cerchioni e uniformare la forza frenante, in seguito alla variazione del coefficiente d'attrito con la velocità, l'azione frenante viene esercitata su appositi dischi calettati sulla sala mediante pastiglie di ferodo (freni a dischi). Nel trasporto merci, date le ridotte velocità e il materiale rotabile in uso (l'età media di costruzione del parco carri attuale è circa 25-30 anni), la stragrande maggioranza dei treni circolanti è equipaggiata con freni a ceppi; per tale ragione nel proseguo della trattazione le considerazioni saranno direttamente riferite a questa tipologia di freno.

La forza che agisce sui ceppi (Q) è diretta verso il centro della ruota (Figura 1.1) e assume perciò il nome di forza radiale mentre quella di attrito che ne deriva, essendo diretta tangenzialmente alla ruota, viene chiamata forza tangenziale (F). All'azione frenante della forza tangenziale si contrappone l'aderenza ed è in virtù di quest'ultima che la ruota non si blocca ma continua a girare; affinché questo si verifichi è però indispensabile che la forza frenante applicata sia sempre minore dell'aderenza.

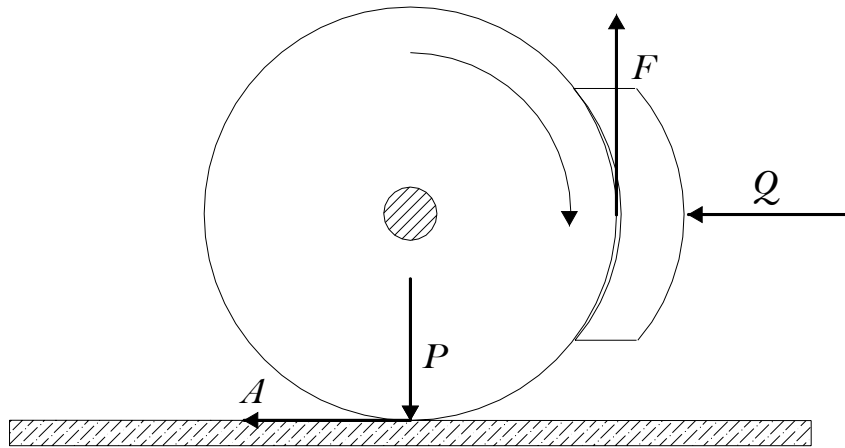


Figura 1.1 Definizione delle componenti di forza di frenatura

Indicando con f il coefficiente di attrito¹ al contatto ruota/rotaia, variabile in funzione delle condizioni di umidità ed untuosità delle due superfici a contatto e della velocità del rotabile (Figura 1.2), l’Aderenza (A) si definisce come:

$$A = Pf, \tag{1.1}$$

in cui P è il peso del rotabile.

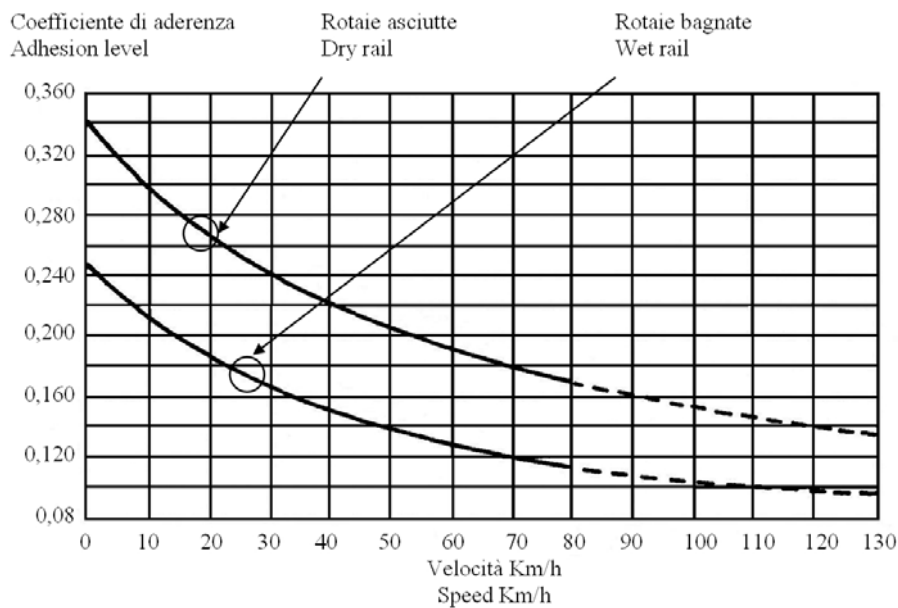


Figura 1.2 Andamento del coefficiente d’aderenza in funzione delle condizioni della rotaia e al variare della velocità.

Il bloccaggio delle ruote comporta:

1. notevole diminuzione della forza frenante

Prima del pattinamento, data la limitata ampiezza della superficie di contatto ruota/rotaia in relazione ai pesi sempre elevati, i carichi specifici sono considerevoli e tali da costringere i materiali costituenti ruota e rotaia a compenetrarsi in modo da realizzare un vero e proprio “ingranamento”.

Uno scorrimento relativo dei due elementi, come quello che si manifesta in caso di slittamento della ruota (ruota che gira senza avanzare), o di pattinamento della stessa (ruota bloccata e veicolo in movimento), presuppone che alla ruota venga applicata una forza capace di vincere quella di attrito che si genera nella superficie di contatto. Questo attrito, detto appunto coefficiente di aderenza, va considerato statico o di primo distacco, anche se la ruota è in rotazione, in quanto i punti di contatto

¹ Detto anche coefficiente d’aderenza

sono progressivamente rinnovati per ambedue le superfici durante il rotolamento. Superato il limite di aderenza, il vincolo di “ingranamento” che aveva contraddistinto l'accoppiamento ruota-rotaia viene sostituito da uno scorrimento relativo tra i due corpi; a questo punto l'attrito tra ruota e rotaia è divenuto cinetico ossia radente.

La Figura 1.3 mostra come lo sforzo frenante vada progressivamente aumentando fino ad un valore massimo corrispondente a quello dell'aderenza, ovvero al bloccaggio delle ruote, per poi ridursi istantaneamente a circa ¼ del valore raggiunto, e ciò per il fatto che l'attrito ruota-rotaia è divenuto radente e quindi molto inferiore rispetto ad un attrito di primo distacco. Per una trattazione teorica più dettagliata si rimanda a [2].

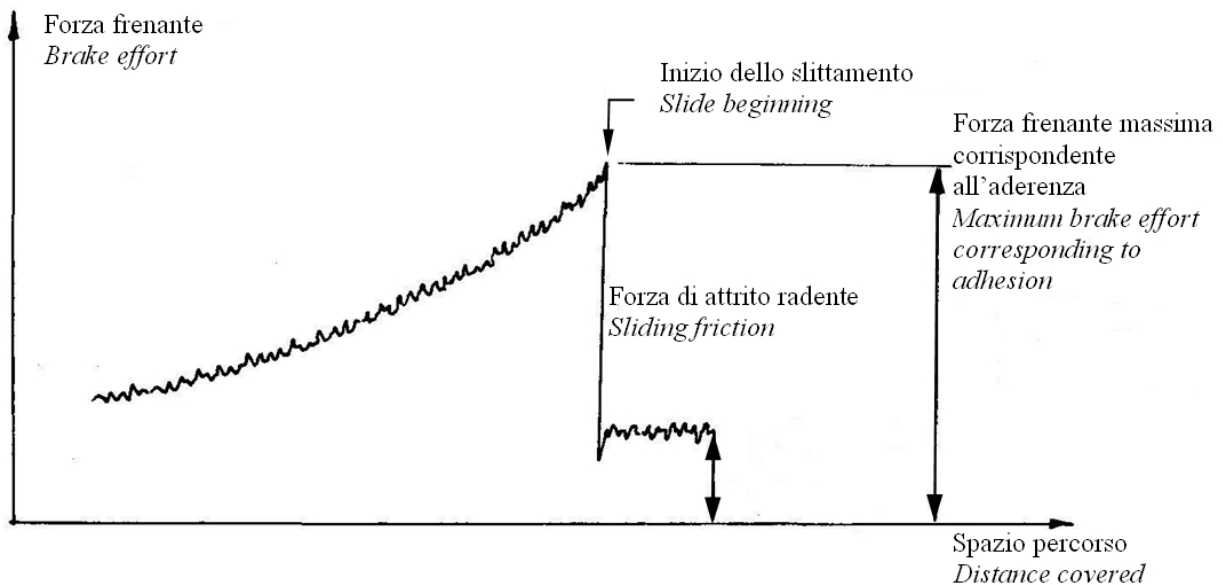


Figura 1.3 Andamento dello sforzo frenante durante una frenata

2. danneggiamento dei cerchioni delle ruote

Lo slittamento in fase di trazione o il pattinamento della ruota sulla rotaia in seguito al suo bloccaggio durante la frenatura, provoca una sfaccettatura sul piano di rotolamento dei cerchioni e una conseguente ritornitura della ruota con conseguenze negative sul comportamento dinamico del veicolo. Come mostrato in [3] le condizioni di sicurezza si riducono con cerchioni usurati: diminuire il diametro delle ruote in seguito alla tornitura contribuisce quindi al degrado delle prestazioni del rotabile.

Come si vedrà nel par. 1.3.2.2.3, il sistema di frenatura per evitare il bloccaggio delle ruote in fase di frenatura è sempre assistito da un sistema di antipattinaggio.

1.2.3 Il peso frenato

A partire dall'espressione relativa alla condizione limite al pattinamento:

$$P \cdot f = Q \cdot f', \tag{1.2}$$

in cui f' è il coefficiente d'attrito ruota-ceppi variabile con la pressione specifica, la velocità, il tipo di suola e la temperatura, mentre le altre grandezze sono state già definite nel precedente paragrafo, si definisce *peso frenato teorico* del veicolo il termine:

$$B = Q \cdot \frac{f'}{f} \tag{1.3}$$

Il peso frenato dipende quindi dalla forza radiale Q con la quale vengono premuti i ceppi contro le ruote e costituisce un parametro importante con cui esprimere la capacità frenante di ogni rotabile. La forza Q massima che si può realizzare varia da veicolo a veicolo e dipende dalle dimensioni e dalle caratteristiche delle varie apparecchiature del freno (par. 1.3).

In ambito ferroviario si definisce quindi peso frenato di un veicolo il peso che gli viene attribuito agli effetti della frenatura; esso rappresenta l'efficacia del freno e si esprime in tonnellate.

Quando in un veicolo viene realizzata la condizione limite di aderenza, si dice che il peso frenato di quel veicolo è uguale al peso del veicolo stesso, ossia uguale al peso da frenare. Il peso frenato di un veicolo riferito al peso da frenare definisce una grandezza in percentuale che prende il nome di *percentuale di peso frenato*. Indicando con P il peso da frenare e con B il peso frenato, la *percentuale di peso frenato* è espressa dal rapporto:

$$B_{\%} = \frac{B}{P} 100 \quad (1.4)$$

Facendo il rapporto tra la somma dei pesi frenati di tutti i veicoli in composizione ad un treno e quella dei rispettivi pesi da frenare, si ottiene la percentuale di peso frenato del convoglio.

La grandezza $B_{\%}$ è molto utilizzata in ambito ferroviario per caratterizzare le prestazioni frenanti di un convoglio; a questo proposito, nota la $B_{\%}$ del treno e la pendenza della linea è possibile ricavare la massima velocità consentita dalla frenatura [4], e conoscendo anche la velocità di partenza è possibile risalire allo spazio d'arresto [N1].

Operativamente, per il calcolo del peso frenato, la forza radiale complessiva agente sul veicolo (Q) viene moltiplicata per un coefficiente k , contenuto sempre nella normativa [N1], che è funzione del tipo di suola e della pressione specifica agente sulla suola. Riprendendo l'espressione (1.3) si fa notare che il coefficiente k introdotto dalla normativa tiene conto del rapporto $\frac{f'}{f}$ e quindi del

rapporto tra il coefficiente d'attrito ruota/ceppi e quello di aderenza.

È importante far notare che il peso frenato viene calcolato prendendo per base la forza frenante a velocità nulla (ovvero quando l'attrito f' è massimo) senza tener conto delle variazioni che la forza stessa subisce al variare della velocità durante un evento di frenatura. Per tale ragione, è possibile avere percentuali di peso frenato che superano il 100% senza comunque causare il bloccaggio delle ruote.

Il peso frenato effettivo deve perciò tenere conto della reale efficienza dei freni durante l'intera fase di frenatura; esso viene determinato sperimentalmente raffrontando la velocità di marcia con lo spazio d'arresto. Sperimentalmente si lancia il veicolo, su linea pianeggiante, ad una velocità uguale o prossima a quella massima cui il veicolo stesso dovrà viaggiare, quindi lo si frena a fondo (frenatura massima) e si misura lo spazio d'arresto. Utilizzando il diagramma riportato in *Annexe AI* della normativa [N1] si calcola direttamente la percentuale di peso frenato; da questa, noto il peso del rotabile, si risale al valore del peso frenato tramite la relazione:

$$B = \frac{P}{100} B_{\%} . \quad (1.5)$$

1.2.4 Il regime di frenatura

Per ragioni di sicurezza, i tempi limiti di carica e scarica del cilindro freno vengono controllati secondo normativa [N2]: una salita troppa rapida della pressione nei cilindri freno dei vagoni in testa al treno, rispetto a quelli in coda, provoca un notevole incremento degli sforzi di compressione ai respingenti che può portare al deragliamenti e comunque limita i margini di sicurezza in marcia del convoglio; viceversa uno rilascio del freno troppo anticipato dei veicoli di testa rispetto a quelli di coda provocherebbe degli sforzi di trazione consistenti sui tiranti.

A seconda delle prestazioni di frenatura e quindi degli spazi di arresto che si devono garantire, delle caratteristiche dei rotabili e della tipologia di treno è possibile avere un diverso regime di frenatura. Si definiscono due regimi di frenatura convenzionali: il regime "G" (Goods; -M- Merci) che si adatta a treni merci, lunghi e lenti e il regime "P" (Passengers;-V- Viaggiatori) che risulta essere più congeniale per treni passeggeri, più veloci e relativamente leggeri. Accanto a questi regimi "tradizionali", soprattutto per il traffico passeggeri e per le locomotive, sono stati introdotti ulteriori

regimi di frenatura caratterizzati da una maggiore efficienza frenante rispetto al regime “P”; un esempio è il regime “R” in cui i tempi di frenatura e sfrenatura sono minori e le pressioni massime al cilindro freno maggiori rispetto al regime “P”. Il regime “R+Mg” è un regime di frenatura “R” associato con il freno a pattini magnetici. Il regime “P₂” è anch’esso caratterizzato da tempi limiti inferiori e da una pressione massima maggiore rispetto al regime “P”, in genere però l’efficienza frenante è comunque minore rispetto al regime “R”. Sulle locomotive è possibile trovare combinazioni di diverse tipologie di freno: “R+E”, “P+H”, ecc., in cui “E” sta per elettrodinamico, “H” per idrodinamico. In Tabella 1.1 si riportano i vari regimi di frenatura introdotti e il loro utilizzo.

Regime di frenatura	Utilizzo
P	treni passeggeri e merci fino a 120 km/h
G	treni merci fino a 90 km/h (se il veicolo lo permette anche fino a 120 km/h)
R	treni passeggeri sopra 120 km/h
P₂	solo per alcuni locomotori (per esempio in Germania)
R+Mg	per tutti i treni passeggeri con velocità massima sopra 140 km/h
R+E, R+H, P+E, P+H, P₂+H	solo per locomotori

Tabella 1.1 I vari regimi di frenatura e il loro utilizzo

Avere un treno tutto in regime “G”, e quindi molto lento a rispondere ad una manovra di frenatura e sfrenatura, permette di diminuire le sollecitazioni lungo il convoglio e quindi garantire la marcia di treni anche molto lunghi (sino a 1000 m, [4]) assicurando adeguati margini di sicurezza. Pensare di mettere in marcia treni lunghi in regime “G” risulta essere poco perseguibile dati i notevoli spazi d’arresto e le ridotte velocità di percorrenza consentite: ormai quasi la totalità dei treni merci in Europa circolano in regime “P”.

Per avere un’idea dei tempi limiti in carica e scarica del regime “P” e del regime “G”, se ne riportano i valori in Tabella 1.2.

Regime di frenatura	Tempo limite in frenatura [s]	Tempo limite in sfrenatura [s]
P	3-5	18-30
G	15-20	45-60

Tabella 1.2 Tempi limiti in frenatura e sfrenatura per regime “P” e “G”

1.2.5 I criteri di sicurezza

Quando si analizzano le prestazioni di un veicolo o di un intero convoglio ferroviario utilizzando prove sperimentali o simulazioni al computer, il criterio di scelta deve prendere in considerazione tre requisiti fondamentali: la sicurezza, il comfort di guida e la fattibilità costruttiva.

Nell’ambito di interesse del lavoro, ovvero il trasporto ferroviario merci, il comfort di guida non rappresenta certo un requisito fondamentale; i criteri di scelta sono essenzialmente criteri di sicurezza con cui monitorare il rischio di deragliamento e garantire la sicurezza in marcia. Questi criteri sono generali ed è spesso difficile individuarne il giusto campo di applicazione e validità: per poter garantire la sicurezza di un convoglio è necessario analizzare le molteplici condizioni operative in cui il convoglio si può trovare durante la marcia. Per esempio, diventa importante analizzare le indicazioni fornite dal parametro di sicurezza al variare della distribuzione delle masse o dei pesi frenati lungo il convoglio, delle condizioni di aderenza, del tipo di carro o delle caratteristiche plano-altimetriche del tracciato. Ovviamente il numero di varianti da prendere in considerazione è pressoché infinito e pensare di effettuare delle prove sperimentali è improponibile

dati i tempi e i costi elevati della sperimentazione. Diventa indispensabile allora individuare delle criticità, ovvero delle condizioni limiti in termini di tracciato, velocità di percorrenza, distribuzione del carico e del peso frenato nel convoglio con cui valutare l'efficienza e la sicurezza dei treni merci. A questo proposito ci sono normative di settore specifiche [N3] che definiscono le prove e i criteri di accettazione, o report di prove sperimentali che raccolgono dati e analisi fatte a riguardo [N4]. A questo proposito, un codice di simulazione numerico dovrebbe essere in grado di replicare le stesse condizioni di test definite da normativa; in questo modo è possibile valutare in maniera oggettiva i margini di sicurezza avendo un riscontro diretto con i risultati sperimentali e i criteri di accettazione definiti. In quest'ambito, e più in generale per ridefinire gli attuali standard di sicurezza, diventa fondamentale l'utilizzo di un codice di simulazione dinamica per individuare criticità nel sistema e condizioni limiti di test; solamente attraverso l'uso estensivo della simulazione al computer è possibile ottenere un'analisi statistica e ampliare gli scenari di prova (capitolo 2).

Nel seguito vengono presentati alcuni dei più importanti criteri di sicurezza adoperati per monitorare il comportamento in marcia di un convoglio ferroviario.

In generale, si possono distinguere criteri di sicurezza basati su:

- parametri cinematici: spazio d'arresto, accelerazione longitudinale e trasversale non compensata, spostamento trasversale dei respingenti
- parametri dinamici: forza laterale di ripage, forza sul respingente e sul tirante, rapporto Y/Q
- parametri del tracciato: sghembo di binario, limite geometrico altimetrico e planimetrico

Nel caso vengano utilizzati i parametri del tracciato, la sicurezza viene garantita assegnando ad ogni linea un grado di prestazione che definisce la velocità massima e la segnaletica lungo la tratta ([4]); per una descrizione dettagliata dei parametri del tracciato si rimanda a [5]. Ovviamente, l'assegnazione delle velocità limiti e delle relative segnaletiche è strettamente correlata alle prestazioni del materiale rotabile circolante; l'aumento delle prestazioni in termini di efficienza frenante o in trazione dei nuovi convogli permetterà di estendere gli attuali limiti imposti e aumentare così la produttività del trasporto ferroviario senza compromettere la sicurezza del sistema.

La normativa [N1] permette di calcolare lo spazio d'arresto in funzione della percentuale di peso frenato del convoglio avendo a parametro le caratteristiche del convoglio, della linea e la velocità di partenza. Le segnaletiche lungo la linea, che fissano la velocità dei convogli durante la marcia, tengono conto delle prestazioni frenanti e quindi degli spazi d'arresto: un treno (e.g. troppo lungo o troppo pesante e in genere fuori standard) che non rispetta gli spazi d'arresto non garantisce adeguate condizioni di sicurezza.

In merito ai valori ammissibili degli altri parametri cinematici si faccia riferimento a [6] e alle normative UIC richiamate nell'articolo.

Il rapporto Y/Q, detto anche rapporto di Nadal, e le forze laterali di ripage si basano sulle forze che nascono al contatto ruota/rotaia; in particolare il criterio delle forze laterali di ripage si preoccupa di verificare la sicurezza alla traslazione laterale della linea ferroviaria. Il veicolo in curva, sottoposto alla forza centrifuga, tende a far traslare lateralmente la linea ferrata; affinché questo non avvenga bisogna limitare le sollecitazioni laterali. Il veicolo che percorre una curva è tanto più "aggressivo" quanto maggiore è la sua massa, a causa delle maggiori forze laterali generate a parità di accelerazione; viceversa, maggiore è la sua massa e maggiore è l'effetto "stabilizzante", dato che aumentano le resistenze d'attrito alla traslazione laterale tra il complesso veicolo-ruota e il gruppo rotaia-traversina. Il limite di ripage è legato quindi alla tecnologia di costruzione della linea e alla massa propria del veicolo che percorre la curva.

Il coefficiente di Nadal si basa invece sul rapporto tra la forza laterale (Y) e verticale (Q) che agisce sulla singola ruota del veicolo. Quando questo rapporto raggiunge 0.8 [N3], l'eccessivo carico laterale, responsabile della "rimonta" dell'assile sulla rotaia, può portare a condizioni di incipiente

deragliamento. Il criterio di Nadal è considerato essere un criterio conservativo [7], la sua semplicità e il fatto che fornisca delle valutazioni per il deragliamento restando in sicurezza, fanno di questo criterio uno dei più utilizzati.

Nell'impiego del rapporto Y/Q è importante individuare il campo di applicabilità e particolareggiare l'espressione al caso in esame; per esempio, il limite di 0.8 è valido per curve con raggi di curvatura maggiori di 250 m; per velocità inferiori a 30 km/h e raggi di curvatura minori di 250 m il limite viene portato a 1.2 [N3]. Inoltre, l'espressione per il calcolo del rapporto di Nadal dovrebbe essere aggiornata in funzione delle condizioni di contatto (singolo o doppio) che si stabiliscono in marcia tra ruota e rotaia. Durante la normale marcia del convoglio, la ruota stabilisce un doppio contatto con la rotaia: bordino e tavola di rotolamento. In condizioni di incipiente deragliamento viene a mancare il contatto della tavola di rotolamento con la rotaia, a causa del fenomeno di rimonta dell'assile sulla rotaia², per cui tutto il carico della ruota si scarica sul bordino. Il caso di doppio contatto è meno gravoso poiché considera il deragliamento con ancora avviato; per avere il dettaglio delle formule utilizzate nel caso di singolo o doppio contatto si veda [5].

Per quanto concerne i valori limiti imposti sulle forze longitudinali agenti sui respingenti e tiranti si fa riferimento a [N5] e [N6].

1.2.6 Normative internazionali

Il traffico ferroviario passeggeri e merci viene regolamentato in termini di interoperabilità, sicurezza, specifiche tecniche e costruttive da apposite normative internazionali emesse dal consiglio europeo, le TSIs. Garantire l'interoperabilità, ovvero fornire tutte le specifiche da rispettare al fine di ottenere un servizio ferroviario internazionale regolare, è fondamentale per un mercato transeuropeo in grado di fronteggiare le altre forme di trasporto; si vedrà meglio tale aspetto e la situazione in essere nel trasporto merci in Europa nel corso del capitolo 2.

Quando una TSI viene citata in una Direttiva Europea, le specifiche in essa riportate diventano legge per tutti i paesi della CE. Le Direttive Europee riportano le decisioni ufficiali e legislative prese dalla commissione europea; alcune delle Direttive Europee più importanti sono contenute in Tabella 1.3.

Direttiva	Denominazione
Direttiva 93/38/CEE del Consiglio del 14 giugno 1993	che coordina le procedure di appalto degli enti erogatori di acqua e di energia, degli enti che forniscono servizi di trasporto nonché degli enti che operano nel settore delle telecomunicazioni
Council Directive 96/48/EC of 23 July 1996	on the interoperability of the trans-European high-speed rail system conditions – comparison of limit values with the actual positions
Directive 2001/16/EC of the European Parliament and of the Council of 19 March 2001	on the interoperability of the conventional rail system
Rettifica della decisione 2004/446/CE della Commissione, del 29 aprile 2004	che determina i parametri fondamentali delle specifiche tecniche di interoperabilità riguardanti i sottosistemi «Rumore», «Carri merci» e «Applicazioni telematiche per il trasporto merci» di cui alla direttiva 2001/16/CE
Directive 2004/49/EC of the European Parliament and of the Council of 29 April 2004	on safety on the Community's railways and amending Council Directive 95/18/EC on the licensing of railway undertakings and Directive 2001/14/EC on the allocation of railway infrastructure capacity and the levying of charges for the use of railway infrastructure and safety certification

Tabella 1.3 Alcune Direttive Europee

² Sperimentalmente si è soliti ritenere il veicolo come sviato quando la ruota si è alzata di 6 mm rispetto al piano di rotolamento della rotaia [5]

Quando le regolamentazioni contenute in una Direttiva Europea non sono accettate e quindi rispettate da tutti gli Stati membri per motivazioni “oggettive”, la Commissione Europea trasforma quanto emanato nella Direttiva in una Raccomandazione della Commissione, un esempio è il documento [8].

A supporto della stesura delle normative internazionali TSI ci sono gli standard europei EN; questi standard sono validi all'interno dell'UE e, attraverso i costruttori europei, possono essere introdotte in ogni parte del mondo. La Tabella 1.4 che segue raccoglie alcuni degli standard EN più importanti.

Standard	Denominazione
EN 50121-3-2	Railway applications – Electromagnetic compatibility Part 3-2: Rolling stock – Apparatus
EN 50124-2	Railway applications – Insulation co-ordination Part 2: Overvoltages and related protection
EN 50125-1	Railway applications – Environmental conditions for equipment Part 1: Equipment on board rolling stock
EN 50126	Railway applications - The specification and demonstration of Reliability, Availability, Maintainability and Safety (RAMS)
EN 50128	Railway applications – Software for railway control and protection systems
EN 50129	Railway applications - Communications, signalling and processing systems - Safety related electronic systems for signalling
EN 50155	Railway applications – Electronic equipment used on rolling stock
EN 50261	Railway applications – Mounting of electronic equipment
EN 60529	Degrees of protection provided by enclosure (IP Code)
EN 60721-3	Classification of environmental conditions
EN 61373	Railway applications – Rolling stock equipment – Shock and vibration tests

Tabella 1.4 Alcuni standard EN

Mentre le TSI forniscono le normative di riferimento internazionali in campo ferroviario, esistono enti normativi di carattere nazionale (Tabella 1.5) che possono emettere specifiche norme per regolamentare la circolazione del materiale rotabile in funzione dei requisiti peculiari della propria rete ferroviaria. Inoltre, a questi enti normativi viene demandato il compito di far recepire i vari standard EN nel territorio di competenza. Resta inteso che, in ogni caso, tutte le norme nazionali devono sottostare a quanto riportato nelle TSI.

Stato	Normative
Germania	DIN BOStrab EBA
Regno Unito	LUL
Italia	UNIFER

Tabella 1.5 Enti Normativi a carattere nazionale

Gli standard EN stanno sostituendo e integrando progressivamente quelli emessi negli anni dalla UIC (Union Internationale des Chemins de fer) che ancora oggi rappresenta il riferimento normativo per la costruzione e la circolazione dei treni in Europa. In realtà si parla di standard UIC anche in altre parti del mondo, per esempio in alcune zone dell'Australia lo standard utilizzato per la costruzione e la circolazione dei treni è quello UIC. Gli standard UIC si proponevano di garantire l'interoperabilità, i requisiti di sicurezza, costruttivi e progettuali da rispettare in campo ferroviario; sono disponibili versioni in francese, inglese e tedesco. Le specificazioni e i requisiti di progettazione riguardanti il sistema frenante sono contenuti negli opuscoli dal 540 al 549; un estratto degli standard più importanti è contenuto in Tabella 1.6.

Standard	Denominazione
540 O	Freins a air comprimé pour trains de marchandises et trains de voyageurs
541-03 OR	Frein. Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein - Robinet de mécanicien
541-04 OR	Frein. Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein. Appareil de freinage autovariabile en fonction de la charge et dispositif de commande automatique de l'appareil "vide-chargé"
541-05 OR	Brakes. Regulations concerning the construction of different brake components. Wheel-slip prevention equipment (WSP)
541-06 OR	Frein. Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein : Frein magnétique
541-07 OR	Frein. Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein
541-08 OR	Frein - Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein: Détecteurs de déraillement pour wagons.
541-1 OR	Frein. Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein
541-2 OR	Cotes des raccords par boyaux (boyaux de frein) et des câbles électriques; types de raccords pneumatiques et électriques ainsi que leur positionnement sur les wagons et les voitures équipés de l'attelage automatique des chemins de fer membres
541-3 OR	Frein a disques et garnitures de frein à disques Conditions générales pour les essais au banc
541-5 OR	Frein électropneumatique (frein EP) Signal d'alarme à frein inhibable par voie électropneumatique (SAFI)
543 OR	Frein Prescriptions relatives à l'équipement du matériel remorqué
544-1 O	Frein - Performance de freinage
544-2 OR	Conditions to be observed by the dynamic brake of locomotives and motor coaches so that the extra braking effort produced can be taken into account for the calculation of the braked-weight
547 O	Frein - Freins à air comprimé – Programme type d'essais

Tabella 1.6 Standard UIC per il sistema frenante

Per quanto riguarda invece gli aspetti connessi alla dinamica del treno (specifiche costruttive sugli accoppiamenti tra i veicoli o delle sospensioni, ecc..) o ai criteri di sicurezza, se ne fornisce un breve estratto in Tabella 1.7.

Standard	Denominazione
510-1 O	Wagons - Running gear – Normalization
510-3 O	Wagons – Essais de résistance au banc des bogies à 2 essieux
517 OR	Wagons - Suspension gear – Standardization
518 OR	Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour – Safety – Track fatigue – Ride quality
522 R	Technical conditions to be fulfilled by the automatic coupler of the UIC and OSJD Member railways
522-2 OR	Conditions for the acceptance of draw-only automatic couplers
524 O	Wagons - Technical specifications governing spring devices for wagons fitted with automatic couplers belonging to the UIC and OSJD member railways
527-1 OR	Coaches, vans and wagons - Dimensions of buffer heads - Track layout on S-curves
577 OR	Wagons - Stresses

Tabella 1.7 Standard UIC per gli aspetti strutturali e dinamici

L' indicazione letterale dopo il numero dello standard assume il seguente significato:

- “ O “ Prescrizione di carattere Obbligatorio
- “ OR “ Prescrizione a titolo di Raccomandazione
- “ I “ Prescrizione a titolo Informativo

L'ente di ricerca europeo per il trasporto ferroviario ERRI (*European Rail Research Institute*, ex ORE), la cui attività è cessata il 30 Giugno del 2004, ha effettuato negli anni una serie di sperimentazioni in linea per attività di ricerca e sussidio alla scrittura degli standard UIC. In Tabella 1.8 di riportano alcuni dei report più importanti che contengono prove sperimentali e forniscono grandezze di riferimento o indicazioni per l'analisi del comportamento dinamico del treno.

Rapporto	Denominazione
QUESTION ORE B55	Rapport No. 6 ; Condition pour le franchissement des gauches de la voie. Calcul et mesure des valeurs caractéristiques déterminantes pour les Wagons
QUESTION ORE B55	Rapport No. 8 – (rapport final) ; Condition pour le franchissement des gauches de la voie. - valeurs recommandées des gauches et dévers de voie. - calcul et mesure des valeurs caractéristiques déterminantes pour les Wagons. - contrôle des véhicules
ERRI B126/RP25	Problèmes de freinage – Influence de la longueur du train sur la performance de freinage
ERRI B 177/4 (Mars 1995)	Problèmes de technique de freinage et de dynamique ferroviaire dans le cas de trains de marchandises d'une longueur allant jusqu'à 700 m et circulant en régime de freinage P
ERRI C138	Permissible limit values for the Y and Q forces and derailment criteria. ; Rapport No. 2 – Limit values for the Y and Q forces from the point of view of rail stresses. Rapport No. 3 – Derailment tests with two-axled wagons in Derby. Rapport No. 9 -Verification of limit values – test under operating conditions – comparison of limit values with the actual positions
ERRI C116– RP4	Equations of motion of a railway vehicle

Tabella 1.8 Rapporti ERRI (ex ORE)

1.3 La frenatura del treno

1.3.1 Tipi di freno normalmente impiegati sui rotabili

La spinta dei ceppi contro i cerchioni, o delle pastiglie contro i dischi, può essere ottenuta mediante azione manuale (freno a mano) oppure tramite aria compressa (freno pneumatico); alcuni veicoli esteri (e.g. in India) sono muniti di freno a depressione (freno pneumatico a vuoto), in questo tipo di freno l'azione frenante viene esercitata dalla pressione atmosferica rispetto ad un valore in depressione opportunamente creato nei componenti del circuito.

Per aumentare la potenza frenante, alcuni locomotori sono dotati di frenatura elettrica (freno elettrodinamico), ovvero i motori di trazione vengono fatti funzionare come generatori utilizzandone la coppia resistente. Inoltre, su rotabili particolarmente veloci, oltre al tradizionale freno pneumatico, possono essere installati dei pattini magnetici (freno magnetico) che esercitano la loro forza frenante strisciando sulle rotaie. L'impiego di questo freno è tuttavia limitato ai casi di frenatura d'emergenza.

Nel seguito si riportano alcune informazioni sui vari tipi di freno normalmente utilizzati sui rotabili; in maggior dettaglio si analizza il principio di funzionamento e i componenti del freno ad azione pneumatica oggetto di modellazione.

Il *freno a mano o di parcheggio* viene impiegato quasi esclusivamente per garantire l'immobilità dei rotabili durante il loro stazionamento: esso è generalmente costituito da una vite azionata da un volantino oppure da una manovella (in alcuni casi fra volantino di comando e vite è interposta una coppia di ruote dentate con rapporto di trasmissione vantaggioso). La madre vite esercita la propria azione sui ceppi mediante un opportuno sistema di leve; per maggiori informazioni si veda [9].

Nel *freno elettropneumatico* (EP), lo sforzo frenante è ottenuto pneumaticamente, ma il controllo del freno è eseguito tramite organi elettropneumatici. La caratteristica principale di questo tipo di freno è la contemporaneità dell'intervento del comando di frenatura attraverso il treno, anche se molto lungo. Ci sono due tipologie di freno EP:

freno diretto. Questo tipo di freno viene generalmente impiegato in applicazioni per unità treno multiple EMU, DMU. L'azione del freno viene normalmente protetta con un laccio di sicurezza elettrico. La richiesta di frenatura proveniente dal manipolatore viene trasmessa elettricamente lungo il treno e viene gestita da centraline di controllo (BCU) presenti in ogni veicolo.

freno indiretto. E' un sistema frenante in cui il freno EP influenza la condotta generale tramite un gruppo elettrovalvolare di frenatura/sfrenatura presente in ogni veicolo del treno. I segnali vengono generati in locomotiva e sono trasmessi lungo il treno per via filare. Agiscono sulla condotta generale parallelamente all'informazione pneumatica del rubinetto di comando.

Nel *freno elettroidraulico* l'applicazione è ottenuta idraulicamente, cioè impiegando olio in pressione; in molti casi lo sforzo frenante è generato da una molla mentre la sfrenatura è ottenuta idraulicamente. Di solito il controllo è effettuato elettricamente/elettronicamente. Tale tipo di freno viene utilizzato diffusamente su veicoli tranviari, dove la necessità di costruire veicoli a pianale ribassato comporta una sensibile riduzione degli spazi disponibili per cui questa soluzione viene preferita.

Nel *freno elettromagnetico a pattini* lo sforzo frenante ottenuto è indipendente dall'aderenza e quindi va ad aggiungersi all'azione frenante esercitata dal freno pneumatico sulle ruote senza pregiudicare le condizioni limiti di aderenza. Ogni pattino è costituito da un elettromagnete che, normalmente diseccitato, viene mantenuto sollevato rispetto al piano della rotaia da apposite molle. Al momento della frenatura la bobina dell'elettromagnete viene alimentata ed il pattino viene abbassato fino a contatto con la superficie della rotaia mediante attuatori a comando elettropneumatico.

La *frenatura elettrica o elettrodinamica* viene realizzata utilizzando la coppia resistente dei motori elettrici di trazione che per l'occasione vengono fatti funzionare come generatori. L'energia generata può poi essere immessa in catenaria ottenendo così la frenatura a recupero di energia, oppure essere dissipata su resistenze ottenendo la frenatura geostatica. I motori di trazione, a causa del tipo di eccitazione di cui dispongono, non sono però in grado di passare spontaneamente al funzionamento da generatore (f.c.e.m. E maggiore della tensione applicata V); infatti, anche per una velocità comunque elevata questi motori forniscono ancora, seppure in misura ridotta, un valore di coppia motrice. Questo fatto è legato all'indebolimento di campo provocato dall'aumento di velocità; in questo modo la f.c.e.m. E non solo non riesce a superare il valore della tensione applicata V ma non riesce nemmeno ad uguagliarla. Per fare in modo che la predetta condizione si verifichi è indispensabile aumentare opportunamente il campo: per questo scopo vengono impiegati motori con eccitazione composta (serie-indipendente), oppure indipendente; per maggiori informazioni si rimanda a [9].

Al fine di attuare un livello specifico di frenatura è possibile avere un'interazione tra il freno meccanico e quello elettrodinamico; a questo proposito ci sono diverse tipologie di interazione:

- ❖ **Interlock:** il freno pneumatico viene inibito (interlockato) dalla elettrovalvola di *interlock* sugli assi motori fintanto che è attivo il freno elettrodinamico e viene applicato non appena quest'ultimo viene ad essere nullo (bassa velocità/guasti). Per ragioni di sicurezza dovrà essere presente un circuito di *by-pass* delle elettrovalvole di *interlock* per permettere la frenatura di sicurezza indipendentemente dall'efficienza della frenatura elettrodinamica.
- ❖ **Blending:** il sistema realizza la necessaria forza frenante utilizzando preferibilmente il freno elettrodinamico e integrandolo, se necessario, con il freno pneumatico; l'azione pneumatica verrà distribuita tra gli assi motori e portanti rispettando il criterio della massima aderenza permessa tra ruota e rotaia. La ripartizione della forza è fatta su ogni cassa in modo indipendente dalle altre.
- ❖ **Cross Blending:** il sistema realizza la necessaria forza frenante utilizzando preferibilmente il freno elettrodinamico e integrandolo, se necessario, con il freno pneumatico; l'azione pneumatica verrà distribuita tra gli assi motori e portanti rispettando il criterio della massima aderenza permessa tra ruota e rotaia. La ripartizione della forza è fatta su ogni cassa in modo da tenere in conto anche la condizione di aderenza delle altre casse (a livello di convoglio).

1.3.2 Il freno pneumatico continuo e automatico

1.3.2.1 La storia

Oggi giorno, la maggior parte dei treni nel mondo è equipaggiata con un sistema di frenatura pneumatico che consente la frenatura e la sfrenatura progressiva su tutti i veicoli del convoglio; tale impianto usa aria compressa per spingere i ceppi contro le ruote o le pastiglie contro i dischi.

L'inventore del freno ad azione pneumatica sui treni è George Westinghouse; George Westinghouse nasce il 6 ottobre 1846 a Central Bridge (NY).

A vent'anni, forse per aver assistito ad una spaventosa collisione fra due treni merci, fra i tanti problemi ai quali si era rivolto³, aveva deciso di dedicarsi in modo particolare allo studio di un sistema efficiente di frenatura per veicoli ferroviari.

Il freno a vapore di Stephenson (1833), che agiva solo sulla locomotiva, si rivelò ben presto insufficiente di fronte al progressivo aumento del numero di vagoni. Anche il successivo sistema a repulsione, per estendere la frenatura a tutto il treno, lasciando il solo comando sulla locomotiva e collegando gli attacchi d'aggancio e repulsione fra i vagoni a tiranterie di ferro, nel 1855 lascia il posto al freno a catena di Loughridge. In questo sistema la catena che azionava i ceppi per mezzo di una timoneria percorreva tutto il treno e si avvolgeva su di un tamburo sistemato sulla locomotiva; al momento della frenatura, il tamburo, azionato da una delle ruote motrici, permetteva l'applicazione del freno.

Di questi rudimentali sistemi, Westinghouse decide di prendere in considerazione il sistema di Stephenson estendendo l'applicazione del congegno dalla sola locomotiva a tutti i veicoli del treno mediante una condotta che percorreva l'intero convoglio ed alimentata con il vapore all'atto della frenatura. Tale condotta percorre il rotabile per tutta la sua lunghezza e termina alle due testate con rubinetti di isolamento e accoppiamenti flessibili rispettivamente per l'isolamento e il collegamento dei veicoli del convoglio (Figura 1.4). Questa particolarità conferisce al freno la caratteristica di *freno continuo*.

Si rese ben presto conto che anche il suo dispositivo è precario ed ha scarsa affidabilità a causa della condensazione del vapore che corre lungo la condotta del treno. Leggendo un articolo sul tunnel del Ceniso, allora in costruzione fra Italia e Francia, apprende che la perforazione della roccia veniva praticata con martelli ad aria compressa ideati da Someiller che, con Grandis e Gattoni, dirigeva l'esecuzione del traforo. I martelli pneumatici erano alimentati da una stazione di pompaggio sistemata all'imbocco del tunnel tramite una condotta, che allora aveva raggiunto la lunghezza di circa 1000 m, di gran lunga superiore alla lunghezza di un treno per quell'epoca. Immediatamente

³ Può probabilmente essere definito l'inventore più produttivo essendo titolare di ben 361 brevetti.

Westinghouse intuì che l'aria compressa era la valida alternativa al vapore per il suo *freno continuo*; dopo due anni d'intenso lavoro il nuovo sistema era pronto per essere sperimentato.

George Westinghouse, nell'aprile del 1869, a soli ventitré anni, riuscì a convincere funzionari ed esperti delle ferrovie a provare il suo nuovo sistema di frenatura per treni. Partendo dalla stazione di Pittsburgh su di un convoglio-locomotiva (tender⁴ e tre vagoni) lanciato a 50 km/h, all'uscita da un tunnel il macchinista scorge che a circa 200 metri un carro agricolo è fermo sui binari. Il macchinista aziona il freno ed il treno si arresta a pochi passi dal carro; così, nella maniera più drammatica e plateale, George Westinghouse aveva dimostrata l'efficacia del suo nuovo sistema di frenatura.

Tre anni dopo l'esperimento di Pittsburgh, Westinghouse eliminava una grave mancanza del suo freno ad aria compressa, realizzando un sistema di sicurezza che rappresenta una delle più grandi invenzioni in questo settore: il *freno automatico* ad aria compressa. Il cuore del sistema è la cosiddetta valvola tripla (o distributore, par. 1.3.2.2.2): con questo nuovo dispositivo, la frenatura era garantita anche in caso di rottura di un aggancio o scoppio di un flessibile; in generale, la caduta anormale della pressione in condotta generale determinava automaticamente l'intervento del freno. Nonostante i continui miglioramenti apportati negli anni sulle prestazioni del sistema, e in particolare su alcuni componenti, il principio di funzionamento che regola la frenatura o la sfrenatura pneumatica del treno resta quello ideato da George Westinghouse circa 150 anni fa.

1.3.2.2 Il layout

Nel layout dell'impianto frenante di un treno la locomotiva svolge la principale funzione di controllare la pressione in condotta generale e di generare la pressione di alimentazione per i componenti dell'impianto frenante e nei treni passeggeri anche per la condotta principale del treno. Nel seguito faremo riferimento al tipico schema d'impianto che equipaggia un treno merci in cui, non essendo presenti dispositivi pneumatici lungo il treno, non trova posto la condotta principale.

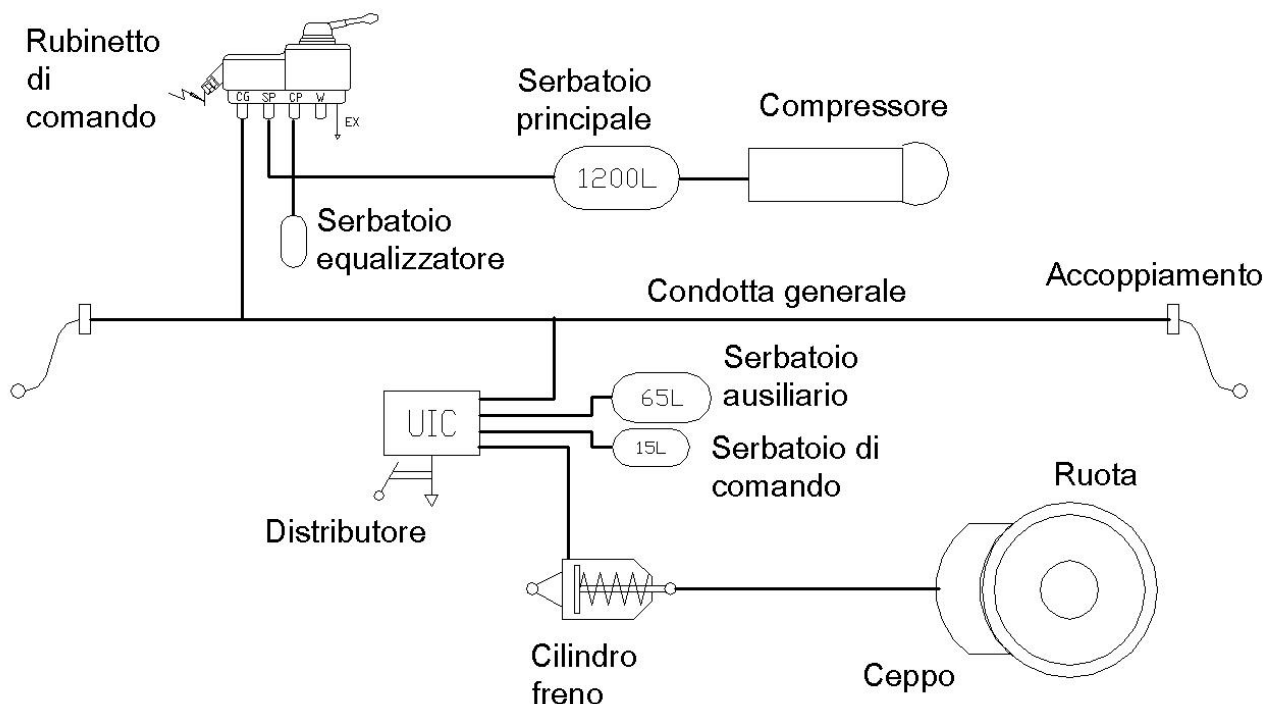


Figura 1.4 Schema impianto freno di locomotiva

Il compressore, in realtà ce ne possono essere più di uno, in grado di elaborare in totale fino a 2600 NI/min, preleva l'aria dall'atmosfera e la comprime; in ambito ferroviario si utilizzano compressori alternativi (a pistoni) o rotativi (a vite, a palette, orbitale). Dopo essere stata compressa, l'aria deve

⁴ Nelle locomotive a vapore serve a portare il carbone e l'acqua necessari alla trazione

essere filtrata ed essiccata in modo da non compromettere il corretto funzionamento dei dispositivi dell'impianto

Per eliminare il contenuto di acqua dall'aria compressa viene utilizzato l'essiccatore; in genere, vengono utilizzati essiccatori ad assorbimento che sfruttano la proprietà di determinate sostanze di trattenere il vapore d'acqua in certe condizioni e di rilasciarlo in altre. Sulla base di questa caratteristica sono stati sviluppati essiccatori a due stadi, identici tra loro e funzionanti in alternanza: quando uno è in fase attiva (cioè sta essiccando il flusso d'aria verso l'impianto) l'altro è in fase di rigenerazione, cioè sta cedendo all'atmosfera il contenuto d'acqua accumulato nel ciclo precedente.

L'aria compressa viene immagazzinata nel serbatoio principale, che può arrivare a contenere 1200 litri, per essere utilizzata dai diversi dispositivi presenti sul treno: movimentazione porte, alimentazione serbatoi dei dispositivi ausiliari di locomotiva (soffia-foglie, lavavetri, alza-pantografo, pattini elettromagnetici) e ovviamente per la frenatura pneumatica.

Il rubinetto di comando preleva l'aria dal serbatoio principale a 8-10 bar e carica la condotta generale (CG) alla pressione di marcia di 5 bar; il valore 5 bar è un valore nominale fissato da normativa [N7]. Attraverso il rubinetto di comando è possibile controllare la pressione in condotta generale e quindi gestire l'intensità di una frenatura o sfrenatura.

Il compressore, il serbatoio principale e il rubinetto di comando sono installati sulla locomotiva del convoglio; in realtà, un convoglio può essere composto da più locomotive. In Italia è ammesso l'uso di due locomotive in testa: la prima trazione, frena e sfrena mentre la seconda trazione e frena solamente. In Francia, oltre alla configurazione italiana, è ammesso avere una locomotiva in testa e una in coda; anche in questo caso la locomotiva in coda trazione e frena solamente. Per lunghi treni merci la seconda locomotiva diventa necessaria, basti pensare al transito del convoglio sulla Torino-Modane in cui ci sono tratti con pendenze che arrivano al 30%.

La condotta generale percorre i vagoni (e quindi il treno) in tutta la sua lunghezza e serve a trasmettere l'informazione di pressione necessaria al controllo della frenatura/sfrenatura ad ogni veicolo del convoglio. La connessione tra due veicoli contigui viene assicurata da un flessibile di accoppiamento, ad una estremità del flessibile c'è un semiaccoppiamento che può essere scollegato da quello adiacente per permettere il distacco dei vagoni. Alle estremità di ogni veicolo è presente un rubinetto di testata che consente di chiudere ermeticamente la condotta generale e interrompere la continuità del freno quando il veicolo è posto in coda al treno.

Nei treni passeggeri, parallelamente alla condotta generale, con cui viene controllata l'azione frenante lungo il treno, si trova una seconda condotta (condotta principale) caricata direttamente dall'aria del serbatoio principale. Questa condotta viene utilizzata per portare l'aria ai vari dispositivi pneumatici presenti lungo il treno (e.g. movimentazione porte) e allo stesso tempo caricare i serbatoi per la frenatura. Nei treni merci, sprovvisti di condotta principale, i serbatoi per la frenatura vengono caricati prendendo l'aria direttamente dalla condotta generale del freno e rallentando, di conseguenza, la carica del sistema.

Generalmente, su ogni veicolo (locomotiva o vagone) del convoglio è presente un distributore. Questo componente trasforma l'informazione in pressione nella condotta generale, controllata dal macchinista attraverso il rubinetto di comando, in pressione applicata al cilindro freno. Al distributore vengono collegati due serbatoi: il serbatoio ausiliario, utilizzato per alimentare il cilindro freno, e il serbatoio di comando, utilizzato come riferimento.

Il cilindro freno è un semplice attuatore a singolo effetto con molla di richiamo: il pistone, collegato ad un sistema di leveraggi (la timoneria), distribuisce la forza sui ceppi o sulle pastiglie e quindi l'azione frenante sulla ruota.

Un veicolo può essere provvisto di più cilindri freno e distributori, per esempio le locomotive di solito hanno un cilindro freno per carrello o addirittura un cilindro freno per asse e un distributore per carrello.

A proposito di timoneria, la Figura 1.5 mostra l'articolato sistema di leveraggi che distribuisce la forza in uscita al cilindro freno (2) sino alla singola ruota del veicolo. Al sistema di leveraggi è

collegato anche il freno a mano (1): movimentando la leva di azionamento del freno a mano viene messa in movimento la timoneria e i ceppi vengono spinti contro le ruote. Inoltre, a causa del progressivo consumo delle suole o delle pastiglie, nascono dei giochi durante il moto che devono essere compensati; tale funzione è svolta dal regolatore di timoneria (3).

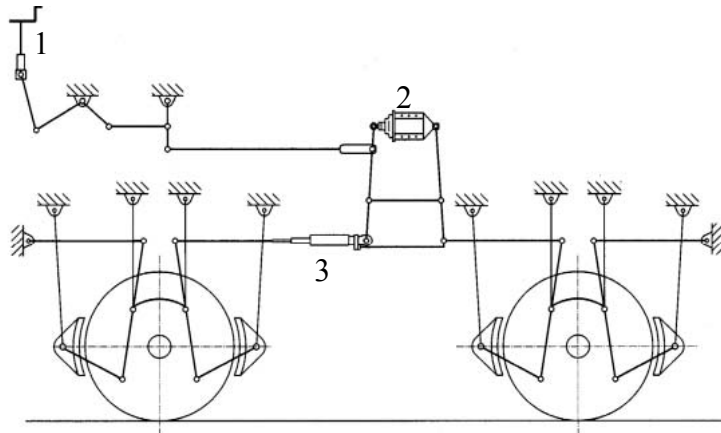


Figura 1.5 Timoneria dell'impianto freno

Il distributore stabilisce, a seconda del segnale di pressione in condotta generale e la pressione di riferimento nel serbatoio di comando, le comunicazioni pneumatiche fra i seguenti elementi:

- condotta generale – serbatoio ausiliario: consentendo così la carica del freno;
- serbatoio ausiliario – cilindro freno: realizzando la frenatura;
- cilindro freno – atmosfera: provocando la sfrenatura.

In virtù delle tre funzioni svolte, il distributore viene anche chiamato *valvola tripla*. In ambito ferroviario con il nome *valvola tripla* viene indicato il solo distributore a scarico diretto, il quale consente di graduare la frenatura ma non la sfrenatura; ossia, una volta iniziata la sfrenatura, questa non si può più interrompere se non con un'altra frenatura. A differenza del distributore a scarico diretto, utilizzato in America (in cui vige lo standard AAR), in ambito UIC il distributore è del tipo a scarico graduale: è possibile quindi graduare sia la frenatura che la sfrenatura; quando nel seguito si fa riferimento al distributore si intende quello a scarico graduale.

Oltre al distributore che equipaggia carrozze, carri e locomotive e che fornisce l'azione frenante del freno continuo e automatico, la locomotiva è equipaggiata da un freno di tipo diretto o moderabile; questo tipo di freno agisce direttamente sui cilindri freno indipendentemente dalla depressione presente in condotta generale.

Per applicare l'azione del freno diretto è necessario agire su un rubinetto di comando, diverso da quello del freno automatico, il quale consente di moderare la frenatura e la sfrenatura, interessando direttamente i cilindri freno, senza passare per il distributore. A seconda della posizione assunta sul manipolatore, l'aria proveniente dal serbatoio principale viene immessa direttamente nel cilindro freno o il cilindro freno viene messo in comunicazione con l'atmosfera. Il freno moderabile viene impiegato nei viaggi a locomotiva isolata e durante i movimenti di manovra, essendo in questi casi preferibile a quello automatico in virtù della sua maggior sensibilità e facilità nel regolare sia la frenatura che la sfrenatura. Per poter alimentare i cilindri freno sia con il freno continuo che con quello diretto i circuiti dei due freni fanno capo ad una doppia valvola d'arresto; questa valvola è costituita da un pistoncino che, in funzione della pressione relativa presente alle sue estremità, mette in comunicazione o isola i due circuiti del freno con l'attuatore [9]. Azionando uno dei due freni, la pressione dell'aria provoca lo spostamento del pistoncino consentendo il passaggio dell'aria verso il cilindro e allo stesso tempo impedendo che l'aria possa scaricarsi all'atmosfera attraverso la tubazione dell'altro freno non utilizzato. Con questo dispositivo è anche possibile frenare con un tipo di freno e poi, senza "allentare" i freni, frenare con l'altro; in questo caso il pistoncino della

doppia valvola si sposta nel senso della pressione prevalente, ed i cilindri del freno vengono riempiti fino al raggiungimento di quest'ultima pressione.

Ricordando che il rubinetto di comando e il distributore, insieme alla condotta generale, sono stati oggetto di modellazione, nel seguito si riporta il principio di funzionamento.

1.3.2.2.1 Il rubinetto di comando

Il manipolatore del freno è l'organo di comando che utilizza il macchinista per regolare l'azione del sistema frenante; la normativa di riferimento che stabilisce le principali caratteristiche tecniche e funzionali con le quali controllare l'andamento di pressione in CG è la fiche **UIC 541-03 OR**.

Tra i diversi tipi di rubinetti di comando impiegati sui mezzi di trazione o carrozze semi-pilota, si distinguono:

- rubinetti a scarica uguagliatrice o a cassetto
- rubinetti autoregolatori.

Oggi giorno, la quasi totalità dei locomotori è equipaggiata con rubinetti autoregolatori; rispetto ai rubinetti a cassetto, i rubinetti autoregolatori presentano due notevoli vantaggi:

1. possono mantenere costante la pressione in condotta generale, compensando eventuali fughe d'aria dalla condotta stessa, sia a freni aperti che a freni chiusi;
2. sono in grado di sovraccaricare la condotta generale per velocizzare la sfrenatura anche nei veicoli di coda (la quale risulterebbe stentata soprattutto nei treni molto lunghi), per poi smaltire il sovraccarico, a sfrenatura ultimata, in modo tale da evitare che la diminuzione della pressione in condotta possa provocare l'intervento in frenatura dei distributori.

Un rubinetto autoregolatore può essere del tipo "a tempo" o "a posizione" a seconda della modalità di funzionamento. In un manipolatore "a tempo" i livelli di pressione in frenatura/sfrenatura dipendono dal tempo per cui la leva del manipolatore viene mantenuta nella rispettiva posizione. Al termine dell'azione sulla leva, la stessa ritorna in posizione di riposo e la pressione raggiunta in quel momento viene mantenuta fino ad un nuovo comando. In un manipolatore "a posizione" invece i livelli di pressione in frenatura/sfrenatura dipendono dalla posizione assunta dalla leva di comando; la leva non ha una posizione di riposo ma mantiene lo stato nel quale essa viene posizionata.

Un rubinetto di comando può essere di tipo pneumatico o elettronico o, ancora, integrare le due funzioni in un solo meccanismo; Nel caso di dispositivi elettronici la posizione assunta dalla leva di comando è trasformata in segnali elettrici tramite potenziometri o contatti elettrici. Questi segnali vengono inviati ad apparecchiature elettropneumatiche oppure elaborati da un'unità elettronica che provvede alla gestione delle elettrovalvole di frena/sfrena.

Oltre al controllo della pressione in condotta generale, il rubinetto di comando può integrare altre funzioni ausiliarie, quali l'isolamento del manipolatore medesimo, il colpo di carica (per velocizzare la manovra di sfrenatura), la posizione di neutra (isolamento della condotta generale). Il manipolatore può infine prevedere una serie di contatti elettrici di selezione del senso di marcia o per il controllo della trazione.

In ogni caso, sia in un manipolatore a cassetto che in un manipolatore autoregolatore, collegato al rubinetto c'è il serbatoio equalizzatore (o bariletto). Si tratta di un piccolo volume utilizzato dal macchinista per impostare e controllare la pressione di manovra in condotta generale: al bariletto è collegato il manometro in cabina di pilotaggio utilizzato dal macchinista per impostare l'intensità di una frenatura o una sfrenatura. Quando viene effettuata una manovra dal macchinista, il rubinetto di comando non agisce direttamente sulla condotta generale ma sul bariletto. Questo piccolo serbatoio è collegato ad una valvola ripetitrice o relè (si veda par. 1.3.2.2.3) che consente di svuotare o riempire la condotta generale fintanto che la pressione non raggiunge il valore di riferimento fornito dal bariletto. Nei moderni rubinetti elettronici il bariletto viene sostituito da valvole

elettropneumatiche (elettrovalvole di frena/sfrena) che comandano direttamente la pressione nella camera pilota della valvola relè.

Il bariletto aiuta a superare una delle difficoltà che si presentano nel controllare la frenatura su treni lunghi: una piccola variazione di pressione richiesta dal macchinista in CG può essere misurata solo una volta che la pressione si è stabilizzata lungo tutto il convoglio. Collegando invece il manometro al bariletto il macchinista è in grado di verificare, in breve tempo, la pressione alla quale tutta la condotta generale si porterà al termine della manovra; il tempo della manovra è funzione dell'intensità della frenatura/sfrenatura e del layout del convoglio.

1.3.2.2.2 Il distributore

Il distributore è una valvola pneumatica ripetitrice, o relais, la cui principale funzione è quella di controllare l'uscita pneumatica come funzione inversa della pressione in ingresso.

In altre parole, il distributore converte, a funzione inversa, il segnale di richiesta di frenatura trasmesso tramite la condotta generale in segnale di frenatura al cilindro freno (CF). Viene così assicurata l'automaticità del sistema frenante poiché il distributore eroga la massima pressione in uscita al cilindro freno in caso di uno svuotamento completo in condotta generale; assicura, inoltre, la propagazione del segnale di frenatura lungo tutto il treno, indipendentemente dalla sua lunghezza. Può includere caratteristiche ausiliarie quali altre funzioni: relais vuoto-carico, dispositivo acceleratore di frenatura, valvola automatica di scarico, carica ritardata dell'ausiliario, ecc.

In particolare, i distributori sono regolamentati dalle fiches **UIC 540-O** e **547-O** (correlate alla fiche **UIC 541-03 OR**). La fiche **UIC 540-O** fornisce le caratteristiche funzionali di riferimento cui devono soddisfare i distributori per l'ammissione al traffico internazionale in ambito UIC. La fiche **UIC 547-O** fornisce le modalità di prova, statiche e dinamiche, sul veicolo singolo e sul treno a cui deve essere sottoposto un nuovo distributore per ottenere l'omologazione.

Nonostante ci siano diversi modelli di distributore, ognuno con caratteristiche peculiari anche all'interno dello stesso modello, tutti devono "rispondere" alle normative sopra-citate e tutti presentano lo stesso principio di funzionamento che verrà ora descritto facendo riferimento allo schema semplificato di Figura 1.6.

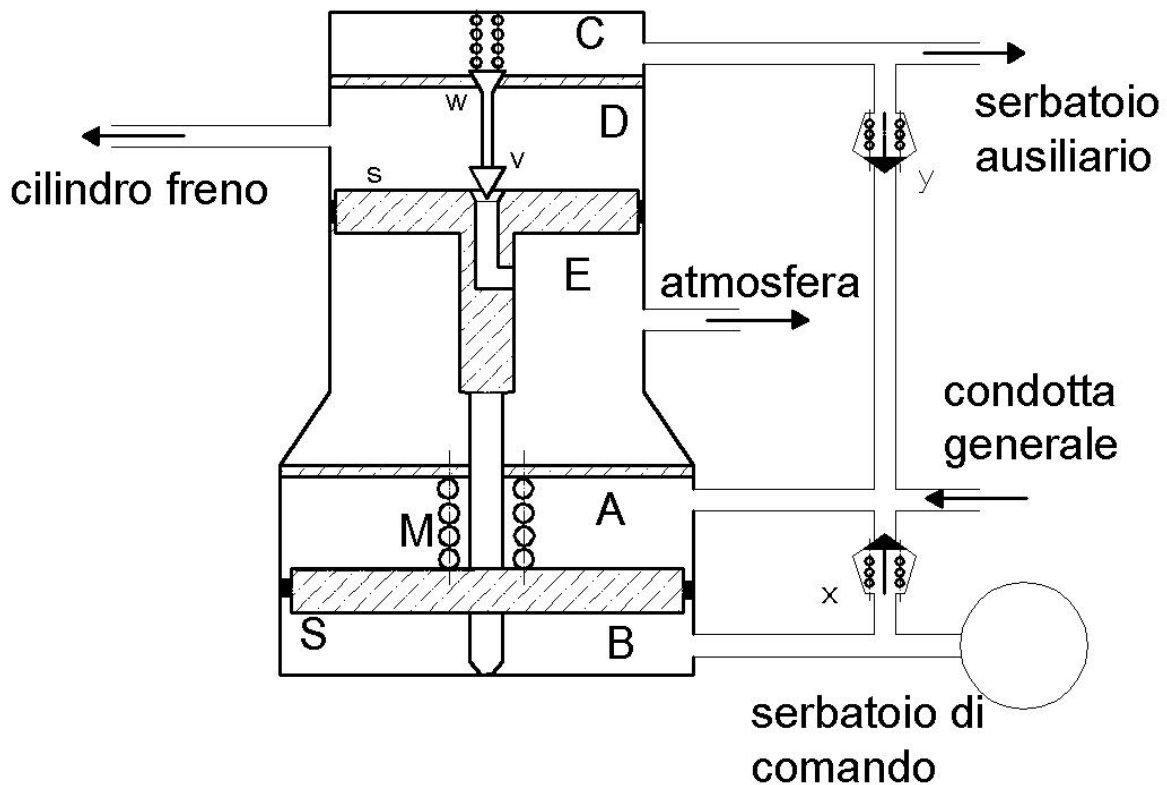


Figura 1.6 Schema funzionale semplificato di un distributore a scarico graduale

Il distributore è essenzialmente costituito da due stantuffi e relativi cilindri di differente diametro (*stantuffo motore* quello grande -S- e *stantuffo equilibratore* quello piccolo -s-), da due valvole w e v, rispettivamente di immissione e di scarico dell'aria per il cilindro freno, e da altre valvole la cui funzione, per semplicità, si può ritenere svolta dalle due valvole unidirezionali x e y. Si ricorda che la tenuta degli stantuffi viene realizzata mediante membrane in gomma. Affinché i movimenti dello stantuffo motore diano luogo a limitatissime variazioni di pressione nella camera B, il volume della camera stessa viene opportunamente aumentato con l'aggiunta di un serbatoio supplementare chiamato *serbatoio di comando*. Il valore di pressione esistente in camera B è infatti molto importante in quanto è quello che provoca l'intervento del freno e che controlla la sfrenatura; per questo motivo la camera B viene anche chiamata *camera di comando*. Il serbatoio di comando è in comunicazione con la condotta generale per mezzo di un foro, detto foro di sensibilità; questo stabilisce il gradiente minimo di caduta di pressione in CG a cui il distributore deve reagire (soglia di sensibilità). Se la pressione in condotta generale decresce molto lentamente, il serbatoio di comando la segue e di conseguenza non si crea mai lo squilibrio tra la camera A e la camera B che porta all'attivazione del distributore e quindi al riempimento del cilindro freno. Al crescere della pressione nel cilindro freno (0.25 bar per il distributore tipo WU) il serbatoio di comando viene isolato dalla condotta generale.

Principio di funzionamento

Carica del sistema

Durante la fase di carica del sistema, in cui la condotta generale, il serbatoio ausiliario e quello di comando vengono portati alla pressione di marcia di 5 bar, l'aria proveniente dalla condotta generale alimenta direttamente la camera A. Tramite le valvole unidirezionali x e y vengono alimentati, rispettivamente, la camera B e il relativo serbatoio di comando e la camera C ed il serbatoio ausiliario. L'equipaggio mobile composto dai due stantuffi, per effetto della molla M, si sposta verso il basso (posizione di Figura 1.6) ed il cilindro del freno si trova in comunicazione diretta con l'atmosfera essendo aperta la valvola di scarico v.

Frenatura

In seguito ad una riduzione di pressione in condotta generale, e quindi in camera A, i due stantuffi si sollevano provocando la chiusura della valvola di scarico v e, subito dopo, l'apertura della valvola di alimentazione w che mette in comunicazione il serbatoio ausiliario con il cilindro freno.

Contemporaneamente allo spostamento verso l'alto dello stantuffo motore si apre una valvola (non rappresentata in figura) che permette il riempimento di un volume, detto "camera acceleratrice", con l'aria della condotta generale. L'attivazione delle camere acceleratrici lungo il convoglio permette di velocizzare la frenatura producendo un effetto in "batteria"; per maggiori informazioni e per avere un'idea quantitativa del contributo delle camere acceleratrici sullo svuotamento della CG si rimanda al par. 2.3.2.1. Una volta riempite, l'azione delle camere acceleratrici è terminata e per riarmarle è necessaria una sfrenatura completa. La camera acceleratrice può essere anche a scarica diretta, ovvero l'aria non viene immagazzinata in un volume ma viene scaricata direttamente all'atmosfera, il flusso viene arrestato in funzione del valore di pressione raggiunto in condotta generale e nel cilindro freno. Questa soluzione risulta essere più congeniale perché la quantità di aria che viene scaricata dalla camera acceleratrice è funzione del layout del treno e delle caratteristiche dell'impianto frenante.

Un conseguente aumento di pressione nel cilindro freno e quindi sulla faccia dello stantuffo equilibratore provocherà l'abbassamento dell'equipaggio mobile, sino alla chiusura della valvola w e quindi all'arresto del flusso di aria tra il cilindro freno e il serbatoio ausiliario; in queste condizioni la valvola di scarico v resterà comunque chiusa.

Volendo aumentare l'intensità della frenatura, è necessario aumentare il valore di depressione in condotta: si verificherà nuovamente il sollevamento dei due stantuffi e la riapertura della valvola di alimentazione fino al ripristino di una nuova condizione di equilibrio.

Provocando una depressione in condotta uguale o superiore a 1.5 bar gli stantuffi si spostano verso l'alto e non sarà più possibile ottenere una nuova condizione di equilibrio in quanto la pressione nel

cilindro freno (e quindi in camera D) ha raggiunto la pressione imposta dal dispositivo di limitazione della pressione massima. Questo dispositivo taglia direttamente il passaggio di aria dal serbatoio ausiliario al cilindro freno bloccando si conseguenza il suo riempimento. La pressione agente sullo stantuffo piccolo S non risulta quindi sufficiente a provocare la discesa della pila centrale, la valvola W resta perciò sempre aperta. A proposito del valore di pressione massima al cilindro freno, questo può essere opportunamente limitato in funzione del carico sul veicolo; alcuni distributori presentano una rubinetto di commutazione vuoto/carico con cui è possibile impostare due diversi livelli di pressione massima al cilindro freno; per maggiori informazioni si veda la sezione dedicata ai dispositivi vuoto/carico nel par. 1.3.2.2.3.

Sfrenatura

Aumentando la pressione in condotta generale aumenta la pressione in camera A, i due stantuffi si abbassano e si apre la valvola di scarico V: il cilindro freno viene così messo in comunicazione con l'atmosfera; nel contempo, tramite la valvola di ritenuta Y, viene caricato il serbatoio ausiliario. Quando, in virtù del minor valore di pressione agente sullo stantuffo equilibratore, la spinta verso il basso avrà uguagliato quella esercitata dall'aumento di pressione agente sullo stantuffo motore, l'equipaggio mobile si solleverà fino a chiudere la valvola di scarico V; con successivi aumenti di pressione in condotta generale è quindi possibile graduare la sfrenatura.

La sfrenatura totale del sistema si dovrà ottenere quando la pressione in condotta generale avrà eguagliato quella del serbatoio di comando; invece, per non prolungare eccessivamente il termine della sfrenatura, il rilascio completo dei freni si ha già quando la pressione in condotta generale raggiunge il valore di 4,85 bar ([N2]). Ciò è possibile grazie alla presenza della molla M: il suo carico, riferito alla superficie dello stantuffo motore, è proprio 0,15 bar. Questo accorgimento diventa fondamentale in presenza di lunghi convogli ferroviari: nell'ultima fase di sfrenatura, soprattutto nei veicoli di coda del treno, quando la pressione in condotta raggiunge valori prossimi a quello di marcia, la differenza di pressione fra la testa e la coda è talmente limitata da rallentare notevolmente il flusso di aria, per questo motivo il rilascio completo dei freni avverrebbe con un sensibile ritardo.

Nell'ottica di fornire un quadro completo ed esaustivo delle funzionalità del distributore si presentano nel seguito il dispositivo Merci-Viaggiatori e la funzione di "primo tempo".

Attraverso il dispositivo Merci-Viaggiatori, facendo uso di un selettore, vengono controllati i tempi di carica e di scarica del cilindro freno "impostando" un differente foro tarato tra il cilindro freno e l'atmosfera per la sfrenatura e tra il cilindro freno e il serbatoio ausiliario per la frenatura; l'uso di questo dispositivo permette di selezionare il regime di frenatura del veicolo (par. 1.2.4).

Seguendo quanto riportato nella fiche **UIC 540-O**, il distributore deve essere in grado di garantire una repentina salita di pressione al cilindro freno sino a 0.65/0.75 bar indipendentemente dalla posizione del veicolo nel convoglio e dal regime di frenatura. Si parla di funzione di "primo tempo" di frenatura per il distributore; al termine del "primo tempo" di frenatura la salita al CF viene controllata dalla pressione in condotta generale e dal regime di frenatura.

La tendenza attuale è quella di utilizzare il distributore come dispositivo di segnale da collegare ad un dispositivo di portata (relè) che ripeta la pressione erogata dal distributore (al cilindro freno fittizio) al cilindro freno effettivo. Utilizzare il distributore come solo dispositivo di segnale permette di avere un apparecchio più compatto, e quindi di maggior precisione -minore attrito e isteresi-, e di integrare in un'unica valvola relè sia la grande portata che il dispositivo vuoto/carico o autocontinuo.

1.3.2.2.3 I dispositivi ausiliari

Le valvole ripetitrici o relè

Le valvole ripetitrici o relè sono impiegate nei casi in cui sia necessario alimentare contemporaneamente più utilizzatori disponendo di ampie sezioni di passaggio in grado di fornire una grande portata d'aria compressa.

La pressione in uscita segue le variazioni di pressione del dispositivo di controllo, o pilota, che è generalmente di segnale e quindi di portata limitata. In Figura 1.7 si riporta lo schema semplificato di una valvola relè con rapporto 1/1.

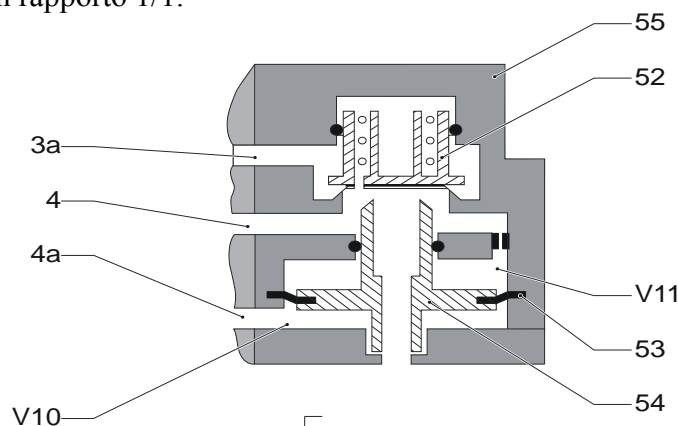


Figura 1.7 Relè 1/1

Nel seguito si mostra come, sia per il rubinetto di comando che per il relè di grande portata di un distributore, è possibile utilizzare lo schema di Figura 1.7 per spiegare il funzionamento dei due dispositivi.

In un rubinetto di comando viene comandata, attraverso il manipolatore, la pressione in camera V10 (camera pilota), a seconda della pressione presente nella camera V11 (camera equilibratrice), in comunicazione diretta con la condotta generale (canale 4) attraverso il foro di riequilibratura, viene scaricata o caricata la CG. Durante una manovra di sfrenatura lo stelo con relativo piattello 54 si porterà verso l'alto andando ad aprire la valvola 52 e mettendo in comunicazione il serbatoio principale (canale 3a) con la condotta generale. Quando la pressione in camera pilota è minore di quella attuale presente in condotta generale, il dispositivo centrale si porta invece verso il basso chiudendo la valvola 52 e mettendo in comunicazione la condotta generale con l'atmosfera.

Per un distributore il segnale di frenatura, elaborato in funzione della pressione presente in condotta generale e del regime di frenatura, alimenta la camera V10 attraverso il passaggio 4a e, agendo sul diaframma 53, sposta verso l'alto il pistone 54 sino a sollevare la valvola 52 dalla propria sede. L'aria del serbatoio ausiliario (canale 3a) può alimentare il cilindro freno effettivo attraverso il passaggio 4. In caso di sfrenatura e quindi di diminuzione di pressione nel cilindro freno fittizio (camera V10), il dispositivo principale si sposta verso il basso e chiudendo la valvola 52 mette in comunicazione il cilindro freno effettivo con l'atmosfera.

In entrambe le applicazioni un aumento/diminuzione di pressione nella camera pilota V10 provocherà un pari aumento/diminuzione di pressione in condotta generale o nel cilindro freno effettivo. Il valore del rapporto di ripetizione della valvola relè è funzione delle sezioni dei piattelli; in questo caso la sezione del piattello su cui agisce la pressione pilota e la pressione equilibratrice è identica e di conseguenza il rapporto sarà 1/1.

Il dispositivo vuoto/carico

Nei rotabili soggetti a notevoli variazioni di peso, per esempio i carri merci nei quali il peso a vuoto è notevolmente inferiore di quello a carico⁵, la forza frenante deve essere limitata quando il veicolo è vuoto e tale da non provocare il bloccaggio delle ruote. Per limitare la forza frenante (e quindi la percentuale di peso frenato del rotabile) è possibile agire cambiando il rapporto di timoneria (spostando il fulcro delle leve) o pneumaticamente, diminuendo il valore di pressione massima al cilindro freno attraverso l'uso di un relè. Essendo i dispositivi di tipo pneumatico i più utilizzati ed efficienti, nel seguito si farà riferimento al loro principio di funzionamento.

Tra i dispositivi che permettono di variare lo sforzo frenante in funzione del carico si distinguono:

⁵ generalmente il peso a vuoto è circa quattro volte minore di quello a carico

- **dispositivi vuoto/carico o “a due posizioni”**: vengono utilizzati in genere sui carri merci. Possono anche venir impiegati sulle locomotive qualora queste siano equipaggiate con freni a ceppi al fine di aumentare lo sforzo frenante
- **dispositivi autocontinui**: sono utilizzati sui veicoli con alta variabilità di carico e quindi su carri adibiti al trasporto container (anche perché il peso potrebbe non essere distribuito uniformemente sui carrelli), sui veicoli tranviari e metropolitane in cui la variazione di carico è proporzionale al numero dei passeggeri

Come anticipato nel paragrafo dedicato al distributore, attraverso il rubinetto di commutazione vuoto/carico, è possibile ottenere due valori distinti di frenatura massima. In Figura 1.8 si riporta lo schema semplificato di una valvola relè vuoto/carico.

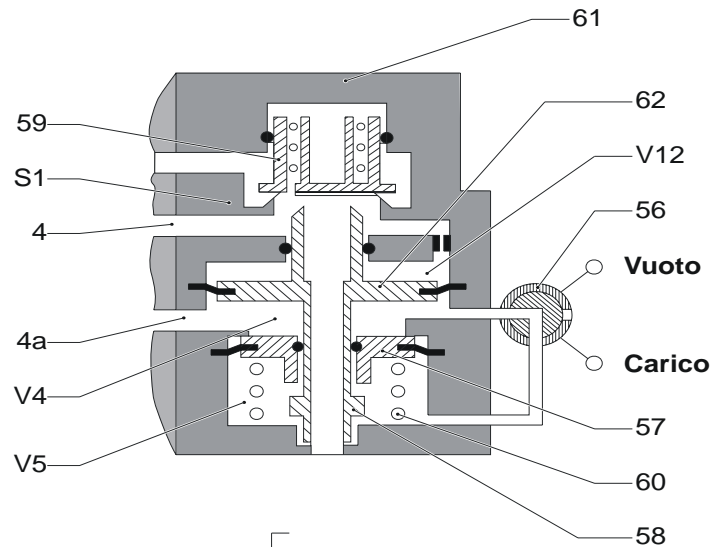


Figura 1.8 Relè vuoto/carico (a due stadi)

La porzione superiore della valvola è la stessa della valvola relè 1/1 di Figura 1.7. Quando il selettore 56 viene posto in posizione *carico*, ovvero la camera V4 è in comunicazione con la camera V5, il piattello 57 viene spinto contro il corpo della valvola dalla molla 60 e la pressione presente sulle due facce dei piattelli non fornisce alcun contributo differenziale di forza. In questo caso il piattello 57 non ha alcun effetto sulla ripetizione del segnale in ingresso al canale 4a: il rapporto tra i piattelli pilota ed equilibratore è pari a 1 e la pressione massima al cilindro freno effettivo sarà pari a quella in uscita dal distributore. In posizione *vuoto*, il rubinetto commutatore isola la porzione di circuito al di sotto del piattello 57: quando la pressione in camera V4 raggiunge circa 0.5 bar la forza risultante supera il carico della molla e permette al piattello 57 di andare in appoggio allo stelo 58. Il pistone 57 partecipa allora all'equilibrio dello stelo 58: il rapporto tra le sezioni del piattello pilota ed equilibratore è ora cambiato e la pressione nel cilindro freno effettivo non aumenta oltre il rapporto tra tali sezioni. In pratica questo dispositivo, anche in posizione *vuoto*, permette di garantire una frenatura iniziale indipendente dal carico presente sul veicolo.

Il dispositivo di carico variabile o autocontinuo

Al fine di sfruttare appieno l'aderenza, la forza frenante può essere regolata in maniera continua in funzione del carico. Si limiterà quindi lo sforzo frenante con veicolo vuoto mentre sarà massimo in presenza di pieno carico; tale funzione si realizza con dispositivi detti di carico variabile o autocontinui (Figura 1.9). L'apparecchio si compone di due parti distinte:

1. il relè pneumatico, comprendente il pistone principale 2, il pistone equilibratore 1 e il gruppo valvolare 3; volendo fare un'analogia con la valvola relè di Figura 1.7: la camera C svolge la funzione della camera V10, mentre la camera F svolge la funzione della camera V11
2. il servomotore pneumatico, comprendente un pistone scorrevole 8 munito di bilanciere 7, le viti di regolazione 9 e 10, la molla di richiamo 11.

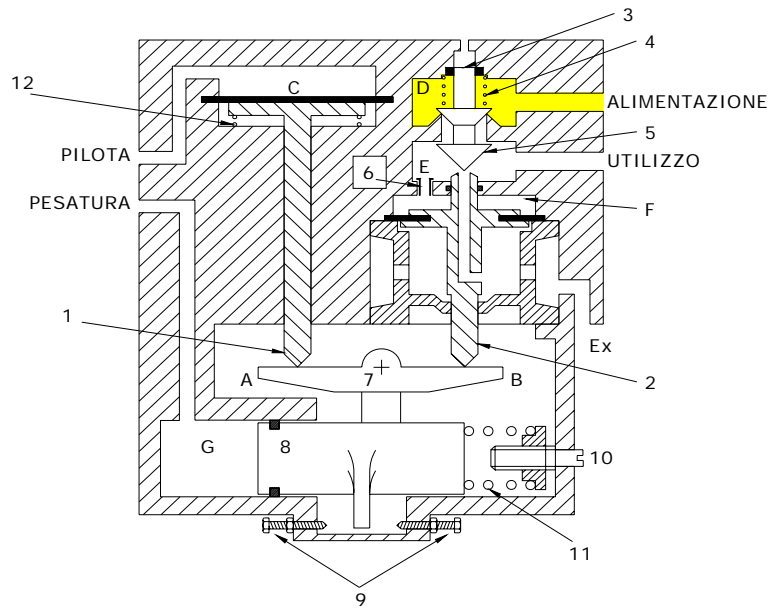


Figura 1.9 Dispositivo di variazione di carico autocontinuo

Il relè pneumatico ripete in uscita la pressione erogata dal distributore ma, in luogo della proporzionalità diretta 1:1, il loro rapporto è funzione della posizione del bilanciere (7), e quindi delle differenti leve esistenti tra il pistone equilibratore e quello principale che determinano il coefficiente di proporzionalità.

La posizione del bilanciere è comandata dalla pressione di pesatura agente in camera G sul pistone 8: per basse pressioni di pesatura si hanno bassi coefficienti di proporzionalità (cioè ridotte pressioni al cilindro del freno), viceversa per alte pressioni di pesatura.

In questo dispositivo il rapporto di pressione tra pilota e utilizzo può essere cambiato con continuità al variare del rapporto di leve già a partire da pressioni prossime a zero, ma non sarà possibile garantire un “primo tempo” di frenatura indipendente dal peso del veicolo. Questa funzionalità, già introdotta nella valvola relè vuoto/carico, permette di garantire un livello di frenatura minima per vincere i giochi e gli attriti presenti nella timoneria senza pregiudicare le condizioni di aderenza anche quando il veicolo è a tara. D'altra parte il dispositivo vuoto/carico non permette di variare con continuità il rapporto di pressioni in funzione del carico; in Figura 1.10 si riporta invece un dispositivo autocontinuo differenziale in grado di variare con continuità il rapporto di pressioni e allo stesso tempo garantire il “primo tempo” di frenatura.

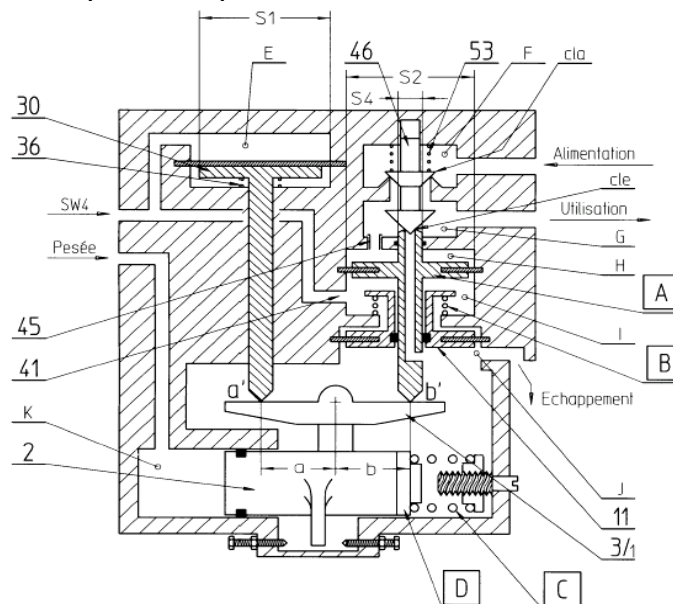


Figura 1.10 Dispositivo di variazione di carico autocontinuo differenziale

Rispetto al dispositivo autocontinuo di Figura 1.9 quest'ultimo presenta un piattello aggiuntivo 11: senza entrare nel dettaglio si può capire il funzionamento differenziale in base a quanto detto per il relè vuoto/carico a due stadi di Figura 1.8.

Valvole EOT e di aiuto alla scarica

In derivazione lungo la condotta generale è possibile trovare dei dispositivi che durante la frenatura d'emergenza scaricano localmente la condotta generale in aiuto all'azione delle camere acceleratrici dei distributori. Questi dispositivi sono puramente pneumatici e sono sensibili al gradiente di caduta di pressione in CG, quando il gradiente è elevato (frenatura rapida) queste valvole si aprono e scaricano la condotta generale aiutando la frenatura.

Le valvole EOT (acronimo di End Of Train) sono dei dispositivi di scarica della condotta che vengono posti in coda al treno. Il loro azionamento può essere pneumatico o elettrico; ovviamente nei treni merci è possibile utilizzare solamente dispositivi puramente pneumatici non essendo elettrificato il convoglio. La possibilità di un controllo radio per il funzionamento di questi dispositivi deve tener conto delle restrizioni in termini di sicurezza che di fatto ne vietano l'utilizzo; basti pensare alla possibile perdita del segnale in galleria.

Entrambi questi dispositivi aiutano la frenatura del convoglio, il loro utilizzo può diventare fondamentale per uniformare l'azione frenante su lunghi convogli ferroviari e di conseguenza limitare le forze di compressione che nascono sui respingenti dei veicoli. Nel corso del capitolo 5 verranno mostrati gli effetti sulla dinamica longitudinale dell'utilizzo di un EOT effettuando delle simulazioni con il codice *TrainDy* [10].

Il dispositivo di antipattinaggio (WSP- Wheel Slide Protection)

In condizioni di aderenza precaria uno sforzo frenante particolarmente intenso può portare al bloccaggio delle ruote con conseguente danneggiamento delle superfici di rotolamento e allungamento degli spazi d'arresto (l'attrito diventa infatti radente, con valori sensibilmente inferiori all'aderenza, si veda par. 1.2.2). E' quindi necessario un sistema che ottimizzi le prestazioni frenanti evitando il pattinamento delle ruote: tale dispositivo si compone essenzialmente di una unità elettronica di controllo che rileva la velocità dell'asse tramite un sensore di velocità (in genere un *pick-up* magnetico associato ad una ruota fonica) e modula la pressione al cilindro del freno tramite un apposito gruppo elettrovalvolare.

In Figura 1.11 si rappresentano i principali componenti costituenti:

- unità di controllo WSP
- sensore di velocità e relativa ruota fonica
- gruppo valvolare elettropneumatico di interruzione dell'alimentazione e scarico del cilindro freno.

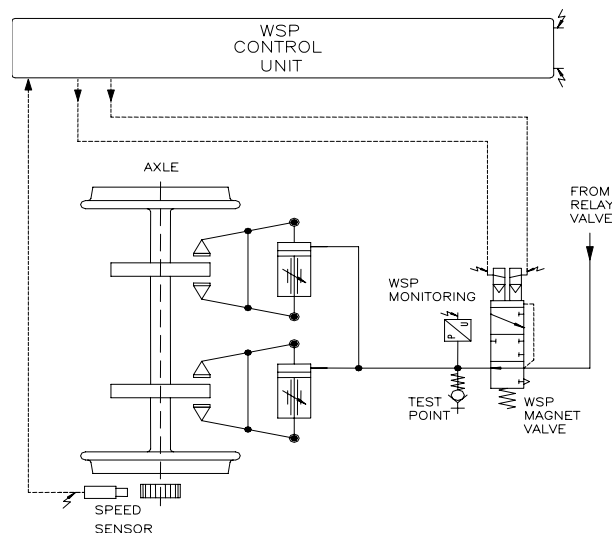


Figura 1.11 Schema del dispositivo di antipattinaggio (WSP)

Il gruppo elettrovalvolare di modulazione della pressione si compone di due elettrovalvole poste in serie in prossimità del cilindro del freno. La prima di esse ha il compito di intercettare la mandata al cilindro e impedire così il suo ulteriore riempimento, mentre la seconda ha lo scopo di svuotare rapidamente il cilindro stesso. Le due valvole sono comandate opportunamente in modo da prevenire il bloccaggio dell'asse e consentire la sua rotazione sfruttando al massimo l'aderenza disponibile.

1.4 La dinamica del treno

La dinamica in marcia di un convoglio è il risultato di una serie di fattori strutturali ed accidentali che insieme determinano le forze agenti sul sistema; in particolari condizioni tali sollecitazioni possono portare al deragliamento del convoglio con conseguenze disastrose. Tra i fattori strutturali ci sono i componenti del veicolo ferroviario: sospensioni, carrelli, respingenti/tiranti, impianto freno. Le forze che nascono in seguito ad una manovra di frenatura/trazione, le forze generate al contatto ruota/rotaia per l'interazione con il tracciato durante la marcia forniscono i fattori accidentali.

1.4.1 Il veicolo ferroviario

In generale un veicolo ferroviario (Figura 1.12) è costituito da un corpo principale (la cassa) che viene sorretta da due o più carrelli a cui sono collegati 2 o più assili. I carrelli possono presentare forme e caratteristiche diverse [11] e hanno grande influenza sulle prestazioni dinamiche del veicolo e sull'entità dei carichi verticali, laterali e longitudinali tra ruota e rotaia.



Figura 1.12 Il veicolo ferroviario.

Il “*three-piece truck*” (Figura 1.13) è il carrello più comune sui carri merci: questo tipo di carrello è costituito da due telai laterali (*side frame*) e una traversa centrale (*bolster*). I telai laterali presentano dei blocchi portanti che sostengono gli assili; in alcuni casi il collegamento tra il telaio del carrello e gli assili viene assicurato attraverso delle sospensioni (gruppi molla-smorzatore) che comunemente prendono il nome di sospensioni principali.

I telai laterali dei carrelli sono collegati con la cassa attraverso la traversa centrale, anche in questo caso il collegamento tra il telaio e la traversa centrale è assicurato attraverso un gruppo molla-smorzatore (sospensione secondaria).

La presenza delle sospensioni principali e secondarie, oltre a garantire il collegamento tra i componenti del vagone, permette di isolare le vibrazioni indotte sul sistema durante la marcia [12].

In genere, le sospensioni primarie e secondarie sulle carrozze passeggeri sono costituite da gruppi molla-smorzatore viscoso, mentre sui carri merci è tipico trovare smorzatori ad attrito che presentano costi e manutenzione limitata senza compromettere le prestazioni dinamiche e la

sicurezza del veicolo. D'altra parte, i sistemi ad attrito non garantiscono le stesse prestazioni in termini di comfort di quelli viscosi e questo limita la loro applicazione nel trasporto passeggeri.

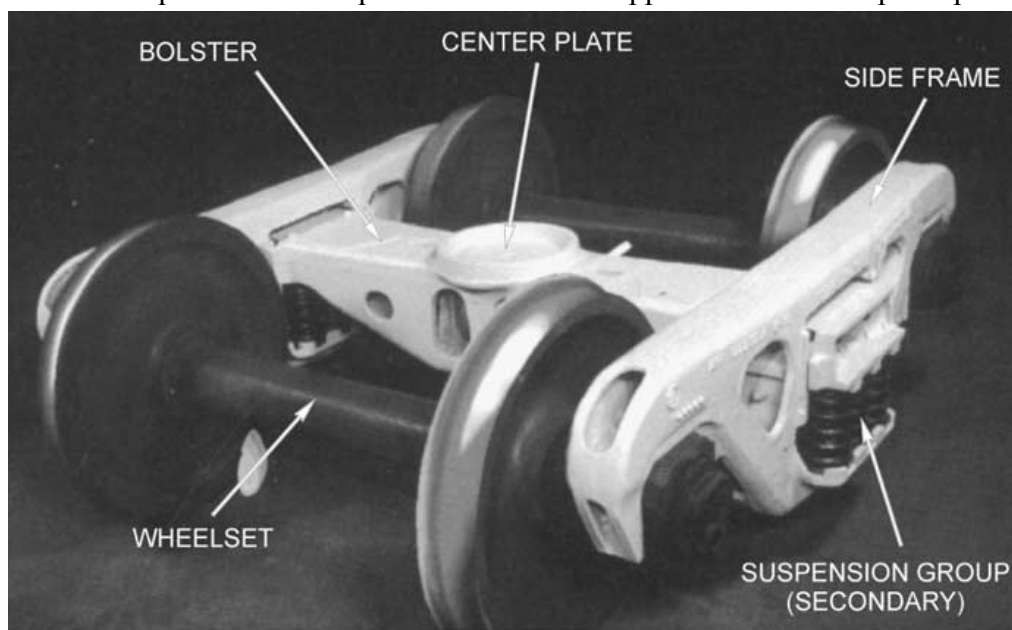


Figura 1.13 Carrello tipo “three-piece truck”.

Nei sistemi ad attrito, la sospensione secondaria consiste di diverse molle e di un pattino a frizione (*friction shoe*) che forniscono, rispettivamente, la rigidità verticale e lo smorzamento tra il telaio del carrello e la traversa centrale. La sospensione secondaria fornisce una forza di richiamo in risposta ad uno spostamento relativo nelle tre direzioni traslazionali e angolari dello spazio: questo significa che, nella maggior parte dei casi, questa può produrre tre componenti di forza e di momento tra il telaio e la traversa centrale [13].

Un altro esempio di carrello con smorzatore ad attrito è il tipo Y25, molto diffuso nei carri in ambito europeo. In questo tipo di carrelli, lo smorzamento dei moti verticali è affidato ad un dispositivo ad attrito collocato nella sospensione primaria e denominato *Lenoir-link* [14] che utilizza una parte del carico verticale del vagone per fornire il carico normale alle superfici ad attrito; in questo modo lo smorzamento verticale è variabile in funzione del carico.

La sospensione secondaria è ridotta ad uno snodo sferico disposto al centro del carrello con una rigidità molto elevata e ad una coppia di pattini ad attrito precaricati con molle disposti uno per fiancata. I pattini sopportano parte del carico verticale mediante le molle di precarico (circa il 15% a pieno carico), e costituiscono per intero la rigidità al rollio del vagone. I pattini inoltre forniscono lo smorzamento al moto di serpeggio del carrello, che anche in questo caso dipenderà dal carico; per maggiori informazioni sul fenomeno del serpeggio (*hunting*) si rimanda a [15].

Per le sospensioni secondarie dei veicoli ferroviari adibiti al trasporto passeggeri è tipico l'utilizzo di molle ad aria; vengono molto utilizzati anche dei tamponi in gomma, caratterizzati da un'elevata rigidità che, in taluni casi, possono sostituire il gruppo molla-smorzatore.

La connessione principale tra la cassa e la traversa centrale (snodo sferico) è assicurata da un basamento circolare (*center plate*) ricavato nel mezzo della traversa centrale. Tale connessione tra le due superfici metalliche della cassa e della traversa può essere a secco o lubrificata; mentre molti studi sono stati condotti sull'ottimizzazione dei parametri delle sospensioni, quasi nulla è stato fatto per la modellazione della connessione cassa-carrello e per i suoi effetti sul comportamento dinamico del veicolo ferroviario [13].

Per analizzare la qualità di marcia, la sicurezza e le prestazioni del veicolo ferroviario, in aggiunta alla flessibilità delle sospensioni primarie e secondarie, è opportuno considerare anche la flessibilità strutturale della cassa e il suo accoppiamento con la dinamica dei carrelli [13]. Qualora si voglia utilizzare un metodo di analisi agli elementi finiti per rappresentare le caratteristiche strutturali dei

componenti del veicolo: le sospensioni primarie e secondarie possono essere modellate utilizzando elementi discreti; la cassa, caratterizzata da inerzia ed elasticità distribuita, deve essere modellata utilizzando un approccio più particolareggiato.

Possono essere impiegate due differenti metodologie per generare un modello realistico della cassa:

1. il metodo agli elementi finiti con cui definire le caratteristiche di elasticità e d'inerzia della cassa
2. una tecnica di analisi modale sperimentatale per determinare le frequenze e i modi di vibrare della cassa a partire da dati misurati.

Quando la struttura flessibile della cassa è modellata usando il secondo approccio possono essere usate tecniche di analisi modale standard per determinare i parametri modali della cassa: le frequenze naturali, le forme e i coefficienti di smorzamento modali. Questi parametri modali, che definiscono le caratteristiche flessionali e torsionali della cassa, vengono introdotti direttamente in algoritmi sviluppati con tecniche multibody flessibili [16] per lo studio della dinamica di interi convogli ferroviari: il convoglio viene studiato come un insieme di componenti rigidi e deformabili interconnessi tra loro.

Il collegamento tra veicoli adiacenti di un convoglio, su cui si scaricano le sollecitazioni scambiate tra i veicoli durante la marcia, è generalmente assicurato dal gruppo respingenti/tirante. Come anticipato nel paragrafo 1.2.5, conoscere lo stato di sollecitazione presente sui respingenti e sui tiranti del convoglio fornisce un utile strumento per analizzare condizioni di incipiente deragliamenti. Data l'importanza che rivestono nell'ambito dello studio della dinamica longitudinale, sembra opportuno richiamare nel seguito le tecniche costruttive e i principi di funzionamento; informazioni ulteriori si possono trovare in un documento RFI [17] e, direttamente, nelle normative [N8] e [N9].

1.4.1.1 Il tirante (organo della trazione)

I veicoli ferroviari sono uniti fra loro per mezzo di una maglia e di un gancio introducendo la maglia di un veicolo nel gancio del veicolo adiacente. Questi organi si trovano alle due estremità di ogni veicolo sulla mezzieria delle traverse di testa. Il gancio di trazione è costituito da un'asta e da una testa: quest'ultima ha un foro al quale si applica, a mezzo del perno, il tenditore, ed un incavo opportunamente sagomato dove alloggia la maglia del veicolo che si viene ad unire.

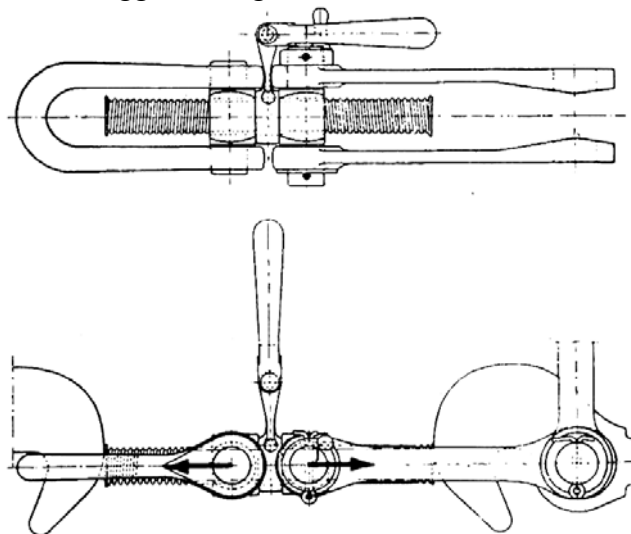


Figura 1.14 Tenditore

Il tenditore è costituito da due bielle, sostenute ad un'estremità dal perno sopra detto, mentre all'altra portano un ulteriore perno ed una chiocciola; dentro questa scorre una vite, la quale viene manovrata per mezzo di un manubrio applicato e fermato con una spina di acciaio. Sulla stessa vite

scorre un'altra chiocciola (con filettatura inversa alla prima), dalla quale sporgono i perni che sostengono la maglia (Figura 1.14).

Quando si esegue l'aggancio di due veicoli, la maglia del tenditore di un veicolo deve essere introdotta nel gancio del veicolo attiguo; nel caso in cui, con i respingenti a contatto fra loro, la lunghezza del tenditore non sia sufficiente, si dovrà aumentarne la lunghezza, manovrando il manubrio del tenditore, in modo da allontanare fra loro le due chiocciolate contrapposte. Dopo aver introdotto la maglia nel gancio è possibile manovrare il manubrio in senso inverso, accorciando di nuovo il tenditore fino ad ottenere una certa compressione dei respingenti a contatto. Sia il gancio che il tenditore devono essere dimensionati in modo che la resistenza di ogni elemento che li compone sia adeguata alle sollecitazioni a cui il sistema viene sottoposto.

Gli organi di trazione dei veicoli ferroviari sono disposti in modo da realizzare la trasmissione dello sforzo di trazione della locomotiva al primo veicolo rimorchiato e da veicolo a veicolo, per tutta la lunghezza del treno.

Si chiama *trazione continua* quella disposizione degli organi di trazione dove i ganci posti alle due estremità di un veicolo sono congiunti tra loro da un'asta rigida che trasmette lo sforzo di trazione da gancio a gancio e contemporaneamente al telaio del veicolo per mezzo di un molleggio (chiamato castelletto), il quale provvede ad attenuare gli effetti delle variazioni dello sforzo di trazione.

Si chiama *trazione discontinua* quella disposizione degli organi di trazione dove i ganci hanno ciascuno un proprio molleggio, e lo sforzo di trazione viene trasmesso da un gancio al telaio del veicolo e da questo al gancio dell'altra estremità.

Nel primo sistema (*trazione continua*) il telaio di ogni veicolo sopporta il solo sforzo di trazione corrispondente alla resistenza al moto del veicolo, indipendentemente dalla posizione del veicolo nel treno, e all'avviamento del treno tutti i veicoli, dal primo all'ultimo (se gli agganci sono serrati a fondo), devono mettersi in moto contemporaneamente.

Lo sforzo che deve sopportare la locomotiva all'avviamento è pari alla somma della resistenza di tutti i veicoli. In compenso i telai dei veicoli sono poco affaticati, e così pure il molleggio di ogni castelletto di trazione di ogni veicolo, il quale viene sollecitato da uno sforzo proporzionato al solo peso del veicolo cui appartiene.

Nel secondo sistema di trazione (*trazione discontinua*) lo sforzo di trazione si trasmette lungo il treno per mezzo di una catena elastica, passando da un veicolo al successivo dopo aver provocato la compressione delle molle dei due castelletti di trazione e la deformazione elastica del telaio del veicolo. L'avviamento del treno si compie più facilmente ed è minore lo sforzo di spunto richiesto dalla locomotiva. Ogni veicolo però deve sopportare lo sforzo di trazione necessario a vincere la resistenza al moto di se stesso, e di tutti i veicoli che lo seguono. Saranno così più affaticati i veicoli di testa, ma in compenso gli organi di attacco lo sono di meno che nel sistema di *trazione continua*.

Il sistema di molleggio utilizza comunemente molle in gomma (Figura 1.15); tali molle sono composte da anelli, separati l'uno dall'altro da un dischetto metallico.

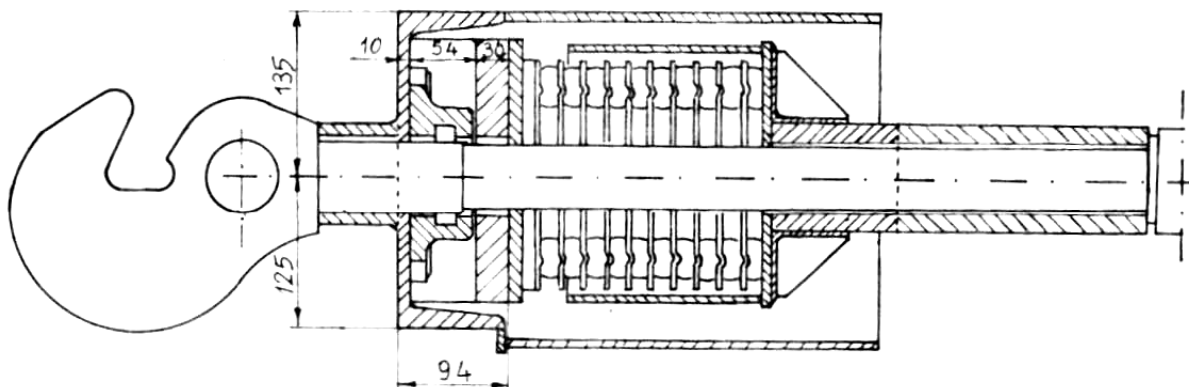


Figura 1.15 Sezione del tirante

1.4.1.2 I respingenti (*organi della repulsione*)

Gli organi della trazione servono a stabilire il collegamento tra veicolo e veicolo per la marcia in convoglio, mentre quelli della repulsione hanno il compito di regolare la distanza fra i veicoli stessi e di smorzare i reciproci urti ed interferenze che nascono durante la marcia.

Pertanto, su ambedue le testate di un veicolo si trovano delle apparecchiature elastiche che proteggono dagli urti che il veicolo è soggetto a ricevere specie in caso di una manovra di frenatura.

I respingenti sono costituiti da:

- una parte fissa, detta custodia, inchiodata sulla traversa di testa del veicolo
- una parte mobile, detta asta, che può scorrere dentro la prima, ed è mantenuta in posizione avanzata da un opportuno molleggio; la parte avanzata di tale asta termina con un piatto che è convesso per i respingenti posti a sinistra della traversa di testa, e piano per quelli posti a destra.
- un sistema di molleggio interno; questo sistema deve essere tale da assorbire gli urti normali che un veicolo è soggetto a ricevere dai veicoli contigui o da ostacoli (ad es. i paraurti) durante le fasi di manovra o di frenatura, proteggendo in tal modo il telaio e la casa dei veicoli.

Terminata l'azione di compressione il respingente tende a riprendere la sua posizione primitiva: uno dei requisiti che esso deve avere è quello di restituire una spinta di molto inferiore a quella ricevuta.

La lunghezza totale del complesso completo montato (custodia e respingente) varia a seconda del tipo di veicolo su cui viene montato. Si distinguono due tipologie di respingenti in uso correntemente:

- ❖ respingenti ad asta piena
- ❖ respingenti ad asta cava

La prima tipologia di respingenti è in via di eliminazione, sostituiti gradualmente da quelli ad asta cava: il maggiore spazio disponibile nell'interno della custodia e dell'asta cava permette la sistemazione di molle più robuste le quali, essendo meno sollecitate, hanno vita più lunga.

Tra i respingenti ad asta cava si possono distinguere due tipologie, che differiscono tra loro essenzialmente per il tipo di molleggio:

- respingenti ad asta cava con molla a bovolo e molla ad elica
- respingenti ad asta cava con elementi elastici in gomma

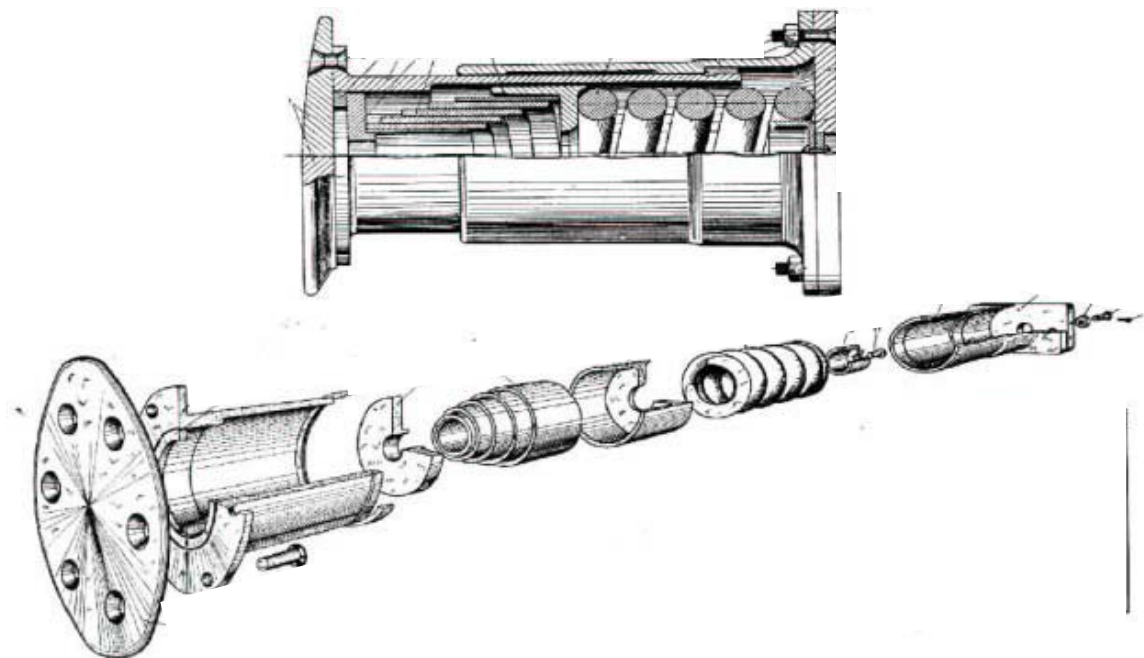


Figura 1.16 Esploso del respingente ad asta cava con molla a bovolo e molla ad elica

Nella prima tipologia di respingente (Figura 1.16) quando il piatto è spinto contro la traversa del veicolo esso comprime contemporaneamente la molla a bovolo e quella ad elica; tra le due è interposta una grossa rondella scorrevole, detta guida centrale delle due molle.

La serie delle due molle, con caratteristiche elastiche differenti, permette di ottenere una rigidità differenziale al variare della corsa; quando la molla a bovolo arriva a pacco, continua la deformazione della molla ad elica. In questo modo alla reazione costante della molla a bovolo si aggiunge quella crescente opposta dalla molla ad elica, e, poiché i cedimenti unitari sono molto piccoli, la reazione complessiva della molla può salire a valori molto elevati.

Ne consegue che il respingente presenta una certa cedevolezza per i primi due terzi della corsa, mentre diviene molto rigido nell'ultimo terzo; questo funzionamento soddisfa un requisito fondamentale per il respingente: essere sottoposto a cedimenti sensibili anche sotto l'azione di forze relativamente piccole.

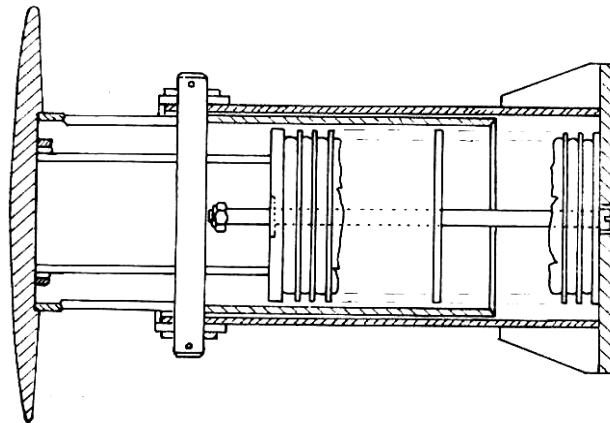


Figura 1.17 Sezione del respingente con molleggio costituito da elementi elastici in gomma

Il respingente di Figura 1.17 è caratterizzato da elementi elastici di gomma con grande capacità di assorbimento di energia; gli elementi elastici sono separati da appositi dischetti di lamiera e serrati insieme da un tirante filettato.

In generale, per evitare danni al telaio negli urti, è necessario che il lavoro assorbito con la deformazione della molla sia il più alto possibile.

L'assorbimento di lavoro ammissibile per un respingente è determinato dalla sua corsa, dallo sforzo massimo ammesso e dal modo in cui le forze si ripartiscono nell'organo elastico. Occorre inoltre tener conto che il respingente deve assorbire l'urto in modo progressivo per non causare vibrazioni alle strutture e agli organi elastici del veicolo.

Un urto brusco, non sufficientemente ammortizzato dai respingenti, provocherebbe sulle molle della sospensione e su tutte le altre parti del carrello e del telaio vibrazioni di varia entità e a volte nocive. Per le sollecitazioni di entità più modesta occorre che il respingente abbia un'azione più elastica e dolce in modo che i piatti dei respingenti a contatto non si distacchino tra loro e non diano reazioni brusche che, specialmente quando un veicolo si trova a percorrere una curva, possono essere pericolose.

Per migliorare le caratteristiche dei respingenti sono stati sperimentati altri complessi elastici e smorzanti tra i quali, con ottimi risultati, i respingenti di tipo oleodinamico o oleodinamico/isteretico; alcuni convogli (soprattutto quelli in composizione fissa per il trasporto passeggeri) sono dotati di accoppiatore automatico.

Tali dispositivi sono stati studiati per aumentare la capacità di assorbire energia e di mantenere le proprie caratteristiche nel tempo. La differenza essenziale tra l'azione di un respingente a molle classico e quella di un respingente idraulico sta nel fatto che, a parità di sforzo, il respingente a molle comincia ad opporre una debole resistenza all'urto, resistenza che raggiunge il suo massimo a fine corsa, mentre l'apparecchio idraulico comincia ad opporre una resistenza iniziale elevata, e la conserva da un'estremità all'altra della sua corsa.

1.4.2 Il tracciato

Il tracciato ferroviario è, per definizione, la struttura che supporta e guida il treno. In genere, i componenti principali di un tracciato ferroviario sono:

- due rotaie in acciaio, parallele e a forma di fungo, che vengono fissate con tavole in legno o in cemento armato precompresso (traversine) dislocate lungo il tracciato a distanza opportuna l'uno dall'altra e fissate al terreno
- una massicciata attorno alle traversine che ha un'azione contenitiva, opponendosi a movimenti paralleli del tracciato rispetto al terreno
- un terrapieno sottostante la massicciata e un basamento ferroviario che forniscono un'adeguata stabilità alla porzione sovrastante.

Un tracciato complesso può essere scomposto in una serie di tratti semplici che presentano geometria e caratteristiche standard. Per un calcolo completo delle forze che il tracciato scambia con il treno, e quindi per tener conto di importanti quantità dinamiche non-lineari, come l'accelerazione di *Coriolis* o l'accelerazione giroscopica, è importante disporre di una descrizione matematica in 3D della plano-altimetria del tracciato (curve, sopraelevazioni, sghembi di binario).

A questo proposito, per caratterizzare la geometria di un tracciato ferroviario, sono quattro i parametri base: lo scartamento, l'allineamento, il profilo del binario e la sopraelevazione. Per l'allineamento e il profilo, la misurazione viene eseguita distintamente per il binario destro e il binario sinistro; ne consegue che per caratterizzare completamente la geometria del tracciato sono sei le misurazioni da eseguire.

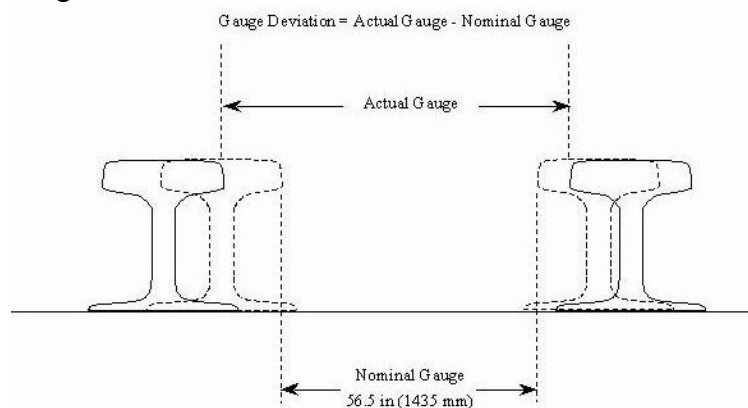


Figura 1.18 Scartamento (*gauge*) del binario

Come mostrato in Figura 1.18, lo scartamento (*gauge*) del binario è la distanza tra le facce interne dei funghi della rotaia, misurata ad un'altezza di 14,5 mm ($\pm 0,5$ mm) al di sotto del piano di rotolamento. Lo scartamento standard è pari a 1435 mm, ma può assumere valori differenti in vari paesi (e.g. 1676 mm in Spagna e Portogallo).

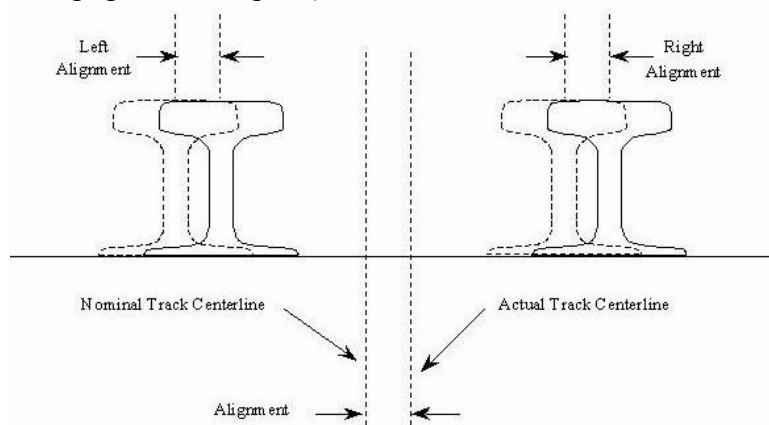


Figura 1.19 Allineamento (*alignment*) della rotaia sinistra e destra

L'allineamento (*alignment*) è definito come la media della posizione laterale di ogni rotaia dalla mezzeria del tracciato (si veda Figura 1.19); l'allineamento è misurato separatamente per la rotaia destra e sinistra in maniera simile allo scartamento.

La sopraelevazione (*superelevation*), Figura 1.20, è la differenza tra l'altezza delle due rotaie presa rispetto ad un riferimento comune.

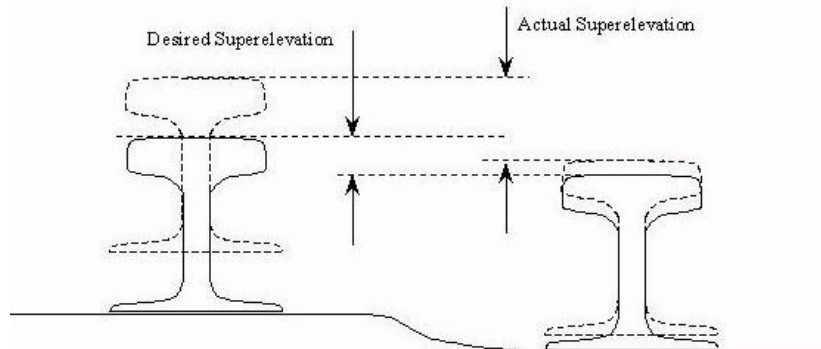


Figura 1.20 Sopraelevazione (*superelevation*) del binario

Il profilo (*profile*), o meglio il profilo della superficie verticale, è definito come l'altezza media delle due rotaie. Il profilo destro e il profilo sinistro sono, rispettivamente, l'altezza della rotaia destra e sinistra, come mostrato in Figura 1.21.

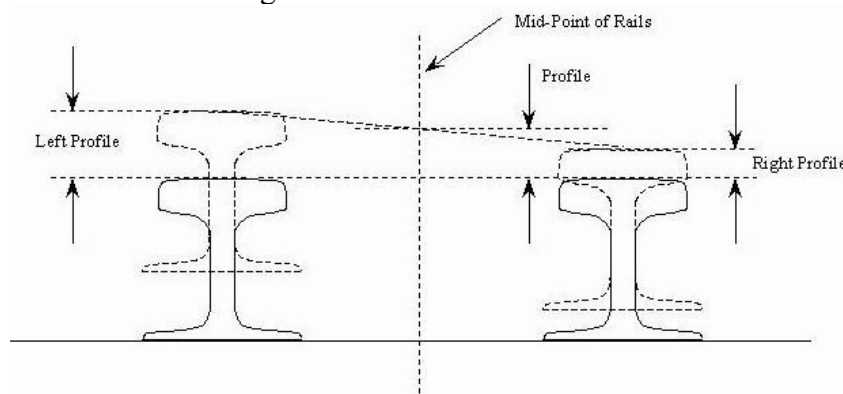


Figura 1.21 Profilo (*profile*) della rotaia sinistra e destra

Data l'importanza che riveste la valutazione di questi parametri del tracciato per la sicurezza del trasporto ferroviario [18] ci sono appositi veicoli adibiti alla misurazione di queste grandezze e apposite specifiche tecniche per la costruzione delle linee ferrate [19]. In [8] sono contenute norme di progetto per la costruzione di linee ferrate per l'alta velocità in ambito europeo in cui viene fatto riferimento esplicito ad alcuni dei parametri appena introdotti.

In genere, la forma di un tracciato ferroviario varia rispetto alle specifiche di progetto: le cause di queste deviazioni possono essere variazioni di temperatura, tolleranze di progetto, eccessiva usura ed eccessivi carichi dinamici e statici. Dörr in [20] fa notare che l'incremento di velocità del treno richiede lo sviluppo di modelli del tracciato che meglio riescano a rappresentare la realtà; in particolare, nello studiare il comportamento di veicoli ad alta velocità è necessario analizzare la risposta dinamica del veicolo ferroviario alle caratteristiche geometriche e anomalie del tracciato e alle perturbazioni o anomalie della rotaia.

1.4.3 Il contatto ruota-rotaia

Il veicolo ferroviario viene guidato nel suo moto lungo il tracciato attraverso il contatto che si stabilisce tra la ruota e la rotaia; questo comporta che la rotaia deve esercitare una certa forza sulle ruote. Il calcolo delle accelerazioni e delle forze che nascono al contatto ruota-rotaia risulta essere particolarmente difficoltoso; in particolare, la stima della forza di contatto richiede approcci diversi dalla misura diretta ed obbliga a ricostruzioni numeriche a partire, ad esempio, dalle accelerazioni

della rotaia. In [21] si descrive appunto una metodologia per la ricostruzione energetica delle forze di contatto.

Le sollecitazioni che si generano al contatto ruota-rotaia dipendono dal profilo della ruota e della rotaia, dalle caratteristiche strutturali e dinamiche del veicolo ferroviario, dalla geometria (scartamento, allineamento, sopraelevazione, ecc.) e dalle condizioni (attrito, usura, ecc.) del tracciato. Inoltre, le rotaie spesso si allontanano dalla geometria di progetto, sia in direzione verticale che in direzione laterale; questo comporta che il contatto tra ruota e rotaia, oltre a permettere al veicolo di affrontare curve, salite e discese, debba guidare il veicolo in sicurezza attraverso le diverse sconnessioni: si genera così un sovraccarico dinamico sulle ruote del veicolo ferroviario. Tutte le forze necessarie per accelerare e frenare il veicolo e le forze dovute ai carichi statici e dinamici durante la marcia devono passare dalla ruota alla rotaia secondo quanto mostrato in Figura 1.22. x , y e z rappresentano la distribuzione spaziale della forza in corrispondenza del fusello della ruota: la forza verticale z è proporzionale al peso del veicolo, al carico dinamico dovuto alla sospensione e ai sovraccarichi o scarichi di curva e frenatura; la forza longitudinale x può essere di tipo motrice nel senso del moto o di frenatura nel senso contrario al moto; la forza trasversale y è proporzionale agli pseudoslittamenti laterali di serpeggio delle ruote rispetto alla rotaia in rettilineo, alla forza centrifuga o centripeta e alla deviazione obbligatoria θ_t (angolo di deriva) del carrello in curva [5].

Alle forze agenti sul fusello della ruota reagiscono in rettilineo e curva tre forze z_R , x_R , y_R al contatto tavola di rotolamento-rotaia, oppure nel caso di doppio contatto in curva sei forze: le tre precedenti e le forze al contatto bordino-rotaia z_b , x_b , y_b [5].

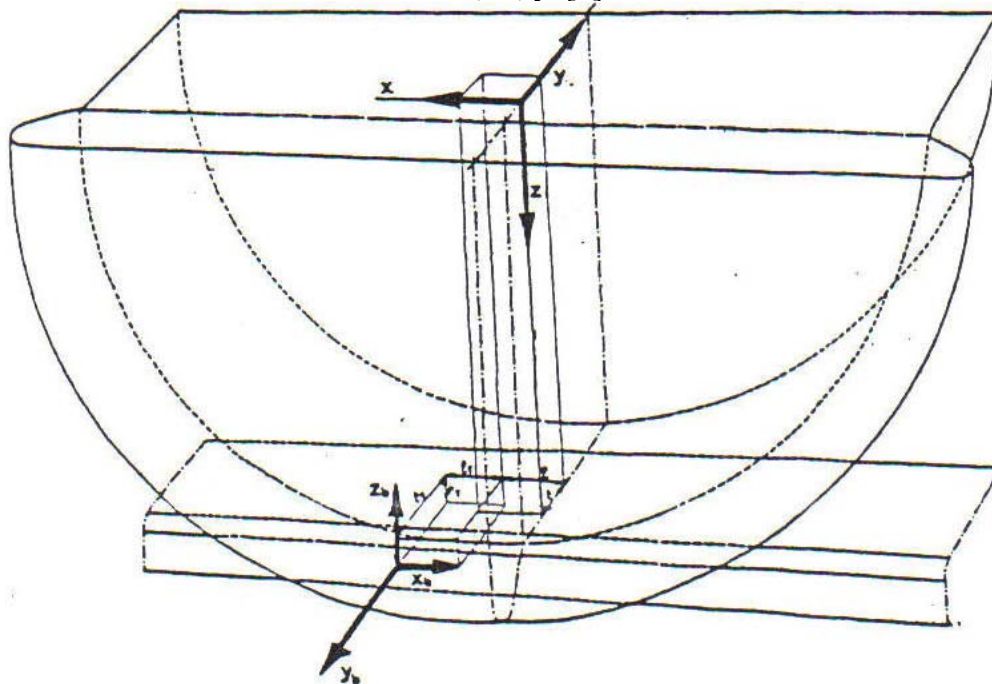


Figura 1.22 Forze mutue tra la ruota e la rotaia

Fattori importanti nella modellazione dell'interazione ruota/rotaia sono:

- Il coefficiente d'attrito al contatto ruota/rotaia.
- La deformabilità strutturale del tracciato o dell'assile.
- La variazione di rigidità in alcuni tratti del tracciato.
- La possibilità che si possa presentare un contatto multiplo.
- L'usura delle due superfici a contatto, il profilo della ruota e della rotaia.
- La presenza di sconnessioni lungo il tracciato.

Come visto, sono molti i fenomeni e le grandezze che influiscono sull'interazione ruota-rotaia, volendo semplificare l'analisi è possibile considerare l'interazione ruota-rotaia dovuta a due

contributi: il primo contributo è di tipo geometrico e deriva dal vincolo imposto dalla geometria ruota-rotaia, il secondo contributo è di tipo dinamico e deriva dall'attrito tra la ruota e la rotaia.

1.4.3.1 Contributo geometrico

Il sistema fondamentale di guida nei treni consiste di un assile formato da ruote coniche con bordino interno che rotolano su due rotaie a forma di fungo [22].

Con il passare del tempo, le ruote del veicolo ferroviario si consumano e diventano concave: la conicità effettiva originale (costante) varia con gli spostamenti laterali e quando cambia segno non è più possibile un regime di moto stabile. Si comprende come il fenomeno dell'usura rivesta una grande importanza nel contatto ruota/rotaia e quindi sulle prestazioni del veicolo, diminuendo la sicurezza, il comfort di guida e le capacità di carico del treno; inoltre, l'usura incide pesantemente sui costi di gestione e di manutenzione dei veicoli ferroviari. Per treni con basse velocità di percorrenza gli interventi di manutenzione sulle ruote vengono eseguiti anche dopo 1.000.000 km, mentre per treni ad alta velocità la manutenzione delle ruote è richiesta ogni 100.000-150.000 km [13].

L'usura si manifesta particolarmente in curva in cui, per il fenomeno di "rimonta" della ruota sulla rotaia, il bordino interno della ruota viene a contatto con la faccia laterale interna della rotaia; tale fenomeno è accentuato nel caso di treni con carichi elevati che percorrono curve strette.

Se l'usura è comunque un fenomeno con cui bisogna convivere, data la natura del contatto ruota/rotaia, l'esperienza ha mostrato che l'ottimizzazione dei profili ruota/rotaia risulta essere un valido strumento per minimizzare l'usura e fornire stabilità al sistema.

Lo sviluppo di profili ottimizzati per la ruota e la rotaia e il monitoraggio del coefficiente d'attrito tra le parti in contatto (per esempio con un sistema di lubrificazione) permettono di controllare le tensioni nella zona di contatto e le forze di manovra [23].

In treni poco pesanti, come per esempio i treni passeggeri, l'ottimizzazione dei profili ruota/rotaia può aumentare di molto la vita dei componenti, può ridurre il rumore e migliorare le prestazioni generali del veicolo; in particolare, con uno studio accurato dei profili, può essere limitato anche il fenomeno del serpeggio. Il serpeggio dell'assile è il risultato di un'elevata conicità della ruota o di raggi di curvatura simili tra i profili della ruota e della rotaia nella zona di contatto; tipicamente queste condizioni si realizzano tra i profili di rotaie che presentano sfaccettature e ruote usurate che presentano irregolarità almetriche. Gli interventi sul profilo che migliorano le caratteristiche nel contatto ruota/rotaia (minore usura) sono opposti a quelli richiesti per minimizzare il fenomeno del serpeggio [23].

Per limitare l'usura sulla ruota e sulla rotaia, è possibile utilizzare dei profili per la ruota che assomigliano a profili di ruote usurate.

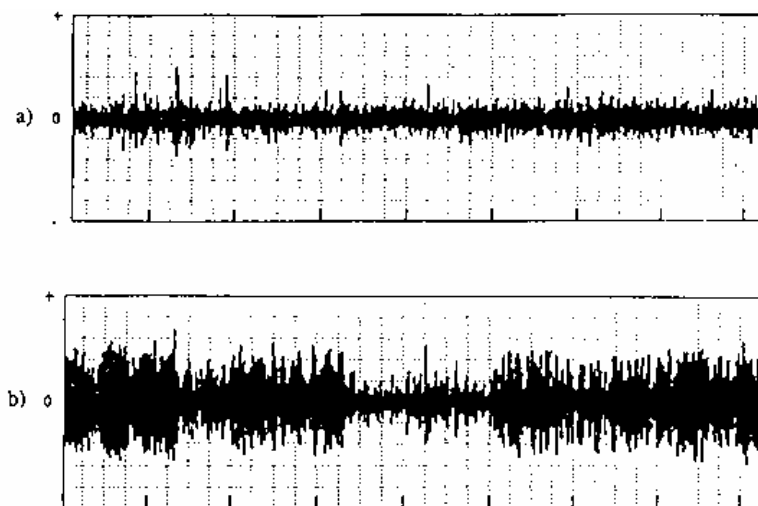


Figura 1.23 Accelerazioni laterali di un vagone ferroviario: a) ruota con profilo nuovo b) ruota con profilo usurato

Questi tipi di profili (detti “profili usurati”) determinano un’usura sulla ruota e sulla rotaia più uniforme, riuscendo così a limitare i costi di manutenzione; tuttavia, come mostrato in Figura 1.23, il loro utilizzo peggiora la stabilità del veicolo aumentando le accelerazioni laterali durante la marcia [3].

Di conseguenza, è necessario il giusto compromesso tra un profilo ottimizzato per limitare l’usura e un profilo nuovo per conferire un’elevata stabilità del veicolo in marcia.

1.4.3.2 Contributo dinamico

In genere, il moto della ruota sulla rotaia non è di puro rotolamento⁶: quando ruota e rotaia sono in contatto si può generare un moto relativo tra i due corpi. Tale moto può essere descritto usando cinque gradi di libertà: due traslazionali (longitudinale e laterale) e tre rotazionali (rollio, beccheggio e imbardata): si introduce il concetto di pseudoslittamento e di forza di pseudoslittamento; per una trattazione matematica dell’argomento si veda [5].

Gli pseudoslittamenti sono funzione della velocità relativa tra ruota e rotaia nella zona di contatto; normalizzando tale grandezza rispetto alla velocità di avanzamento del veicolo si definisce il parametro *creepage* (scorrimento) ([13] e [24]).

In genere, la situazione che si presenta è intermedia tra un puro rotolamento e un puro slittamento: nella zona di contatto, al variare dello scorrimento, ci sono regioni con puro rotolamento (*stick*) e regioni con puro slittamento (*slip*). In assenza di scorrimenti i corpi sono considerati in contatto di puro rotolamento (*free rolling*) e quindi non c’è spostamento relativo tra le parti a contatto. Con l’aumentare dello scorrimento tra le parti a contatto la regione di puro rotolamento diminuisce e aumenta quella di slittamento. All’aumentare dello slittamento la forza d’attrito aumenta linearmente e quando la zona di puro rotolamento scompare del tutto si ritiene che gli scorrimenti siano giunti a saturazione. In questa condizione la forza d’attrito raggiunge il suo valore massimo e, teoricamente, rimane costante [25]: l’intera area di contatto è in puro slittamento anche se i corpi sembrano rotolare l’uno sull’altro; la relazione complessiva tra gli scorrimenti e la forza d’attrito è presentata in Figura 1.24.

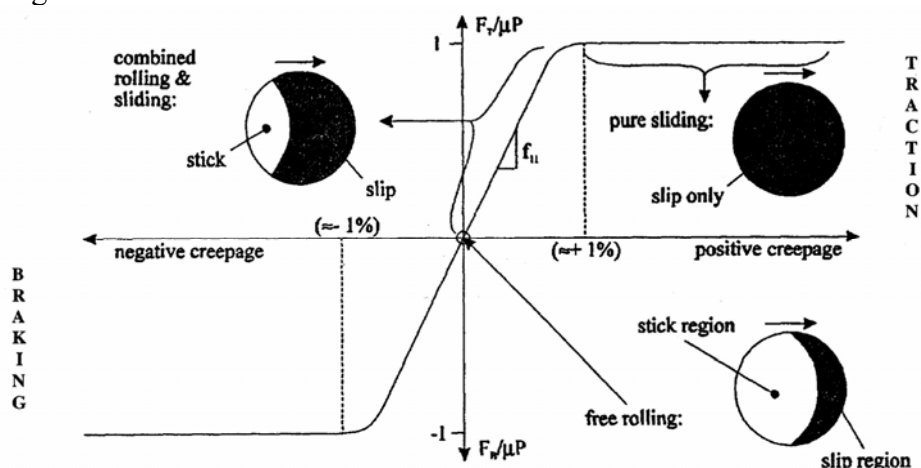


Figura 1.24 Andamento della forza d'attrito e del rapporto di *stick-slip* in funzione degli scorrimenti.

In un codice multibody la scelta dei parametri che definiscono le relazioni tra le azioni tangenziali di attrito e gli scorrimenti è molto importante per la simulazione del comportamento dinamico; per maggiori informazioni si veda [26]. Inoltre, durante il moto del treno lungo il tracciato, soprattutto alle alte velocità e su tracciati sconnessi, le sollecitazioni tra l’assile e le rotaie causano grandi deformazioni nella struttura dei due corpi. Tali deformazioni influenzano in maniera consistente le forze di pseudoslittamento e il coefficiente d’attrito così come la geometria del contatto ruota/rotaia [24].

⁶ In puro rotolamento la velocità relativa tra i due corpi nel punto di contatto è nulla

2 Le tematiche e gli strumenti di ricerca

Negli anni i progressi tecnologici nei vari settori dell'ingegneria (meccanica, elettronica, informatica, civile) hanno permesso di costruire treni più veloci, in grado di percorrere lunghe distanze con tempi di percorrenza prima impensabili. I progressi hanno interessato sia i componenti del treno, attraverso l'utilizzo di nuovi materiali e nuove soluzioni tecniche (e.g. l'elettronica a bordo e la telediagnostica), sia le infrastrutture, in particolare con la costruzione di linee dedicate all'alta velocità. Sicuramente l'avvento dell'elettronica e i progressi sul materiale rotabile (veicoli ad assetto variabile⁷ e carrelli di nuova generazione [11]) hanno contribuito pesantemente all'innalzamento delle velocità limiti e al comfort di marcia. Se il trasporto passeggeri ha beneficiato di questi sviluppi, il trasporto merci è rimasto legato a standard tecnologici di più di 25 anni fa. Gli scarsi investimenti nel settore, insieme alle diverse regolamentazioni territoriali, hanno come risultato che i treni merci internazionali circolano nell'UE a una velocità media di soli 18 km/h; è evidente comunque come tutto il trasporto ferroviario, sia merci che viaggiatori, sia in declino: dal 1970 la quota di mercato è scesa dal 10% al 6% per il traffico passeggeri e dal 21% all'8% per quello merci [27].

Il processo di liberalizzazione del trasporto merci attuato in Europa, a partire dalla metà degli anni 80, ha evidenziato le carenze strutturali e amministrative del trasporto ferroviario rispetto al trasporto su strada e la necessità di rinnovamento del settore (par. 2.1).

A questo proposito, un ruolo fondamentale rivestono i vari gruppi di ricerca, finanziati dalla Comunità Europea, tra Università e industrie del settore in cui vengono trattati diverse tematiche di sviluppo, da questioni energetiche ad aspetti di sicurezza alla progettazione di nuovi dispositivi da implementare nei treni di futura generazione. Nel corso di questo capitolo si farà riferimento proprio ad un progetto di ricerca europeo (EDIP) in cui è stato inserito il codice di simulazione dinamica sviluppato *TrainDy* (capitolo 3) come strumento di analisi.

In un'economia di mercato liberale, il passaggio dalla strada alla rotaia (pur auspicabile) non può essere imposto dall'UE o attuato per volontà degli enti pubblici; il processo può essere aiutato

⁷ Un esempio sono i treni *Pendolino*, caratterizzati da una cassa oscillante che permette loro di inclinarsi nelle curve

tramite incentivi: sistemi di tariffazione che rispecchiano i costi reali dell'uso della strada e investimenti mirati su altre tipologie di trasporto. In questo modo sarà possibile assorbire l'eccesso di traffico e favorire una migrazione "naturale" dalla strada a forme di trasporto alternative.

Il rinnovamento del settore ferroviario, inteso come innovazione tecnologica, deve interessare tutti i diversi aspetti e componenti che determinano le prestazioni del sistema treno (par. 2.2); la possibilità di avere treni merci più veloci, più pesanti e lunghi consente di aumentare la "capacità specifica" del singolo convoglio, riducendo così la congestione della linea e i tempi di consegna.

Si parla di treni merci di futura generazione, più veloci, più pesanti e lunghi di quelli attualmente in circolazione, in cui le soluzioni tecniche adottate devono comunque garantire gli stessi livelli di sicurezza dei treni attuali o addirittura superarli. In questa attività un ruolo di primo piano è svolto dalla simulazione al computer e dalla conseguente sperimentazione; nel corso del capitolo si farà proprio riferimento agli strumenti utilizzati (par. 2.3).

2.1 La situazione del trasporto ferroviario merci in Europa

Il trasporto merci riveste un ruolo fondamentale nell'economia di un paese e più in generale nell'economia mondiale: alla base di ogni attività produttiva c'è, appunto, l'approvvigionamento delle materie prime e la distribuzione del bene prodotto. Il trasporto delle merci può avvenire su gomma, su rotaia, sfruttando i fiumi, i canali interni navigabili o via mare, in condotte interrate o off-shore.

Storicamente, il mercato del trasporto merci in Europa è stato rigidamente regolamentato; le ragioni e le metodologie di controllo differivano a seconda del settore d'impiego. Nello specifico, nel trasporto ferroviario la ragione principale per l'esercizio del controllo era l'imposizione di politiche di sviluppo regionali e di un regime di monopolio. In maggioranza, le grandi compagnie ferroviarie, che operavano ormai da circa 130 anni, erano controllate direttamente dai governi e sottostavano ad apposite leggi statali. Il trasporto su gomma è stato regolamentato tra la I° e la II° guerra mondiale per controllare lo sviluppo e l'operato delle innumerevoli nuove aziende che stavano nascendo e, allo stesso tempo, proteggere le compagnie ferroviarie statali da una competizione accesa. La regolamentazione consisteva nell'imporre delle tassazioni (definite da autorità statali o da commissioni dei trasporti), limitare il numero di operatori del settore con l'istituzione di licenze, imporre condizioni di lavoro (ore max di guida, velocità e accessi) e normative per i veicoli (pesi, misure).

Sin dall'inizio era chiaro che nell'ottica di una politica di mercato comune europea un sistema costruito su una serie di ferree restrizioni non poteva essere alla base di un mercato unico. D'altra parte, il principio di un mercato comune poteva basarsi solo su una struttura di mercato liberalizzato che permetteva la mobilità di capitale, persone e merci tra gli stati membri. Sulla base di questo principio si diede inizio ad un processo di liberalizzazione (1985-1994) che interessò maggiormente il trasporto su strada e che permise a quest'ultimo di svilupparsi e occupare un ruolo di primo piano nel trasporto merci in Europa.

Nel trasporto su rotaia, le direttive europee erano volte a ridurre il coinvolgimento degli organi statali e incrementare la competitività delle compagnie ferroviarie. La privatizzazione dei grandi colossi statali e l'allargamento del mercato oltre i confini dei singoli stati dovevano aumentare la qualità del servizio e favorire la nascita di sistemi di trasporto intermodali (rotaia-gomma) su lunghe distanze. Sebbene molti incentivi e riforme sono state emanate per accrescere la competitività nel trasporto ferroviario in ambito internazionale, gli interventi attuati non hanno sortito l'effetto desiderato. La nascita di un trasporto merci ferroviario internazionale si scontra con alcuni aspetti culturali, amministrativi e funzionali che tuttora limitano l'utilizzo del treno. La rete ferroviaria europea appare come un *patchwork* tecnologico: la maggior parte delle reti nazionali sono state progettate tenendo conto di diversi sistemi di fornitura elettrica, segnalamento, sicurezza e

comunicazione. Ancora oggi ogni compagnia ferroviaria europea ha propri standard tecnici, propri equipaggiamenti e proprie regole di sicurezza e procedure operative: a causa della grande varietà di sistemi di alimentazione della linea elettrica e dei diversi sistemi di sicurezza utilizzati (spesso incompatibili), è frequente il cambio della locomotiva per l'attraversamento del confine [28].

Le reti ferroviarie di Spagna e Portogallo presentano una differenza sostanziale per quanto concerne l'ampiezza dello scartamento⁸: esse infatti decisero, alle origini della realizzazione delle proprie ferrovie, di non uniformarsi allo standard britannico ed europeo continentale (1435 mm) e di scegliere invece una distanza maggiore tra le due rotaie, vale a dire 1676 mm. La motivazione principale di tale diversità nei sistemi ferroviari era legata alla sicurezza militare: in questo modo, se truppe straniere dovevano entrare nel paese, non potevano utilizzare il loro materiale rotabile sul territorio spagnolo e portoghese [29]. Il risultato è disastroso per le movimentazioni ferroviarie internazionali di passaggio in territorio spagnolo o portoghese.

Nell'ottica di un mercato liberalizzato è necessario creare condizioni di mercato più eque, ricercando un'armonizzazione delle imposte, degli standard in materia di sicurezza e normativa ambientale per uniformare i costi di gestione e quindi il potere di mercato delle diverse tipologie di trasporto. In materia di politica ambientale le regolamentazioni imposte sono poco restrittive se confrontate con i progressi tecnologici in atto, e quindi anche per il trasporto su gomma, il settore più soggetto a tematiche legate all'inquinamento, gli standard ambientali vengono facilmente rispettati. Diverso è invece il pacchetto di normative e il criterio con cui viene misurata la sicurezza del trasporto ferroviario rispetto a quello su strada. Il monitoraggio della sicurezza nel trasporto su strada viene assicurato attraverso dei criteri relativi: per rilevare un miglioramento negli standard qualitativi è sufficiente che ci sia una riduzione di incidenti per milioni di chilometri anno dopo anno [31]. I principi base per gli standard di sicurezza ferroviaria sono basati invece su criteri quantitativi che possono essere misurati attraverso rilievi tecnici e controlli operativi: basti pensare alla prova del freno che si deve eseguire ogni volta che viene assemblato un convoglio o preparato il treno per un viaggio; si veda per maggiori dettagli [30] o [N10]. Questo comporta che le ferrovie devono investire circa dieci volte di più di quanto non facciano gli operatori del settore su gomma per rientrare negli standard di sicurezza [31]. Per di più, la qualità e l'efficienza del trasporto merci su rotaia è legata alla cooperazione e allo sviluppo di una complessa organizzazione, che va dalla qualità dell'infrastruttura, del materiale rotabile e degli scali alla logistica nella movimentazione delle merci. Spesso ognuno delle componenti sopraccitate fa riferimento a una diversa gestione; a questo proposito è esemplificativo il caso italiano in cui le infrastrutture sono gestite da RFI e il materiale rotabile da Trenitalia. Complessivamente, le differenze di regolamentazione tra il settore ferroviario e il trasporto su gomma comportano che le ferrovie devono sostenere delle spese circa otto volte superiori per evitare il deterioramento degli standard ambientali e di sicurezza [31].

Nei 15 paesi membri della EU (EUR15) [31], il trasporto merci su strada è cresciuto molto più rapidamente (in media il 3.7% all'anno dal 1970 al 1994) che il volume totale del trasporto merci (in media circa il 2% all'anno); in particolare tra il 1985 e il 1990 si è raggiunto un tasso di crescita del 4.5% grazie ad una rapida diminuzione delle tariffe e ad un mercato più esigente che richiedeva grande efficienza per soddisfare un servizio "just in time". Nello stesso periodo il trasporto merci su rotaia subiva un calo drastico del 3% annuo, mentre tra il 1970 e il 1994 il trasporto ferroviario ha perso circa il 22.3% dell'intero trasporto merci, con un tasso medio di riduzione dell'1.1% per anno. La pressante necessità di risolvere il problema della congestione del traffico su strada ha portato la Comunità Europea a considerare il settore ferroviario uno degli elementi chiave per lo sviluppo di una rete di trasporto merci transeuropea [32].

Le reti transeuropee (Trans European Networks o TEN) dei trasporti e dell'energia, allo studio già dagli anni ottanta, sono diventate uno dei principali obiettivi politici del trattato di Maastricht: l'obiettivo è quello di creare veri e propri collegamenti transeuropei in cui vengano coinvolti tutti i settori del trasporto (strada, ferrovia, aviazione, navigazione).

⁸ ovvero la distanza tra i binari, si veda par. 1.4.2

Alcuni tra i maggiori porti dispongono già di terminal merci ultramoderni e di buoni collegamenti ferroviari o canali navigabili che integrano i vari modi di trasporto. Il trasporto intermodale rappresenta solo una piccola percentuale delle merci trasportate (tra il 2% e il 4%), ma la sua quota cresce di circa il 10% l'anno.

L'armonizzazione tecnica e l'interoperabilità tra i diversi sistemi avranno effetti sensibili soprattutto per il traffico merci tramite container.

Nonostante il volume di merci movimentato con il trasporto inter-modale strada/rotaia è più che raddoppiato tra il 1985 e il 1994 (da 9 a 19 milioni di tonnellate), la tendenza del mercato è rimasta quasi immutata. La quota di mercato del trasporto combinato strada/rotaia era il 5.5% nel 1985, il 5.2% nel 1990 e il 5.7% nel 1994. Se si include anche il traffico sfruttando il fiume Reno, allora la quota di mercato di tutte le accezioni del trasporto combinato è cresciuto dal 6.7% del 1985 al 7.7% del 1994 [31]. La realtà è che il trasporto combinato internazionale è ancora lontano dall'essere supportato da una rete capillare distribuita in tutta Europa; piuttosto, è concentrato in tre aree: 1) il traffico trans-Alpino 2) il traffico per e dalla Germania e 3) il trasporto sul fiume Reno. I restanti canali di sfruttamento rappresentano complessivamente solo il 3% del volume totale del trasporto combinato Europeo. Il trasporto combinato interno ad uno stato raggiunge volumi sensibili solo in Germania e in Francia. L'unica tratta in cui il trasporto combinato è molto utilizzato (più del 30% delle merci in transito) è quella trans-Alpina, soggetta a pesanti restrizioni per gli autotreni⁹ o alti pedaggi (in Austria). In generale, il ruolo che il trasporto combinato strada-ferrovia può svolgere nel ridurre la congestione del traffico sulle principali direttrici dipende dalla capacità di rinnovamento del settore ferroviario.

È evidente come il processo di liberalizzazione del trasporto merci in Europa abbia avuto un impatto consistente sulla struttura e sugli sviluppi di questo settore. Il processo, iniziato nel 1985 con interventi marginali sul trasporto ferroviario e più consistenti sul trasporto su strada, ha determinato l'ascesa di quest'ultimo non accompagnata da alcuna regolamentazione sociale, ambientale e di sicurezza per armonizzare la competitività dei vari settori. Conseguenza di ciò, è stato il netto declino che negli anni ha accompagnato il trasporto merci su rotaia.

Negli Stati Uniti, la liberalizzazione del trasporto merci, e la conseguente privatizzazione del settore ferroviario, rafforzò invece la posizione di quest'ultimo rispetto alle altre tipologie di trasporto. Questo fa pensare che il declino del trasporto merci su rotaia in Europa non è imputabile solamente alla liberalizzazione del settore e quindi alla perdita del vecchio regime di regolamentazione, ma piuttosto ad un'inefficienza strutturale che non permette una libera competitività. Ispirandosi a quanto successo negli Stati Uniti, diventa di fondamentale importanza la nascita di alleanze attraverso *joint ventures* e fusioni con fornitori privati e compagnie di trasporto intermodali così da generare un rete interoperabile in cui si possano sfruttare a pieno le potenzialità dei singoli mezzi di trasporto. Diventa fondamentale anche fornire una rete di linee principali dedicate esclusivamente ai treni merci per assicurare alle merci la stessa importanza commerciale riservata al traffico passeggeri.

2.2 Le problematiche dei treni merci di futura generazione

In base a quanto detto nel precedente paragrafo, le compagnie ferroviarie saranno in grado di entrare in un mercato unico solo se sufficientemente strutturate da competere e attrarre clienti fornendo un servizio migliore e a prezzi minori: gli utenti devono poter contare sull'affidabilità e puntualità delle ferrovie. Per rispondere a questi requisiti, diventa fondamentale accompagnare a interventi amministrativi e politici un reale sviluppo tecnologico del settore istituendo gruppi di studio e ricerca tra Università e Industria; è proprio in quest'ambito che si colloca l'attività svolta

⁹ il transito attraverso la Svizzera è limitato a camion con peso massimo di 28 t

in questi anni: fornire strumenti che possano favorire il progresso tecnologico del settore ferroviario merci, migliorando le prestazioni, aumentando e ridefinendo gli attuali limiti di sicurezza.

Nel migliorare l'efficienza del trasporto ferroviario bisogna tener conto però di alcuni aspetti imprescindibili:

- ❖ Benefici in breve tempo per fornire un ritorno dell'investimento
è indispensabile che le soluzioni proposte vengano prontamente introdotte nel parco circolante e quindi avere tempi ridotti di sperimentazione.
- ❖ L'utilizzo delle nuove tecnologie deve garantire la compatibilità con i sistemi pre-esistenti
l'eterogeneità che si riscontra nelle flotte merci circolanti e i tempi elevati con cui le soluzioni tecnologiche riescono ad affermarsi in questo settore (tra i 10 e i 25 anni), comporta che le novità introdotte debbano essere compatibili con il vecchio materiale rotabile per garantire l'interoperabilità.
- ❖ La possibilità di ulteriori sviluppi per raggiungere l'efficienza massima
la riduzione dei costi di ammodernamento (costi iniziali e di manutenzione) è un obiettivo prioritario ma, allo stesso tempo, soluzioni che nel breve tempo risultano vantaggiose non devono limitare la possibilità di futuri sviluppi. Anche se molte soluzioni sviluppate sono confinate e dedicate ad una particolare e specifica funzione, le esigenze possono cambiare rapidamente; naturalmente non possono essere presi in considerazione tutti i possibili sviluppi, ma è necessario creare una piattaforma che abbia delle basi solide per permettere di soddisfare futuri bisogni.

Per definire il campo d'azione e le tematiche di sviluppo è necessario prima conoscere gli attuali limiti di riferimento.

Nel corso del capitolo 1 sono stati evidenziati i componenti del sistema treno che determinano il comportamento dinamico e limitano le prestazioni in marcia. Normalmente, volendo individuare dei parametri con i quali controllare la dinamica e le prestazioni del convoglio, si impongono delle limitazioni sulla velocità, la lunghezza e la massa del treno. Tenere sotto controllo queste grandezze permette di limitare le sollecitazioni dinamiche del sistema treno/rotaia, le forze longitudinali tra gli accoppiamenti dei veicoli e gli spazi d'arresto. Per avere un quadro esaustivo delle possibili combinazioni dei diversi parametri (massa, lunghezza, velocità) bisogna conoscere le caratteristiche plano-altimetriche del tracciato, la distribuzione del carico lungo il convoglio, le caratteristiche di trazione e dell'impianto frenante (e.g. il regime di frenatura) del convoglio durante la marcia. In ambito italiano, la P.G.O.S. [4] costituisce il documento di riferimento che definisce i limiti di composizione per i treni in circolazione. Si forniscono alcuni valori dei parametri di riferimento ottenuti dalla P.G.O.S.: la massa di un treno viene limitata comunque a 1600 t o a 1300 t (in particolari condizioni del tracciato e di efficienza frenante), la lunghezza massima ammessa è 660 m per treni in regime di frenatura "P", diventa 1000 m per treni in regime "G".

La necessità di disporre di treni di futura generazione, ovvero più veloci, più lunghi e pesanti, comporterà necessariamente il superamento degli attuali limiti che, come visto, sono legati alla combinazione di diversi fattori. In questa attività è indubbio che un ruolo di primo piano deve essere svolto dalla simulazione al computer e dalla conseguente sperimentazione per l'analisi delle molteplici condizioni operative in cui il treno può venire a trovarsi.

Da una semplice analisi, risulta evidente che una delle prime problematiche da risolvere in un treno di futura generazione è la multipla trazione, per permettere che i carri del convoglio vengano condotti lungo la linea e che siano garantite adeguate velocità di marcia. Come accennato nel par. 1.3.2.2, i treni merci oggi in circolazione possono avere due locomotive in composizione: la ripetizione del segnale di trazione o frenatura viene realizzata tra i due macchinisti (uno per locomotiva) tramite l'utilizzo di radiotrasmettenti; per ragioni di sicurezza ancora non è possibile implementare il controllo remoto radiocomandato. Proprio il concetto di trazione e frenatura distribuita è stato oggetto del Programma di Ricerca Europeo EDIP, acronimo di European

Distributed Power control (sistema di controllo europeo a potenza distribuita) in cui è stato utilizzato il codice *TrainDy* come strumento matematico di analisi (par. 2.3.1.1). Il progetto prevedeva lo studio, lo sviluppo e la sperimentazione di un sistema per il comando remoto di locomotive: l'obiettivo della ricerca è di sviluppare, mediante l'utilizzo di una banda di frequenze unica e comune in tutta Europa, le funzionalità per il controllo a potenza distribuita (trazione e frenatura) da porre come base di un futuro standard europeo [28].

L'impiego di locomotive radiocomandate in un treno merci porterà diversi benefici di tipo tecnico ed operativo, quali:

- una riduzione degli sforzi ai ganci e ai respingenti uniformando la trazione e la frenatura lungo il treno
- un'ottimizzazione dello sfruttamento delle tracce orarie con un aumento della velocità dei treni allo scopo di armonizzare le tabelle orarie
- la possibilità di comporre treni più pesanti e lunghi
- la possibilità di accoppiare e disaccoppiare treni aventi destinazioni diverse sulle tratte comuni
- la possibilità di facilitare la circolazione di treni su linee ad elevata pendenza.

Un'altra problematica da tenere in considerazione per treni di futura generazione è la progressiva attivazione dell'azione frenante lungo il convoglio. Per treni lunghi, il ritardo di attivazione della frenatura lungo il convoglio costituisce un elemento fortemente limitante per le prestazioni del sistema: mentre i veicoli di testa stanno frenando, i veicoli di coda sono ancora a freni "rilasciati" e conseguentemente tendono ad impattare verso la testa dando luogo ad elevate forze di compressione sui respingenti dei carri. Dal punto di vista della sicurezza, avere il treno in compressione è più pericoloso che averlo in trazione sia per i minori limiti strutturali, ma soprattutto perché crea instabilità internamente al sistema e in curva può condurre al deragliament. Disporre di più locomotive, che scaricano la condotta generale in diversi punti del treno, permette di uniformare l'azione frenante lungo il convoglio e allo stesso tempo aumentare l'efficienza frenante; a questo proposito si rimanda al par. 2.3.2.2 per ulteriori considerazioni e osservazioni.

Attualmente in Europa la seconda locomotiva non può sfrenare: il rilascio del freno, e quindi la ricarica del sistema, viene assicurata solo dalla locomotiva principale; è evidente che ciò allunga i tempi di sfrenatura diminuendo le velocità medie di percorrenza.

In America, come in Cina, i treni raggiungono lunghezze superiori ai 2000 metri; questi treni, che hanno in composizione anche più di 3 locomotive, utilizzano un sistema di distribuzione della potenza "*Locotrol*" in grado di trazionare, frenare e sfrenare contemporaneamente su tutte le locomotive presenti lungo il convoglio.

In verità anche in ambito Europeo, già nel corso del 2001, SNCF (ferrovie francesi) e DB (ferrovie tedesche) finanziarono un progetto di ricerca¹⁰ rivolto allo sviluppo di un sistema di comunicazione e gestione del freno in grado di controllare elettronicamente l'azionamento della frenatura lungo il convoglio. In questo modo era possibile controllare la frenatura o la sfrenatura senza introdurre il ritardo legato alla propagazione dell'informazione di pressione lungo la condotta. Il sistema EFIS [33], acronimo di European Freight Intelligent System, eliminando le problematiche che nascono in seguito all'attivazione ritardata dei cilindri freno lungo il convoglio, permette di "gestire" treni la cui lunghezza supera quella limite imposta dalla UIC. L'applicazione del sistema EFIS su un treno merci di nuova generazione risulta essere una soluzione efficace e definitiva per limitare le sollecitazioni dinamiche che nascono durante una manovra di frenatura. La piattaforma EFIS si basa su un sistema elettronico di comunicazione filare che attraversa tutto il treno; proprio la necessità di equipaggiare tutti i vagoni con terminali elettrici rappresenta forse la maggiore limitazione all'applicazione di tale sistema. È evidente che il sistema EFIS può avere una facile applicazione nei treni merci a composizione fissa, adibiti al trasporto di container e operanti sempre su una tratta specifica -in ambito ferroviario si parla di treni *shuttle*-, mentre nei comuni treni merci a

¹⁰ La SabWabco in collaborazione con Alstom si aggiudicarono il progetto

composizione variabile la necessità di garantire la continuità elettrica lungo tutto il convoglio obbliga a dover collegare e scollegare ogni volta il singolo veicolo.

Per assicurare l'interoperabilità, un carro "EFIS" può essere messo in composizione in un treno con sola frenatura pneumatica: questa funzionalità viene garantita da una doppia valvola di arresto con un principio analogo a quello utilizzato sulle locomotive per permettere la combinazione del freno automatico e di quello diretto (par. 1.3.2.2). Il sistema garantisce anche il monitoraggio continuo dell'integrità del sistema treno, con la possibilità di monitoraggio e diagnostica in tempo reale delle prestazioni. La piattaforma EFIS permette anche di automatizzare alcune funzioni, quali: la prova di continuità del freno, l'accoppiamento e il disaccoppiamento dei convogli, l'inizializzazione, l'individuazione della posizione e dell'orientamento dei veicoli.

Sicuramente, in base a quanto detto e messo in evidenza in [N11], la frenatura riveste un ruolo di primo piano per l'incremento delle prestazioni del treno; nel seguito si riportano alcuni degli aspetti più caratteristici:

- l'efficienza frenante e i risultanti sforzi di trazione/compressione generati lungo il treno sono generalmente il primo fattore che limitano la lunghezza, il peso e la velocità dei treni merci in circolazione; normalmente, il limite dinamico dovuto ad un'azione frenante precede quello raggiunto in trazione
- anche per treni merci più corti, migliorare l'efficienza frenante li renderebbe più simili a comuni treni passeggeri (più veloci) favorendo la circolazione sulla stessa linea di treni merci e passeggeri e riducendo così la congestione del traffico merci
- l'automazione di certe operazioni, come la prova del freno (da effettuare ad ogni cambio di composizione e prima di un viaggio) e l'identificazione automatica dei carri del treno, può rilevarsi interessante in termini economici e di tempo
- il rumore generato dalle tradizionali soole in ghisa fosforosa sta diventando oramai inaccettabile e presto illegale
- il rapporto carico/tara dei carri merci sta aumentando considerevolmente, così come il carico massimo per asse, richiedendo validi dispositivi in grado di modulare la frenatura al variare del carico (condizione indispensabile per non superare il limite d'aderenza)
- i miglioramenti nel sistema frenante possono limitare i costi di manutenzione di alcuni componenti del treno: la ritornitura di una ruota, in seguito ad una brusca frenata, rappresenta una spesa considerevole sui costi totali di gestione del carro

Proprio l'esigenza di dover analizzare a vari livelli, dalla condotta generale al distributore sino al cilindro freno, le prestazioni e i possibili sviluppi dell'impianto freno del treno, ha motivato lo sviluppo di un modello completo e particolareggiato dell'impianto freno da inserire nel codice di simulazione dinamica *TrainDy*.

2.3 Gli strumenti utilizzati

2.3.1 Il codice di simulazione del comportamento dinamico di treni *TrainDy*

Avere un treno di nuova generazione, più veloce, pesante e lungo, non può in alcun modo pregiudicare la sicurezza durante la marcia. L'esigenza primaria di garantire adeguati margini di sicurezza impone che sia necessario, per poter superare gli attuali limiti imposti dalle normative, un attento protocollo di sperimentazione per evidenziare eventuali criticità del sistema. L'esecuzione di prove in linea risulta essere estremamente dispendiosa, sia in termini di tempo che economici, e poi non sarebbe possibile andare a coprire tutte le condizioni che possono presentarsi durante la marcia del convoglio.

A questo proposito e, più in generale, per ridefinire i limiti normativi che non tengono conto di nuove soluzioni tecniche a disposizione, diventa prioritario l'utilizzo di simulazioni al computer.

L'utilizzo di un codice di simulazione del comportamento dinamico di convogli ferroviari rende possibile un'analisi statistica del comportamento dinamico del convoglio al variare delle molteplici condizioni operative.

La simulazione al computer può essere utilizzata per stabilire i parametri critici e i veicoli maggiormente sollecitati durante una prova in linea. Dato il tracciato e il convoglio di prova, individuare i parametri critici (velocità di partenza o distribuzione del carico) permette di eseguire al meglio la sperimentazione. Individuare i veicoli maggiormente sollecitati, su un convoglio costituito da 60 veicoli, permette di strumentare i soli veicoli interessanti per la sperimentazione; d'altra parte sarebbe impossibile pensare di strumentare tutti i veicoli del convoglio.

L'utilizzo di un codice di simulazione permette di verificare se un dato treno, adibito al trasporto merci su una tratta specifica, rispetta i margini di sicurezza imposti e quindi può circolare nonostante la lunghezza o il carico complessivo siano fuori dai limiti normativi. Questo tema è molto vicino a quelle compagnie che hanno treni merci a composizione fissa e che fanno la spola tra due centri di deposito percorrendo quindi sempre la stessa tratta (i.e. treni *shuttle*).

Sicuramente, l'applicazione più importante è l'analisi della risposta dinamica del treno in seguito all'implementazione di nuove soluzioni tecniche, che consentano il superamento degli attuali limiti di lunghezza, peso e velocità, e quindi la messa in circolazione di treni merci di futura generazione.

A partire dal 2001, l'Università di Tor Vergata, in collaborazione con la SabWabco (oggi Faiveley Transport Italia) e il Politecnico di Torino, ha cominciato lo sviluppo di un codice di simulazione del comportamento dinamico di convogli ferroviari *TrainDy* [10], acronimo di Train Dynamics. Il codice, scritto in linguaggio *Matlab*®, è stato pensato per interfacciarsi in real-time con il simulatore dell'impianto freno in scala reale della SabWabco (par. 2.3.2) da cui ricavare direttamente il profilo di manovra. I dati sperimentali delle pressioni al cilindro e del profilo di manovra (accelerazione, coasting, ecc.) possono essere registrati su un file di testo e quindi successivamente elaborati; questa funzionalità del codice permette anche di effettuare la simulazione prendendo i dati della manovra direttamente da una prova eseguita in linea.

Il codice è dotato di un interfaccia grafica user friendly, sviluppata in Visual Basic, tramite cui impostare i dati in input per la simulazione (layout del convoglio, tracciato, profilo di manovra, parametri per l'integrazione), gestire i database dei vagoni e delle locomotive o degli accoppiamenti tra i veicoli, lanciare la simulazione o effettuare un post-processing utilizzando i dati di una vecchia simulazione.

TrainDy, di cui si parlerà diffusamente nel prossimo capitolo, è stato pensato come “codice di sviluppo”, ovvero un codice modulare in cui fosse possibile implementare nuovi modelli e, quindi, analizzare l'impatto che nuove soluzioni tecniche hanno sul comportamento dinamico del convoglio. In questa logica, aver scritto il codice completamente in linguaggio *matlab*, acronimo di matrix laboratory, aiuta nei continui sviluppi e implementazioni del codice, essendo *matlab* un linguaggio ad alto livello pensato per applicazioni di carattere ingegneristico e particolarmente indicato per lavorare con le matrici.

Durante l'attività di dottorato, e grazie anche ai contatti stretti nel corso degli anni con il mondo ferroviario, il codice è stato ulteriormente sviluppato. L'idea iniziale di acquisire le pressioni al cilindro freno direttamente da un apparato sperimentale aveva suggerito di sviluppare un modello matematico semplificato con cui calcolare le pressioni al cilindro freno. Successivamente, la necessità di avere un codice completamente stand-alone e l'importanza che la frenatura riveste sul comportamento dinamico del sistema treno ha motivato lo sviluppo del modello matematico dell'intero impianto frenante del treno. Questa attività, svolta anche grazie alla collaborazione del Professor R. Verzicco del Politecnico di Bari, ha interessato la modellazione di tutti i componenti dell'impianto freno: rubinetto di comando, condotta generale, distributore, cilindro freno, serbatoi ausiliari e camere acceleratrici, dispositivi vuoto/carico e autocontinui. Una parte importante dell'attività di dottorato è stata incentrata proprio sullo sviluppo dei modelli dell'impianto frenante;

seguendo il concetto di modularità del codice è stato creato un modulo dedicato al calcolo della risposta pneumatica del treno *TrainPneu* [34], acronimo di Train Pneumatic. Il modulo pneumatico può essere utilizzato integrato con il solutore dinamico *TrainDy* o separatamente, qualora si volesse analizzare soltanto la risposta pneumatica del sistema.

Oltre alla modularità e al concetto di “codice di sviluppo”, un’altra prerogativa del codice *TrainDy*, che ha necessitato di sviluppare all’interno un metodo d’integrazione a passo variabile e modelli matematici equivalenti, è la velocità di calcolo. In commercio sono disponibili codici di calcolo multibody general-purpose (*ADAMS/rail*®, *SIMPACT*®) in grado di valutare in maniera sicuramente esaustiva la dinamica di un convoglio ferroviario ma, non essendo codici dedicati, l’elevato sforzo computazionale rende praticamente impossibile riuscire a simulare convogli di nuova generazione lunghi 1200 m con più di 80 vagoni. Inoltre, la caratteristica di generalità del codice non permette di individuare e utilizzare quelle grandezze peculiari (in alcuni casi le uniche a disposizione) che solo un codice dedicato e con possibilità di continui sviluppi può avere.

Il codice *TrainDy*, oltre al calcolo della dinamica longitudinale, permette di calcolare le forze sulle ruote considerando che tutte le forze agenti sul singolo veicolo si scaricano su due assili equivalenti costantemente vincolati al tracciato; in questo modo il codice è in grado di fornire un’indicazione sul rischio di deragliamento attraverso il calcolo del rapporto di Nadal o dello scaricamento della forza verticale sulle ruote [35].

Tra i futuri sviluppi del codice c’è l’inserimento di un modulo per il calcolo del contatto ruota/rotaia e delle forze che nascono in seguito al moto “libero” dell’assile sul binario. A questo proposito, già adesso il codice permette lo studio della dinamica di convogli ferroviari prendendo in considerazione un diverso grado di modellazione per i veicoli del treno (i.e. diversi gradi di libertà -dofs-). Il simulatore dinamico *TrainDy* permette di inserire nello stesso convoglio veicoli con 1 dof (x) e 4 dofs (x, z, θ e φ), quest’ultimo in grado di riprodurre l’assetto quasi-statico in curva, ed è in fase di validazione un modello “completo” a n dofs. Nel modello “completo” ogni elemento che costituisce il veicolo ferroviario (assile, ruota, carrello, ecc.) è un corpo rigido nello spazio (6 dofs); in funzione dei vincoli imposti tra i corpi (snodi sferici, incastri, cerniere) si riducono i gradi di libertà complessivi del singolo veicolo e si impongono le relazioni di forza tra i vari componenti del veicolo.

La modularità e specifici accorgimenti adottati sull’efficienza computazionale del codice *TrainDy* permettono di analizzare il comportamento dinamico di treni merci di futura generazione.

2.3.1.1 L’applicazione di *TrainDy* nel Progetto di Ricerca EDIP

Come già accennato nel par. 2.2, all’interno del progetto EDIP (Aprile-Luglio 2004) è stato utilizzato il codice di simulazione dinamica sviluppato per valutare e confrontare gli sforzi longitudinali in un treno con trazione/frenatura multipla convenzionale rispetto ad un treno con potenza distribuita EDIP [28]. Questa attività, che ha portato ad implementare all’interno del codice nuovi modelli e funzionalità, si è conclusa con un incontro, svoltosi nella sede della Faiveley Transport Italia a Piossasco, in cui sono stati mostrati i risultati delle simulazioni a tecnici di Trenitalia e SNCF.

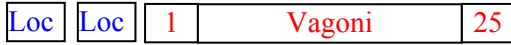
La potenza distribuita è una modalità di trazione/frenatura costituita da due o più locomotive disposte lungo il treno che compiono azioni simultaneamente o con un delay imposto. Una delle locomotive è il veicolo principale, generalmente chiamata locomotiva “*master*”, l’altra o le altre sono le locomotive radiocomandate chiamate “*slave*”.

Le simulazioni sono state condotte considerando due differenti lunghezze di treno, i vagoni sono tutti del tipo RGS con carico equamente ripartito (80 t), mentre le locomotive sono del tipo E402B:

- **Treno corto:** 25 vagoni, lunghezza totale all’incirca 500 m e massa totale 2000 t
- **Treno lungo:** 50 vagoni, lunghezza totale all’incirca 1000 m e massa totale 4000 t

Per ogni lunghezza di treno si definiscono tre treni: *Convenzionale*, *EDIP_A* (locomotiva *slave* in coda) ed *EDIP_B* (locomotiva *slave* nel mezzo); di seguito si riportano le diverse disposizione per il treno corto, per quello lungo valgono le stesse considerazioni ma con un numero di vagoni pari al doppio:

✓ *Convenzionale*



✓ *Edip A*



✓ *Edip B*



Per ottenere dalle simulazioni valutazioni di carattere generale viene analizzato il comportamento dinamico su tracciati con differenti plano-altimetrie: rettilineo in piano, in discesa e in salita, durante l'attraversamento di un valico, in curva piena ($R = 300$ m) e nell'attraversamento di uno scambio ferroviario. Su ognuno di questi tracciati è stato definito uno specifico profilo di manovra, costituito da sequenze di accelerazioni, frenature e coasting. Per ogni simulazione vengono calcolate le forze che nascono tra gli accoppiamenti e, dove risulta significativo (i.e. nelle simulazioni in curva), il rapporto Y/Q . Scegliendo le simulazioni più rappresentative tra quelle svolte, e senza entrare nel dettaglio delle condizioni di simulazione essendo interessati alla risposta dinamica delle tre configurazioni a parità di condizioni, nel seguito si riportano per il treno lungo gli andamenti degli sforzi longitudinali e il profilo di manovra nell'attraversamento del valico (Figura 2.1), dello scambio di binario (Figura 2.2) e in curva piena (Figura 2.3).

• Attraversamento del valico

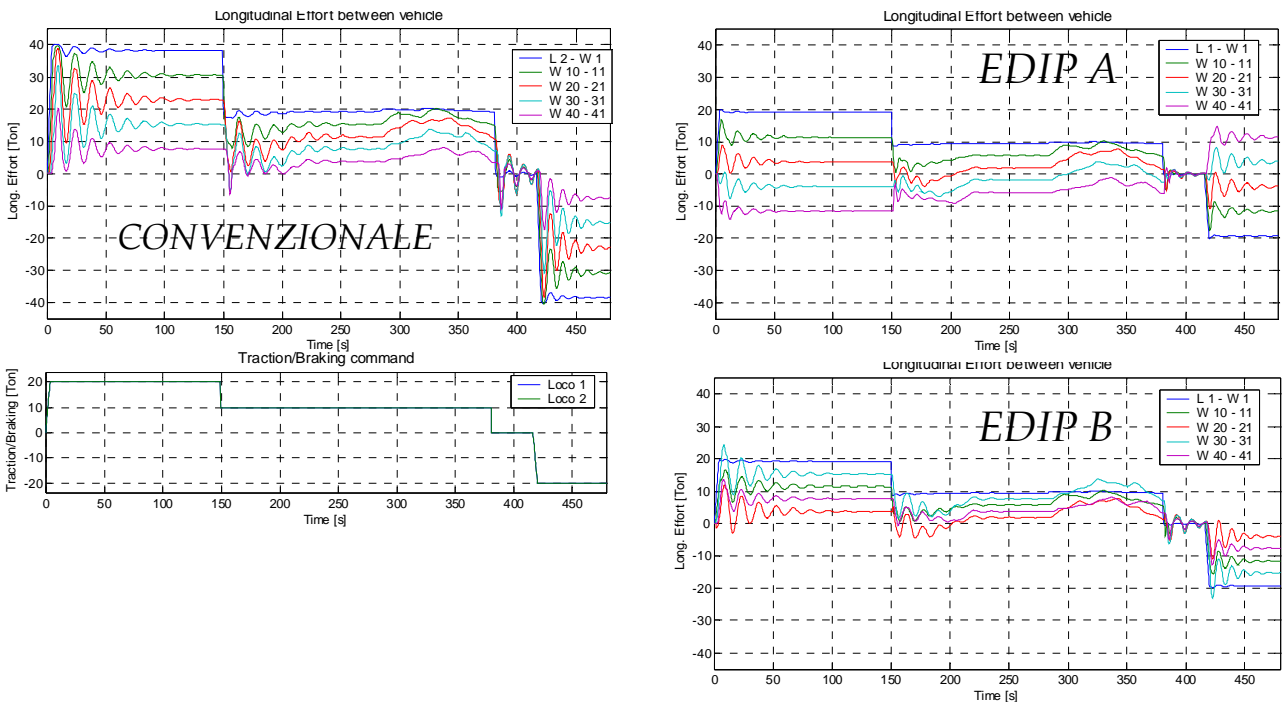


Figura 2.1 Andamento degli sforzi longitudinali nelle tre configurazioni durante l'attraverso di un valico

• Ingresso in curva piena con raccordo parabolico

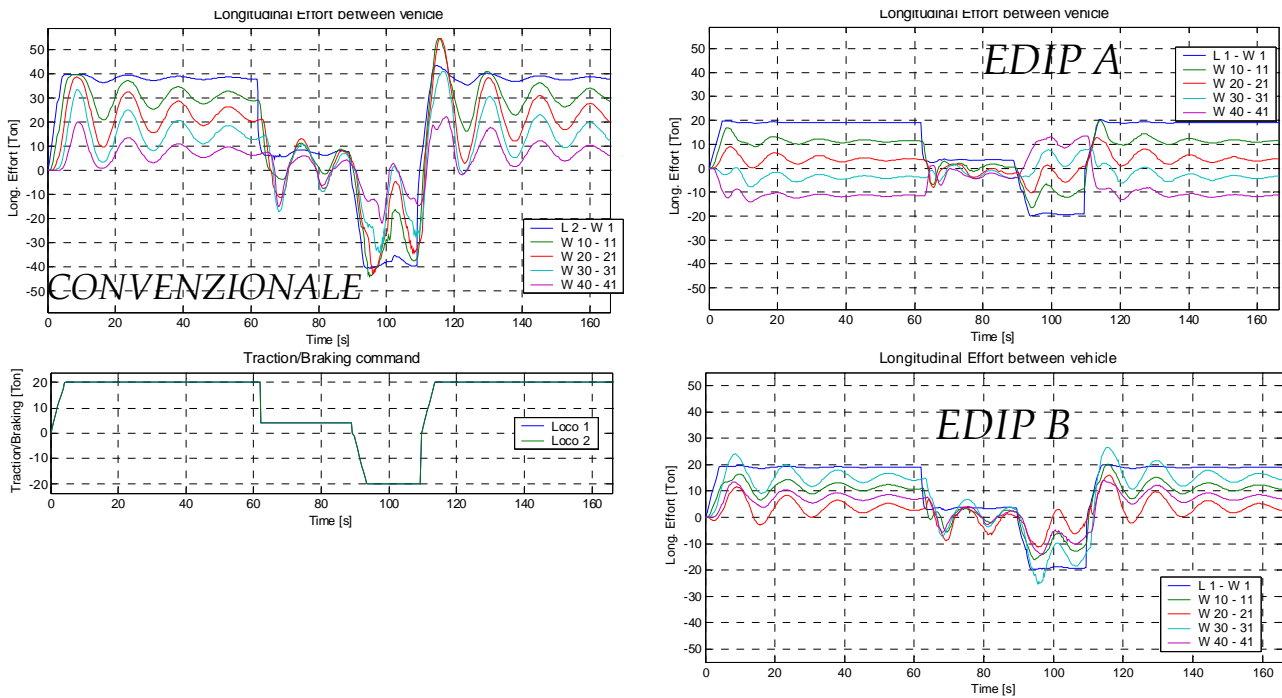


Figura 2.2 Andamento degli sforzi longitudinali nelle tre configurazioni durante l'attraverso di una curva

• Attraversamento dello scambio ferroviario

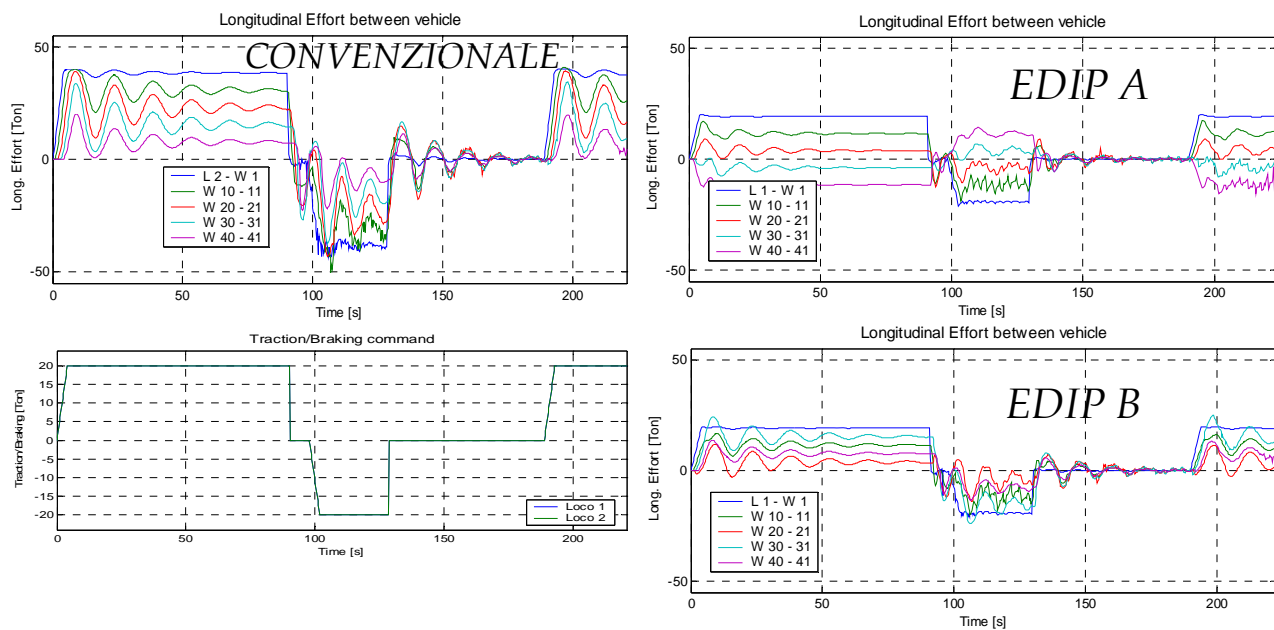


Figura 2.3 Andamento degli sforzi longitudinali nelle tre configurazioni durante l'attraversamento di uno scambio ferroviario

Dagli andamenti delle precedenti figure è chiaro come in un treno EDIP, rispetto ad un treno convenzionale, gli sforzi longitudinali massimi siano ridotti di circa il 50%, sia durante i transitori di manovra che in condizioni stazionarie. È evidente anche come gli sforzi longitudinali risultano meglio distribuiti lungo il convoglio, andando così a sollecitare meno gli organi di accoppiamento tra i veicoli allungandone la vita.

Dai risultati di

Tabella 2.1, in cui si riportano i valori massimi di Y/Q nello scambio di binario e in curva piena sia per il treno corto che per quello lungo, emerge che il sistema EDIP diminuisce il rischio di deragliamento: il rapporto Y/Q è in media minore del 10/20% rispetto ad un treno convenzionale di pari configurazione e tale diminuzione è più evidente all'aumentare della lunghezza del convoglio.

<i>Valori del rapporto di Nadal</i>		<i>Treno corto</i>			<i>Treno lungo</i>		
		<i>Conv</i>	<i>EdipA</i>	<i>EdipB</i>	<i>Conv</i>	<i>EdipA</i>	<i>EdipB</i>
Ingresso in curva piena con raccordo parabolico	Massimo valore Y/Q	0.2582	0.2202	0.2136	0.2739	0.2160	0.2347
	Veicolo in cui è stato raggiunto	6	1	15	15	50	33
Attraversamento scambio ferroviario	Massimo valore Y/Q	0.3132	0.2706	0.2831	0.3432	0.2761	0.2832
	Veicolo in cui è stato raggiunto	6	5	5	7	7	7

Tabella 2.1 Valori del rapporto Y/Q per il treno corto e il treno lungo nelle simulazioni in presenza di curve

Volendo fare delle considerazioni in ambito EDIP tra le due soluzioni, locomotiva *slave* in coda (*Edip A*) e locomotiva *slave* al centro (*Edip B*), dagli andamenti sopra-riportati emerge che la configurazione *Edip A* presenta minori sopra-sollecitazioni dinamiche dovute ai transitori di manovra anche se, avendo una locomotiva in testa che tira e una in coda che spinge, il treno risulta parte in trazione e parte in compressione. I risultati di Tabella 2.1 mostrano che la configurazione *Edip A* risulta essere la soluzione migliore per limitare il rischio di deragliamento, anche se il margine non è molto significativo.

Per completare lo studio ed avere un quadro più esaustivo di prove, sono state effettuate delle simulazioni per verificare il comportamento delle 2 configurazioni EDIP in presenza di modi degradati (*failure* del sistema), ovvero perdita di comunicazione tra la locomotiva *slave* e quella *master*. In questo caso le specifiche del treno di prova sono state fornite direttamente dalla SNCF: il treno è costituito da 44 vagoni per una lunghezza complessiva di circa 635 m e una massa totale di 3200 t; i tracciati utilizzati nelle simulazioni sono l'attraversamento del valico e dello scambio ferroviario.

- Attraversamento del valico

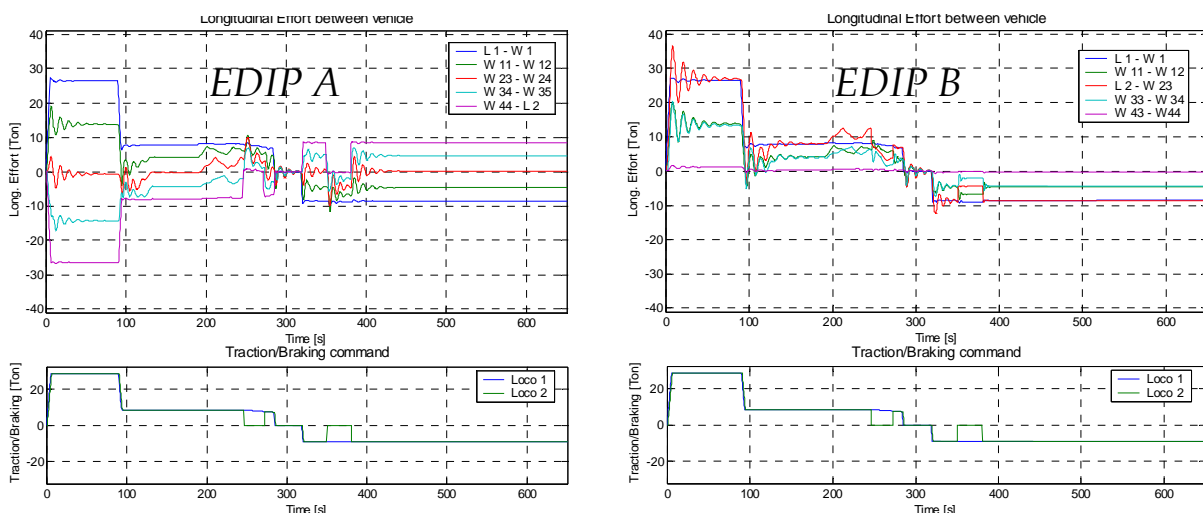


Figura 2.4 Andamento degli sforzi longitudinali nelle due configurazioni EDIP in caso di *failure* durante l'attraversamento di un valico

- Attraversamento dello scambio ferroviario

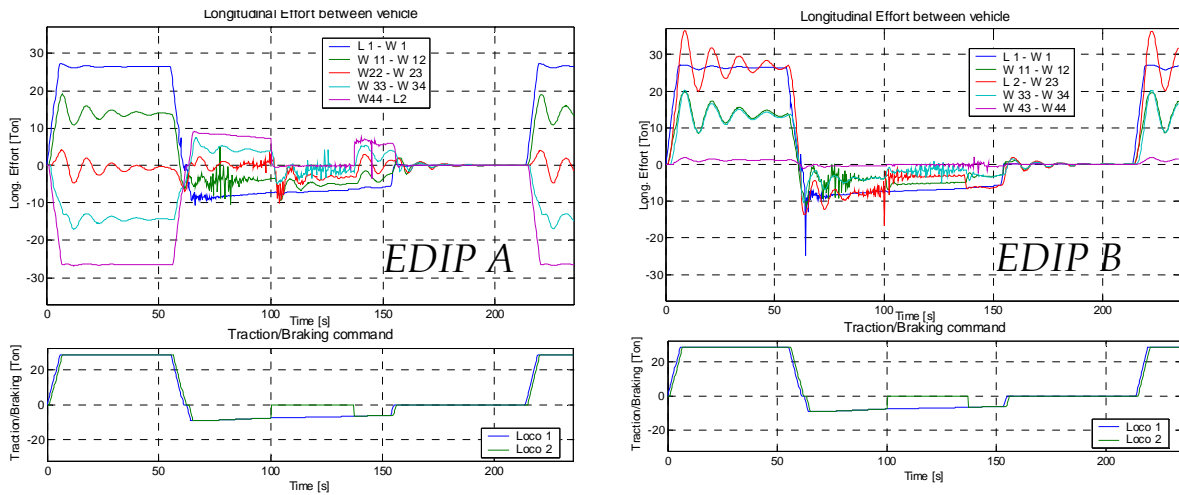


Figura 2.5 Andamento degli sforzi longitudinali nelle due configurazioni EDIP in caso di *failure* durante l'attraversamento di uno scambio ferroviario

In questo caso, gli andamenti degli sforzi longitudinali mostrano che la configurazione *Edip B* riesce meglio a ridistribuire l'energia all'interno del sistema in presenza di perdita di segnale della locomotiva *slave*: le discontinuità, osservate negli andamenti delle forze longitudinali di Figura 2.4-Figura 2.5, risultano più limitate rispetto alla configurazione *Edip A*.

2.3.2 Il simulatore in scala reale dell'impianto freno del treno -"la balena"-

Tale simulatore hardware (Figura 2.6-a), denominato comunemente "balena" per la disposizione dei tubi che nella configurazione tradizionale di molti simulatori richiama lo scheletro di un cetaceo (Figura 2.6-b), è in grado di simulare un treno lungo fino a 2284 metri con condotta generale da 1"1/4 e un totale di 132 unità freno. La balena è dotata anche di una seconda condotta generale con diametro da 1", con cui è possibile simulare treni di lunghezza complessiva pari a 1246 m. Rispetto ai simulatori di freno tradizionali, questo simulatore è caratterizzato da un'elevata modularità e compattezza, grazie a particolari accorgimenti costruttivi (Figura 2.7).

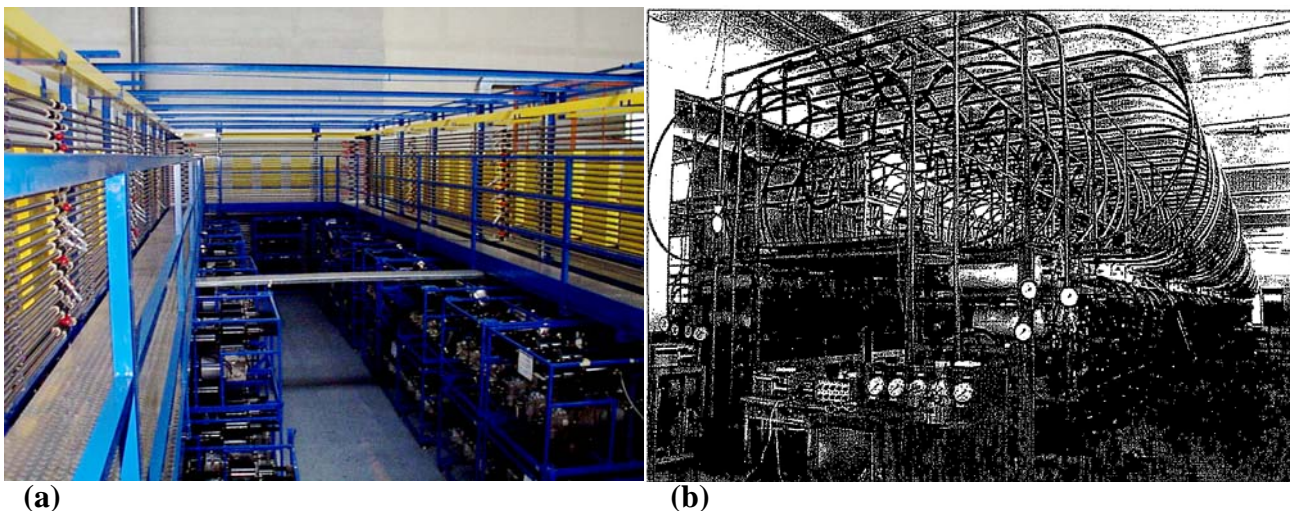


Figura 2.6 Simulatori pneumatici dell'impianto frenante di un treno. (a) Il simulatore della Faiveley Transport Italia; (b) Forma classica di un simulatore di freno del treno



Figura 2.7 Particolare della balena della Faiveley Transport Italia

Gli accoppiamenti tra i veicoli vengono simulati attraverso una serie di curve a 45° e 90° in sequenza, che riproducono le perdite di carico complessive presenti nell'accoppiamento; aver trasformato l'accoppiamento flessibile in un accoppiamento equivalente ha permesso di limitare molto gli ingombri. Il particolare sistema di collegamento tra i tubi (raccordi a calzamento con oring di tenuta) permette di spostare e riposizionare facilmente gli accoppiamenti equivalenti o componenti pneumatici (e.g. valvole EOT) lungo la condotta generale; è possibile, inoltre, inserire dei fori calibrati per studiare gli effetti di eventuali ostruzioni lungo il treno (par.2.3.2.3). Ogni unità freno è costituita da un distributore (con annesso serbatoio di comando e ausiliario) e un cilindro freno; è possibile cambiare la corsa del cilindro freno agendo su un opportuno distanziale. I distributori vengono collegati alla condotta generale attraverso innesti rapidi. Con questi accorgimenti, la lunghezza dei singoli carri, il numero e la posizione degli input di frenatura, la disposizione dei distributori nel convoglio può essere variata facilmente.

Per cercare di simulare al meglio il comportamento reale di un treno, in cui il materiale è, in genere, eterogeneo, in balena sono presenti diverse tipologie di distributori, di cilindri freno e di rubinetti di comando.

Un apparato di acquisizione digitale, collegato ad un computer, permette di acquisire un totale di 200 segnali: per ogni unità freno viene strumentato il cilindro freno, il serbatoio ausiliario, il serbatoio di comando e la condotta generale; complessivamente, è possibile avere 50 veicoli strumentati in composizione. I segnali dei trasduttori possono essere registrati in ASCII file e in seguito elaborati attraverso dei programmi di post-processing. Sempre attraverso il computer con cui vengono acquisiti i vari canali è possibile controllare la manovra e gestire l'interfacciamento in real-time con il codice di simulazione dinamica *TrainDy* per valutare il comportamento dinamico del treno campione implementato in balena.

La possibilità di inserire, in differenti configurazioni di treno (lunghezza, diametro della condotta generale, numero totale di carri), nuovi tipi di rubinetti di comando o distributori consente di analizzare il comportamento pneumatico di nuove soluzioni tecniche e le loro interazioni con i sistemi già esistenti. In genere, un simulatore in scala reale del sistema freno del treno viene utilizzato esclusivamente per prove ed omologazioni di nuove apparecchiature mentre la simulazione dei treni reali non riveste particolare interesse. Il simulatore della Faiveley Transport Italia, invece, si prefigge anche la riproduzione, per quanto possibile fedele, del comportamento in frenatura di treni reali.

La possibilità di conoscere nel dettaglio il layout di prova e di ricreare diversi scenari (dal più semplice al più complesso) ha permesso di individuare e identificare i parametri caratteristici dei modelli matematici sviluppati. Potendo caratterizzare il singolo dispositivo (rubinetto di comando o distributore), attraverso una campagna di prove in balena, sarà possibile creare un database di tutti i componenti del sistema di frenatura.

Una parte dei risultati sperimentali, eseguiti nel corso di questi anni, è stata poi utilizzata per validare i modelli dell'impianto freno del treno sviluppati. L'analisi delle prove sperimentali ha permesso di evidenziare alcuni aspetti fondamentali da considerare durante la modellazione. In particolare, la dispersione nei risultati riscontrata nelle prove, dovuta a malfunzionamenti dei singoli distributori o attuatori, e confermata anche da alcune prove fornite dalle ferrovie tedesche e francesi, ha suggerito la necessità di implementare in *TrainDy* un modello in grado di introdurre nei risultati una dispersione statistica, e rendere così i dati simulati più vicini alla realtà. La possibilità di avere a disposizione un numero così elevato di segnali strumentati (in totale 200), impensabile per un treno durante una prova in linea, ha permesso di aiutare molto a capire il reale funzionamento del distributore e generare così un modello equivalente da implementare nel codice di simulazione.

Di seguito si riporta un piccolo estratto delle attività svolte e i risultati ottenuti utilizzando il simulatore in scala reale dell'impianto freno del treno.

2.3.2.1 Le camere acceleratrici in frenatura e i serbatoi ausiliari in sfrenatura

Nel seguito si vuole analizzare l'effetto dell'azione delle camere acceleratrici (CA) sulla risposta pneumatica del sistema durante una manovra di frenatura, sia in termini di svuotamento della condotta generale (CG) che di riempimento del cilindro freno (CF).

L'effetto delle camere acceleratrici sulla condotta generale viene confrontato con gli andamenti di pressione in CG ottenuti con distributori isolati, ovvero in "condotta bianca".

Il treno campione simulato in balena è il treno di prova DB del rapporto ERRI [N12]; in

Tabella 2.2 si riportano la massa, la lunghezza e il peso frenato dei veicoli del convoglio.

Veicolo	Massa [t]	Lunghezza [m]	Massa frenata [t]	Veicolo	Massa [t]	Lunghezza [m]	Massa frenata [t]
Loco	118	23	90 (G)	W24	35	17	24
W1	35	17	24	W25	35	11.5	24
W2	35	11.7	24	W26	35	11.3	24
W3	35	17.1	24	W27	35	11.7	24
W4	35	11.2	27	W28	35	18	24
W5	35	11.5	27	W29	35	11.5	24
W6	35	11.9	24	W30	35	16.5	24
W7	35	11.6	24	W31	21	17.5	24
W8	54	22.6	53	W32	35	11.4	27
W9	54	22.9	53	W33	35	17.1	24
W10	28	17.5	24	W34	35	17.3	24
W11	40	17.5	24	W35	35	17.7	24
W12	35	17	24	W36	35	11.5	24
W13	35	17	24	W37	35	11.5	24
W14	40	11.74	24	W38	35	11.5	24
W15	35	11.26	24	W39	21	11.5	24
W16	40	11.5	24	W40	21	11.6	24
W17	35	11.7	24	W41	21	10.9	24
W18	40	11.8	24	W42	35	11.5	24
W19	40	11.5	24	W43	35	23.8	24
W20	30	11.6	27	W44	35	11	27
W21	22	17.2	24	W45	35	17.2	24
W22	35	17.1	24	W46	35	11	27
W23	35	16.9	24	W47	35	12.1	27
Vmisura	49	29.2	55	TOTALE	1676	701.6	1262

Tabella 2.2 Layout del treno del rapporto ERRI [N12] implementato in balena

Nei grafici riportati nel seguente paragrafo e in quelli successivi si indicherà con il termine CG_# la pressione in condotta generale presa in corrispondenza del distributore del vagone numero #, per la locomotiva si troverà l'indicazione CG_LC mentre per il vettore misura (Vmisura) CG_MS; la stessa convenzione viene utilizzata per i segnali di pressione al cilindro freno, in questo caso al posto di CG si trova il termine CF. All'indicazione del numero del vagone si può far seguire un termine racchiuso da apici che identifica il layout di prova; per esempio CG_30"13dis" sta ad indicare l'andamento di pressione in corrispondenza del distributore del 30° vagone in presenza di 13 distributori inseriti lungo tutto il convoglio. Gran parte dei grafici riportati nel seguito hanno l'obiettivo di mostrare la risposta pneumatica del sistema nel suo insieme senza soffermarsi sul mero aspetto quantitativo; seguendo questo approccio alcuni grafici potrebbero risultare quindi poco leggibili puntualmente.

Si ricorda che tutte le prove sono state effettuate utilizzando un pannello freno Eurotrol FS posto in corrispondenza della locomotiva in frenatura d'emergenza; il regime di frenatura della locomotiva è "G" mentre per tutti i carri è "P" (per maggiori informazioni si veda par. 1.2.4).

Sullo stesso grafico (Figura 2.8) si riporta a confronto l'andamento di pressione in condotta generale con distributori attivi (in blu) e in condotta bianca (in rosso). È evidente come i tempi di svuotamento completo della condotta (Figura 2.8-a) siano poco influenzati dalla presenza delle camere acceleratrici (si tenga presente le ridotte dimensioni di tali volumi e il riflusso in condotta generale di parte dell'aria immagazzinata inizialmente in questi volumi); in realtà, osservando attentamente, risulta che in presenza di camere acceleratrici lo svuotamento totale della condotta generale è ritardato rispetto al caso di condotta bianca.

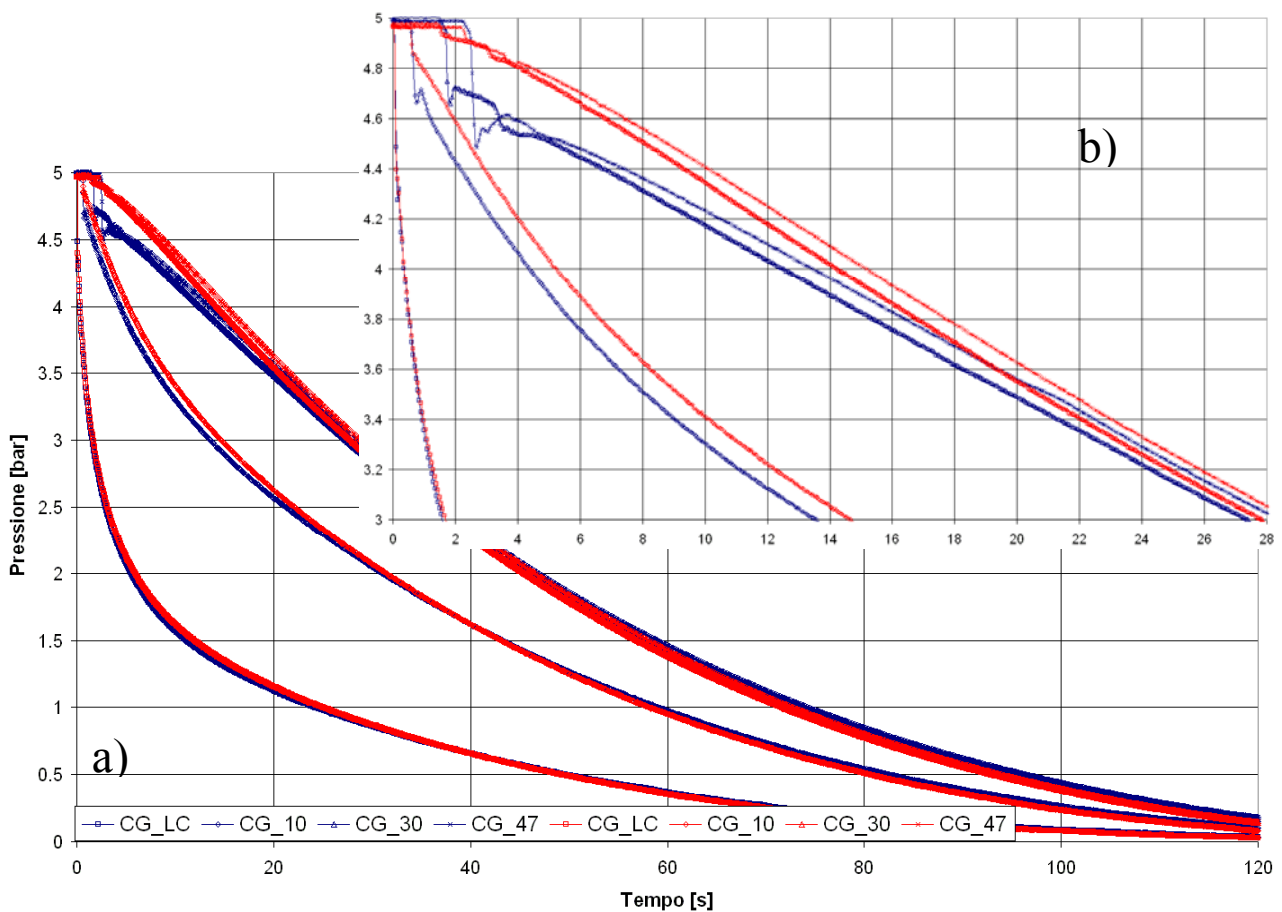


Figura 2.8 Confronto degli andamenti in CG con distributori attivi (color blu) e in "condotta bianca" (color rosso): a) lo svuotamento totale della condotta generale b) la repentina caduta di pressione in condotta generale indotta dall'azionamento delle camere acceleratrici

Il riempimento delle camere acceleratrici provoca però una repentina caduta iniziale di pressione in CG e influisce in maniera sensibile sullo svuotamento della condotta sino a circa 3 bar, in

particolare nei vagoni posti in coda al treno (Figura 2.8-b). A questo proposito, è importante ricordare che, agli effetti della frenatura, proprio il settore di pressioni che va da 5 bar a 3.5 bar è quello di interesse per il pilotaggio del distributore (par. 1.3.2.2.2).

La repentina caduta iniziale di pressione in condotta generale velocizza il riempimento dei cilindri freno aiutando a vincere gli attriti passivi presenti nella timoneria e diminuendo il “tempo morto”, ovvero il tempo in cui l’attuatore del cilindro freno si porta alla corsa massima ed è completata la fase di accostamento dei ceppi sulla ruota.

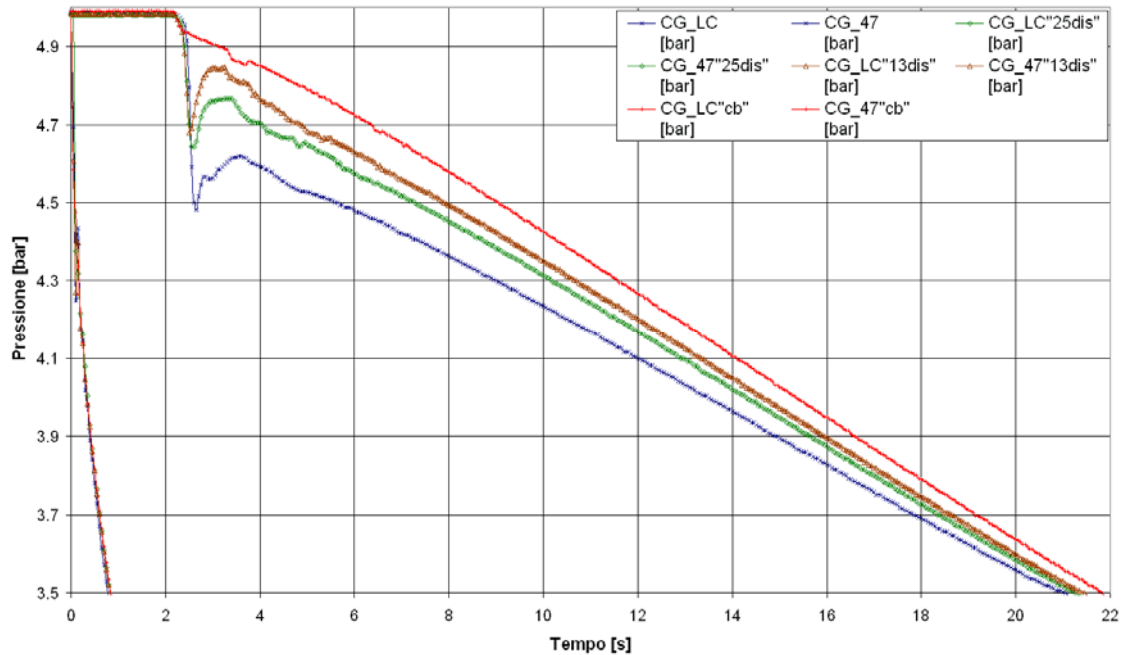


Figura 2.9 Velocità di propagazione dell'informazione di pressione lungo la CG in funzione dei distributori attivi

Partendo dalla configurazione con tutti i distributori inseriti si isolano progressivamente alcuni distributori, ottenendo una configurazione con venticinque e una con tredici distributori attivi, per analizzare il contributo delle camere acceleratrici sulla risposta pneumatica del sistema. La Figura 2.9 riporta gli andamenti di pressione, in corrispondenza del distributore del primo (LC) e ultimo veicolo (47), in presenza di tredici (“13dis”), venticinque (“25dis”), quarantanove distributori attivi e in condotta bianca (“cb”). È evidente come l’azione delle camere acceleratrici non agisca in alcun modo sulla velocità di propagazione dell’informazione; l’informazione di pressione lungo il convoglio è un fenomeno d’onda che non è influenzato dallo svuotamento o dal riempimento di un volume aggiuntivo. Diverso è l’effetto delle camere acceleratrici sull’andamento di pressione in condotta generale nel tempo; a questo proposito si osservi, sempre in Figura 2.9, la caduta di pressione in corrispondenza del distributore di testa e di coda del treno al variare del numero di CA attive. È evidente come la rapida discesa iniziale di pressione in CG sia più accentuata nel caso di quarantanove distributori a conferma che l’azione delle camere acceleratrici influisce sensibilmente sullo svuotamento della condotta generale. In particolare, gli effetti più evidenti dell’attivazione delle camere acceleratrici si osservano nei veicoli di coda del treno, ovvero quei veicoli in cui è fondamentale la caduta di pressione in CG per la corrispondente salita di pressione nel cilindro freno. La maggior caduta di pressione, osservata nella configurazione con 49 distributori attivi (CG_47’49dis”) rispetto a quella con 13 distributori (CG_47’13dis”), evidenzia che l’azione delle camere acceleratrici è caratterizzata da un effetto in “batteria” responsabile di un’amplificazione progressiva degli effetti lungo il treno.

Per verificare gli effetti delle camere acceleratrici sulla salita di pressione ai cilindri freno, si riporta in Figura 2.10 l’andamento degli andamenti di pressione in condotta generale e nei corrispondenti cilindri freno nel caso di tredici e quarantanove distributori inseriti.

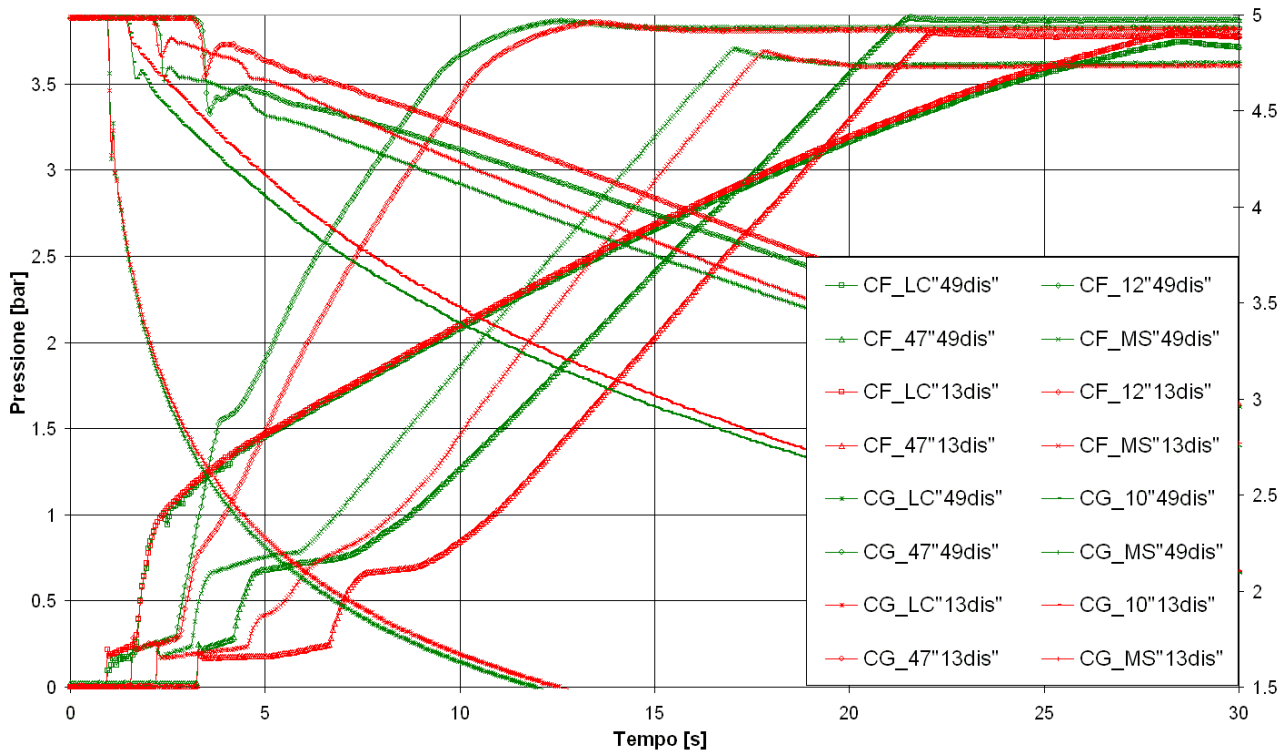


Figura 2.10 Andamento delle pressioni in CG e corrispondenti CF nel caso di 13 e 49 distributori inseriti

Come era logico aspettarsi, l'andamento di pressione al CF in corrispondenza della locomotiva non è influenzato dall'azionamento delle camere acceleratrici, mentre differenze sensibili si riscontrano nei CF di coda, in cui la salita al cilindro freno è controllata dallo svuotamento della condotta generale. In particolare è evidente come nel vagone di coda, in presenza di quarantanove distributori inseriti (CF_47"49dis"), il "tempo morto" è notevolmente diminuito.

Per avere un'idea dello stato di sollecitazione che nasce lungo il convoglio in seguito alla frenatura, sfruttando gli andamenti delle pressioni al cilindro freno, è possibile definire un parametro denominato *delay di intervento della frenatura nel convoglio* (d_{fr}); tale parametro si calcola a partire dai tempi di intervento dei singoli cilindri freno rispetto a quello di testa. Per fissare il tempo in cui il cilindro freno è intervenuto si considera l'istante in cui la pressione nel cilindro freno ha raggiunto 3.5 bar.

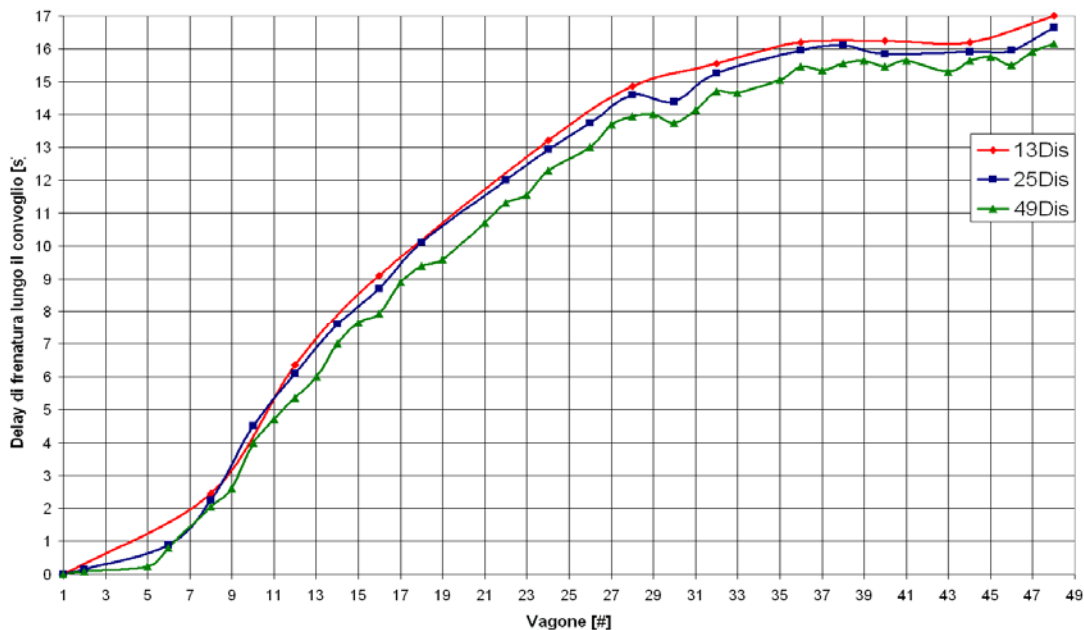


Figura 2.11 Delay di intervento della frenatura nel convoglio d_{fr} in funzione dei distributori attivi

Dalla Figura 2.11 è interessante notare come, al variare nel numero di camere acceleratrici attive nel convoglio, il delay di frenatura diminuisca progressivamente: in media passando da tredici a quarantanove distributori il ritardo si riduce di un secondo. Analizzando questo parametro nascono ulteriori considerazioni:

- il comportamento nei cilindri freno dei vagoni in coda al treno tende ad uniformarsi
- i ritardi di attivazione della frenatura tra veicoli contigui più consistenti si hanno intorno alla prima metà del treno (gradiente di salita della curva maggiore).

Calcolando le differenze dei tempi di attivazione tra veicoli contigui (

Tabella 2.3), si definisce un ulteriore parametro denominato *delay di intervento della frenatura tra veicoli contigui* (dc_{fr}). L'andamento della linea di tendenza che si ottiene dai dati riportati in

Tabella 2.3 può spiegare il perché, in genere, **le massime sollecitazioni longitudinali di compressione sono localizzate tra i vagoni posti nella prima metà o al più al centro del treno.**

Delay di intervento della frenatura tra veicoli contigui (dc_{fr})			
W2-W1	0.1	W29-W28	0.05
W6-W5	0.55	W30-W29	-0.25
W9-W8	0.55	W31-W30	0.4
W11-W10	0.7	W32-W31	0.55
W12-W11	0.65	W33-W32	-0.05
W13-W12	0.65	W36-W35	0.4
W14-W13	1	W37-W36	-0.1
W15-W14	0.65	W38-W37	0.2
W16-W15	0.3	W39-W38	0.1
W17-W16	0.95	W40-W39	-0.2
W18-W17	0.5	W41-W40	0.2
W19-W18	0.2	W44-W43	0.35
W22-W21	0.6	W45-W44	0.1
W23-W22	0.25	W46-W45	-0.25
W24-W23	0.75	W47-W46	0.4
W27-W26	0.7	W48-W47	0.25
W28-W27	0.25		

Tabella 2.3 Delay di intervento della frenatura tra veicoli contigui dc_{fr}

La

Tabella 2.3 contiene alcuni valori negativi del parametro dc_{fr} , per cui risulta che il tempo di attivazione di alcuni cilindri freno è inferiore rispetto a quello del veicolo che li precede. Questa anomalia può essere spiegata, banalmente, con un malfunzionamento operativo dei componenti dell'impianto frenante, e in particolare del distributore. Come già messo in evidenza, questo aspetto, riscontrato in balena ma che in realtà si ritrova nei treni in circolazione, è un elemento da prendere in considerazione durante la modellazione dell'impianto freno del treno.

Una considerazione che emerge dal grafico di Figura 2.11 è di carattere puramente quantitativo: in un treno da 700 m, costituito da quarantotto carri e una locomotiva in testa, il cilindro di coda "risponde" dopo 17 secondi rispetto al vagone di testa.

Grazie all'interfacciamento con *TrainDy* (capitolo 5) sarà interessante verificare gli effetti sulla dinamica longitudinale del treno dovuto al ritardo di attivazione della frenatura lungo il convoglio.

Durante la frenatura, i cilindri freno vengono riempiti con l'aria dei serbatoi ausiliari; per garantire che la successiva frenatura sia efficiente è necessario che il volume venga ricaricato durante la fase di sfrenatura. Qualora, in seguito a successive manovre di frenatura, la pressione nel serbatoio ausiliario è scesa di molto, è possibile che non siano garantiti i tempi e le pressioni di frenatura. In un treno merci la carica dei serbatoi ausiliari è affidata direttamente all'aria che fluisce nella condotta generale durante la fase di sfrenatura. In questo modo la carica della CG e quindi il rilascio del freno risultano ritardati; a questo proposito, in Figura 2.12 vengono mostrati gli andamenti

delle pressioni nella condotta generale in testa, in coda e al centro per il treno DB del rapporto ERRI [N12] sia in condotta bianca (“cb”) che con distributori inseriti.

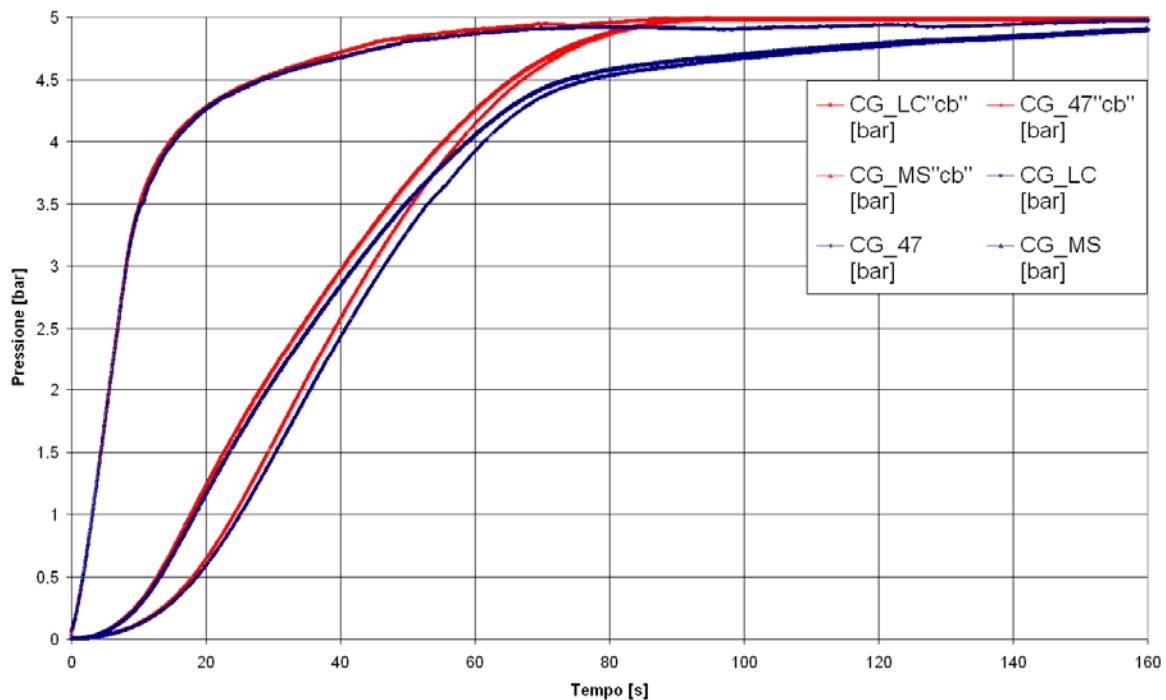


Figura 2.12 Andamento pressione in CG durante la carica del sistema in condotta bianca (“cb”) e con distributori inseriti

Se si considera per normativa ([N2]) che il rilascio completo del freno deve realizzarsi quando in CG la pressione è pari a 4.85 bar, risulta che il vagone misura (CF_MS) viene sfrenato circa 62 s dopo il caso di condotta bianca, mentre per il veicolo di coda (CF_47) il ritardo è di circa 67 s. La stessa figura mostra inoltre come l’effetto dell’apertura dei serbatoi ausiliari sia ben più evidente per i veicoli di coda rispetto a quelli di testa: ciò è dovuto al fatto che i veicoli in coda sono caricati più lentamente in quanto, appena si aprono i serbatoi ausiliari, molta dell’aria che proviene dal rubinetto di comando, anziché continuare ad alimentare il resto del treno, fluisce direttamente nei serbatoi ausiliari dei distributori che si trovano lungo il treno.

Quanto mostrato in Figura 2.12 chiarisce l’importanza che ha, nel modello dell’impianto freno completo, la simulazione del riempimento del serbatoio ausiliario durante la sfrenatura.

2.3.2.2 Le problematiche connesse alla risposta dei cilindri freno su treni lunghi

La frenatura di lunghi convogli ferroviari viene caratterizzata da intrinseci limiti prestazionali legati alle caratteristiche costruttive del sistema di frenatura continuo e automatico. In seguito all’azionamento del rubinetto di comando posto in testa al treno, il segnale di frenatura si propaga lungo il convoglio: il ritardo con cui si attivano i distributori dei carri in coda al treno determina un “impaccamento” dei veicoli di coda verso quelli di testa, tale da generare forze di compressione ai respingenti e instabilità all’interno del sistema. Come già accennato nel par. 2.2, per limitare il ritardo di attivazione dell’azione frenante lungo il treno, è facile pensare di favorire il progressivo e uniforme scaricamento della condotta generale del treno utilizzando più dispositivi di controllo della condotta generale posti lungo il convoglio.

A questo proposito, si riportano in Figura 2.13 gli andamenti delle pressioni in condotta generale e ai cilindri freno in testa, al centro e in coda per un treno di circa 1200 m (1169 m) e con 50 vagoni (Tabella 2.4) nel caso di semplice scarico dalla testa (“std”) e di triplice scarico: testa, centro e coda (“3Scg”).

Veicolo	Lungh. [m]	Progr. CG [m]	Veicolo	Lungh. [m]	Progr. CG [m]
Loco	17,5	17,5	W26	23	615,5
W1	22,5	40	W27	22,5	638
W2	23	63	W28	23,2	661,2
W3	22,7	85,7	W29	23,1	684,3
W4	23,3	109	W30	22,6	706,9
W5	23	132	W31	23,1	730
W6	22,6	154,6	W32	23	753
W7	23,4	178	W33	23,3	776,3
W8	23	201	W34	23,2	799,5
W9	23	224	W35	22,6	822,1
W10	23	247	W36	23,5	845,6
W11	23	270	W37	22,8	868,4
W12	23,4	293,4	W38	23,1	891,5
W13	23,1	316,5	W39	22,6	914,1
W14	22,5	339	W40	23,4	937,5
W15	22,8	361,8	W41	24	961,5
W16	23,7	385,5	W42	22,5	984
W17	22,5	408	W43	24	1008
W18	22,8	430,8	W44	22,5	1030,5
W19	23,7	454,5	W45	22,5	1053
W20	23	477,5	W46	24	1077
W21	22,7	500,2	W47	22	1099
W22	22,8	523	W48	24	1123
W23	23	546	W49	23	1146
W24	23,5	569,5	W50	23	1169
W25	23	592,5			

Tabella 2.4 Layout treno 600m e 1200m implementati in balena

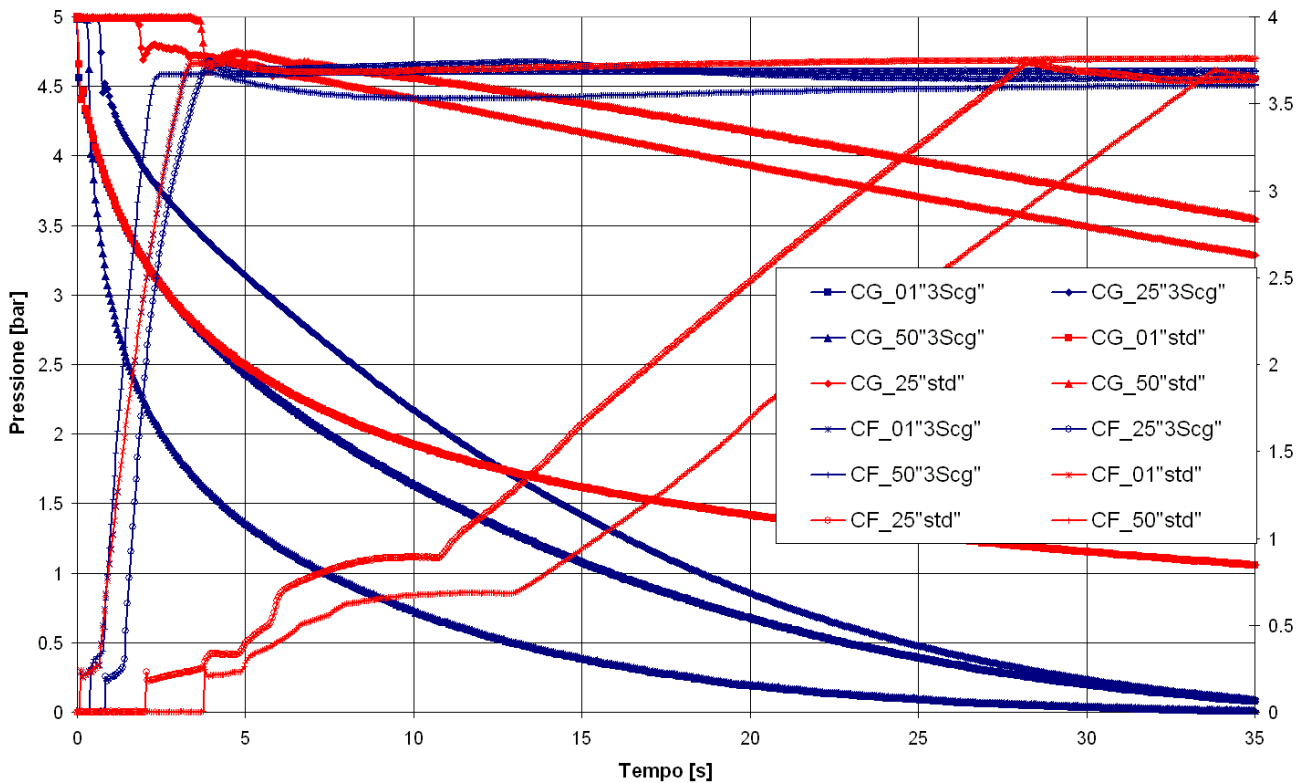


Figura 2.13 Andamento delle pressioni in CG e CF in testa, al centro e in coda in un treno da 1200 m in condizioni “standard” e con 3 valvole di scarica lungo il convoglio.

Nel caso di tre scarichi già a 35 s la pressione in condotta generale è prossima a zero mentre, in condizioni “standard” la coda si trova ancora a circa 3.5 bar, conseguenza di ciò è l’evidente

differenza nell'attivazione e nella salita dei cilindri freno nei due casi. A questo proposito, prendendo in considerazione il parametro d_{fr} introdotto nel precedente paragrafo, si vuole mostrare l'effetto della ripetizione del segnale di frenatura lungo il convoglio sulla risposta pneumatica del sistema. In Figura 2.14, sempre per il treno da 1200 m, si riporta il delay di frenatura nel caso delle 2 configurazioni già analizzate e nel caso di doppio scarico testa-coda (2ScgCoda) e doppio scarico testa-centro (2ScgCentro); per ognuna di queste configurazioni si considera un'attivazione contemporanea (contp) o ritardata (delay) tra i vari dispositivi di scarica.

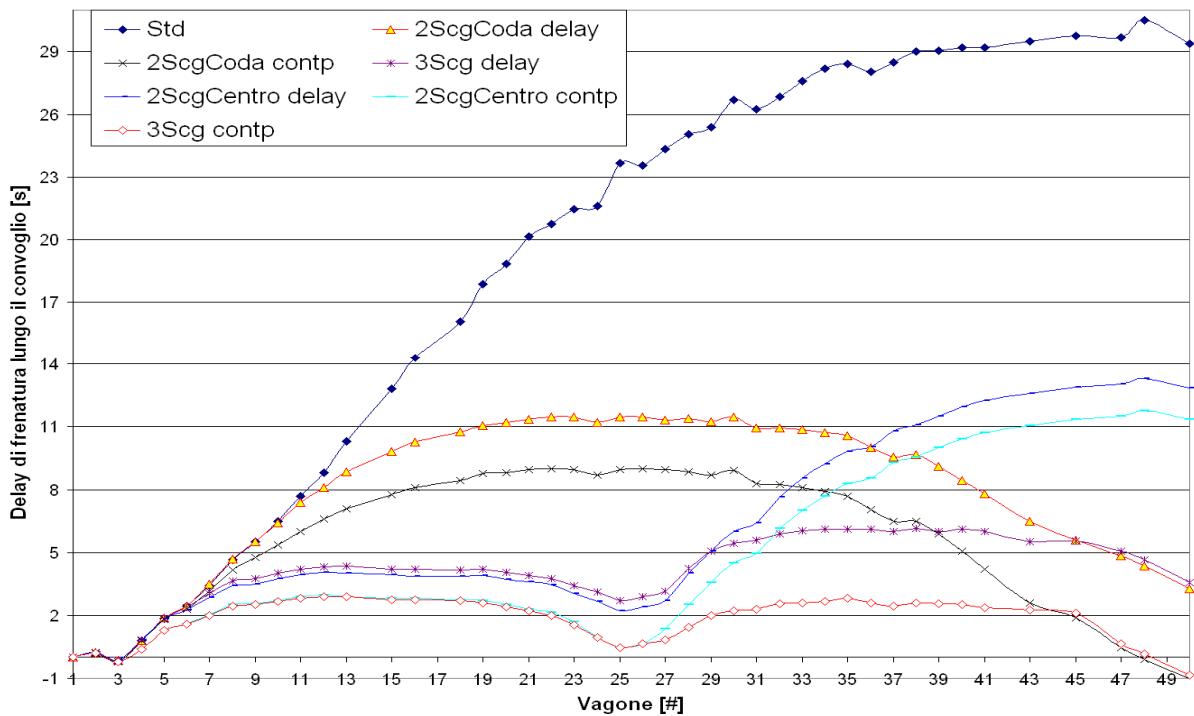


Figura 2.14 Delay di intervento della frenatura nel convoglio d_{fr} per un treno da 1200 m in funzione della ripetizione del segnale di frenatura

Il caso di attivazione contemporanea vuole simulare un'attivazione dei dispositivi per via elettronica (e.g. EFIS) mentre introducendo un delay nell'attivazione, calcolato a partire dalla velocità di propagazione dell'informazione di pressione in CG, è stata simulata un'attivazione di tipo pneumatico. Sicuramente quest'ultima modalità di attivazione, che non richiede l'utilizzo di energia distribuita lungo il treno o di un radiocomando, è la soluzione più semplice e immediata da implementare su treni lunghi per ridurre il ritardo di attivazione della frenatura lungo il convoglio e uniformare l'applicazione dell'azione frenante. La Figura 2.14 mostra come nel caso di triplice scarico in condotta generale il ritardo di attivazione della frenatura può essere ridotto di circa dieci volte rispetto al caso standard. La presenza di d_{fr} con valore negativi è dovuta a una differente caratteristica delle valvole di scarico inserite in composizione o a singoli malfunzionamenti dei distributori; in particolare, la valvola di coda presenta un diametro equivalente di scarico maggiore come è possibile notare anche dagli andamenti di pressione in condotta generale riportati in Figura 2.13.

Per verificare il contributo di più input di frenata lungo il convoglio al variare della lunghezza del treno, si riporta in Figura 2.15 l'andamento del parametro d_{fr} nel caso di un treno lungo circa 600 m (592.5 m) con 25 vagoni (

Tabella 2.4): in pratica la metà del treno analizzato in precedenza. È interessante notare, confrontando la Figura 2.15 con la Figura 2.14, come, già con un doppio scarico testa-coda contemporaneo (2ScgCoda contp), il ritardo di intervento della frenatura lungo il convoglio da 1200 m possa essere ridotto a quello del treno da 600 m, che rispetta gli standard UIC.

Diventa interessante allora, sfruttando l'interfacciamento con *TrainDy*, valutare quantitativamente il comportamento dinamico del treno in seguito alla ripetizione del segnale di frenatura lungo la

condotta generale e verificare che gli sforzi longitudinali sul treno da 1200 m possano essere ridotti a quelli del treno da 600 m.

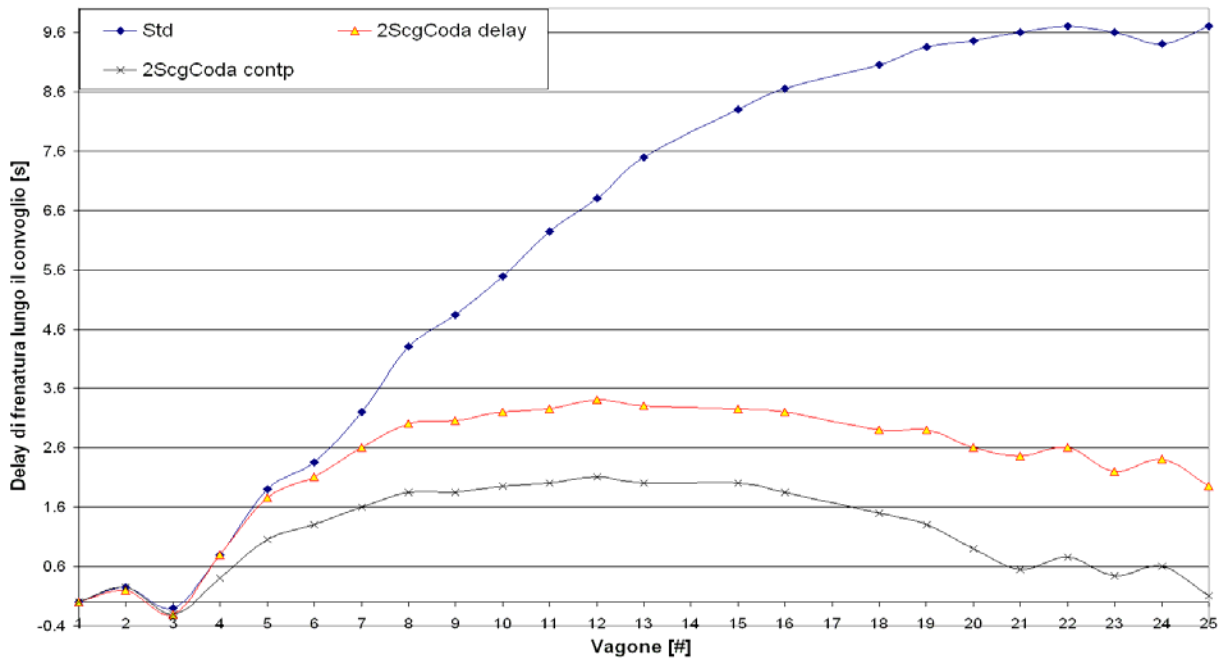


Figura 2.15 Delay di intervento della frenatura nel convoglio d_{fr} per un treno da 600 m in funzione della ripetizione del segnale di frenatura

Un aspetto che emerge dall'analisi degli andamenti di pressione ai cilindro freno (e.g. CF_50“std” di Figura 2.13) e che merita un approfondimento è il classico inarcamento che presentano le curve dei cilindri freno spostandoci verso la coda del treno; in Figura 2.16 e Figura 2.17 si riportano, rispettivamente, gli andamenti delle pressioni al cilindro freno e nel serbatoio ausiliario per i vagoni 12, 15 e 25 del treno da 1200 m e 600 m.

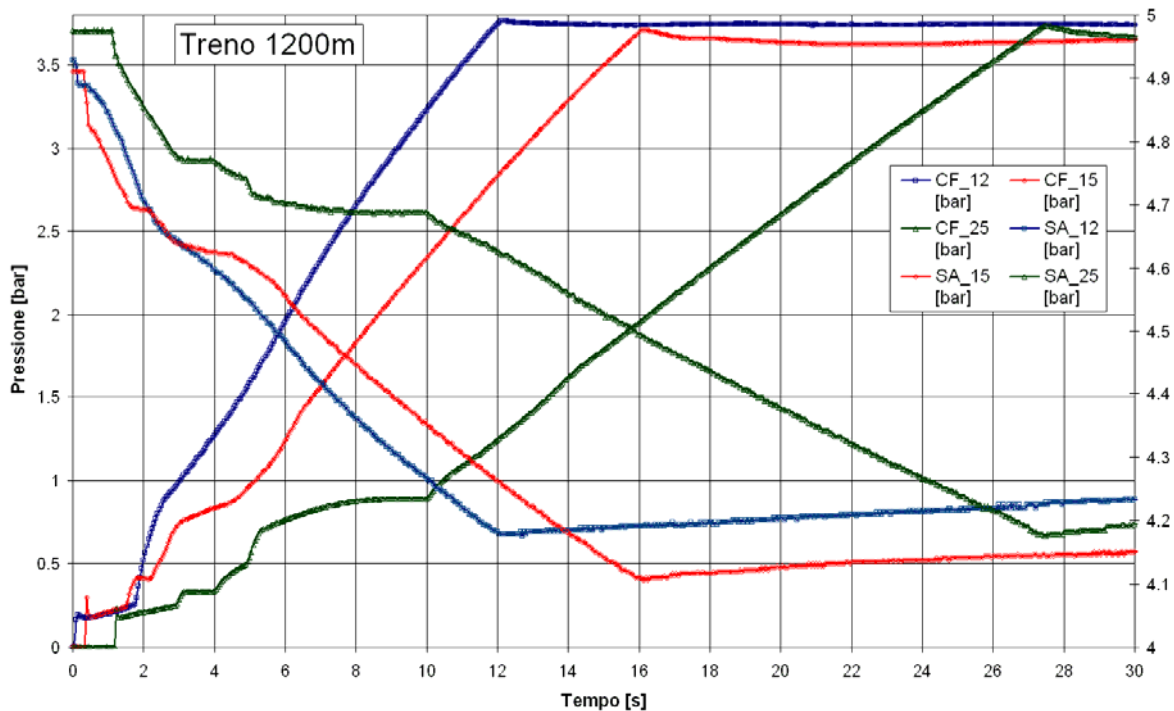


Figura 2.16 Inarcamento delle curve di salita dei CF lungo il convoglio sul treno da 1200m

Tale inarcamento, che si osserva già a partire dal 15° vagone sia per il treno da 1200 m che per quello da 600 m, viene a sommarsi al ritardo di propagazione dell'informazione lungo il treno e influisce molto sul ritardo di attivazione della frenatura e di conseguenza sulla risposta dinamica del sistema.

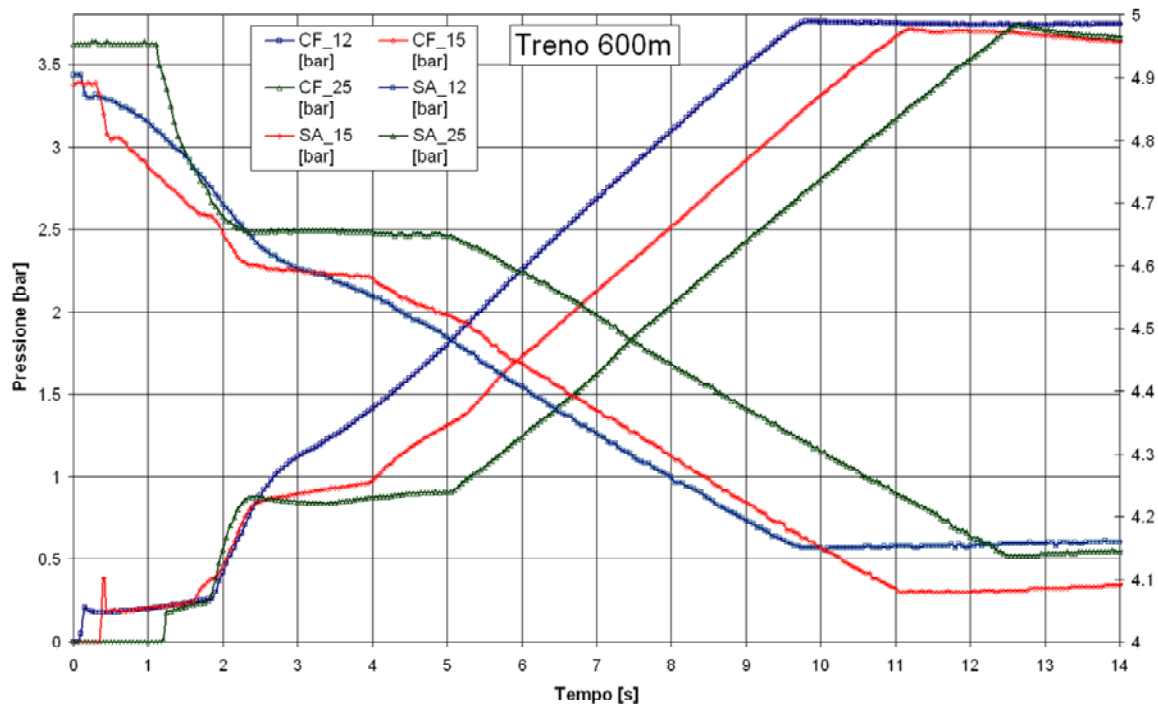


Figura 2.17 Inarcamento delle curve di salita dei CF lungo il convoglio sul treno da 600 m

Per comprendere l'origine di tale fenomeno è necessario soffermarsi proprio sull'andamento di pressione nel serbatoio ausiliario (e.g. SA_25 di Figura 2.17): il lento svuotamento della condotta generale, dovuto alla distanza del veicolo dal dispositivo di comando, determina l'arresto del flusso di aria tra il serbatoio ausiliario e il cilindro freno al termine della funzione di "primo tempo" del distributore (vedere par. 1.3.2.2.2). Quando la condotta generale si abbassa ad un valore di pressione adeguato, per permettere alla pila centrale di muoversi ulteriormente verso l'alto e riaprire così il passaggio tra il serbatoio ausiliario e il cilindro freno, riprende la salita di pressione nel CF.

Il tempo in cui è interrotto il flusso di aria tra il serbatoio ausiliario e il cilindro freno è variabile lungo il treno ed è funzione del tipo di distributore; a questo proposito si mette a confronto la risposta di un distributore tipo WU ("WU") e tipo C3W ("C3W") posti in posizioni adiacenti lungo il convoglio da 1200 m (Figura 2.18). Per il distributore WU è evidente la comparsa dell'inarcamento nella salita di pressione al CF, sottolineato anche dalla discontinuità nella curva dell'ausiliario (plateau della curva SA_44"WU" tra 7 e 11 s), mentre per il distributore tipo C3W gli effetti dovuti al ridotto gradiente di caduta di pressione in CG sono molto meno evidenti.

Il modello del distributore implementato nel modulo *TrainPneu* deve essere in grado di simulare questo fenomeno per riuscire a cogliere in maniera soddisfacente il ritardo di attivazione della frenatura lungo il convoglio durante la simulazione.

Riprendendo la Figura 2.10, è possibile verificare che il classico inarcamento nella salita di pressione ai cilindri freno, essendo legato al valore locale di pressione in condotta generale, è influenzato dall'azione delle camere acceleratrici. Nel veicolo di coda del convoglio con 49 distributori inseriti (CF_47"49dis"), in cui l'effetto della camera acceleratrice è più evidente e quindi c'è una salita più repentina di pressione nel cilindro freno, l'inarcamento è più pronunciato rispetto alla configurazione con 13 distributori (CF_47"13dis").

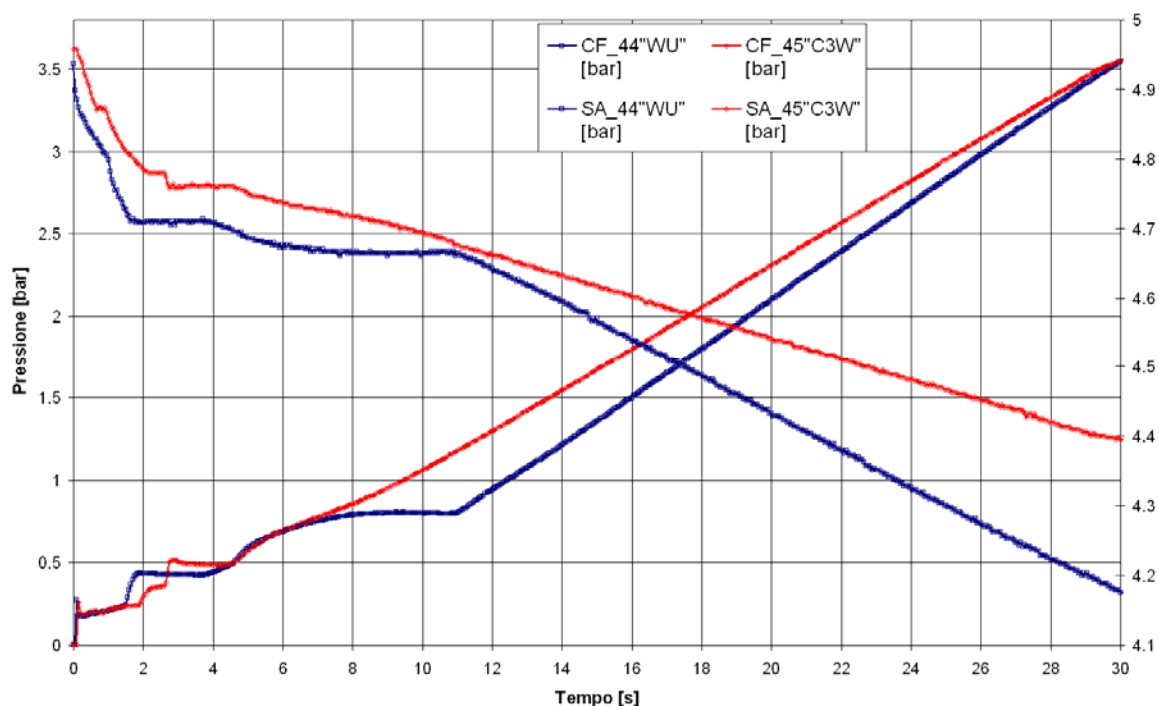


Figura 2.18 Inarcamento delle curve di salita dei CF in funzione del tipo di distributore

2.3.2.3 La presenza di ostruzioni in condotta

Il sistema frenante di un treno deve assolvere ben specificati requisiti di sicurezza, determinate tipologie di avaria possono infatti ledere in qualche modo l'incolumità dei viaggiatori e del personale addetto. Senza addentrarci nelle varie definizioni si fa solo notare che la garanzia di una minima probabilità di rischio di malfunzionamento è legata essenzialmente a due aspetti:

- l'affidabilità nella concezione e costruzione dei vari componenti e quindi dell'intero sistema
- le normative di controllo durante la marcia del treno o la composizione del convoglio

Tra quest'ultime fondamentale è la prova di continuità del freno prima della partenza o ad ogni cambio di composizione e/o senso di marcia; la prova di continuità permette di verificare l'uniformità e il corretto intervento dei vari attuatori lungo il treno.

Le cause di difettosa o mancata operatività possono essere locali, dovute a guasti dei rispettivi impianti di veicolo (dal distributore al cilindro freno, alla timoneria) o a livello treno, riguardanti la linea di comando/controllo del treno (dal rubinetto di comando alla condotta generale, ai semi-accoppiamenti, ai rubinetti di testata).

In generale, la presenza di ostruzioni in CG comporta:

- in frenatura: l'ostruzione parziale può creare una scarica più rapida del primo spezzone del treno (quello prima dell'ostruzione) e più lenta della restante parte. Come conseguenza, si genera una disuniformità negli interventi frenanti lungo il treno: la prima parte interviene in anticipo e la seconda in ritardo rispetto alla condizione normale. Ciò dovrebbe dar luogo, in marcia, ad un più elevato sforzo di compressione sui respingenti, che può avere conseguenze importanti sulla struttura di alcune tipologie di carri (quelli a due assi e con massa totale minore di 15t) o provocare addirittura lo svio nel caso di percorrenza a bassa velocità in curve di raggio limitato durante una frenatura di emergenza
- in sfrenatura: la ricarica della CG avviene in tempi più brevi nella parte del treno prima dell'ostruzione e più lunghi nella restante parte, che tende a rimanere frenata. In tali condizioni la ripartenza immediata del treno dà luogo a sforzi di trazione tali da provocare al limite la rottura dei ganci di trazione.

Le specifiche più importanti a cui ci si riferisce sono quelle internazionali elaborate dalla UIC [N10] da cui sono ricavate le varie norme e istruzioni nazionali.

In generale, è previsto il controllo della frenatura e della sfrenatura degli attuatori dei vari veicoli a seguito della manovra del macchinista: la verifica dell'effettivo serraggio dei ceppi viene effettuata direttamente o, nel caso di frenatura a dischi, tramite la lettura di appositi indicatori. E' chiaro che l'addetto, che effettua questo controllo visivo spostandosi lungo il treno, non è in grado di valutare i tempi di intervento. Questa stima viene demandata al macchinista secondo quanto disposto ad esempio dalle istruzioni FS [30]. Dalla lettura della seguente specifica, risulta evidente che ci si basa su delle sensazioni: il macchinista dovrebbe essere in grado di apprezzare eventuali ritardi nella risposta che sono dell'ordine di qualche secondo, specie nel caso di ostruzione parziale; risulta pertanto evidente che il macchinista può non essere in grado di apprezzarle.

Nel seguito si analizzano gli effetti della presenza di ostruzioni in condotta generale sulla risposta pneumatica del sistema utilizzando i dati raccolti nel corso della sperimentazione eseguita in balena. Durante questa attività è stata condotta una serie di prove, sia con distributori inseriti che in condotta bianca, con l'intento di definire dei parametri, e il loro intervallo di criticità, che possano fornire un'indicazione quantitativa dell'effetto di un'ostruzione sulle prestazioni del sistema. Le ostruzioni parziali in condotta generale vengono simulate con diaframmi di diametro opportuno posti in varie posizioni lungo il treno.

In balena sono state implementate tre tipologie di treno con diversa lunghezza e numero di veicoli:

1. 600m nominale (581,5 effettivi) con 25 veicoli
2. 1200m nominale (1158 effettivi) con 50 veicoli
3. 200m nominale (184,5 effettivi) con 8 veicoli

Nel seguito le diverse configurazioni vengono indicate con i contrassegni 600m, 1200m e 200m.

Questi treni sono stati definiti a partire da quelli già presentati in

Tabella 2.4 introducendo a 11 m dalla testa del treno un rubinetto di isolamento e un valvola di scarica EOT; riposizionando la seconda valvola di scarico EOT e chiudendo o aprendo i rubinetti di isolamento disposti lungo la condotta vengono realizzate le 3 configurazioni di treno.

Al fine di verificare gli effetti sulla dinamica del convoglio e l'allungamento degli spazi d'arresto è interessante effettuare delle simulazioni con il codice *TrainDy* sia sfruttando i dati sperimentali e sia creandone di nuove utilizzando direttamente il modulo pneumatico *TrainPneu*.

Alcune considerazioni preliminari scaturite dalle prove in balena

Senza entrare nel dettaglio delle prove effettuate, si vuole di seguito riportare, a grandi linee, lo schema logico utilizzato nel corso della sperimentazione, i risultati ottenuti sulla risposta pneumatica del sistema e alcune considerazioni preliminari scaturite.

Calcolando i tempi di scarica della condotta, operando una frenatura rapida dalla testa e dalla coda, è possibile rilevare la presenza di un'ostruzione semplicemente confrontando i tempi di scarica ottenuti con quelli standard (assenza di ostruzioni).

Eseguendo una frenatura rapida dalla testa, si calcola il tempo necessario affinché, in coda al treno, la pressione in CG raggiunga 1 bar (t_1); viceversa, eseguendo una rapida dalla coda, si prende il tempo entro cui in testa al treno la pressione raggiunge 1 bar (t_2). Questa campagna di prove, svolta sulle 3 lunghezze di treno, è stata effettuata in condotta bianca; in base a quanto già osservato nel par. 2.3.2.1 (Figura 2.8), la presenza dei distributori non influisce sui tempi di scarica completa della condotta generale: questo ha permesso di risparmiare molto tempo durante le prove, ottenendo risultati comunque validi.

Semplicemente facendo la differenza tra i tempi t_1 e t_2 è possibile sapere se l'ostruzione è posta nella prima o nella seconda metà del treno; dai tempi standard di scarica di testa (t_{st}) e di coda (t_{sc}) è

stato ricavato un parametro adimensionale f_r , denominato fattore di ritardo:
$$\left(\frac{t_1 + t_2}{t_{st} + t_{sc}} - 1 \right) \cdot 100 .$$

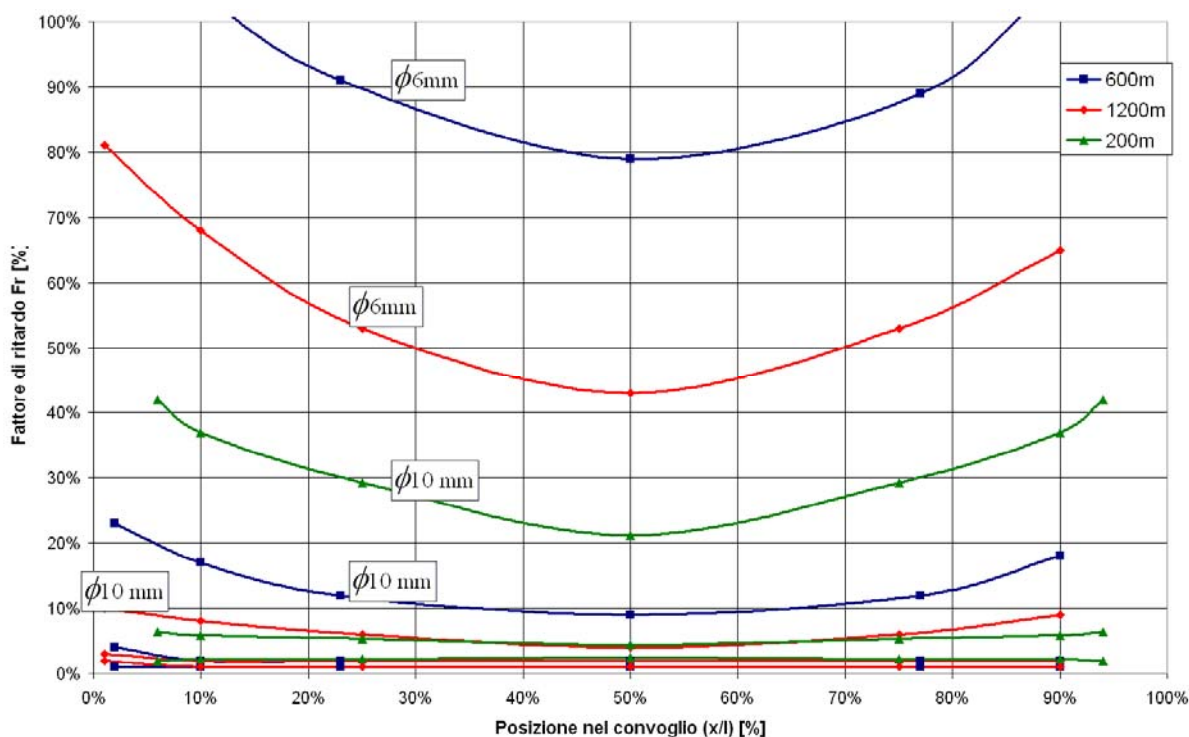


Figura 2.19 Fattore di ritardo f_r al variare della lunghezza del treno e dell'entità dell'ostruzione

Questo parametro esprime il ritardo di scarica della condotta generale, rispetto al caso standard, dovuto alla presenza di un'ostruzione lungo il treno; in Figura 2.19 si riporta il fattore di ritardo in funzione del posizionamento relativo dell'ostruzione lungo la CG (x/l) e a parametro l'entità dell'ostruzione (ϕ). Esprimendo il posizionamento dell'ostruzione lungo la condotta (x) rispetto alla lunghezza del treno (l) è possibile rappresentare sullo stesso grafico i risultati indipendentemente dalla lunghezza del treno. Dalla Figura 2.19 è evidente come all'aumentare della lunghezza del treno, a parità di ostruzione, il parametro sia meno sensibile: per il treno 1200m un'ostruzione da 6 mm posta in mezzeria determina un fattore di ritardo pari al 43%, per il treno 600m $f_r = 79\%$ mentre per il treno 200m il fattore di ritardo è pari al 165%.

Dagli andamenti parabolici del fattore di ritardo risulta che il parametro f_r ha un minimo in corrispondenza della mezzeria del convoglio; questa osservazione suggerisce che, a prescindere dal posizionamento dell'ostruzione lungo la condotta, si può considerare come valore caratteristico del fattore di ritardo da assegnare alla particolare entità dell'ostruzione (ϕ) quello ottenuto con l'ostruzione al centro del treno. In questo modo è possibile sapere quale è la minima ostruzione (ϕ_{cr}) individuabile nel treno utilizzando il parametro f_r (Figura 2.20).

È importante far notare che il parametro utilizzato fornisce una valutazione in termini conservativi, e quindi in sicurezza, della presenza di ostruzioni in condotta; infatti, qualora l'ostruzione fosse posta in coda o in testa al treno, il valore del fattore di ritardo sarebbe sicuramente maggiore di quello ottenuto per la stessa ostruzione posta in mezzeria. Secondo questo ragionamento, e considerando come valore limite di significatività del parametro il 5%, per le varie lunghezze del treno il ϕ_{cr} è:

- $\phi_{cr} = 10$ mm per il treno 1200m
- $\phi_{cr} = 11$ mm per il treno 600m
- $\phi_{cr} = 15$ mm per il treno 200m

Se si considera che la lunghezza massima dei treni merci in esercizio non supera, in genere, i 600 m (in regime "P") e che nel trasporto passeggeri i convogli normalmente in circolazione hanno lunghezze massime di 200 m, con il parametro sopra definito, e nelle condizioni meno favorevoli (ostruzione nel mezzo del treno), è possibile comunque riuscire a rilevare la presenza di una

ostruzione con $\phi = 11$ mm per treni merci e con $\phi = 15$ mm per treni passeggeri in composizione limite.

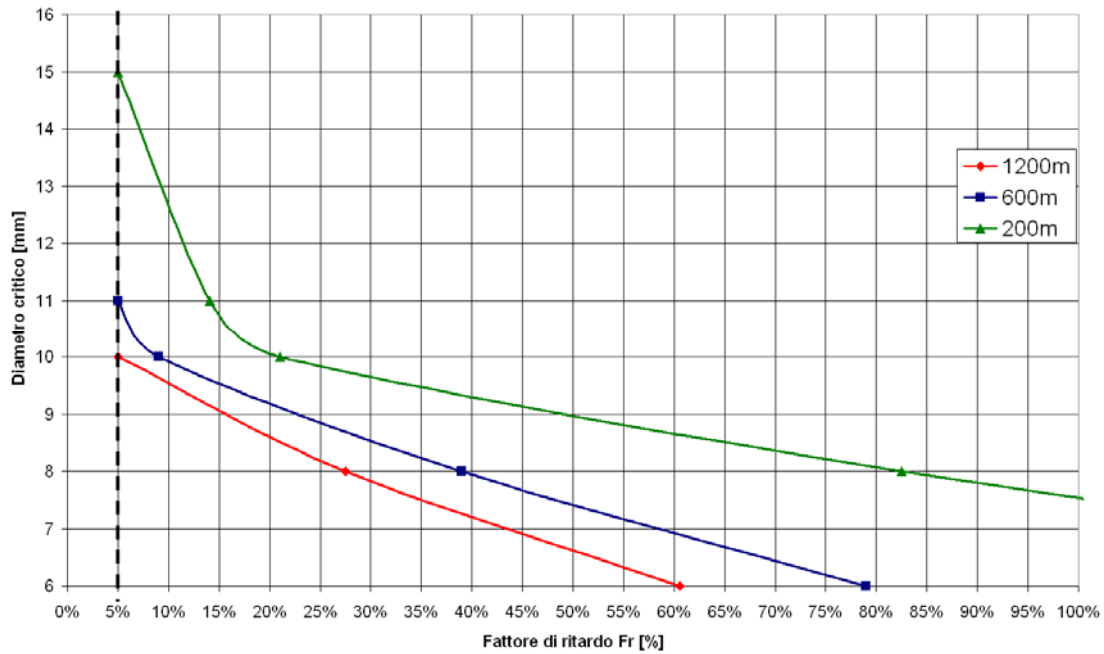


Figura 2.20 Calcolo del ϕ_{cr} in funzione della lunghezza del treno

Per verificare gli effetti di un’ostruzione sulla risposta pneumatica del sistema sono state effettuate delle prove con distributori attivi, posizionando l’ostruzione subito dopo il primo distributore. In Figura 2.21 vengono riportati gli andamenti di pressione in condotta generale e nei cilindri freno in assenza di ostruzioni (“std”) e con un’ostruzione da 10 mm subito dopo il primo distributore (“osz”) per il treno 600m: è evidente dagli andamenti di condotta generale (in particolare CG_01”osz” e CG_02”osz”) come la presenza dell’ostruzione velocizzi lo svuotamento del tratto di condotta prima dell’ostruzione e rallenti lo svuotamento della restante parte del treno.

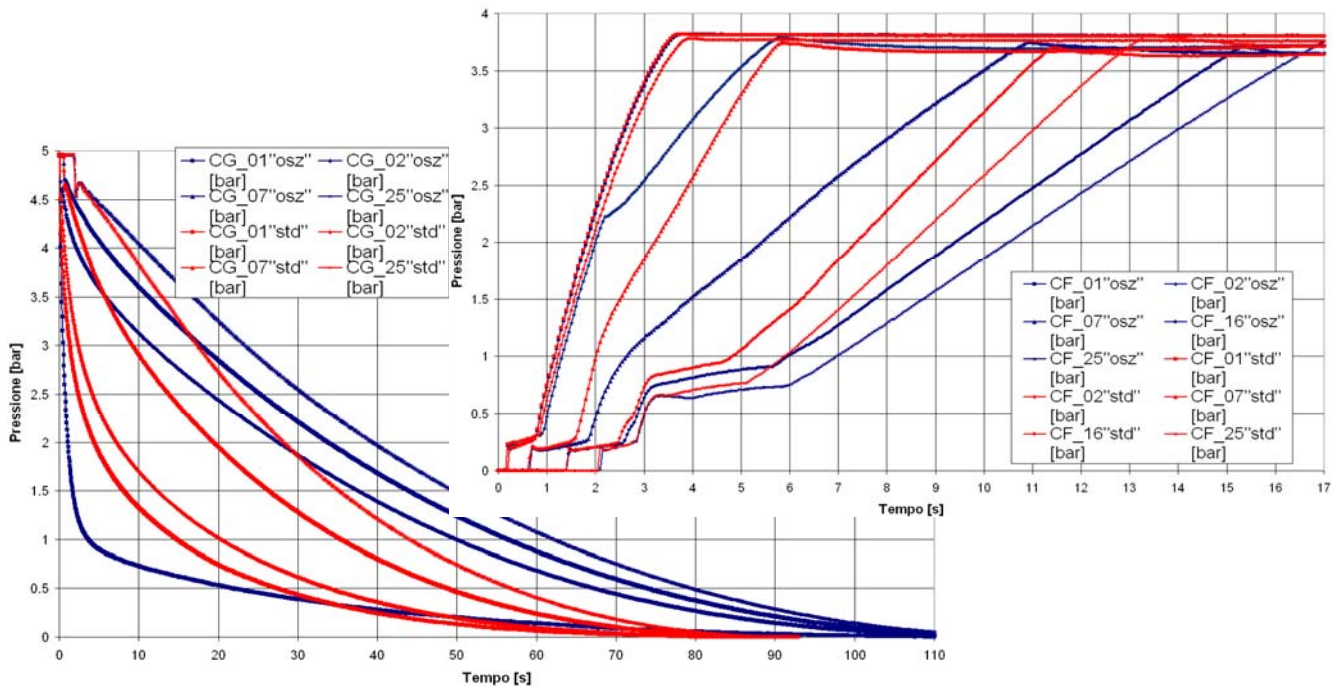


Figura 2.21 Andamento pressione in CG e nei CF in assenza di ostruzioni e con un’ostruzione da 10 mm dopo il primo distributore sul treno 600m

In

Tabella 2.5 viene mostrato il delay di intervento della frenatura lungo il convoglio (d_{fr}) e il delay di intervento della frenatura tra cilindri contigui (dc_{fr}) nei due casi di Figura 2.21.

Treno 600m					
Delay di intervento della frenatura lungo il convoglio (d_{fr})			Delay di intervento della frenatura tra cilindri contigui (dc_{fr})		
	Assenza di ostruzioni	ϕ 10 mm		Assenza di ostruzioni	ϕ 10 mm
W1	0.00	0.00	W2-W1	0.25	1.75
W2	0.25	1.80	W3-W2	-0.35	1.2
W3	-0.10	3.00	W4-W3	0.3	1.1
W4	0.20	4.10	W5-W4	0.45	1.3
W5	0.65	5.40	W6-W5	0.65	0.8
W6	1.30	6.20	W7-W6	0.9	0.7
W7	2.20	6.90	W8-W7	1.15	1.25
W8	3.35	8.15	W9-W8	0.45	0.25
W9	3.80	8.40	W10-W9	0.7	0.55
W10	4.50	8.95	W11-W10	0.8	0.6
W11	5.30	9.55	W12-W11	0.5	0.4
W12	5.80	9.95	W13-W12	0.7	0.45
W13	6.50	10.40	W16-W15	0.4	0.35
W15	7.35	11.10	W17-W16	0.55	0.4
W16	7.75	11.45	W18-W17	-0.15	-0.2
W17	8.30	11.85	W19-W18	0.5	0.5
W18	8.15	11.65	W20-W19	0.1	0.2
W19	8.65	12.15	W21-W29	0.05	-0.05
W20	8.75	12.35	W22-W21	0.15	0.1
W21	8.80	12.30	W23-W22	-0.05	-0.1
W22	8.95	12.40	W24-W23	-0.25	-0.4
W23	8.90	12.30	W25-W24	0.6	0.95
W24	8.65	11.90			
W25	9.25	12.85			

Tabella 2.5 Delay d'intervento della frenatura lungo il treno e tra veicoli contigui per il treno 600m in condizioni standard e in presenza di un'ostruzione da $\phi = 10$ mm

Dai risultati quantitativi di

Tabella 2.5 e dagli andamenti di Figura 2.21 emerge che l'ostruzione crea localmente una discontinuità nella salita di pressione al cilindro freno e un ritardo di attivazione della frenatura lungo il treno che passa da 9.25 a 12.85 s per il cilindro freno dell'ultimo veicolo del convoglio. Allo stesso tempo, è importante notare come tra veicoli contigui a valle dell'ostruzione il valore del parametro dc_{fr} (tenendo in conto la intrinseca dispersione dei risultati sperimentali) rimanga in linea con quanto ottenuto nel caso standard. Naturalmente, l'intervento del distributore attenua molto l'effetto dell'ostruzione: la salita di pressione al cilindro freno, inizialmente favorita dall'azionamento delle camere acceleratrice, è comunque controllata.

Per quanto concerne invece la velocità di propagazione, i risultati sperimentali qui riportati (Tabella 2.6), e le considerazioni già fatte nel corso del par. 2.3.2.1, dimostrano come la presenza di ostruzioni in CG non abbia nessun effetto sulla velocità di propagazione.

Velocità di propagazione						
	Treno 200m			Treno 600m		
Configurazione	Assenza di ostruzioni	ϕ 10 mm	ϕ 15 mm	Assenza di ostruzioni	ϕ 10 mm	ϕ 15 mm
Velocità¹¹ [m/s]	300,77	279,28	300,77	269,32	269,32	269,32

¹¹ secondo la [N2] tale velocità deve essere maggiore di 250 m/s

Tabella 2.6 Velocità di propagazione in funzione dell'ostruzione sul treno 200m e 600m

Per verificare la sensibilità del sistema all'entità dell'ostruzione, si riportano in Figura 2.22 gli andamenti in condotta generale e ai cilindro freno nel caso di un'ostruzione da 15 mm; confrontando gli andamenti ottenuti nel caso standard, ovvero le curve a tratto rosso di Figura 2.21, è evidente come la risposta pneumatica del sistema risulti molto meno condizionata dalla presenza dell'ostruzione.

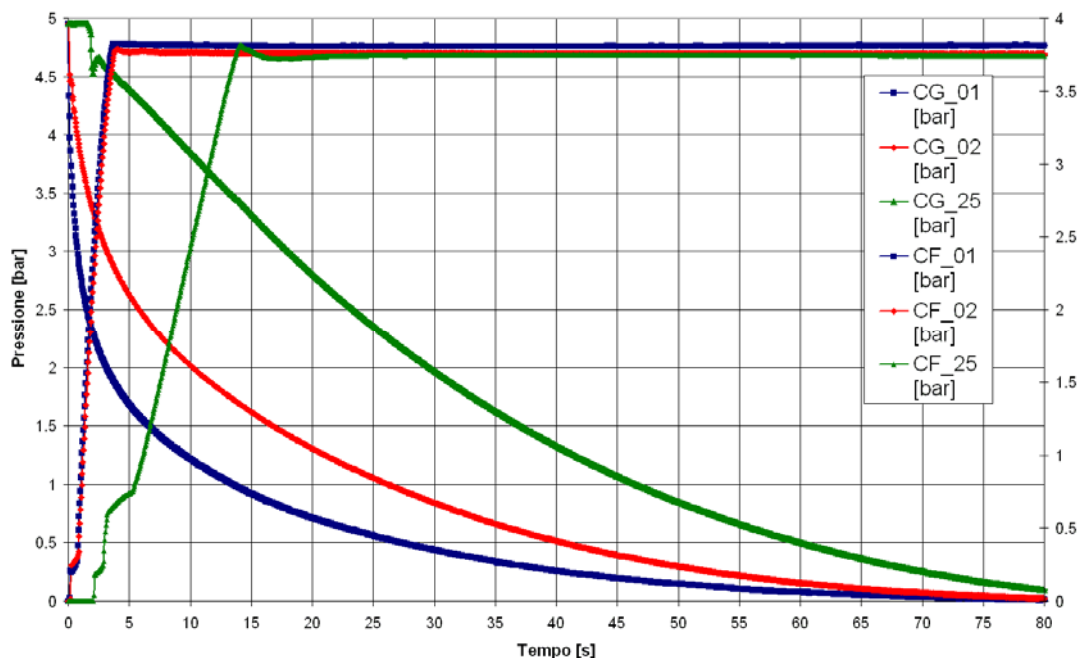


Figura 2.22 Andamento pressione in CG e nei CF in presenza di un'ostruzione da 15 mm dopo il primo distributore sul treno 600m

In termini quantitativi il delay di attivazione della frenatura dc_{fr} tra il secondo e il primo vagone si riduce a 0.2 s, mentre d_{fr} in coda al treno passa da 12.85 s a 9.8 s; se si confrontano questi risultati con quelli in assenza di ostruzione è chiaro come ci sia un sostanziale abbattimento degli effetti sulla risposta pneumatica del sistema passando da un'ostruzione con ϕ 10 mm a una con ϕ 15 mm.

Le considerazioni fatte con le prove in balena hanno permesso di evidenziare in che modo è cambiata la risposta pneumatica del sistema in presenza di ostruzioni in condotta generale; a questo punto sarà interessante verificare gli effetti sulla dinamica del convoglio e sugli spazi d'arresto tramite l'utilizzo del simulatore TrainDy (capitolo 5).

2.3.3 Il programma di simulazione commerciale AMESim®

Nel Gennaio 2006 è stata acquistata in azienda la licenza per l'impiego del programma commerciale *AMESim*®¹² con l'obiettivo di simulare il comportamento di nuovi componenti pneumatici (valvole, relais, distributori, ecc.) e quindi utilizzare la simulazione al computer in progettazione riducendo così il numero di prototipi da costruire e provare. Questo simulatore commerciale multi-disciplinare è caratterizzato da diverse librerie: meccanica, pneumatica, idraulica, segnali, termica, ecc.; ognuna di queste librerie contiene modelli già implementati e consente di crearne o importarne di nuovi (i modelli possono essere scritti in linguaggio *Fortran* o *C++*).

Il simulatore utilizza la metodologia *multiport* che, rispetto ad un codice *signal port*, molto utilizzato nei controlli automatici o in elettronica (e.g. *Simulink*®), permette di costruire più facilmente i modelli, grazie soprattutto alla maggior caratterizzazione fisica con cui sono stati sviluppati i componenti al suo interno [36].

¹² acronimo di Advanced Modeling Environment for Simulation

AMESim si è rivelato molto utile per lo sviluppo e la validazione dei componenti del sistema freno del treno implementati in *TrainDy*.

In particolare, nella prima fase dello sviluppo del modello di condotta generale, le ipotesi di base e i primi risultati ottenuti dal modello sono stati ricavati e confrontati con un analogo modello sviluppato in ambiente *AMESim*. La possibilità di avere a disposizione diversi sottomodelli per ogni componente, già validati e facili da utilizzare, per esempio condotto con scambio termico o con legge politropica, ugello con coefficiente d'efflusso costante o di Perry, ha permesso di individuare più rapidamente i parametri critici dei modelli da sviluppare. Una volta che il modello di condotta generale è stato messo a punto con *AMESim*, i risultati sperimentali ottenuti in balena hanno permesso di affinarlo e validarlo su diverse tipologie e lunghezze di treno reali. Operativamente, le prime prove sono state effettuate in "condotta bianca"; completata l'analisi in condotta bianca, è stato sviluppato il modello della camera acceleratrice in *AMESim* e verificato con analoghe prove in balena. Per i risultati della validazione si rimanda al capitolo 4.

A questo punto, il modulo frenante *TrainPneu* era in grado di simulare frenature rapide con ripetizione del segnale di frenatura lungo il convoglio, per poter simulare anche frenate di servizio e sfrenature era necessario sviluppare un modello del rubinetto di comando. Per questa attività, è stato sviluppato in *AMESim* un modello che, seppur semplificato in alcuni aspetti, simulava il comportamento pneumatico del rubinetto di comando. Una volta individuati i parametri caratteristici con cui definire il modello equivalente del rubinetto di comando, lo si è dapprima implementato in *AMESim* e quindi in *TrainPneu* per essere validato con i dati sperimentali raccolti in balena.

Per simulare anche la manovra di sfrenatura, come messo in evidenza nel par. 2.3.2.1, è stato necessario simulare il riempimento del serbatoio ausiliario durante la carica del sistema e il suo svuotamento durante la frenatura.

Nel seguito si riporta il modello *AMESim* del rubinetto di comando utilizzato per generare il corrispondente modello equivalente implementato nel codice.

2.3.3.1 Il modello AMESim del dispositivo di comando della condotta generale

L'utilizzo di *AMESim* è risultato fondamentale per definire i parametri caratteristici del modello equivalente del dispositivo di comando della condotta generale; a tal proposito si vuole riportare lo schema a blocchi del modello *AMESim* sviluppato (Figura 2.23). Proprio l'interpretazione dei risultati forniti dal modello, e in particolare gli andamenti di pressione nei vari componenti pneumatici che costituiscono il modello, hanno permesso di individuare gli elementi caratteristici per la costruzione del modello equivalente.

Nello specifico, il dispositivo era collegato alla balena per mezzo di una serie di raccordi e una flangia di connessione, ed era costituito da un manipolatore e da un pannello freno Eurotrol FS. Attraverso il manipolatore veniva controllata l'intensità di una manovra di frenatura/sfrenatura e gestita la frenatura rapida, mentre tramite il pannello freno veniva gestita la frenatura di servizio e la sfrenatura; l'insieme manipolatore/pannello freno costituisce il rubinetto di comando o dispositivo di comando della CG. Solo ricostruendo il comportamento pneumatico del dispositivo e il layout dell'impianto di prova è stato possibile individuare i parametri caratteristici e approssimare la funzionalità del manipolatore e del pannello freno Eurotrol FS con un modello equivalente. È possibile che la funzionalità del manipolatore e del pannello freno siano racchiuse in un unico dispositivo, come avviene di solito per un rubinetto di comando pneumatico; anche in questi casi il principio di funzionamento che si deve considerare per caratterizzare il modello matematico rimane comunque sempre lo stesso e quindi il modello sviluppato risulta essere generale.

Con il manipolatore il macchinista controlla la pressione in CG e portando la leva in posizione di rapida permette che il dispositivo di comando metta in comunicazione direttamente la condotta generale con l'atmosfera attraverso un foro di diametro opportuno. Il caso di frenatura rapida è sicuramente il più semplice da simulare e sarà utilizzato in fase di validazione per definire i

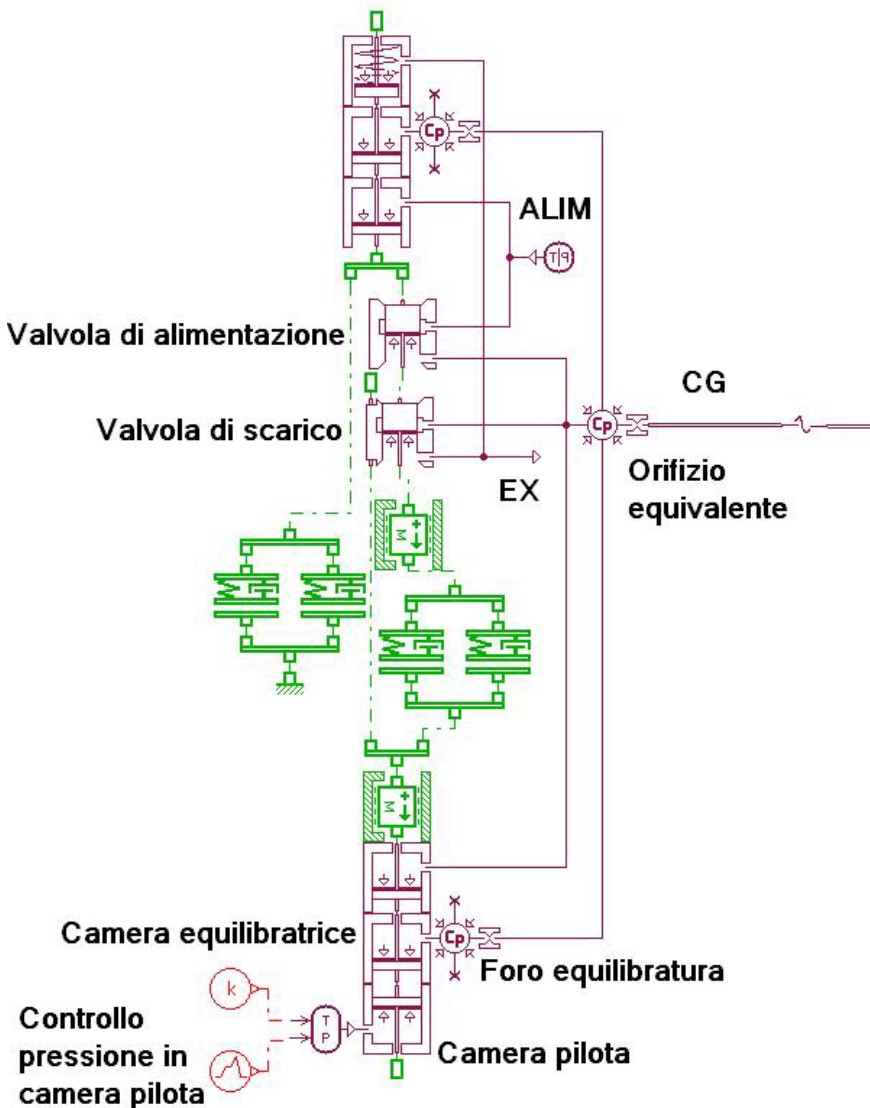


Figura 2.23 Modello AMESim del dispositivo di comando della CG

camera pilota viene gestita la frenatura di servizio e la sfrenatura. È importante notare che, durante il funzionamento della valvola relè, il manipolatore si comporta come un semplice rubinetto di commutazione mettendo in comunicazione diretta la condotta generale con il pannello freno. Nel modello *AMESim* è stato considerato un Orifizio equivalente tra il relè e la condotta generale per simulare la presenza del manipolatore e della raccorderia con cui viene collegata la CG al manipolatore e il manipolatore al pannello Eurotrol FS. Ovviamente il diametro dell'orifizio è funzione delle lunghezze di tubo e delle perdite di carico distribuite e concentrate presenti tra la testa della condotta generale e il pannello freno.

Per simulare la caratteristica di svuotamento, durante una frenatura di servizio, o di riempimento, durante una sfrenatura, del dispositivo di comando sarà sufficiente introdurre la legge matematica con cui viene comandata la pressione in camera pilota. In funzione del layout del treno e dei parametri caratteristici del dispositivo (attriti, geometrie), la valvola relè cercherà di “ripetere” il segnale di pressione fornito in camera pilota andando così a imporre l'andamento di pressione lungo la condotta generale.

È importante far notare che nel modello proposto, al momento, non è stata simulata la variazione di pressione nel serbatoio principale in seguito alla ricarica della CG e all'intervento del compressore (par. 1.3.2.2); d'altronde i più che soddisfacenti risultati ottenuti (capitolo 4), e i pochi dati sperimentali a disposizione, suggeriscono di affrontare questa modellazione in un secondo tempo.

parametri caratteristici del modello fluidodinamico di CG. La simulazione prevede un modello di orifizio a diametro costante e un coefficiente di efflusso opportuno, da identificare in funzione dei dati sperimentali, che collega direttamente la condotta generale con l'atmosfera (per le equazioni del modello si veda par. 3.2.2.1.1). In questo caso *AMESim* è stato utile per individuare il modello con cui simulare il flusso attraverso l'orifizio e analizzare i primi risultati della modellazione sullo svuotamento di un tubo. Per emulare la funzionalità del pannello freno Eurotrol FS è stato invece necessario sviluppare il modello della valvola relè (Figura 2.23), presentata nel par. 1.3.2.2.3, in cui è stata aggiornata la geometria, le caratteristiche di attrito degli oring e i controlli sulla pressione in camera pilota implementati nell'Eurotrol FS. Andando a comandare la pressione in

Per completezza d'informazione si riportano nel seguito i parametri e gli andamenti caratteristici con cui viene comandata la pressione in camera pilota durante le simulazioni:

– Frenatura

Partendo dalla pressione di marcia (5 bar nominali), e richiedendo una frenatura di servizio, la pressione in camera pilota viene fatta scendere con un gradiente caratteristico sino a 4.5 bar¹³ e poi con un gradiente minore fino alla pressione di target della manovra. In Figura 2.24-a (in questa, le pressioni sono quelle assolute) viene rappresentato il classico andamento della pressione in camera pilota per una frenatura di servizio in cui la pressione in CG viene fatta scendere fino a creare una depressione di 1.5 bar [N7]: i tempi di scarica e i relativi gradienti sono quelli utilizzati nel codice. Qualora si partisse da una pressione diversa da quella di marcia, e quindi considerando il freno già applicato, la pressione in camera pilota viene fatta decrescere seguendo il gradiente caratteristico utilizzato dopo 4.5 bar.

– Sfrenatura

A partire dal settore di frenatura (rapida o servizio), tramite il manipolatore viene comandato il riempimento della camera pilota responsabile dello squilibrio nel relè che permette all'aria del serbatoio principale di fluire in condotta generale e, attraverso il distributore, caricare anche i serbatoi ausiliari. La pressione in camera pilota viene fatta variare in maniera lineare con un gradiente caratteristico (e.g. 0.75 bar/s) sino a raggiungere la pressione di target. Nel caso di una sfrenatura completa, normalmente sino a 5 bar (P_{marcia}), in funzione del layout del treno e della pressione di partenza, è possibile che si attivi la funzione di accelerazione della sfrenatura (detta “turbo proporzionale”). L'algoritmo di controllo implementato nel manipolatore Eurotrol FS prevede che la funzione di accelerazione si attivi qualora, raggiunta la pressione $P_{marcia} - 0.5$ bar in camera pilota, la pressione in condotta generale (di solito il sensore viene posto a metà della locomotiva) non abbia superato $P_{marcia} - 0.2$ bar. Attivata la funzione di accelerazione, la pressione in camera pilota viene portata sino a $P_{marcia} + 0.4$ bar e vi rimane fino a che la CG non ha raggiunto $P_{marcia} - 0.2$ bar; a questo punto la pressione in camera pilota viene fatta decrescere con un gradiente doppio a quello con il quale sale la pressione in condotta generale. In Figura 2.24-b si riporta il tipico andamento di pressione in camera pilota durante una sfrenatura con intervento della funzione di “turbo proporzionale”.

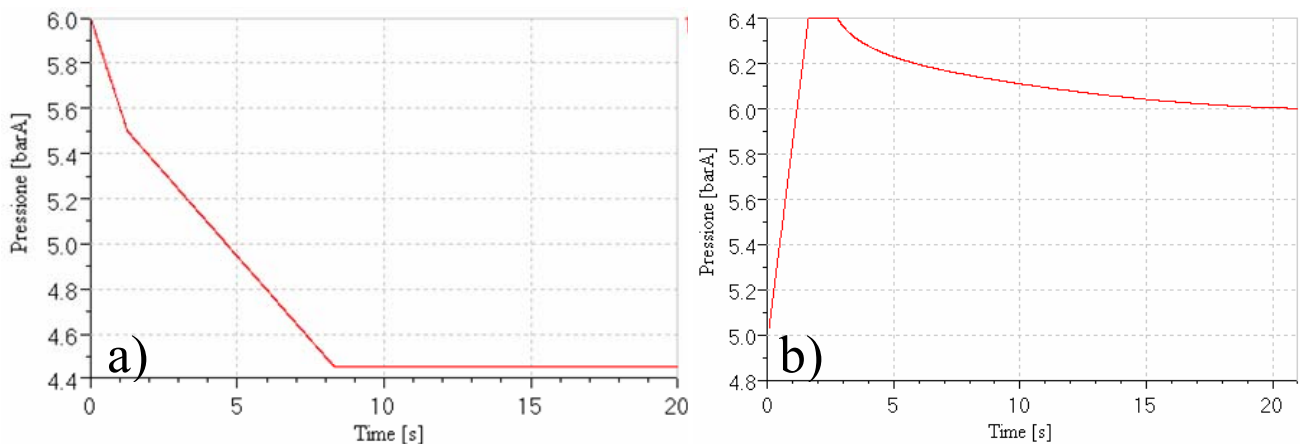


Figura 2.24 Andamento pressione in camera pilota: a) frenatura massima di servizio b) sfrenatura completa in cui è intervenuta la funzione di accelerazione

¹³ Una depressione di 0.5 bar è la minima possibile che può essere prodotta con il dispositivo di comando e che garantisce l'accostamento dei ceppi sulle ruote; una frenatura di tale intensità prende il nome di frenatura di “accostamento ceppi” o di “prima tacca”.

L'andamento di pressione ottenuto all'uscita della valvola relè (verso la condotta) che, insieme alla pressione presente in testa alla condotta generale, definisce il flusso passante attraverso l'orifizio equivalente è risultato essere molto simile a quello imposto in camera pilota. Quanto osservato è alla base del modello equivalente del dispositivo di comando della CG sviluppato; per i dettagli si rimanda al par. 3.2.2. È evidente che alcuni parametri caratteristici del modello risultano peculiari per il tipo di rubinetto di comando: questo non costituisce un problema in quanto sarà sempre possibile inserire una nuova subroutine nel codice in grado di gestire l'andamento di pressione in camera pilota facendo uso di differenti parametri caratteristici.

3 Il codice *TrainDy*

Il comportamento dinamico di un treno è influenzato da numerosi fattori, quali la disposizione delle masse nel convoglio, le caratteristiche dei sistemi frenante e di trazione, il tipo di accoppiamento tra i veicoli, la plano-altimetria e le condizioni del tracciato, la manovra a cui il treno è sottoposto. Un simulatore dinamico deve essere in grado di integrare al suo interno modelli matematici per ognuno degli aspetti sopracitati; tali modelli, il più delle volte equivalenti, devono essere caratterizzati dal numero minimo di parametri sufficienti per cogliere al meglio la fisica del fenomeno e garantire la generalità del modello. Proprio la ricerca dei parametri critici del modello e la loro caratterizzazione sono aspetti fondamentali da considerare durante la definizione del modello matematico; in generale, i modelli implementati in un codice *general-purpose* non sono caratterizzati da parametri specifici del settore di applicazione (talune volte gli unici disponibili) che permettono al modello di cogliere la fisica del fenomeno simulato. Quanto detto chiarisce quanto sia importante avere a disposizione un codice dedicato e particolareggiato al campo d'applicazione in studio: *TrainDy* è stato pensato seguendo questa logica; la possibilità di essere in contatto diretto con operatori del settore ferroviario è stato fondamentale per lo sviluppo dei modelli implementati. Per quanto possibile, si è cercato di costruire modelli matematici il più possibile vicini alla realtà fisica, e quindi di semplice parametrizzazione e comprensione, e assicurare una completa modularità tra i diversi modelli per favorire il continuo sviluppo del codice. Si ricorda che il codice è stato scritto interamente in linguaggio matlab: questo linguaggio di programmazione, largamente utilizzato in campo ingegneristico, favorisce il continuo e pronto sviluppo del codice essendo un linguaggio ad alto livello; inoltre, presentando un libreria molto ampia di funzioni già implementate e di istruzioni dedicate al calcolo matriciale, il flusso computazionale del codice scritto risulta essere di facile comprensione e stesura.

Dopo una breve panoramica sui principali modelli implementati nel codice, si sviluppano nel dettaglio i modelli del sistema frenante del treno.

3.1 Panoramica sul codice

Nel seguito si presentano, in breve, i principali modelli implementati per il calcolo della dinamica longitudinale, il metodo d'integrazione numerica, la caratterizzazione del tracciato, l'interfaccia grafica e la sotto-modellazione nel codice.

3.1.1 Le forze durante la simulazione

Le forze che influenzano la dinamica longitudinale dei convogli ferroviari durante la marcia sono:

- Resistenze al moto
- Forze di manovra
- Forze di interazione tra i veicoli

Esse sono il risultato di complesse interazioni tra i veicoli (azioni ai respingenti-tirante), tra ruota e rotaia (forze di resistenza all'avanzamento in rettilineo e curva, forze di manovra), tra i veicoli ed il mezzo circostante (forze aerodinamiche).

3.1.1.1 Resistenze al moto

3.1.1.1.1 Resistenza ad attrito di rotolamento

È la resistenza che si sviluppa tra ruota e rotaia per effetto dell'isteresi elastica dei corrispondenti materiali a contatto; tale isteresi altro non è che il ritardo con il quale i materiali stessi riprendono la loro forma originaria al cessare della causa che li ha deformati in conseguenza del continuo rinnovarsi del punto di contatto durante il rotolamento. Nel codice viene utilizzata la seguente relazione:

$$R_w = (1.1 + 0.00047 \cdot v^2) \text{ [kgf/t]}^{14}, \quad (3.1)$$

dove v è la velocità del veicolo espressa in m/s.

Il primo termine, indipendente dalla velocità, fornisce il contributo di attrito di primo distacco. Nella trattazione utilizzata si è, di fatto, ipotizzato un modello di contatto ruota-rotaia semplificato in cui le sale risultano essere costantemente vincolate alla linea media del binario ed orientate in modo radiale in curva (angolo di attacco nullo); il calcolo delle forze che nascono al contatto ruota-rotaia viene risolto senza ricorrere ad algoritmi dedicati, come quelli sviluppati da Kalker o altri [13]. È importante ricordare che tale componente di forza viene applicata in corrispondenza della periferia della ruota e quindi genera un momento di beccheggio sulla dinamica del modello a più gradi di libertà; inoltre, essendo una resistenza al moto, il verso d'applicazione della forza è sempre opposto al segno della velocità del veicolo. Nella (3.1) si deve considerare la componente ortogonale della forza peso al piano del tracciato.

3.1.1.1.2 Resistenza aerodinamica

La resistenza aerodinamica fornisce un contributo alla resistenza al moto che diventa importante allorché la velocità supera gli 80-90 km/h; essa è "scomponibile" nei seguenti effetti:

- ❖ effetto testa: è la resistenza frontale (F_d) dovuta all'aumento della pressione dell'aria sulla superficie di testa del convoglio;
- ❖ effetto pareti laterali ed effetto suolo: è la resistenza causata dall'attrito dei filetti fluidi che scorrono lungo le fiancate e nei sotto-cassa dei veicoli;
- ❖ effetto coda: è la resistenza che si manifesta sulla superficie di coda del convoglio in conseguenza della depressione generata dai vortici d'aria.

¹⁴ In ambito ferroviario, e in generale nell'ambito della meccanica della locomozione, le resistenze al moto vengono espresse in kgf o in daN in funzione della massa del veicolo ([5], [9]).

La maggiore delle suddette resistenze il più delle volte è quella frontale ed è espressa dalla:

$$F_d = \frac{1}{2} \cdot [\rho \cdot S \cdot C_x \cdot (v)^2] \text{ [N]}, \quad (3.2)$$

dove ρ è la densità dell'aria, eventualmente influenzata dalle condizioni climatiche (in condizioni normali $\rho = 1.29 \text{ kg/m}^3$), S è la sezione frontale del veicolo (per locomotive $S = 9\text{m}^2$; per elettromotrici ed automotrici $S = 7\text{m}^2$), C_x è il fattore di forma della superficie frontale (per rotabili non sagomati $C_x = 0.7 - 0.8$, per rotabili sagomati -locomotive ed elettromotrici- $C_x = 0.35 - 0.5$), v è la velocità in m/s.

Non conoscendo il centro di spinta, l'azione aerodinamica viene applicata in corrispondenza del baricentro del veicolo e quindi non genera un momento di beccheggio; essendo una resistenza al moto il verso d'applicazione della forza è sempre opposto al segno della velocità del veicolo.

3.1.1.1.3 Resistenza d'attrito ai perni

Questo tipo di resistenza al moto si manifesta per effetto dell'attrito tra perno e cuscinetto; assume forma e rilevanza diversa a seconda del tipo di cuscinetto (a strisciamento o a rotolamento).

Per un cuscinetto a strisciamento l'attrito che si genera al contatto tra le due superfici, e quindi la resistenza risultante, è funzione del tipo di lubrificazione, del carico gravante sul cuscinetto e della velocità del veicolo.

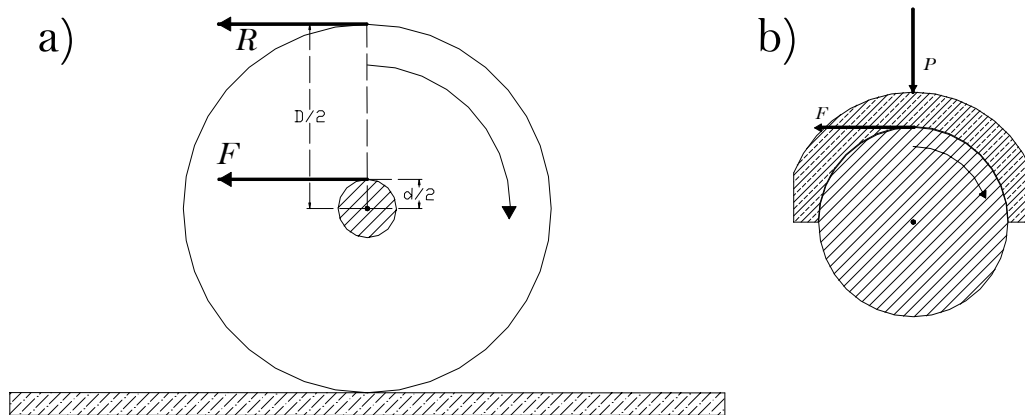


Figura 3.1 a) Contributo della resistenza d'attrito ai perni F sulle resistenze al moto R ; b) resistenza d'attrito radente ai perni F

Il valore della resistenza all'avanzamento si può calcolare mediante l'equazione dei momenti (si veda Figura 3.1-a):

$$F \frac{d}{2} = R \frac{D}{2}, \quad (3.3)$$

dove $F = Pf$ è la forza d'attrito dei perni (Figura 3.1-b) in cui P è il peso gravante sulle ruote del veicolo e f è il coefficiente d'attrito fusello-cuscinetto (valore medio 0.007), R è il contributo alla resistenze al moto dell'attrito dei perni e d e D sono rispettivamente il diametro del perno e della ruota.

Esplicitando la (3.3) rispetto a R si ottiene:

$$R = F \frac{d}{D} = Pf \frac{d}{D} \quad (3.4)$$

L'espressione (3.4) permette di calcolare il contributo alle resistenze al moto dell'attrito tra il perno e il cuscinetto nel caso di un cuscinetto a strisciamento.

In Figura 3.2 vengono riportati gli andamenti di resistenza specifica in daN/t per cuscinetti a strisciamento (A) e a rotolamento (B), tipicamente a rulli, in funzione della velocità: è evidente come i cuscinetti a rotolamento offrono indubbi vantaggi soprattutto durante gli avviamenti; il loro vantaggio maggiore è però dovuto alla limitatissima manutenzione che essi richiedono. Per tali ragioni ormai da molti anni vengono utilizzati esclusivamente cuscinetti a rotolamento.

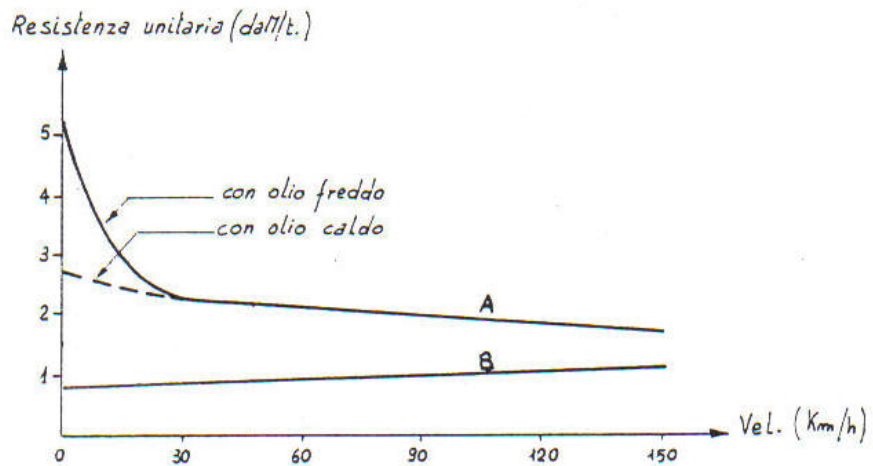


Figura 3.2 Resistenza al moto specifica dovuta all'attrito ai perni

Considerando l'attuale parco macchine circolante si può assumere, con buona approssimazione, che tutti i veicoli siano equipaggiati con cuscinetti a rulli per i quali, data la sostanziale invarianza con la velocità, la resistenza specifica f_c è considerata costante:

$$f_c = 1 \text{ [daN/t]}. \quad (3.5)$$

Anche in questo caso, come già visto per la resistenza ad attrito di rotolamento, tale componente di forza viene applicata in corrispondenza della periferia della ruota e quindi genera un momento di beccheggio sulla dinamica dei modelli a più gradi di libertà (par. 3.1.5); essendo una resistenza al moto, il verso della forza è sempre opposto alla velocità.

3.1.1.1.4 Resistenza delle masse rotanti

La rotazione dell'assile determina una resistenza all'avanzamento del veicolo legata alla variazione della quantità di moto dell'assile stesso:

$$F_A = -\frac{I}{r^2} \cdot \frac{dv}{dt} \text{ [N]}, \quad (3.6)$$

dove I è il momento d'inerzia dell'assile, r il raggio della ruota dell'assile e v è la velocità di traslazione dell'assile, pari a quella di avanzamento del veicolo.

In realtà, la formula andrebbe espressa in funzione della singola ruota dell'assile, ma dal momento che l'assile è un blocco unico, e quindi le velocità di rotazione delle ruote sono le stesse, è possibile considerare una resistenza associata al singolo assile senza distinguere un diverso contributo per ogni ruota dell'assile. A seconda della funzione dell'assile, se motore o portante, il momento d'inerzia assume un diverso valore: mentre è semplice calcolare il momento d'inerzia di un assile portante, lo stesso non si può dire per gli assili motori di una locomotiva. Per poter ugualmente applicare la formula (3.6) anche al caso di una locomotiva, senza conoscere le caratteristiche del motore e il suo rendimento, il termine $\frac{I}{r^2}$ viene posto pari ad una percentuale (di solito il 10%)

della sua massa totale. Per quanto concerne il punto di applicazione e il verso della forza valgono le stesse considerazioni fatte per la resistenza ad attrito di rotolamento.

3.1.1.1.5 Resistenza in curva

I veicoli ferroviari, essendo privi di un differenziale, sono soggetti a sforzi longitudinali durante la marcia in curva che si oppongono al moto del veicolo e quindi originano una resistenza all'avanzamento. Per tener conto di questo contributo è stata utilizzata la formula di *Rockl* [5]:

$$f_{curva} = \left(\frac{650,4}{R - 55} \right) \text{ [kgf/t]}, \quad (3.7)$$

in cui R è il raggio della curva espresso in metri.

Nella formula precedente si deve considerare la componente di massa ortogonale al piano del tracciato; per quanto concerne il punto di applicazione e il verso della forza valgono le stesse considerazioni fatte per la resistenza ad attrito di rotolamento.

3.1.1.1.6 Resistenza dovuta alla gravità

Questa resistenza al moto è dovuta alla componente tangenziale al piano della rotaia del peso e quindi in salita determina un'effettiva resistenza al moto mentre in discesa assume il carattere di una forza acceleratrice. Indicando con i il valore in ‰ della pendenza del tratto di linea, e tenendo conto delle pendenze sempre relativamente limitate delle linee ferroviarie ($\sin \vartheta \cong \vartheta$), la resistenza specifica è pari a:

$$f_g = i \text{ [daN/t]}, \quad (3.8)$$

dove i assume un diverso segno a seconda se il veicolo sta percorrendo un tratto in salita o in discesa.

3.1.1.1.7 Ulteriori resistenze che si manifestano durante la marcia di un treno

Tali resistenze sono dovute alla dissipazione di energia dovuta alla deformazione delle molle, allo scorrimento della boccola entro i relativi parasala, alla deformazione degli organi di trazione e repulsione, ai moti di serpeggio del veicolo e alla deformazione elastica delle rotaie e relativo armamento. L'energia corrispondente alle suddette dissipazioni, dovendo essere fornita dal mezzo di trazione, si traduce in una resistenza al moto la cui determinazione può avvenire però solo sperimentalmente.

3.1.1.2 Le forze di manovra

3.1.1.2.1 Forza Motrice

L'azione motrice è funzione della potenza applicata e della velocità, seguendo una relazione iperbolica del tipo:

$$S_m = k \frac{P}{V}, \text{ [N]} \quad (3.9)$$

sino ad una velocità caratteristica V_1 , al di sotto della quale la forza motrice è considerata costante per evitare lo slittamento delle ruote. Si definisce, inoltre, una velocità limite di funzionamento V_{lim} , al di sopra della quale la locomotiva non è attiva; si veda Figura 3.3.

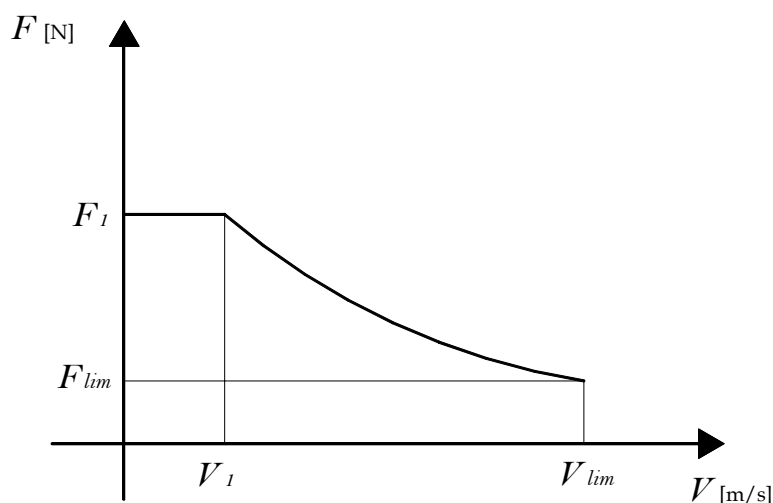


Figura 3.3 Curva caratteristica limite di trazione

Nell'espressione (3.9) k è una costante caratteristica della locomotiva, P è la potenza della locomotiva (espressa in W) e V (è la velocità espressa in m/s).

Il termine kP può essere facilmente calcolato conoscendo la forza motrice erogata dal locomotore ad una data velocità V .

La formula riportata esprime la curva limite di trazione (ovvero la forza motrice erogata alla potenza massima). Data la proporzionalità lineare tra la potenza P e l'azione motrice S_m , è possibile impostare un controllo in potenza considerando un coefficiente d'applicazione (variabile da 0 al 100 %) della potenza

La formula riportata esprime la curva limite di trazione (ovvero la forza motrice erogata alla potenza massima). Data la proporzionalità lineare tra la potenza P e l'azione motrice S_m , è possibile impostare un controllo in potenza considerando un coefficiente d'applicazione (variabile da 0 al 100 %) della potenza

massima che, nota la velocità V , moltiplica il valore ottenuto sulla curva limite di trazione di Figura 3.3.

Come avviene nella realtà, il gradiente di variazione dell'azione motrice nel tempo non è infinito: nel codice è possibile impostare un gradiente limite di variazione che determina il valore attuale della forza motrice durante le fasi iniziali di applicazione prima di raggiungere il valore atteso. Il valore atteso viene calcolato dalla curva limite e dalla percentuale di applicazione della potenza al variare della velocità.

3.1.1.2.2 Forza Frenante

Le sollecitazioni dinamiche che nascono lungo il treno in seguito ad un'azione frenante sono di gran lunga le più pericolose per lunghi convogli ferroviari e, in particolari situazioni, possono portare al deragliamento e comunque limitano fortemente le prestazioni del sistema (par. 2.2). Nel codice *TrainDy* è possibile frenare il treno sia utilizzando il freno pneumatico continuo e automatico e sia la frenatura elettrodinamica delle locomotive; per maggiori informazioni si veda il par. 1.3 dedicato interamente ai sistemi di frenatura del treno.

Frenatura pneumatica continua ed automatica

Il calcolo della forza frenante è certamente complesso e soggetto a dispersione nel risultato date le numerose variabili coinvolte: coefficiente d'attrito ruota-ceppi o pastiglia-disco, condizioni del tracciato, malfunzionamento degli organi di frenatura (distributore, cilindro freno, rubinetto di comando). Per tali ragioni, con l'intento di simulare le singularità e le funzionalità di tutti i componenti del sistema frenante, nel codice sono stati sviluppati tutti i modelli dei singoli componenti dell'impianto freno del treno.

Calcolare la forza frenante a partire dalla pressione al cilindro freno e dai dati caratteristici dello schema pneumatico del singolo veicolo (cilindro freno, timoneria, numero di ceppi, tipo di soole) permette di utilizzare direttamente i dati sperimentali presi sul campo o di interfacciarsi in real-time con il simulatore del freno della Faiveley Transport Italia SPA (par. 2.3.2) [38]. Sia Q la forza premente che il cilindro freno è in grado di esercitare sulla singola ruota attraverso il ceppo (Figura 3.4-b) o sul disco per mezzo delle pastiglie (Figura 3.4-a₂).

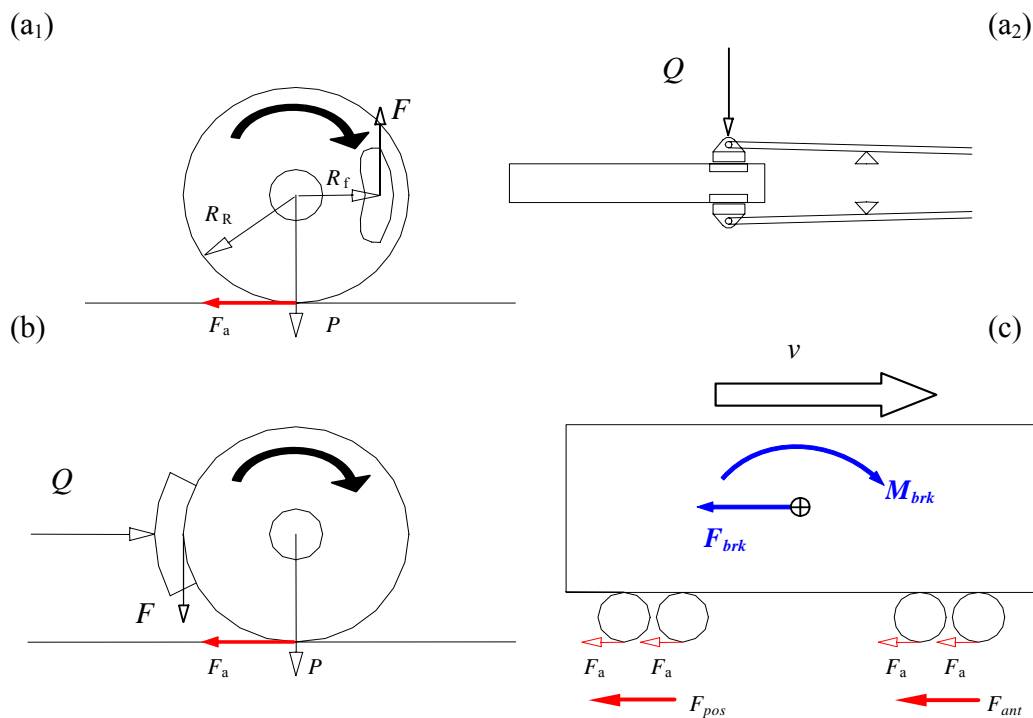


Figura 3.4 Schema delle forze durante la frenata: (a1) e (a2) freni a disco; (b) freni a ceppi; (c) riduzione delle forze frenanti sulle ruote ad un'unica forza frenante applicata al baricentro.

Per effetto dell'attrito (tra il ceppo e la ruota o tra le pastiglie ed il disco) nasce una forza F , tangenziale alla superficie di contatto sulla ruota ed ortogonale a Q , di valore $F = \mu \cdot Q$, ove μ è il coefficiente d'attrito. Questa forza crea un momento frenante, nel verso opposto a quello di rotazione della ruota, equilibrato dalle forze di attrito F_a tra ruota e rotaia; le forze di attrito sono dirette nel verso opposto rispetto a quello di avanzamento del veicolo e non possono superare il limite d'aderenza.

L'equilibrio dei momenti agenti su ogni ruota assume la seguente espressione:

$$F_a R_R - F R_f = I \dot{\omega}, \quad (3.10)$$

dove R_R è il raggio della ruota, R_f il raggio di frenata (uguale ad R_R per freni a ceppi, minore per freni a disco), I il momento di inerzia della ruota ed $\dot{\omega}$ l'accelerazione angolare. Trascurando le inerzie alla rotazione risulta:

$$F_a = Q \mu \frac{R_f}{R}; \quad (3.11)$$

moltiplicando F_a per il numero di ruote del veicolo si ricava il modulo della forza frenante complessiva F_{brk} . Nel calcolo della dinamica longitudinale, la forza frenante complessiva F_{brk} viene applicata nel baricentro del veicolo considerando un momento di trasporto M_{brk} ; questo momento causa una maggiorazione del carico sulle ruote anteriori e una minorazione su quelle posteriori (Figura 3.4-c).

La forza normale Q viene calcolata conoscendo la pressione ai cilindri freno e le grandezze dell'impianto freno del veicolo seguendo la formula di pag. 14 della [N1] per freno a ceppi o di pag. 10 della stessa normativa per freno a dischi:

- Ceppi

$$\sum Q = [(F_t \cdot i - i^* \cdot F_R) \cdot \eta_{Dyn}], \quad (3.12)$$

dove F_t è la forza netta al cilindro freno (pari alla pressione nel cilindro freno per l'area della sezione retta del cilindro diminuita della forza esercitata dalla molla antagonista dell'attuatore), i è il rapporto totale di timoneria, i^* è il rapporto di timoneria centrale (normalmente pari a 4 per vagoni a 2 assili e a 8 per vagoni a carrelli), F_R è lo sforzo della molla del regolatore di timoneria e η_{Dyn} è il rendimento medio di timoneria in marcia (normalmente 0.83).

- Dischi

$$\sum Q = (F_t \cdot i_d) \cdot \eta_d, \quad (3.13)$$

dove F_t ha lo stesso significato del caso di freni a ceppi, i_d è il rapporto totale di timoneria e η_d il rendimento di timoneria (normalmente 0.9).

Nel codice, al superamento delle condizioni limiti d'aderenza, il valore massimo della forza frenante viene limitato in base a quanto visto nel par. 1.2.2. Per valutare la forza frenante F_{brk} e l'aderenza limite, è fondamentale conoscere gli andamenti dei coefficienti d'attrito ruota-ceppo o pastiglia-disco e ruota-rotaia.

Frenatura elettrodinamica

Insieme alla frenatura pneumatica, la maggior parte delle locomotive attuali sono dotate anche di frenatura elettrodinamica. Di solito questo tipo di frenatura, che può essere applicata solo dalla locomotive e a "costo zero", viene utilizzata per effettuare rallentamenti del treno senza quindi utilizzare il freno pneumatico.

La curva caratteristica limite di frenatura elettrodinamica viene presentata in Figura 3.5: le modalità di calcolo sono del tutto analoghe a quanto già visto per la forza motrice; l'unica differenza è la presenza di una velocità limite V_0 (diversa da zero), al di sotto della quale la frenatura elettrodinamica non è più efficiente.

Nel codice, oltre alla curva caratteristica a tratto pieno riportata in figura, è possibile inserire una caratteristica elettrodinamica in cui al di sotto della velocità V_0 la forza frenante decresce con gradiente lineare sino ad arrivare a velocità nulla (linea tratteggiata di Figura 3.5).

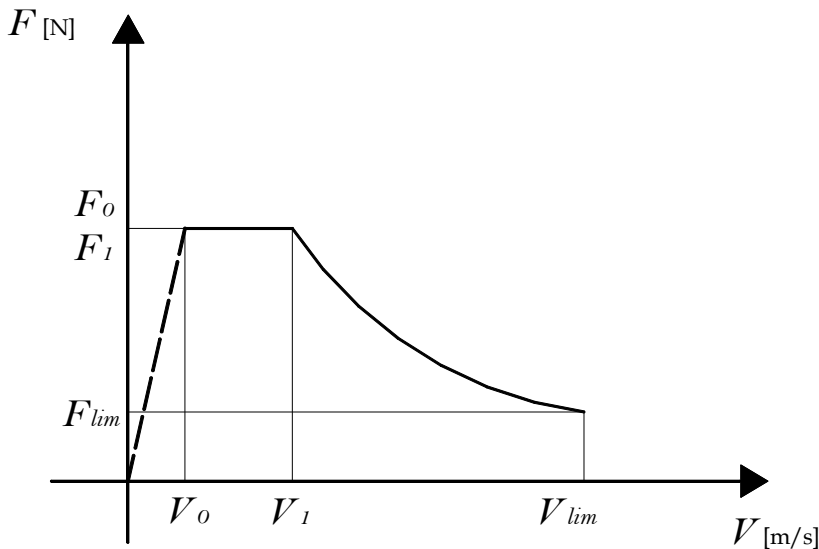


Figura 3.5 Curva caratteristica limite di frenatura elettrodinamica

In *TrainDy* le locomotive possono essere dotate anche di una funzione di *interlock*, per cui quando la frenatura elettrodinamica non è più efficiente si attiva la frenatura pneumatica. Per aumentare l'efficienza frenante dell'intero convoglio, è possibile frenare la locomotiva o le locomotive con la frenatura elettrodinamica e contemporaneamente i vagoni con quella pneumatica. Per il gradiente di variazione limite e

per la limitazione in potenza della frenatura elettrodinamica si applicano le stesse considerazioni introdotte per la forza motrice.

3.1.1.2.3 I coefficienti d'attrito per la frenatura

Coefficiente d'attrito ruota-rotaia

In *TrainDy*, per definire l'andamento del coefficiente d'attrito tra ruota e rotaia al variare della velocità viene ricostruita la curva caratteristica coefficiente d'attrito-velocità tramite interpolazione lineare a partire dalle coppie di punti (f, V) inserite dall'utente in input. Questo approccio, del tutto generale, permette di implementare andamenti ottenuti sperimentalmente o riportati in letteratura e allo stesso tempo considerare andamenti direttamente da formule, semplicemente estrapolando alcune coppie di punti dalla formula.

A questo proposito, si riporta la formula di Müller molto utilizzata in ambito ferroviario:

$$f = \frac{K}{(1 + 0.011 \cdot V)}, \quad (3.14)$$

dove V è la velocità del veicolo espressa in km/h, K è il coefficiente d'attrito a velocità nulla che dipende dalle condizioni della rotaia: $K = 0.33$ (asciutto), $K = 0.25$ (umido). La possibilità di inserire diverse curve caratteristiche (f, V) permette di creare un database che contenga vari andamenti del coefficiente d'attrito ruota-rotaia al variare della velocità e delle condizioni della rotaia.

Coefficiente d'attrito ruota-ceppi e pastiglia-disco

La scelta del coefficiente d'attrito ruota-ceppi è sicuramente uno degli aspetti di maggior variabilità che bisogna considerare nel fenomeno di frenatura e che influisce in maniera sensibile sugli spazi di arresto e sul valore delle forze frenanti durante la manovra, e di conseguenza sulla dinamica longitudinale. Il coefficiente d'attrito ruota-ceppi μ è funzione della velocità di avanzamento, del tipo di suola (singola o doppia), della pressione specifica e della temperatura sulle superfici di contatto. In letteratura sono diverse le formule utilizzate, ognuna con criteri e campi di validità specifici, che spesso forniscono risultati sensibilmente differenti tra loro. Nel seguito si riportano le formule implementate in *TrainDy*:

$$\text{UIC:} \quad \mu(V, p) = 0.49 \cdot \frac{\frac{875}{g} p + 100}{\frac{2860}{g} p + 100} \cdot \frac{\frac{10}{3.6} V + 100}{\frac{35}{3.6} V + 100}, \quad (3.15)$$

$$\text{Karwatzki:} \quad \mu(V, F) = 0.6 \cdot \frac{\frac{16}{80} F + 100}{\frac{g}{80} F + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}, \quad (3.16)$$

dove V è la velocità del veicolo espressa in km/h, F è la forza premente sul ceppo in kN, p è la pressione specifica sul ceppo in N/mm² e g è l'accelerazione di gravità (9.81 m/s²).

Nel caso di freni a disco il coefficiente d'attrito tra la pastiglia e il disco è pressoché costante con la velocità: la caratteristica di invarianza con la velocità rende tale tipo di freno particolarmente indicato per veicoli ad alta velocità. Nel codice il coefficiente d'attrito pastiglia-disco è un numero costante da impostare in input (di solito 0.35). Come già rimarcato nel corso del capitolo 1, le ridotte velocità del trasporto merci non motivano l'utilizzo di freni a disco sui carri, mentre è normale trovare locomotive in composizione dotate di questo tipo di freno.

3.1.1.2.4 La potenza distribuita

TrainDy è in grado di gestire la trazione e la frenatura multipla in seguito alla presenza di più locomotori nel convoglio; in particolare, ogni locomotiva del convoglio può essere definita in input come *master*, *slave* o *rimorchiata*:

- *master*: locomotiva pilota, comandata dal macchinista, che gestisce il funzionamento delle locomotive *slave*
- *slave*: locomotiva che replica il comando della locomotiva *master*; è possibile impostare un delay di attivazione rispetto alla *master*, differente per ogni locomotiva *slave* nel convoglio
- *rimorchiata*: locomotiva "passiva", praticamente si può considerare a tutti gli effetti un carro

Attraverso questa funzionalità, il codice è in grado di analizzare gli effetti della potenza distribuita, indispensabile per treni merci di futura generazione, sul comportamento dinamico del convoglio in marcia; a tal proposito nel par. 2.3.1.1 sono riportati i risultati ottenuti nell'ambito del progetto di ricerca europeo EDIP.

La possibilità di inserire delay di attivazione variabili tra le locomotive *slave* e quella *master* permette poi di studiare sequenze opportune di attivazione per limitare le sollecitazioni lungo il convoglio.

3.1.1.2.5 Controllo dell'azione frenante e delle resistenze al moto a basse velocità

Per passare all'integrazione delle equazioni del moto, è necessario conoscere la risultante agente sul sistema F_{tot} . Quando le velocità sono prossime a zero bisogna effettuare un controllo sulla forzante del sistema per assegnare il giusto segno e valore alla forza frenante F_{brk} e alle resistenze al moto F_{res} , altrimenti i risultati dell'integrazione risultano inconsistenti.

Nel caso in cui la F_{brk} è nulla, se si considera il veicolo in moto con velocità positiva prossima a zero e una forzante F_{tot} negativa maggiore in modulo di quella che determina l'arresto del veicolo F_{lmt} , si deve assegnare il giusto segno e valore alle resistenze al moto.

In presenza di F_{brk} è necessario prendere in esame due casi (N.B. nel seguito tutte le grandezze vengono considerate in modulo):

$$1. \quad F_{tot} - F_{brk} \geq 0$$

In questo caso la risultante delle forze sul sistema, esclusa quella frenante, tendono ad accelerare il veicolo; F_{brk} non dovrà essere superiore alla forza necessaria a portare all'arresto il veicolo e quindi, posto $F_{Tbr} = (F_{tot} - F_{brk})$, deve risultare $F_{brk} \leq F_{Tbr} + F_{lmt}$.

2. $F_{tot} - F_{brk} < 0$

In questo caso la risultante delle forze sul sistema, esclusa quella frenante, tendono a rallentare il veicolo; posto $F_{Tbr} = (F_{tot} - F_{brk} - F_{res})$, è necessario considerare 2 casi:

- $F_{Tbr} > F_{lmt}$: la forzante F_{Tbr} determina un'inversione del moto; è necessario invertire i versi delle resistenze al moto e della forza frenante (F_{brk} diventa positiva). Il modulo di F_{brk} non dovrà essere superiore al valore necessario per l'arresto del veicolo: $F_{brk} \leq F_{Tb} - F_{res}$
- $F_{Tbr} \leq F_{lmt}$: la forzante F_{Tbr} determina soltanto un rallentamento. Il modulo di F_{brk} non dovrà essere superiore al valore necessario per l'arresto del veicolo: $F_{brk} \leq F_{lmt} - F_{Tbr}$

3.1.1.3 Le forze di interazione tra i veicoli.

Gli elementi di collegamento tra i diversi veicoli di un convoglio ferroviario offrono proprietà sia elastiche che smorzanti. In Figura 3.6 sono riportati gli andamenti tipici delle due curve caratteristiche di respingenti e tirante; quest'ultimo è tipicamente caratterizzato da corse minori e forze maggiori (si veda par. 1.4.1.1 e 1.4.1.2 per maggiori informazioni).

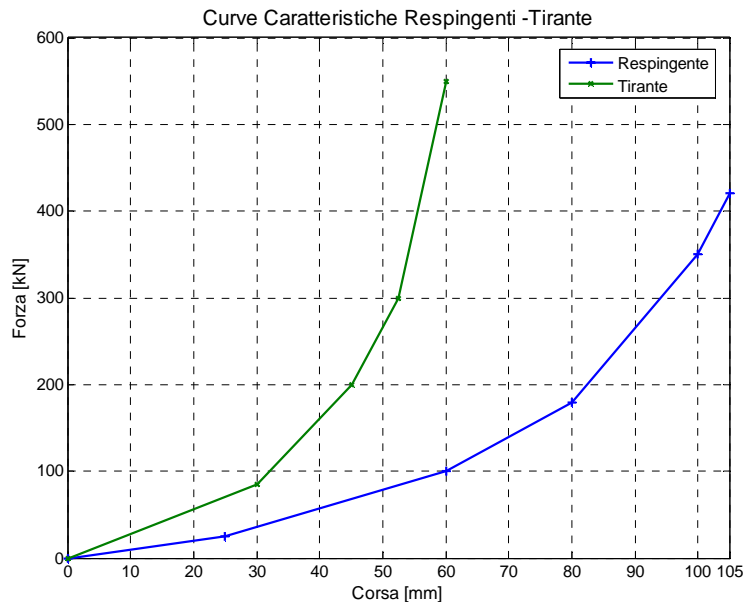


Figura 3.6 Tipiche curve caratteristiche elastiche di respingenti e tirante

Il comportamento non lineare dei respingenti e dei tiranti è dovuto alla non linearità della caratteristica elastica e al fatto che la curva caratteristica per un allontanamento relativo è diversa da quella per un avvicinamento relativo. La Figura 3.7 si riferisce ad un respingente e mostra tale effetto: la curva caratteristica in compressione è quella verde tratteggiata, mentre in caso di allontanamento relativo la forza scambiata diventa molto più bassa e segue la curva rossa a tratto-punto. Al fine di modellare matematicamente tale tipo di comportamento si utilizza uno smorzamento ad attrito per il quale la forza smorzante è proporzionale a quella elastica mentre il verso della forza smorzante è tale da opporsi al moto relativo.

In pratica, la forza applicata dai respingenti si determina sommando alla parte elastica F_k , univocamente determinata dall'avvicinamento relativo x_R , quella smorzante F_D , calcolata conoscendo la forza elastica e la velocità relativa nel seguente modo:

$$F_D(v_R) = D \cdot \text{sgn}(v_R) \cdot F_k(x_R), \tag{3.17}$$

in cui D rappresenta il coefficiente di smorzamento.

In realtà, la (3.17), che presenta una discontinuità nell'origine, non trova applicazione a causa dei grandi problemi numerici che comporterebbe la sua implementazione durante l'integrazione.

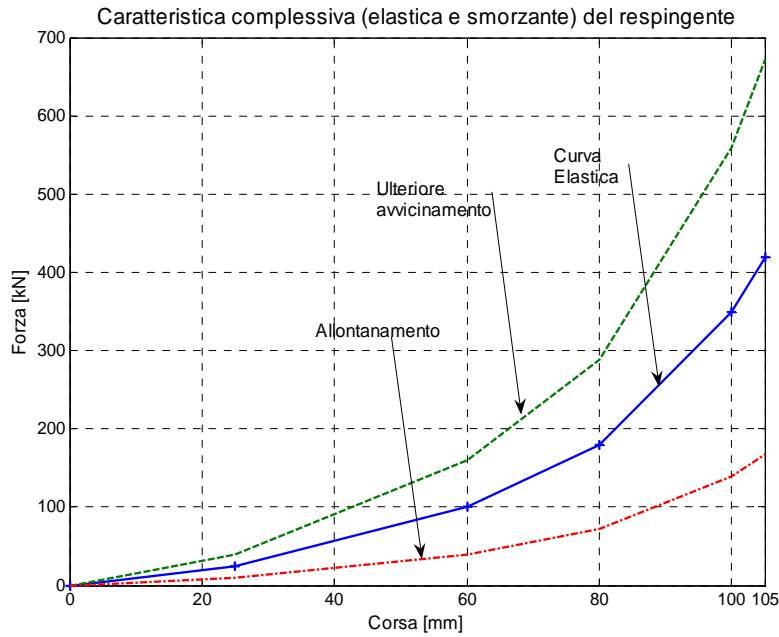


Figura 3.7 Andamento tipico della forza complessiva (elastica più smorzante) sul respingente

Si usano, di fatto, leggi di variazione della forza smorzante più “addolcite”: una possibile legge di raccordo è quella polinomiale di terzo grado che porta notevoli benefici all’integrazione numerica. È chiaro che valgono considerazioni opposte per l’elemento di trazione: la forza smorzante si somma a quella elastica allorché i due veicoli si allontanano ulteriormente, mentre si sottrae nel caso in cui i due veicoli tendono ad avvicinarsi.

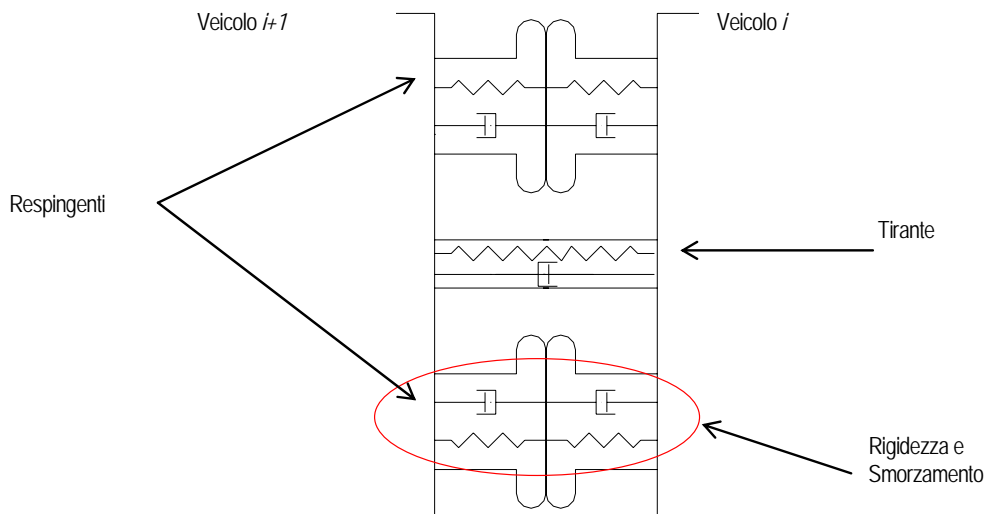


Figura 3.8 Tipica configurazione di montaggio degli accoppiamenti tra i veicoli

Il codice è in grado di considerare respingenti e tiranti contigui che presentano caratteristiche diverse. Nel caso tipico di un accoppiamento formato da due respingenti ed un tirante (Figura 3.8), per il calcolo delle forze d’interazione complessivamente agenti tra veicoli consecutivi si deve risolvere un semplice sistema non lineare. Le curve caratteristiche riportate in Figura 3.6 si riferiscono al singolo respingente o tirante; per ricavare la curva caratteristica dell’accoppiamento nel suo complesso, è necessario calcolare la serie delle rigidezze dei respingenti e dei tiranti, e, quindi, eseguire il parallelo delle rigidezze dei respingenti. Focalizzando l’attenzione sui respingenti, detti x_{R1} e x_{R2} i vettori delle corse e f_{R1} e f_{R2} i corrispondenti valori delle forze agenti (letti dalle curve caratteristiche), il vettore della corsa equivalente c_{Req} e quello della forza

equivalente f_{Req} dell'accoppiamento i , si determinano, punto per punto, risolvendo il seguente sistema non lineare:

$$\begin{cases} c_{Req}^i = x_{R1}^i + x_{R2}^i \\ f_{R1}(x_{R1}^i) = f_{R2}(x_{R2}^i) \end{cases} \quad (1.18)$$

nel quale, fissata la corsa equivalente c_{Req}^i , è necessario stabilire le deformazioni dei due respingenti a contatto x_{R1}^i e x_{R2}^i in corrispondenza delle quali le rispettive forze di reazione $f_{R1}(x_{R1}^i)$ e $f_{R2}(x_{R2}^i)$ sono tra loro uguali. Il valore della forza dell'elemento equivalente sarà poi, chiaramente, $f_{Req}(c_{Req}^i) = f_{R1}(x_{R1}^i) = f_{R2}(x_{R2}^i)$. È ovvio che l'applicazione della metodologia descritta è strettamente necessaria solo nei casi in cui nel convoglio ferroviario i veicoli montano respingenti e tiranti diversi tra loro; altrimenti, la curva equivalente si ricava semplicemente considerando che le deformazioni dei due respingenti sono uguali $x_{R1}^i = x_{R2}^i = x_R^i$, per cui: $c_{Req}^i = 2 \cdot x_R^i$ e $f_{Req}(2 \cdot x_R^i) = f_R(x_R^i)$ e la rigidezza equivalente risulta dimezzata rispetto a quella degli elementi originari. La trattazione, sviluppata sui respingenti, si estende immediatamente anche al calcolo della rigidezza equivalente per i tiranti.

Al fine di rendere efficace l'integrazione al passo delle equazioni del moto, una volta calcolate le caratteristiche equivalenti, è opportuno raccordarle: tale raccordo è effettuato in modo da assicurare continuità di tangenza nell'origine, vale a dire in condizioni di riposo (si veda Figura 3.9).

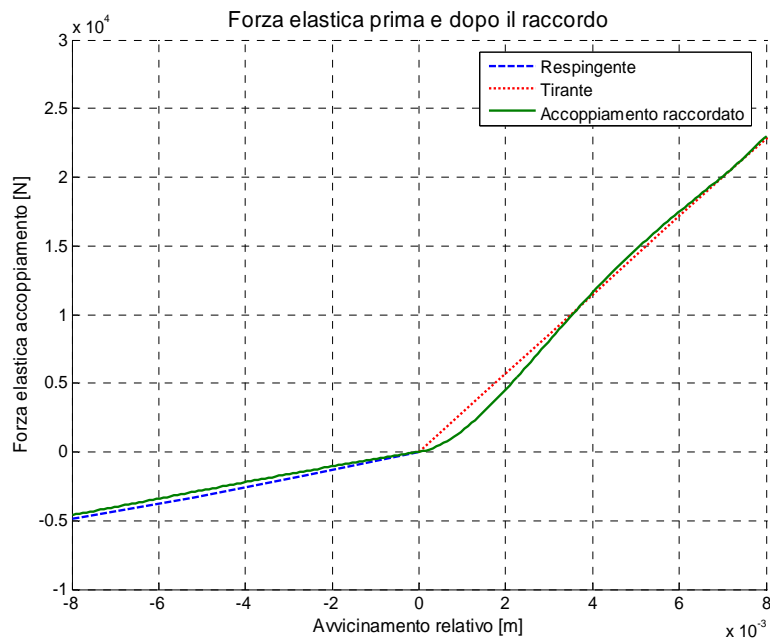


Figura 3.9 Particolare delle caratteristiche elastiche di respingenti e tirante prima e dopo il raccordo.

Uno dei modi per raccordare la curva è quello di scegliere una porzione simmetrica attorno all'origine e quindi calcolare la rigidezza comune nell'origine (k_{zero}) come media tra il doppio della rigidezza nell'origine del respingente equivalente (si considera il caso tipico in cui ci sono due respingenti) e la rigidezza nell'origine del tirante equivalente. Calcolata tale rigidezza, basta determinare i coefficienti della polinomiale in modo da avere continuità di punto e di tangenza agli estremi dell'intervallo e rigidezza pari a k_{zero} nell'origine.

Durante la percorrenza di una curva, il modello è in grado di calcolare il diverso contributo di rigidezza offerto dai respingenti interni rispetto a quelli esterni alla curva. L'angolo relativo tra due

veicoli successivi potrebbe infatti provocare lo scarico dei respingenti esterni (“ext”) ed un sovraccarico per la coppia di respingenti interni (“int”) come mostrato in Figura 3.10.

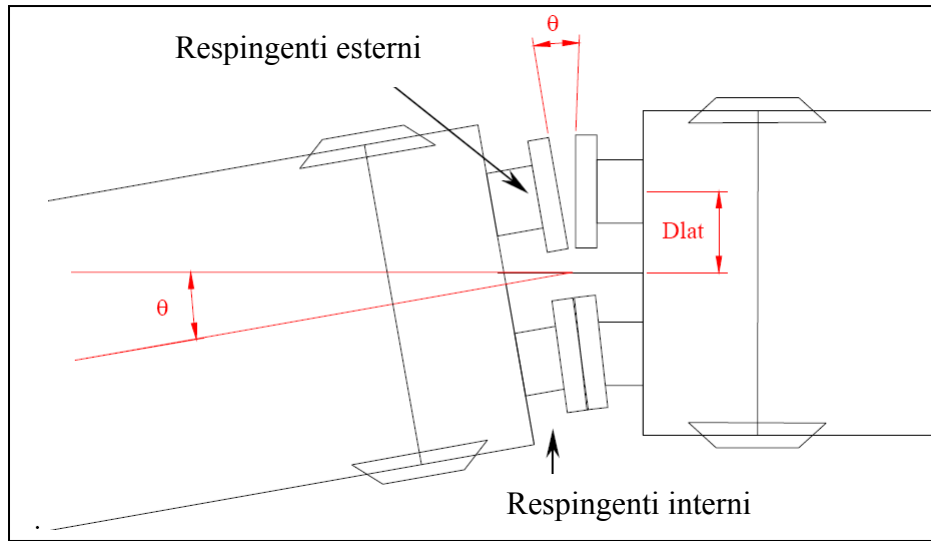


Figura 3.10 Disposizione dei respingenti in curva

A seconda del valore della distanza relativa assunto tra due veicoli successivi in corrispondenza dell’interno o dell’esterno curva, ogni coppia di molle in serie darà luogo ad un diverso contributo alla forza del respingente. Questa distanza relativa viene calcolata come la distanza longitudinale relativa tra due veicoli x_R^i , più un termine che dipenderà dall’angolo relativo formato θ per la distanza dei respingenti dal centro del carro $Dlat$:

$$x_R^{ext} = x_R^i + Dlat \cdot \theta \tag{3.19}$$

$$x_R^{int} = x_R^i - Dlat \cdot \theta \tag{3.20}$$

3.1.2 Metodo numerico d’integrazione per la dinamica longitudinale

Il complesso comportamento dinamico non lineare degli elementi di accoppiamento, unito alle sollecitazioni che provengono dal tracciato e dal tipo di manovra (le quali possono fornire al sistema una sollecitazione ad elevata frequenza) richiedono che, per ridurre i tempi complessivi di calcolo, il passo temporale non possa essere scelto all’inizio della simulazione solo considerando le proprietà inerziali e di rigidità del sistema, ma sia calcolato durante la simulazione in funzione delle particolari sollecitazioni a cui è sottoposto il convoglio. Il metodo numerico utilizzato per integrare le equazioni del moto, *Algoritmo delle Differenze Centrali a Passo Variabile* [39], è in grado di cambiare il passo temporale d’integrazione in maniera automatica durante lo svolgimento della simulazione.

Scegliendo l’ascissa curvilinea di ogni veicolo del convoglio come grado di libertà del sistema, la dinamica longitudinale del convoglio può essere compiutamente calcolata con il sistema dinamico espresso nella forma:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{F}(t); \tag{3.21}$$

in esso il vettore delle forzanti contiene la proiezione di tutte le forze agenti sul veicolo in direzione parallela al piano del ferro. Infatti, nel caso della classica configurazione con due respingenti laterali ed un tirante centrale, le interazione tra i veicoli, non avendo i gradi di libertà di rotazione, possono essere calcolate solo tramite forze riportate sulla mezzeria della rotaia senza ricorrere al prodotto tra una matrice di rigidità ed il vettore degli spostamenti.

Poiché la matrice delle masse del sistema (3.21) è diagonale, il problema dinamico è integrato utilizzando uno schema alle differenze centrali; questo metodo numerico, che richiede una sola

inversione matriciale effettuata all'inizio del processo d'integrazione, risulta essere molto efficiente computazionalmente. Com'è noto, tale algoritmo di calcolo è condizionatamente stabile (metodo esplicito), per cui richiede un passo d'integrazione inferiore ad un passo temporale critico. In generale, la ricerca del passo d'integrazione critico è effettuata considerando le proprietà inerziali e di rigidità del sistema; nel caso specifico, essa è stata effettuata utilizzando come matrice di rigidità quella che si ottiene ipotizzando i veicoli in piano ed in tratto rettilineo collegati tra loro tramite la massima rigidità possibile, ricavabile dalle curve caratteristiche dei respingenti e dei tiranti. A causa della variabilità di rigidità degli elementi di accoppiamento, dell'effetto delle forzanti imposte dal tracciato (essendo il sistema di riferimento di ogni veicolo mobile, si dovrà tenere conto delle forze apparenti) e dal tipo di manovra il limite imposto dal passo d'integrazione critico può non essere sempre sufficiente per il calcolo della dinamica longitudinale di un convoglio ferroviario. Per ovviare a tale problema, l'unica soluzione efficiente dal punto di vista computazionale è quella di considerare un passo temporale variabile automaticamente durante l'integrazione, cioè tale da ridursi quando ci sono brusche variazioni di forze, sia scambiate tra i veicoli, sia dovute alla manovra o all'interazione col tracciato, ed incrementarsi quando le sollecitazioni diventano più stazionarie. In particolare, variando il passo d'integrazione in maniera automatica, si riesce a simulare il complesso comportamento non lineare del gruppo respingenti/tirante non penalizzando eccessivamente i tempi di calcolo.

Senza entrare nel dettaglio dello sviluppo del metodo, si riportano nel seguito i principi base dell'integrazione delle equazioni del moto.

Conoscendo le forzanti al passo t , si calcola l'accelerazione dalla (3.21) e dall'accelerazione si ricavano la velocità e lo spostamento al tempo successivo. Le espressioni per il calcolo della velocità e dello spostamento sono state ricavate eseguendo diverse espansioni in serie di Taylor (avanti e indietro e con differenti centri d'espansione comunque intorno a t) ed elaborazioni successive seguendo quanto riportato in [39].

Per definire il nuovo passo d'integrazione possono essere adoperati differenti criteri:

1. Limitazione sull'avvicinamento relativo tra i veicoli

Il nuovo passo d'integrazione ΔT_n viene calcolato imponendo che la differenza $x_{t+\Delta T_n} - x_t$ deve essere minore di una quantità Δ_0 piccola e arbitrariamente fissata. Assumendo un passo temporale di prova $\Delta T_n'$ (e.g. pari ΔT_v , ovvero al passo d'integrazione utilizzato al tempo t), si determina $x_{t+\Delta T_n'}$ e quindi la differenza $x_{t+\Delta T_n'} - x_t = \Delta_0'$. Tenendo conto che l'espressione per il calcolo dello spostamento $x_{t+\Delta T_n}$ è stata ricavata utilizzando uno sviluppo di *Taylor* al secondo ordine, risulta che la differenza $x_{t+\Delta T_n} - x_t$ è proporzionale a ΔT_n^2 ; utilizzando tale condizione di proporzionalità, si ottiene:

$$\Delta T_n = \Delta T_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta_0}{\Delta_0'}}. \quad (3.22)$$

Nel caso della dinamica longitudinale di convogli ferroviari, giacché l'avvicinamento relativo non può essere superiore alla somma della massima corsa dei respingenti (tipicamente pari a 0.21 m), si può fissare Δ_0 come una frazione di 0.21 m.

2. Limitazione sul jerk dell'accelerazione

Il nuovo passo d'integrazione viene calcolato imponendo che le variazioni dell'accelerazione tra due istanti temporali siano limitate. Indicata con \ddot{x}_{old} l'accelerazione al passo precedente, ad ogni passo temporale si controlla la quantità $\ddot{x}_r = \frac{\ddot{x}_t - \ddot{x}_{old}}{\ddot{x}_{old}}$ e si richiede che essa sia sempre

inferiore ad un valore prefissato (e.g. al di sotto di una variazione relativa \dot{x}_r^0 pari a 0.1). Il nuovo passo d'integrazione è pertanto valutato come:

$$\Delta T_n = \Delta T_v \cdot \frac{\dot{x}_r^0}{\max \left[\text{abs} \left(\frac{\ddot{x}_t - \ddot{x}_{old}}{\ddot{x}_{old}} \right) \right]}, \quad (3.23)$$

dove ΔT_v è pari al passo d'integrazione al tempo t .

3. Limitazione sulla rigidità dinamica del sistema

La non linearità degli elementi di accoppiamento comporta che durante la simulazione il sistema possa essere più rigido rispetto a quanto è stato calcolato in condizioni statiche k_{stat} . Questa circostanza è causata dalla presenza dello smorzamento ad attrito che, dipendendo in modulo dall'ampiezza della forza elastica ma in segno dalla velocità relativa, può causare una brusca variazione di forza scambiata a seguito di una piccola variazione di posizione; ciò si traduce in una rigidità dinamica k_{dyn} elevata. Teoricamente si dovrebbe ogni volta aggiornare la rigidità del sistema calcolata in condizioni statiche e ricalcolare la massima frequenza propria del sistema. Poiché, però, tale modo di procedere è troppo oneroso computazionalmente, ad ogni passo temporale di calcolo si può registrare il valore massimo della rigidità dinamica (calcolata come il rapporto tra la forza scambiata tra i veicoli e l'avvicinamento relativo) e determinare il nuovo passo temporale come:

$$\Delta T_n = \Delta T_{cr} \cdot \sqrt{\frac{k_{stat}}{k_{dyn}}}. \quad (3.24)$$

La formula precedente assume che, in condizioni statiche, tutte le rigidità degli elementi di accoppiamento siano uguali tra loro e pari a k_{stat} , mentre in condizioni dinamiche valgano tutte k_{dyn} . Ovviamente questa è un'approssimazione che sottostima il passo temporale necessario per una corretta integrazione, ma che rende l'integrazione più veloce rispetto a dover risolvere ad ogni passo temporale un problema agli autovalori.

Ad ogni modo, indipendentemente dal criterio utilizzato, il passo d'integrazione non potrà essere superiore al passo temporale critico di integrazione $\Delta T_{cr} = \frac{1}{\pi \cdot f_{max}}$, dove f_{max} è la massima

frequenza propria del sistema, calcolata in condizioni statiche considerando come valori di rigidità quelli massimi possibili. Inoltre, tenendo conto delle ipotesi che sono alla base dello sviluppo delle relazioni per il calcolo della velocità e dello spostamento al tempo successivo dovrà sempre risultare che:

$$\Delta T_n \leq 3 \cdot \Delta T_v \quad (3.25) \quad \text{e} \quad \Delta T_n \geq \frac{1}{3} \cdot \Delta T_v. \quad (3.26)$$

Le precedenti condizioni, di fatto, stabiliscono un intervallo massimo entro cui può variare il nuovo passo d'integrazione rispetto a quello vecchio. In effetti, tra le due condizioni quella cui prestare attenzione è la (3.26): se dal calcolo di ΔT_n , seguendo uno dei criteri sopraelencati, dovesse risultare un passo temporale d'integrazione non in accordo con la (3.26), non si potrebbe far altro che interrompere la simulazione o ricordare che la soluzione prodotta contravviene alle ipotesi di base dell'algoritmo numerico adottato. Qualora, invece, non fosse soddisfatta la condizione (3.25) basterebbe semplicemente imporre $\Delta T_n = 3 \cdot \Delta T_v$, ottenendo un'accuratezza migliore di quella richiesta nell'integrazione.

3.1.3 Il tracciato

Il tracciato viene definito individuando le caratteristiche plano-altimetriche su tre piani distinti: le curvature nel piano orizzontale (P.O.), le sopraelevazioni nel piano trasversale (P.T.) e le inclinazioni nel piano verticale (P.V.). In funzione dell'ascissa curvilinea S , vengono ricavate le coordinate x , y della linea media e l'angolo di imbardata ψ (dal P.O.), l'angolo di rollio θ (dal P.T.) nonché le quote verticali z e l'angolo di inclinazione φ (dal P.V.).

La definizione delle caratteristiche viene effettuata per tratti (rettilineo, curva piena, raccordo parabolico), indipendentemente per i tre piani. Il tracciato viene poi interpolato mediante un approccio di tipo *piece-wise polynomials* in funzione dell'ascissa curvilinea e il risultato viene ulteriormente filtrato al fine di regolarizzare l'andamento delle derivate n-esime. Infine vengono ricavate le coordinate assunte in funzione di S , nonché le loro derivate prime e seconde: le quantità appena ottenute dipendono unicamente dal tracciato e vengono definite in modo univoco prima che la simulazione abbia inizio. Dato un assile vincolato al tracciato, conoscendo la sua ascissa curvilinea, la sua velocità e accelerazione lungo il tracciato, è possibile calcolare l'eccitazione che il tracciato impone all'assile.

In input al codice *TrainDy* è possibile definire un tracciato complesso come sequenza di tratti semplici, e per ognuno di questi è possibile introdurre le seguenti caratteristiche:

- ✓ **Tratto rettilineo:** la lunghezza del tratto (in m), la pendenza (in ‰) e la sopraelevazione (in cm); sia la pendenza che la sopraelevazione sono costanti lungo il tratto.
- ✓ **Tratto curvilineo:** la lunghezza del tratto (in m), il raggio di curvatura (in m), la pendenza (in ‰) e la sopraelevazione (in cm); sia la curvatura che la pendenza e la sopraelevazione sono costanti lungo il tratto. Per i valori da assegnare alla sopraelevazione in funzione della velocità di percorrenza di curva si veda [5] o [19].
- ✓ **Tratto parabolico:** viene utilizzato per raccordare tra loro tratti rettilinei con diversa pendenza o sopraelevazione, tratti curvilinei con diversa pendenza, sopraelevazione o curvatura e tratti rettilineo-curva. È caratterizzato, in generale, da due raggi di curvatura (uno verticale e uno orizzontale) e da una variabilità (anche contemporanea) sia della pendenza che dell'inclinazione del pian del ferro. In funzione della lunghezza del tratto e dei valori di pendenza e sopraelevazione dei tratti adiacenti si definiscono le caratteristiche del raccordo. In particolare, in ingresso e in uscita da una curva, il raccordo parabolico viene costruito in modo da avere una variazione lineare della curvatura e della sopraelevazione: una volta definito l'andamento del raggio di curvatura e della sopraelevazione si ricavano le coordinate x , y , z del tracciato. Nel caso di curva in pendenza, la curvatura verticale è costante¹⁵ e la pendenza varia linearmente. È possibile definire un tracciato complesso come sequenza di tratti rettilinei e curvilinei senza immettere tratti parabolici di raccordo; in queste circostanze il codice inserisce automaticamente, in presenza di discontinuità sulla pendenza o sulla sopraelevazione, tratti parabolici con caratteristiche standard. Se il raccordo parabolico deve essere generato tra due tratti con differente pendenza, il raggio di curvatura verticale è costante e pari a 3000 m e il valore della lunghezza del tratto si definisce a partire dalla differenza tra le pendenze dei tratti adiacenti. Dovendo invece inserire un tratto parabolico in ingresso o in uscita di curva, la lunghezza del tratto viene definita a partire dalla discontinuità di sopraelevazione sapendo che per ogni metro di raccordo parabolico la sopraelevazione può variare di 1.5 mm¹⁶. In ogni caso la sopraelevazione, la curvatura orizzontale e la pendenza all'interno del tratto parabolico vengono fatte variare linearmente.

¹⁵ Si definisce a partire dalla lunghezza del raccordo parabolico e dalla differenza tra le pendenze dei tratti adiacenti

¹⁶ Valore valido per velocità di percorrenza comprese tra 75 e 100 km/h

3.1.4 L'interfaccia grafica

Il codice *TrainDy* è dotato di un'interfaccia grafica (GUI) di tipo user friendly di alto livello (sia in italiano che in inglese), sviluppata in visual basic, che rispecchia il classico stile *Windows®* con finestre e tabs; un esempio sono le schermate di Figura 3.11.

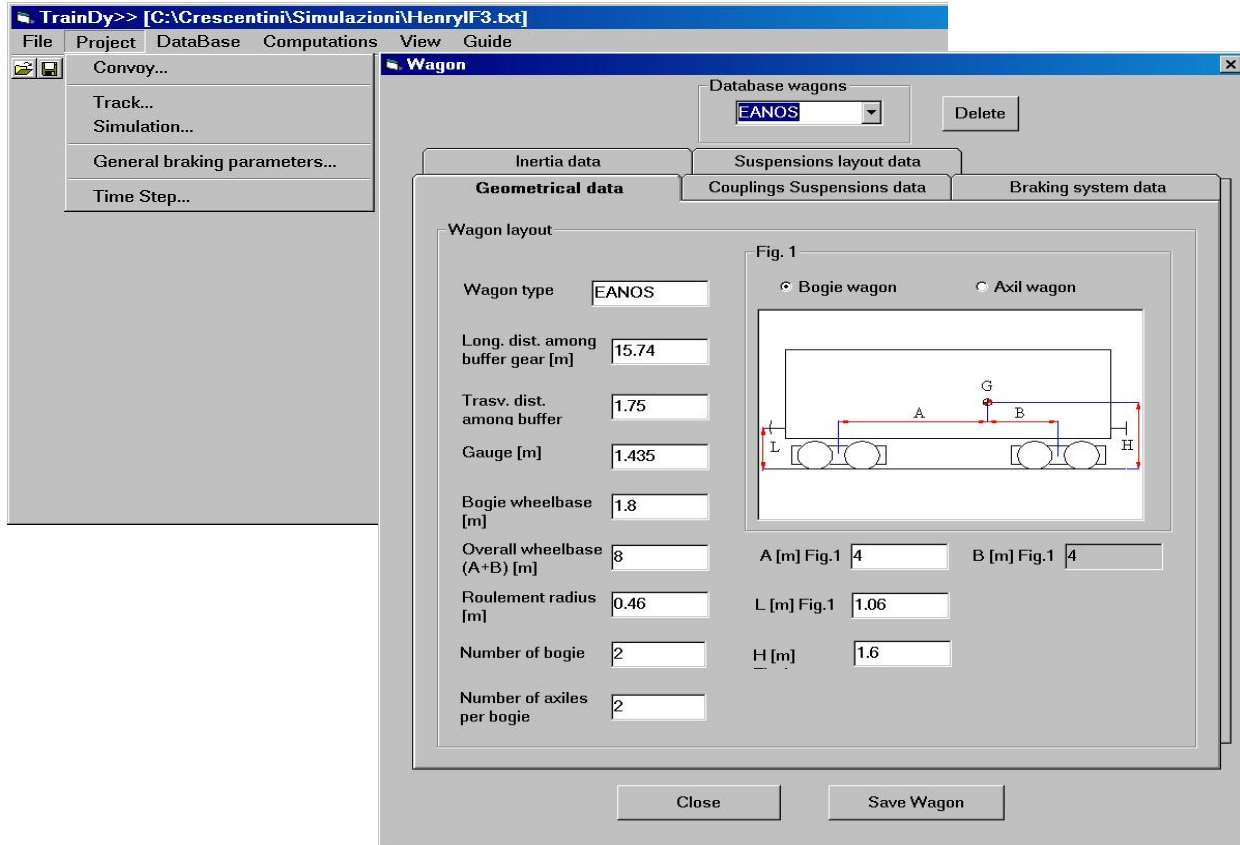


Figura 3.11 Alcune schermate dell'interfaccia grafica del codice *TrainDy*

Attraverso il menù *Project* è possibile accedere alle finestre in cui inserire i dati caratteristici del convoglio, del tracciato, del profilo di manovra, dell'impianto frenante e del metodo d'integrazione. I dati inseriti nei vari form vengono trascritti su un file ASCII per essere poi letti direttamente dal codice matlab; il file ASCII è stato organizzato con dei commenti a margine di ogni riga di dati (Figura 3.12) in modo che fosse possibile cambiare o creare direttamente dal file l'input per gestire la simulazione. Questa modalità è molto utilizzata da utenti esperti in quanto permette di risparmiare molto tempo durante le modifiche dei parametri della simulazione senza utilizzare la GUI.

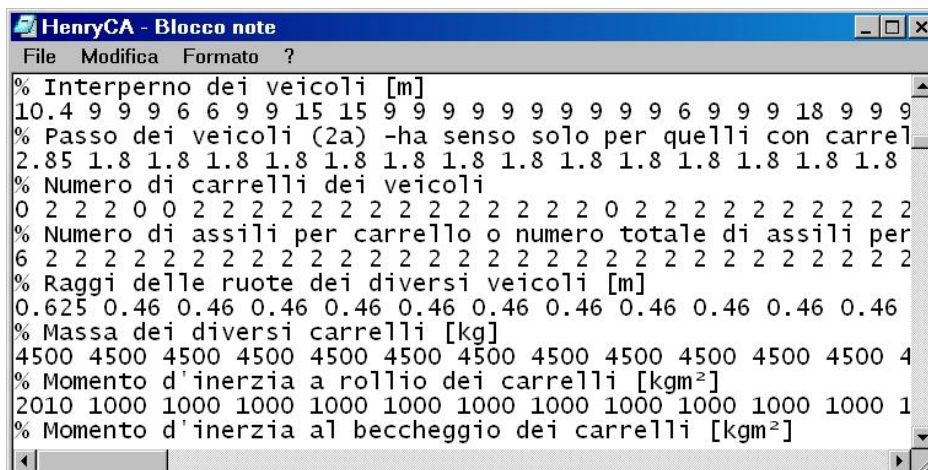


Figura 3.12 Esempio di file ASCII generato dalla GUI di *TrainDy* per il controllo della simulazione

In particolare, dalla finestra *Convoy* (Figura 3.13) viene impostato il layout del treno: numero e tipo di carri e locomotive (indicando anche i gradi di libertà di ogni veicolo), il carico aggiuntivo e il regime di frenatura del singolo veicolo, la funzione della locomotiva (master, slave, rimorchiata), la distribuzione dell'azione frenante (è possibile anche isolare i distributori su alcuni veicoli).

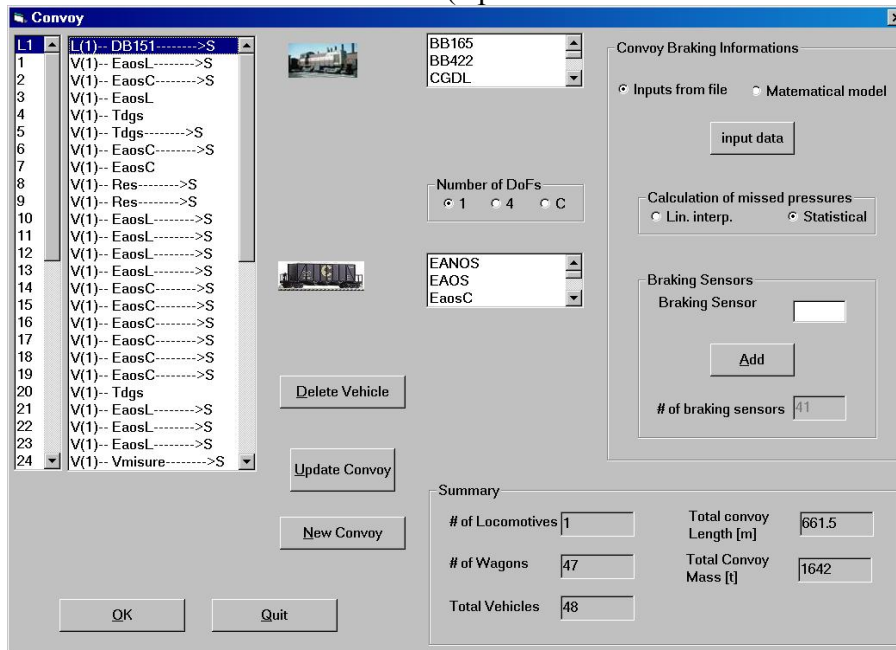


Figura 3.13 Finestra in cui inserire i dati del convoglio

Per gestire la frenatura del convoglio si possono utilizzare direttamente i dati contenuti in un file di testo (*Inputs from file*), e quindi fornire la posizione dei carri strumentati lungo il convoglio, o utilizzare il modello matematico, e quindi impostare il numero e la posizione degli input di frenata lungo il treno. Utilizzando direttamente le pressioni al cilindro freno contenute nel file di testo, tutti i dati mancanti vengono ricavati attraverso un'interpolazione lineare o "statistica" (si considerano

le pressioni massime di tutti i veicoli distribuite secondo una gaussiana: i dati caratteristici della legge gaussiana sono calcolati a partire dai valori noti). Nel menù *Database* vengono creati e gestiti i database delle locomotive, dei carri e degli accoppiamenti presenti nel codice; tramite il menù *View* è possibile selezionare le varie grandezze da graficare e da registrare su file di testo per la nuova simulazione o rielaborare i dati di una precedente simulazione. Una volta che la simulazione è stata creata è possibile salvarla o lanciarla direttamente dal menu *Computations*.

3.1.5 La sotto-modellazione nel codice

Il codice *TrainDy*, oltre a risolvere la dinamica longitudinale utilizzando un modello a un grado di libertà (degree of freedom -*dof*-) per veicolo, permette di effettuare la sotto-modellazione dei veicoli nel convoglio; in questo modo è possibile valutare in maniera più approfondita le forze che nascono al contatto ruota-rotai, e quindi il rapporto di Nadal, durante la simulazione. In realtà, già con il modello a un *dof* è possibile valutare le forze sulle ruote attraverso un equilibrio di forze; nel risolvere l'equilibrio si considerano due assili equivalenti, costantemente vincolati al tracciato e quindi alla cassa, sui quali lateralmente e verticalmente vengono scaricate le sollecitazioni agenti sul sistema. L'equilibrio viene risolto separatamente per il calcolo delle forze laterali *Y* e verticali *Q*. In particolare, la struttura che si deve risolvere è iperstatica per il calcolo delle componenti verticali sulle 4 ruote, mentre per il calcolo delle componenti laterali si considera (in funzione del segno della forza *Y* risultante) che le forzanti del sistema si scaricano sulle ruote di destra o di sinistra degli assili equivalenti. Con il modello a 4 *dofs* è possibile considerare la cassa collegata agli assili equivalenti (costantemente vincolati al tracciato) attraverso un gruppo molla-smorzatore verticale, caratterizzato da una rigidità e da uno smorzamento viscoso equivalente. Le forze verticali si calcolano a partire dalle sollecitazioni che nascono sulla sospensione verticale: in questo modo è possibile tener conto dei sovraccarichi dinamici che si generano internamente al sistema. Le componenti di forza laterale si calcolano in maniera analoga a quanto visto per i veicoli a 1 *dof*. Il codice permette anche di considerare nello stesso convoglio e durante la stessa simulazione veicoli

con n *dofs* per consentire una valutazione della dinamica interna del veicolo più accurata; come già accennato nel par. 2.3.1 questo modello deve essere ancora accuratamente validato.

La sotto-modellazione all'interno dello stesso convoglio consente di fermare l'attenzione sull'analisi del comportamento dinamico di un singolo veicolo nel convoglio o, qualora si volessero affinare i risultati ottenuti da una precedente simulazione, porre l'attenzione solo sui carri maggiormente sollecitati longitudinalmente. Inoltre, la possibilità di considerare il moto "libero" degli assili rispetto al tracciato (e.g. la "rimonta" sulla rotaia) consente l'implementazione di algoritmi completi per il calcolo delle interazioni al contatto ruota-rotaia. Sfruttando proprio la modularità del codice *TrainDy* sarà possibile, con successivi sviluppi, avere un codice multibody, dedicato allo studio della dinamica di convogli ferroviari, in grado di valutare, con elevato grado di dettaglio, le complesse interazioni non lineari che nascono all'interazione ruota-rotaia e studiare il fenomeno del serpeggio che può presentarsi sia a basse che ad alte velocità ([40] e[41]).

Nei codici multibody general-purpose commerciali i tempi di calcolo possono diventare proibitivi per l'analisi dinamica di lunghi convogli ferroviari; in particolare, già per un convoglio merci di più di 7 vagoni (circa 100 m complessivi) i tempi di elaborazione diventano improponibili. Generalmente, in un codice multibody le equazioni della dinamica vengono risolte attraverso un sistema di equazioni algebrico-differenziali che, rispetto al minimo numero di coordinate generalizzate necessario per una completa analisi, è caratterizzato da una certa ridondanza di variabili ed equazioni. La ridondanza è la conseguenza della sistematicità nella formulazione delle equazioni del modello, ed è il prezzo che si deve pagare per il fatto che tale impostazione viene affidata a mezzi di calcolo automatico.

In *TrainDy* è stata introdotta una metodologia di calcolo in cui l'inserimento di un vincolo strutturale tra due corpi comporta la riduzione dei gradi di libertà del sistema nel suo complesso. Scrivendo allora solo le equazioni che riguardano gli effettivi gradi di libertà, si possono risolvere problemi di grandi dimensioni attraverso sistemi di equazioni differenziali relativamente compatti. La metodologia utilizzata è quella della *matrice di dipendenza* in uso nei codici agli elementi finiti [42]: l'imposizione di condizioni di vincolo determina la riorganizzazione e la riduzione della dimensione della matrice di rigidezza e del vettore dei carichi nodali della struttura. Nel contesto della simulazione dinamica di convogli ferroviari è stata estesa l'applicazione del metodo della *matrice di dipendenza* non solo ai problemi statici, ma anche a quelli dinamici del tipo:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F} \quad (3.27)$$

Conseguentemente, l'imposizione di un vincolo strutturale comporta la riorganizzazione non solo della matrice di rigidezza \mathbf{K} , ma anche della matrice di massa \mathbf{M} e smorzamento \mathbf{C} in modo del tutto analogo.

3.2 I modelli del sistema di frenatura del treno: il modulo *TrainPneu*

Nel seguito verranno presentati e sviluppati i modelli del sistema di frenatura del treno che consentono di calcolare la risposta dinamica del convoglio durante una manovra di frenatura/sfrenatura. Data l'importanza che riveste la frenatura nelle prestazioni del sistema treno e, in particolare, nelle problematiche legate alla regolamentazione di treni merci di futura generazione (par. 2.2), si è cercato di sviluppare nel dettaglio tutti i componenti che, con il loro funzionamento e le loro singolarità, influiscono sull'efficienza e sulle prestazioni complessive dell'impianto frenante del treno. Seguendo la logica di modularità del codice, i modelli sono stati implementati in un modulo a parte, *TrainPneu*, con cui poter valutare solamente la risposta pneumatica o, sfruttando l'interfacciamento con *TrainDy*, calcolare lo stato di sollecitazione lungo il treno originato da una manovra di frenatura.

Il modello completo del sistema di frenatura del treno permette di effettuare manovre transitorie, anche interrotte, di frenatura/sfrenatura e analizzare gli effetti sulla dinamica longitudinale della ripetizione del segnale di frenatura/sfrenatura lungo la condotta generale.

Lo sviluppo di un modello fluidodinamico della CG, in grado di valutare l'andamento del flusso in presenza di variazioni di sezione e conseguenti perdite di carico concentrate, permette di valutare la risposta pneumatica del sistema nel caso di ostruzioni o restringimenti. Questa funzionalità è un importante punto di forza del modello, che evidenzia la volontà di costruire modelli matematici il più possibile vicini alla realtà fisica, e quindi di semplice parametrizzazione e comprensione. L'approccio utilizzato trova eguale solo in un altro lavoro [43]: a questo proposito, è stato interessante verificare come, in maniera del tutto autonoma, si perviene a relazioni del tutto analoghe; diverso è invece l'approccio utilizzato in altri modelli di condotta generale trovati in letteratura, si veda [44], [45], [46]. Questi modelli non sono in grado di considerare variazioni di sezione lungo il condotto: le perdite di carico concentrate e i restringimenti introdotti dai semi-accoppiamenti dei veicoli vengono simulati attraverso lunghezze equivalenti; per treni molto lunghi la lunghezza complessiva può superare più di quattro volte quella reale [44]. È evidente che in questi modelli è necessario ricorrere a parametri equivalenti per simulare la carica e la scarica del sistema e la velocità di propagazione lungo la condotta generale.

Utilizzando il codice di simulazione commerciale *AMESim*® è stato sviluppato il modello fluidodinamico di un dispositivo di comando della condotta generale, costituito da un manipolatore e da un pannello freno tipo Eurotrol FS (par. 2.3.3.1). La possibilità di analizzare la risposta pneumatica nei vari componenti e volumi del dispositivo ha permesso di individuare i parametri caratteristici con i quali costruire il modello equivalente del rubinetto di comando da implementare in *TrainPneu*. Per la frenatura di servizio e la sfrenatura, inizialmente era stato pensato un modello equivalente in cui l'andamento di pressione in condotta generale venisse controllato in funzione dell'alzata delle valvole di alimentazione e scarico del pannello freno e della contropressione esterna (differente in carica e scarica del sistema) secondo quanto osservato nel modello fluidodinamico sviluppato in *AMESim* [37]. Accanto a questo modello equivalente, che cercava di replicare il principio di funzionamento osservato con la modellazione *AMESim*, è stato sviluppato un modello semplificato in cui l'andamento di pressione in condotta generale venisse controllato in funzione della contropressione esterna, posta pari alla pressione in camera pilota e di un orificio equivalente a sezione costante che simula il collegamento tra la CG e il rubinetto di comando. Questo modello, sicuramente più semplice di quello inizialmente proposto, è anche più efficiente dal punto di vista computazionale; tutti i risultati riportati nel corso del capitolo 4 e 5 sono stati ottenuti utilizzando il modello equivalente semplificato (par. 3.2.2).

La modellazione dell'impianto freno del treno si conclude col presentare il modello di emulazione del distributore; il distributore è sicuramente il componente più complesso nel sistema frenante del treno, costituito da una serie di volumi, fissi e variabili, e camere collegati da valvole e condotti con fori tarati. Poiché lo sviluppo di un modello fluidodinamico del distributore non è un obiettivo perseguibile, in quanto incompatibile con la realizzazione di un codice di simulazione che sia veloce computazionalmente, si è giocoforza optato per una modellazione equivalente del suo comportamento fluidodinamico. Come messo in evidenza dai risultati presentati nel capitolo 4 e 5, il modello implementato riesce comunque a simulare in maniera sicuramente soddisfacente la funzionalità del distributore all'interno dell'impianto freno del treno.

Il modello equivalente proposto è stato messo a punto grazie alle prove eseguite in balena, che hanno permesso di evidenziare gli aspetti più caratteristici da implementare per cogliere il reale funzionamento del distributore. Il modello del distributore, oltre al calcolo della pressione al cilindro freno, deve contemplare la simulazione dell'andamento di pressione in camera acceleratrice e nel serbatoio ausiliario.

3.2.1 Il modello fluidodinamico della condotta generale

Il modello fluidodinamico della condotta generale risolve le equazioni di continuità di massa, di bilancio della quantità di moto e di conservazione dell'energia considerando un condotto circolare a sezione variabile dal quale è possibile spillare o nel quale è possibile insufflare una portata massica \dot{m} . La quarta ed ultima equazione che permette la completa ed univoca risoluzione del problema è quella di stato dei gas perfetti.

Nel seguito si riportano le ipotesi di base del modello:

- L'approccio utilizzato per l'analisi del flusso nella condotta generale è di tipo euleriano (o del volume di controllo)
- Il modello considera un condotto a sezione variabile con un flusso quasi monodimensionale ed è in grado di simulare portate massiche uscenti o entranti ortogonali alla direzione principale di sviluppo del moto
- L'aria, che riempie la condotta generale, è considerata un gas perfetto e un fluido di tipo newtoniano.

In un approccio di tipo euleriano l'attenzione è posta su una determinata porzione di spazio attraversata dal fluido, detta volume di controllo VC , mentre la superficie che la racchiude prende il nome di superficie di controllo SC ; si veda Figura 3.14.

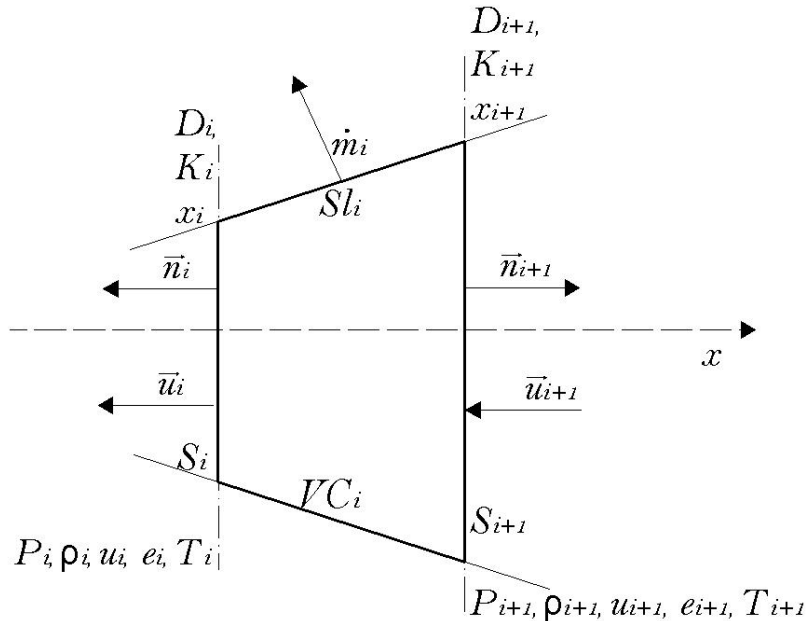


Figura 3.14 Grandezze caratteristiche del volume di controllo i -esimo

In questo tipo di approccio si determinano le proprietà del fluido che istantaneamente occupa tale volume; poiché, rispetto ad un approccio di tipo lagrangiano o di sistema, le particelle non vengono seguite individualmente nel tempo, non è possibile conoscere le proprietà della singola particella. Se però si conosce il campo di velocità $\vec{V}(x, y, z, t)$ possono essere tracciate le traiettorie attraverso tale campo e calcolare le proprietà di ciascuna particella. Nella maggior parte dei casi informazioni così dettagliate non sono, tuttavia, necessarie, per cui l'approccio euleriano risulta essere pienamente soddisfacente.

La condotta generale viene discretizzata attraverso una serie di nodi (di indice generico i) tra loro equispaziati; ognuno di questi nodi è caratterizzato da un diametro D e una perdita di carico concentrata K . Durante l'integrazione delle equazioni di continuità vengono calcolate in corrispondenza di ogni nodo le grandezze di sistema: pressione p , densità ρ , velocità u , energia e e temperatura T . Le sezioni estremali di ogni volume di controllo vengono fatte coincidere con due nodi consecutivi e al generico volume di controllo i vengono assegnate le grandezze di sistema del

nodo i -esimo; operando una discretizzazione sufficientemente fitta risulta valida l'ipotesi di considerare le grandezze costanti all'interno del volume di controllo.

Il modello proposto permette di localizzare sulla superficie laterale del volume di controllo una portata massica \dot{m} uscente o entrante; la presenza di una componente di massa laterale, così come avviene in corrispondenza delle sezioni estremali, determina un contributo nei termini "convettivi" delle equazioni di conservazione della quantità di massa e di energia. Tra le ipotesi del modello, si assume che il vettore rappresentativo della portata massica laterale sia ortogonale al flusso principale; pertanto il modello sviluppato rimane di fatto quasi-monodimensionale, non considerando i gradienti di densità, di velocità e di energia in direzione trasversale all'asse del condotto. A questo proposito, è importante far notare che nell'equazione di bilancio della quantità di moto in direzione assiale al condotto (lungo x) non entrano in gioco i termini forzanti legati alle portate massiche laterali.

Potendo inserire, in corrispondenza di ogni volume di controllo, serbatoi per spillare o insufflare aria, vengono simulate le connessioni che il distributore stabilisce con la condotta generale ed è possibile inserire più input di frenata o eventuali perdite lungo il convoglio. Il modello proposto permette anche di inserire lungo la CG variazioni di sezione e diversi coefficienti di perdita concentrata o distribuita: in questo modo possono essere simulati rallentamenti del flusso, dovuti a cambi di direzione, ai semiaccoppiamenti o alla presenza di ostruzioni localizzate.

Nel seguito vengono presentate e sviluppate le tre equazioni di conservazione utilizzate per il calcolo delle grandezze di sistema facendo riferimento al volume di controllo riportato in Figura 3.14. Dall'equazione di conservazione della quantità di massa si ricava la densità, da quella di bilancio della quantità di moto la velocità e dalla conservazione dell'energia si ricava la temperatura. Sotto l'ipotesi che l'aria contenuta in condotta generale sia un gas perfetto, è possibile ricavare la pressione a partire dalla densità e dalla temperatura utilizzando la legge dei gas perfetti.

3.2.1.1 Equazione di conservazione della quantità di massa

Si scrive l'equazione di conservazione della quantità di massa in forma integrale:

$$\iiint_{CV} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \iint_{CS} \rho(\vec{u} \cdot \vec{n}) dS = 0 \quad (3.28)$$

Il primo termine rappresenta il termine "locale" che tiene conto della variabilità della densità ρ nel tempo all'interno del volume di controllo CV , mentre il secondo termine è il termine "convettivo" che tiene conto del flusso della grandezza ρ attraverso il contorno del volume di controllo CS .

Applicando il processo d'iterazione l'integrale di volume viene trasformato in un integrale doppio e un integrale singolo lungo x , viene risolto l'integrale di superficie sulle sezioni estremali S_i e S_{i+1} e vengono isolati i termini lungo la superficie laterale Sl_i in corrispondenza di eventuali pozzi o sorgenti di flusso:

$$\int_{x_i}^{x_{i+1}} \left(\iint_S \frac{\partial \rho}{\partial t} dS \right) dx + (\bar{\rho}_i \bar{u}_i S_i - \bar{\rho}_{i+1} \bar{u}_{i+1} S_{i+1}) = - \iint_{Sl_i} \rho(\vec{u} \cdot \vec{n}) dS. \quad (3.29)$$

Le grandezze $\bar{\rho}$ e \bar{u} , e così tutte le altre grandezze contrassegnate in maniera analoga nel seguito, sono da intendersi grandezze medie sulla generica sezione.

Considerando anche per il primo termine della (3.29) il valor medio della densità sulla sezione e tenendo conto che la sezione non varia nel tempo, si può risolvere l'integrale di superficie portando all'esterno la derivata nel tempo:

$$\int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{\partial(\bar{\rho}S)}{\partial t} dx \quad (3.30)$$

Come già fatto per l'integrale di superficie sulle sezioni estremali di CS , risolvo l'integrale sulla superficie laterale: il termine $\bar{\rho}_i \bar{u}_i S_i$ viene particolareggiato per ogni sorgente o pozzo di flusso presente sulla superficie laterale del volume di controllo; dalla definizione di portata massica risulta

$\dot{m}_l = \bar{\rho}_l \bar{u}_l S_l$. Considerando i termini “convettivi” appena integrati come gli argomenti di integrali singoli definiti con estremi quelli dell’integrale (3.30), la (3.29) può essere riscritta come:

$$\int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{\partial(\bar{\rho}S)}{\partial t} dx + \int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}S)}{\partial x} dx = - \int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{\dot{m}_l}{dx} dx \quad (3.31)$$

La relazione di uguaglianza tra gli integrali della (3.31) deve essere valida anche tra i loro argomenti:

$$\frac{\partial(\bar{\rho}S)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}S)}{\partial x} = - \frac{\dot{m}_l}{dx} \quad (3.32)$$

S non varia del tempo e quindi può essere portato fuori dalla derivata del primo termine; per il teorema delle funzioni composte è possibile riscrivere la derivata in x come: $\frac{\partial\bar{\rho}}{\partial x} \bar{u}S + \frac{\partial(\bar{u}S)}{\partial x} \bar{\rho}$.

A questo punto, dividendo ambo i membri per S la (3.32) diventa:

$$\frac{\partial\bar{\rho}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial\bar{\rho}}{\partial x} + \frac{\bar{\rho}}{S} \frac{\partial(\bar{u}S)}{\partial x} = - \frac{\dot{m}_l}{S dx} \quad (3.33)$$

Passando alle differenze finite, considerando uno sviluppo di Taylor al secondo ordine e sostituendo ai termini $\bar{\rho}$, \bar{u} e \dot{m}_l i termini calcolati al passo precedente, è possibile calcolare la densità in corrispondenza del nodo i (ovvero la densità media nel volume di controllo i) esplicitando rispetto al tempo $\bar{\rho}$. Si ricorda che il termine dx corrisponde alla discretizzazione spaziale del modello e che ad S viene sostituito il valore in corrispondenza del nodo i .

3.2.1.2 Equazione di bilancio della quantità di moto

Facendo sempre riferimento al volume di controllo di Figura 3.14 si scrive l’equazione di bilancio della quantità di moto lungo x in forma integrale:

$$\iiint_{CV} \frac{\partial(\rho\vec{u})}{\partial t} dV + \iint_{CS} (\rho\vec{u})(\vec{u}\cdot\vec{n}) dS = F_x \quad (3.34)$$

In questo caso, i termini “convettivi” legati alla presenza di un ingresso o una uscita laterale di massa sono nulli, essendo questi ortogonali a x .

Seguendo lo stesso flusso operativo utilizzato per lo sviluppo dell’equazione di conservazione della quantità di massa e considerando le stesse ipotesi di lavoro, si trasformano i due termini integrali al primo membro dell’espressione (3.34) in due integrali singoli definiti tra gli estremi del volume di controllo:

$$\int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}S)}{\partial t} dx + \int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}\bar{u}S)}{\partial x} dx \quad (3.35)$$

Si accorpano i termini in un unico integrale e le due derivate parziali vengono riorganizzate utilizzando il teorema delle funzioni composte:

$$\int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{\partial(\bar{\rho}S)}{\partial t} \bar{u} + \frac{\partial\bar{u}}{\partial t} (\bar{\rho}S) + \frac{\partial\bar{u}}{\partial x} (\bar{\rho}\bar{u}S) + \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}S)}{\partial x} \bar{u} dx; \quad (3.36)$$

dall’equazione di conservazione della quantità di massa scritta nella forma (3.32), l’espressione (3.36) può essere riscritta in questo modo:

$$\int_{x_i}^{x_{i+1}} -\bar{u} \frac{\dot{m}_l}{dx} + \frac{\partial\bar{u}}{\partial t} (\bar{\rho}S) + \frac{\partial\bar{u}}{\partial x} (\bar{\rho}\bar{u}S) dx \quad (3.37)$$

A questo punto si sviluppa il termine forzante F_x tenendo presente che l’aria è considerata un fluido newtoniano. Le forze che agiscono sul volume di controllo i -esimo sono le forze di pressione alle estremità del volume di controllo e le forze di attrito viscoso lungo le pareti F_f :

$$F_x = (p_{i+1}S - p_i S) - F_f. \quad (3.38)$$

Il termine F_f può essere calcolato utilizzando la formula di Darcy-Weisbach, che fornisce la caduta di pressione tra due sezioni di un condotto in seguito alle perdite di carico concentrate e distribuite

ivi presenti: $F_f = \Delta p \cdot S$, dove $\Delta p = K \frac{\bar{\rho} \bar{u}^2}{2} + \frac{fL}{D} \frac{\bar{\rho} \bar{u}^2}{2}$. (3.39)

Il parametro K è il coefficiente di perdita di carico concentrata e si può desumere da apposite tabelle reperibili in letteratura, f è il fattore d'attrito che per numeri di Reynolds $Re > 2100$ è determinato usando la seguente formulazione esplicita della relazione di Colebrook¹⁷ (generalmente usata per rappresentare analiticamente la parte turbolenta del diagramma di Moody):

$$\left\{ \begin{array}{l} f = \left[A - \frac{(B-A)^2}{C - 2 \cdot B + A} \right]^{-2} \\ \text{con} \\ A = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{12}{Re} \right); B = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51 \cdot A}{Re} \right); C = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51 \cdot B}{Re} \right) \end{array} \right. , \quad (3.40)$$

mentre per $Re \leq 2100$ è pari a $f = \frac{Re}{64}$, L corrisponde alla lunghezza del volume di controllo, D è il diametro del condotto, tutte le altre grandezze sono calcolate in corrispondenza del nodo i al tempo precedente.

È importante far notare che il termine F_f è sempre opposto alla direzione del flusso: il segno $-$ della relazione (3.38) in realtà ha il significato di $-\text{sgn}(\bar{u})$.

Tenendo conto delle considerazioni e delle trasformazioni riportate nel seguito:

- il termine (3.39) può essere riscritto come: $\Delta p = \frac{1}{D} (KD + f dx) \frac{\bar{\rho} \bar{u}^2}{2}$, in cui è stato sostituito a L l'incremento dx ;
 - seguendo la convenzione introdotta nel par. 3.2.1.1 risolvendo l'integrale di superficie sulle sezioni estremali S_i e S_{i+1} nella (3.28), la derivata della generica grandezza z è pari a: $\frac{\partial z}{\partial x} = \frac{z_i - z_{i+1}}{dx}$, per cui il termine $\frac{(p_{i+1} - p_i)}{dx} = -\frac{\partial p}{\partial x}$;
 - esplicitando il termine F_f nella (3.38)
 - considerando il termine F_x come l'argomento di un integrale singolo definito
- si ottiene:

$$\int_{x_i}^{x_{i+1}} -\frac{\partial p}{\partial x} S - \frac{1}{D} \left(\frac{KD}{dx} + f \right) \frac{\bar{\rho} \bar{u}^2}{2} S \, dx. \quad (3.41)$$

Si riscrive l'equazione di conservazione della quantità di moto lungo x (3.34) imponendo l'uguaglianza tra gli argomenti dei due integrali definiti (3.37) e (3.41):

$$-\bar{u} \frac{\dot{m}_l}{dx} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} \bar{\rho} S + \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} (\bar{\rho} \bar{u} S) = -\frac{\partial p}{\partial x} S + \frac{1}{D} \rho \tau S, \quad (3.42)$$

dove si è posto $\tau = -\text{sgn}(\bar{u}) \left(\frac{KD}{dx} + f \right) \frac{\bar{u}^2}{2}$.

Dividendo l'espressione (3.42) per $\bar{\rho} S$ e riordinando i termini si ottiene:

¹⁷ Formula di Colebrook: $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \bar{u} + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{\bar{\rho}} = + \frac{\tau}{D} + \frac{\bar{u}}{\bar{\rho} S} \frac{\dot{m}_l}{dx} \quad (3.43)$$

Passando alle differenze finite, considerando uno sviluppo di Taylor al secondo ordine e sostituendo ai termini $\bar{\rho}$, \bar{u} , p e \dot{m}_l i termini calcolati al passo precedente, è possibile calcolare la velocità in corrispondenza del nodo i (ovvero la velocità media nel volume di controllo i) esplicitando rispetto al tempo \bar{u} ; si ricorda che ad S e D vengono sostituiti i valori in corrispondenza del nodo i .

3.2.1.3 Equazione di conservazione dell'energia

L'equazione in forma integrale si scrive:

$$\iiint_{CV} \frac{\partial (e\rho)}{\partial t} dV + \iint_{CS} (e\rho)(\bar{u} \cdot \bar{n}) dS = \frac{dE}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} \quad (3.44)$$

dove:

- e è l'energia totale per unità di massa: $e = e_{interna} + e_{cinetica} + e_{potenziale}$; trascurando il termine potenziale gz (essendo le variazioni di quota limitate) e risultando $e_{interna} = c_v T$ e $e_{cinetica} = \frac{u^2}{2}$ per un gas perfetto, l'energia totale specifica è pari a:

$$e = c_v T + \frac{u^2}{2} \quad (3.45)$$

- $\frac{dQ}{dt}$ è la potenza termica scambiata attraverso la superficie radiante del volume di controllo S_{sc} :

$$\frac{dQ}{dt} = TT \cdot S_{sc} = H \Delta T \cdot S_{sc} \quad (3.46)$$

dove $\Delta T = T_i - T_{ext}$ (T_i è la temperatura interna al tubo e T_{ext} è la temperatura dell'ambiente esterno), $S_{sc} = \pi D \cdot dx$ e H (coefficiente globale di scambio termico) è pari $\frac{\lambda}{s}$ (λ è la conducibilità termica e s lo spessore del tubo). Nel calcolo del flusso termico si considera solamente la quota parte di scambio termico per conduzione attraverso il tubo.

- $\frac{dW}{dt}$ è la potenza spesa dalle forze del sistema sull'esterno; le forze del sistema sono quelle dovute alle pressioni agenti sulla superficie del volume di controllo, per cui risulta:

$$\frac{dW}{dt} = \iint_{CS} p(\bar{u} \cdot \bar{n}) dS \quad (3.47)$$

Il termine p nella (3.47) comprende le pressioni agenti sulle sezioni estremali del CV e sulla superficie laterale in corrispondenza di pozzi o sorgenti di flusso e il termine di pressione dovuto alle perdite di carico.

È possibile risolvere l'integrale doppio della (3.47) separando i 3 contributi:

1. contributo sulle sezioni estremali

$$\iint_{CS_{ext}} p(\bar{u} \cdot \bar{n}) dS = p_i \bar{u}_i S_i - p_{i+1} \bar{u}_{i+1} S_{i+1} \quad (3.48)$$

2. contributo sulla superficie laterale

$$\iint_{CS_l} p(\bar{u} \cdot \bar{n}) dS = (puS)_i \quad (3.49)$$

3. contributo dovuto alle perdite di carico

la caduta di pressione indotta dalla presenza delle perdite di carico si considera applicata tra le sezioni estremali del volume di controllo:

$$\iint_{CS_{ext}} \Delta p (\bar{u} \cdot \bar{n}) dS = \left(\frac{\bar{\rho} dx}{D} \tau \right) \bar{u} S, \quad (3.50)$$

ricordando che $\Delta p = K \frac{\bar{\rho} \bar{u}^2}{2} + \frac{fL}{D} \frac{\bar{\rho} \bar{u}^2}{2}$ e $\tau = -\text{sgn}(\bar{u}) \left(\frac{KD}{dx} + f \right) \frac{\bar{u}^2}{2}$.

$$\text{Complessivamente risulta: } \frac{dW}{dt} = (p_i \bar{u}_i S_i - p_{i+1} \bar{u}_{i+1} S_{i+1}) + (puS)_i + \left(\frac{\bar{\rho} dx}{D} \tau \right) \bar{u} S \quad (3.51)$$

Si prende ora in considerazione il membro a sinistra dell'uguale nell'espressione (3.44):

$$\iiint_{CV} \frac{\partial(e\rho)}{\partial t} dV + \iint_{CS} (e\rho)(\bar{u} \cdot \bar{n}) dS. \quad (3.52)$$

Seguendo quanto già fatto per l'equazione di continuità della quantità di massa, si applica il processo d'iterazione al termine "locale" e si divide il termine "convettivo" in un contributo dovuto alle superfici estremali e alla superficie laterale e si riducono gli integrali ottenuti in integrali singoli definiti con estremi x_i e x_{i+1} :

$$\int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{\partial(\bar{e} \bar{\rho} S)}{\partial t} dx + \int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{\partial(\bar{e} \bar{\rho} \bar{u} S)}{\partial x} dx + \int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{(\bar{e} \dot{m})_l}{dx} dx; \quad (3.53)$$

si ricorda che l'ultimo termine è presente solo nel caso di pozzi o sorgenti di flusso ($\dot{m}_l \neq 0$).

Volendo esprimere il termine $\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt}$ come l'argomento di un integrale singolo definito con

$$\text{estremi } x_i \text{ e } x_{i+1} \text{ si ottiene: } \int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} dx = \int_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{TT \cdot S_{sc}}{dx} - \left(\frac{\partial(\bar{p} \bar{u} S)}{\partial x} + \frac{(puS)_i}{dx} + \frac{\bar{p}}{D} \tau \bar{u} S \right) dx. \quad (3.54)$$

Dividendo e moltiplicando per ρ_i il termine $\frac{(puS)_i}{dx}$ nella (3.54) e considerando $\dot{m}_l = \bar{\rho}_l \bar{u}_l S_l$ il

termine diventa $\left(\frac{p}{\rho} \right)_i \frac{\dot{m}_l}{dx}$.

Imponendo l'uguaglianza tra gli argomenti degli integrali singoli delle (3.53) e (3.54), la conservazione della quantità di energia diventa:

$$\frac{\partial(\bar{e} \bar{\rho} S)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{e} \bar{\rho} \bar{u} S)}{\partial x} + \frac{(\bar{e} \dot{m})_l}{dx} = \frac{TT \cdot S_{sc}}{dx} - \left(\frac{\partial(\bar{p} \bar{u} S)}{\partial x} + \left(\frac{p}{\rho} \right)_i \frac{\dot{m}_l}{dx} + \frac{\bar{p}}{D} \tau \bar{u} S \right), \quad (3.55)$$

applicando il teorema della funzione composta alle derivate del primo membro e ridistribuendo i vari termini si ottiene:

$$\frac{\partial \bar{e}}{\partial t} \bar{\rho} S + \frac{\partial(\bar{\rho} S)}{\partial t} \bar{e} + \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u} S)}{\partial x} \bar{e} + \frac{\partial \bar{e}}{\partial x} \bar{\rho} \bar{u} S + \frac{\partial(\bar{p} \bar{u} S)}{\partial x} = \frac{TT \cdot S_{sc}}{dx} - \frac{\dot{m}_l}{dx} \left(\bar{e} + \frac{p}{\rho} \right)_i - \frac{\bar{p}}{D} \tau \bar{u} S. \quad (3.56)$$

Dall'equazione di continuità della quantità di massa scritta nella forma (3.32) risulta:

$$\frac{\partial(\bar{\rho} S)}{\partial t} \bar{e} + \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u} S)}{\partial x} \bar{e} = -\frac{\dot{m}_l}{dx} \bar{e}, \quad (3.57)$$

sostituendo questa espressione nella (3.56) e dividendo ambo i membri per $\bar{\rho} S$, la (3.56) diventa:

$$\frac{\partial \bar{e}}{\partial t} - \frac{\dot{m}_l}{dx} \cdot \frac{\bar{e}}{\bar{\rho} S} + \frac{\partial \bar{e}}{\partial x} \bar{u} + \frac{1}{\bar{\rho} S} \cdot \frac{\partial(\bar{p} \bar{u} S)}{\partial x} = \frac{1}{\bar{\rho} S} \cdot \frac{TT \cdot S_{sc}}{dx} - \frac{1}{\bar{\rho} S} \cdot \frac{\dot{m}_l}{dx} \left(\bar{e} + \frac{p}{\rho} \right)_i - \frac{\tau \bar{u}}{D}. \quad (3.58)$$

Dividendo e moltiplicando per $\bar{\rho}$ il numeratore di $\frac{\partial(\bar{p}\bar{u}S)}{\partial x}$, utilizzando la legge dei gas perfetti ($\frac{\bar{p}}{\bar{\rho}} = rT$) e applicando il teorema della funzione composta risulta:

$$\frac{\partial(\frac{\bar{p}}{\bar{\rho}}\bar{\rho}\bar{u}S)}{\partial x} = r\bar{\rho}\bar{u}S \frac{\partial T}{\partial x} + rT \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}S)}{\partial x}. \quad (3.59)$$

Ricordando che $S_{sc} = \pi D \cdot dx$ e $S = \frac{\pi D^2}{4}$, il termine $\frac{1}{\bar{\rho}S} \cdot \frac{TT \cdot S_{sc}}{dx}$ diventa $\frac{4 \cdot TT}{\bar{\rho}D}$; dall'espressione di

$$e = c_v T + \frac{u^2}{2}, \quad \frac{p}{\rho} = rT \text{ e dalla relazione } c_p = c_v + r, \text{ il termine } \left(\bar{e} + \frac{p}{\rho} \right)_i \text{ diventa } \left(c_p T + \frac{u^2}{2} \right)_i.$$

Sostituendo queste nuove espressioni nella (3.58) e riorganizzando ulteriormente i vari termini:

$$\frac{\partial \bar{e}}{\partial t} + \left(\frac{\partial \bar{e}}{\partial x} + r \frac{\partial T}{\partial x} \right) \bar{u} + \frac{rT}{\bar{\rho}S} \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}S)}{\partial x} = \frac{4TT}{\bar{\rho}D} - \frac{1}{\bar{\rho}S} \cdot \frac{\dot{m}_i}{dx_i} \left(\left(c_p T + \frac{u^2}{2} \right)_i - \bar{e} \right) - \frac{\tau \bar{u}}{D} \quad (3.60)$$

Passando alle differenze finite, considerando uno sviluppo di Taylor al secondo ordine e sostituendo ai termini $\bar{\rho}$, \bar{u} , \bar{p} , T e \dot{m}_i i termini calcolati al passo precedente, è possibile calcolare l'energia in corrispondenza del nodo i (ovvero l'energia media nel volume di controllo i) esplicitando rispetto al tempo \bar{e} . Attraverso la (3.45), conoscendo il valore dell'energia, è possibile ottenere la temperatura T ; si ricorda che nella (3.60) ad S e D vengono sostituite le grandezze in corrispondenza del nodo i .

3.2.1.4 Assegnazione delle condizioni al contorno e degli input per il modello

Con il set di equazioni ottenute sviluppando le equazioni di conservazione è possibile determinare la pressione all'interno di un generico condotto a sezione variabile, per consentirne l'effettiva integrazione è necessario imporre le opportune condizioni al contorno.

Nel caso di un rubinetto di comando posto in testa o in coda al treno si impone la velocità di efflusso dell'aria in corrispondenza del dispositivo, funzione del layout del treno e della caratteristica del rubinetto di comando; ovviamente, qualora non ci fossero rubinetti in testa e in coda come condizione al contorno si impone velocità nulla. Qualora invece il rubinetto sia disposto lungo il treno, così come accade anche per la simulazione delle camere acceleratrici o dei serbatoi ausiliari, sarà necessario fornire al modello di condotta generale la portata massica entrante o uscente dal dispositivo.

Chiaramente, essendo il moto del fluido tutt'altro che monodimensionale in corrispondenza della portata massica laterale, sarà necessario "tarare" il diametro dell'orifizio laterale al fine di avere un buon accordo tra i risultati del modello numerico e quelli sperimentali. Di fatto, questo è il prezzo da pagare per l'utilizzo di un modello monodimensionale a simulazione del riempimento e/o svuotamento della condotta generale; tale taratura è comunque abbondantemente controbilanciata dalla diminuzione del tempo di calcolo: la simulazione risulta praticamente in tempo reale per una condotta generale di 600 m di lunghezza.

3.2.2 Il modello equivalente del dispositivo di comando della condotta generale

Nel presentare il modello e i parametri caratteristici del dispositivo di comando della CG verrà analizzato il suo funzionamento prima durante una manovra di frenatura e poi di sfrenatura. Il modello proposto è stato sviluppato a partire dai dati sperimentali ottenuti in balena, utilizzando un particolare dispositivo di comando della condotta generale, e dai risultati numerici ottenuti dal relativo modello fluidodinamico generato in ambiente AMESim (par. 2.3.3.1). È evidente quindi che alcuni parametri caratteristici sono legati al tipo di rubinetto di comando; questo però non deve

essere visto come una limitazione, in quanto sarà sempre possibile attualizzare i parametri per un dato tipo di dispositivo creando una diversa subroutine da implementare all'interno del codice.

Bisogna comunque far notare che le specifiche funzionali con cui vengono progettati i diversi dispositivi di controllo della condotta generale seguono lo standard UIC [N7]; questo garantisce che, a parità di layout del treno e di manovra, due diversi tipi di dispositivi di comando dovranno comunque fornire risultati analoghi sull'andamento di pressione in condotta generale. In particolare, lo standard UIC impone specifiche funzionali abbastanza restrittive per la manovra di frenatura, sia in rapida che in una frenatura di servizio, mentre la caratteristica in carica risulta essere meno vincolata: questo giustifica la presenza di particolari funzioni di accelerazione della sfrenatura peculiari per il tipo di dispositivo.

3.2.2.1 La frenatura

In frenatura bisogna distinguere il caso di una frenatura rapida e di una frenatura di servizio.

3.2.2.1.1 Rapida

Come messo in evidenza nel par. 2.3.3.1, in rapida il pannello freno non interviene e la condotta generale viene scaricata direttamente dal manipolatore attraverso un foro di diametro costante che mette in comunicazione diretta la CG con l'atmosfera. In questo caso, il rubinetto di comando può essere simulato banalmente attraverso il modello di un *ugello*, caratterizzato da un diametro equivalente S_{rp} (costante durante la manovra) e da un coefficiente di efflusso C_q . Una volta inserito il layout del treno, è possibile identificare il diametro e il coefficiente di efflusso dell'ugello analizzando gli andamenti sperimentali di pressione in condotta generale ottenuti durante una frenatura rapida. La possibilità di caratterizzare in balena o sfruttando prove in linea diversi dispositivi di controllo della CG permette di generare un database di rubinetti di comando interno al codice.

Conoscendo i dati caratteristici del dispositivo di comando e le pressioni a monte P_u e a valle P_d dell'ugello (secondo la direzione del flusso) viene calcolata la portata massica in transito attraverso l'ugello utilizzando la nota relazione riportata in [47]:

$$\dot{m} = C_q \cdot S_{rp} \cdot C_m \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}}, \quad (3.61)$$

dove il coefficiente di regime di flusso C_m è fornito dalla relazione:

$$C_m = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{r(\gamma-1)}} \sqrt{(P_r)^{2/\gamma} - (P_r)^{\gamma+1/\gamma}} & \text{(regime sub-sonico)} \\ \sqrt{\frac{\gamma}{r} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} & \text{(regime sonico);} \end{cases} \quad (3.62)$$

in cui $P_r = P_d/P_u$, T_u è la temperatura del flusso a monte dell'ugello, r è la costante dei gas e γ è il rapporto tra i calori specifici a pressione e volume costante (per l'aria vale 1.4).

La pressione a monte dell'ugello corrisponde alla pressione di condotta generale in prossimità del rubinetto di comando mentre la pressione a valle è quella dell'ambiente esterno, in questo caso identicamente pari alla pressione atmosferica.

In input al codice è possibile scegliere un C_q costante o variabile seguendo la legge di Perry:

$$C_q = 0.8414 - 0.1002 \cdot P_r + 0.8415 \cdot (P_r)^2 - 3.9 \cdot (P_r)^3 + 4.6001 \cdot (P_r)^4 - 1.6827 \cdot (P_r)^5 \quad (3.63)$$

Dalla portata massica uscente dall'ugello si può risalire alla velocità d'efflusso; a seconda della posizione del rubinetto di comando lungo la condotta generale vengono impostate le opportune condizioni al contorno per il modello fluidodinamico della CG. In particolare, nel caso in cui il

dispositivo è all'estremità della condotta generale (e.g. nel caso di una valvola EOT) viene imposta come condizione al contorno la velocità d'efflusso attraverso l'ugello, mentre nel caso in cui il rubinetto di comando si trova lungo la condotta è necessario fornire la portata massica uscente dall'ugello.

Risolvendo il modello di condotta generale con le opportune condizioni al contorno o input imposti dal dispositivo di comando è possibile simulare gli andamenti di pressione durante una manovra di frenatura rapida; la presenza di più rubinetti di comando, anche con differenti caratteristiche, comporta semplicemente l'introduzione di più condizioni al contorno o input in corrispondenza della posizione assunta dai dispositivi lungo la condotta del freno.

3.2.2.1.2 Servizio

In questo caso la condotta generale viene controllata dagli equilibri che si stabiliscono nel relè del pannello freno in funzione della pressione in condotta generale e in camera pilota; il modello proposto sfrutta le stesse equazioni introdotte nel precedente paragrafo e le stesse considerazioni fatte a fine paragrafo. La differenza sostanziale tra i due modelli è nella pressione dell'ambiente esterno P_d utilizzata per il calcolo del flusso attraverso l'ugello equivalente. Per una frenatura di servizio, in base a quanto visto nel par. 2.3.3.1, la pressione viene imposta identicamente pari alla pressione presente in camera pilota della valvola relè. Riproducendo l'andamento di pressione in camera pilota (P_d) e conoscendo il valore di pressione in condotta generale in prossimità del rubinetto di comando (P_u), attraverso la relazione (3.61) viene calcolata la portata massica in transito nell'ugello. I parametri caratteristici da fornire in input al modello saranno quindi la legge di variazione della pressione in camera pilota, particolare per ogni dispositivo di comando, il diametro S_{srv} e il coefficiente d'efflusso C_q dell'orifizio equivalente con cui viene simulata la comunicazione tra il dispositivo di comando e la condotta generale. Per definire compiutamente l'andamento della contropressione esterna da fornire all'ugello è necessario introdurre in input i due gradienti di discesa della pressione: il primo per pressioni maggiori o uguali a 4.5 bar e il secondo sino a raggiungere la pressione di target della manovra; per i dettagli si veda il par. 2.3.3.1.

3.2.2.2 La sfrenatura

In sfrenatura l'andamento della pressione in condotta generale viene sempre controllato dagli equilibri che si stabiliscono nel relè del pannello freno al variare della pressione in camera pilota e in condotta generale.

Per simulare una manovra di sfrenatura valgono le stesse considerazioni fatte per una frenatura di servizio; in questo caso però l'andamento di pressione in camera pilota, e quindi la P_u ¹⁸ nella relazione (3.61), è funzione del tempo e della pressione in condotta generale. In generale l'ugello utilizzato per simulare una manovra di sfrenatura sarà caratterizzato da un diametro equivalente S_{srv} e un coefficiente d'efflusso C_q diversi da quelli utilizzati per la frenatura di servizio.

Per definire compiutamente l'andamento della pressione P_u è necessario fornire in input il gradiente caratteristico di salita di pressione e i parametri della funzione "turbo proporzionale" secondo quanto riportato nel par. 2.3.3.1. In particolare, per la funzione di "turbo proporzionale" bisognerà introdurre i valori caratteristici di pressione in CG e in camera pilota da monitorare per controllare e sapere se attivare o meno la funzione di accelerazione di sfrenatura. Per simulare la sfrenatura accelerata è necessario fornire la sovra-pressione per calcolare la pressione a cui deve portarsi la camera pilota e il successivo gradiente di smaltimento.

¹⁸ Trattandosi di una manovra di sfrenatura, il flusso nell'ugello sarà inverso a quello di una frenatura: questo comporta che la contropressione dell'ambiente esterno è la pressione a monte dell'ugello rispetto alla direzione del flusso.

3.2.3 Il modello di emulazione del distributore

Il modello già presentato in [48] è stato ampliato e notevolmente migliorato per consentire di simulare con maggiore accuratezza una successione di manovre di frenatura/sfrenatura. Alla base del modello di emulazione del distributore c'è il concetto di *funzione di trasferimento* e *curva limite*.

Attraverso la *funzione di trasferimento* viene convertito il segnale di pressione della condotta generale in una pressione di frenatura al cilindro freno secondo un rapporto di proporzionalità inversa, funzione delle sezioni dei piattelli motore ed equilibratore del distributore (par. 1.3.2.2.2). Nel modello proposto, per non perdere di generalità, la funzione di trasferimento viene definita a partire da un numero qualsivoglia di punti uniti tra loro da tratti rettilinei: questo permette di generare la funzione di trasferimento come una spezzata contraddistinta da punti caratteristici definiti dall'utente.

In Figura 3.15 si riporta un esempio di una *funzione di trasferimento* definita a partire da 2 punti caratteristici: il punto (pCG2, pCF2) si ottiene conoscendo il valore di pressione in condotta generale al di sotto del quale un'ulteriore diminuzione di pressione non provoca conseguenti variazioni nel cilindro freno (ovvero è stato raggiunto il valore di pressione massima al cilindro freno pCF2), mentre il punto (pCG1, pCF1) impone il rapporto di proporzionalità tra il ΔP in condotta generale e la pressione al cilindro freno.

In funzione della richiesta di frenatura/sfrenatura del macchinista, la *funzione di trasferimento* permette di calcolare il valore di pressione atteso ai cilindri freno; la curva può essere percorsa in entrambi i versi e quindi fornire il valore atteso sia in frenatura che in sfrenatura o in una manovra transitoria frenatura/sfrenatura.

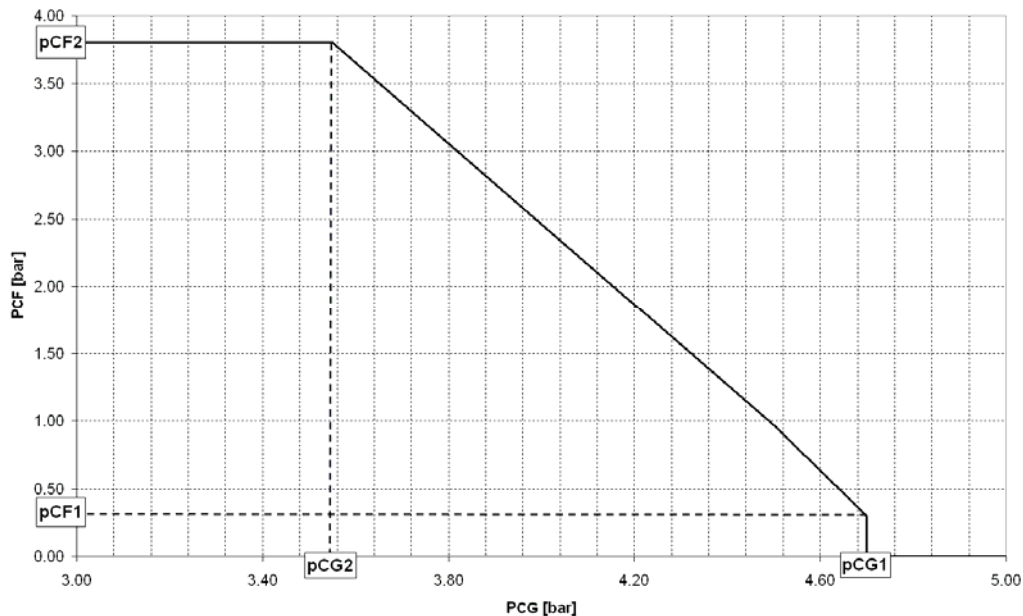


Figura 3.15 Esempio di *funzione di trasferimento*

In realtà, per tener conto degli attriti presenti nel distributore, che non permettono di ripercorrere in senso opposto la curva utilizzata in frenatura, è possibile definire una funzione di trasferimento particolareggiata per la sfrenatura diversa da quella di frenatura.

La Figura 3.16 riporta un esempio di *funzione di trasferimento* utilizzata per la sfrenatura, in cui è possibile notare la comparsa di un tratto orizzontale tra pCG1 e pCG2 e un valore maggiore del punto pCG3 rispetto al punto pCG2 di Figura 3.15; in questo caso pCG3 fornisce il valore di pressione in condotta generale a cui ha inizio la sfrenatura. Il tratto orizzontale è stato inserito per simulare una particolare funzionalità del distributore WU, la funzione di "temporizzazione": raggiunta la pressione pCF2, si mantiene tale valore sino a che la pressione in condotta generale non ha raggiunto pCG1.

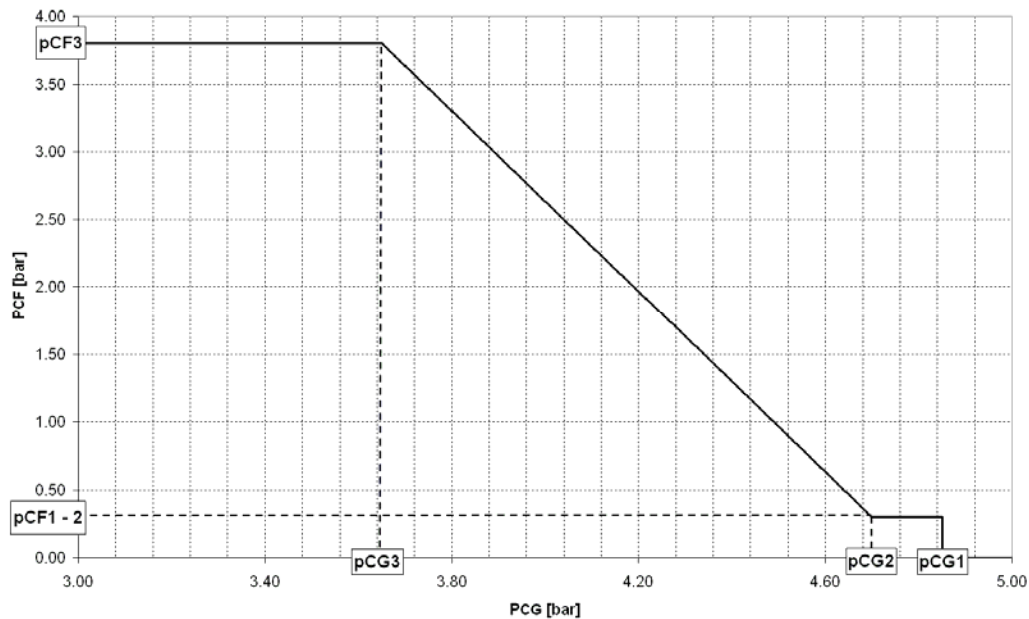


Figura 3.16 Esempio di *funzione di trasferimento* utilizzata in sfrenatura per simulare la “temporizzazione” del distributore tipo WU

Come già messo in evidenza nel capitolo 1, per ragioni di sicurezza i tempi di carica e scarica del cilindro freno vengono controllati secondo normativa: un aumento troppo rapido della pressione nei cilindri freno dei vagoni in testa al treno, rispetto a quelli di coda, provocherebbe un notevole incremento delle forze di compressione ai respingenti; ciò può portare al deragliamento e, comunque, limita i margini di sicurezza in marcia del convoglio. Ne consegue che la pressione ai cilindri freno deve essere controllata nel tempo e non dipendere solamente dal valore di pressione in condotta generale.

Attraverso il rubinetto di commutazione “Merci-Viaggiatori” viene selezionato il regime di frenatura e vengono quindi fissati i tempi limite di frenatura e sfrenatura (par. 1.2.4). In testa al treno, ove la caduta di pressione in condotta generale è elevata, la salita di pressione al cilindro freno verrà limitata dal dispositivo “Merci-Viaggiatori”, mentre in coda al treno, in cui la caduta di pressione è contenuta, il valore attuale della pressione al cilindro freno è legato al valore di pressione in CG e quindi controllato dall’equilibrio che si stabilisce nella pila centrale del distributore.

Nel modello di emulazione del distributore, i tempi limiti in carica e scarica del cilindro freno vengono definiti attraverso il concetto di *curva limite*. La *curva limite*, come per la *funzione di trasferimento*, è definita direttamente dall’utente: la *curva limite* in frenatura viene caratterizzata con il tempo per raggiungere il 95% della pressione massima e il tempo per raggiungere la pressione massima, mentre in sfrenatura si deve inserire il tempo per raggiungere il 110% della pressione minima e il tempo per raggiungere la pressione minima. A partire da questi dati viene assegnato un andamento parabolico alla *curva limite* tenendo conto di un terzo punto: in frenatura la *curva limite* ha inizio al termine della funzione “primo tempo”, mentre in sfrenatura si considera che al tempo zero la pressione sia pari a quella massima. La Figura 3.17 mostra un esempio di *curva limite* di frenatura e di sfrenatura in regime viaggiatori (“V”).

È importante far notare che in frenatura i controlli imposti dalla *funzione di trasferimento* e dalla *curva limite* si attivano al termine della funzione di “primo tempo” del distributore: è quindi necessario spiegare in che modo viene definita la salita di pressione al cilindro freno sino ad arrivare al “primo tempo” di frenatura.

Quando in prossimità del distributore la pressione in condotta generale ha raggiunto il valore P_{actv} ¹⁹ il distributore viene attivato e si ha un repentino aumento della pressione nel cilindro freno a causa

¹⁹ pressione di attivazione, da definire come dato in input dall’utente.

della presenza di resistenze passive (e.g. l'attrito di primo distacco della guarnizione e la molla antagonista del pistone) che non permettono di far scorrere il pistone nel cilindro (trasformazione quasi isocora).

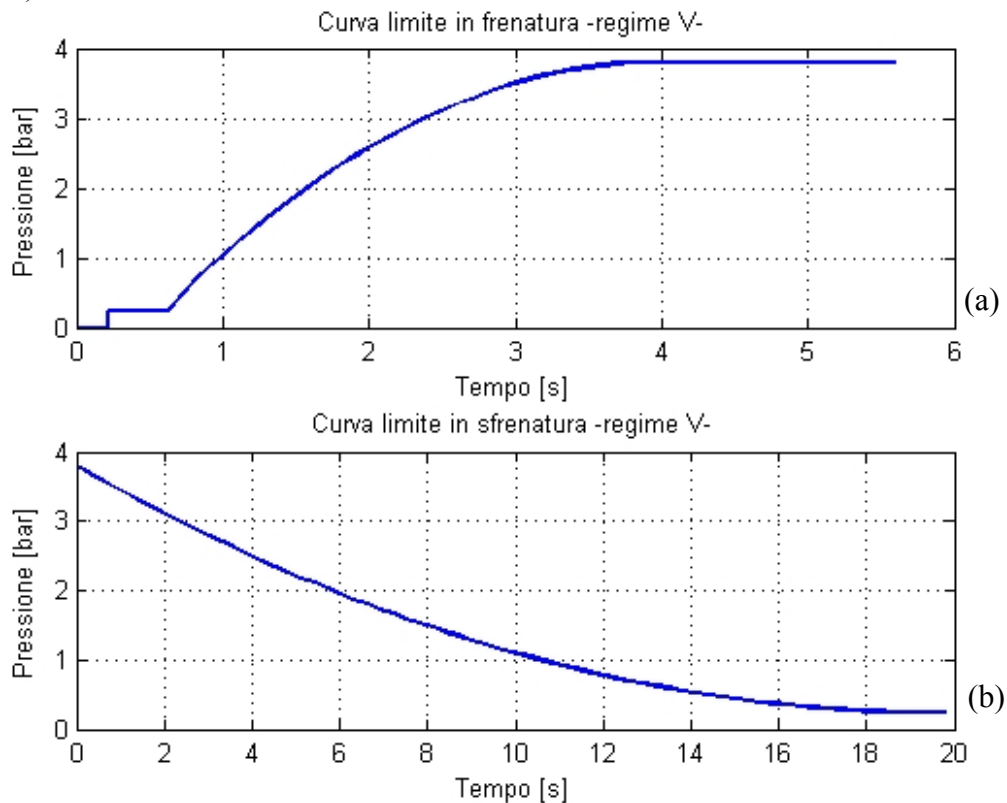


Figura 3.17 Esempi di *curve limite* per il regime V: (a) frenatura; (b) sfrenatura

Appena la pressione raggiunge un valore sufficiente a compensare tutte le resistenze passive, comprese quelle della timoneria, il pistone scorre finché i ceppi non vanno a battuta sulla ruota (fase di “accostamento ceppi”); durante questa fase, la trasformazione è pressoché isobara. La durata dell'accostamento ceppi (detta anche “tempo morto”), come evidenziato anche dagli andamenti di pressione al CF ottenuti durante la fase di sperimentazione in balena (par. 2.3.2), è funzione della posizione del distributore nel convoglio e del volume del cilindro freno (i.e. diametro e corsa). Al termine di questa fase, i ceppi sono ormai applicati alla ruota e la pressione può risalire in maniera indipendente dal regime di frenatura e dalla posizione del distributore nel convoglio portando a termine il “primo tempo” di frenatura. Nel codice si introduce un primo valore di frenatura (che si mantiene per tutta la fase di accostamento ceppi) un tempo morto minimo (che dipende dal volume del cilindro freno) e un valore di pressione in CG al di sopra del quale la fase di “accostamento ceppi” non è ancora conclusa. Completata la fase di “accostamento ceppi” la pressione al cilindro freno aumenta con un gradiente imposto fino a raggiungere la pressione di “primo tempo”, da questo momento in poi il valore attuale di pressione al cilindro freno è controllato dalla pressione in condotta generale, attraverso la *funzione di trasferimento*, e dai tempi limiti imposti dalla normativa, attraverso la *curva limite*.

Operativamente, il valore attuale di pressione da assegnare al cilindro freno è quello minimo o rispettivamente massimo tra quelli forniti dalla *curva limite* e dalla *funzione di trasferimento* in frenatura o rispettivamente sfrenatura.

Il modello implementato consente di definire, per ogni veicolo del convoglio, un differente tipo di distributore, caratterizzato da una propria *funzione di trasferimento* (frenatura/sfrenatura) e una propria *curva limite* (frenatura/sfrenatura).

Come messo in evidenza nel par. 1.3.2.2.3, la pressione al cilindro freno viene controllata in funzione del carico presente sul veicolo attraverso dispositivi vuoto/carico o dispositivi

autocontinui. Nel codice *TrainDy* è possibile trovare vagoni equipaggiati con dispositivi vuoto/carico e autocontinui pneumatici o meccanici. Nel caso in cui il dispositivo di variabilità è di tipo meccanico si agisce direttamente sul rapporto di timoneria senza nessun intervento sul distributore, che continua ad erogare la pressione massima. Quando invece il dispositivo è di tipo pneumatico viene limitata la pressione massima al cilindro freno. Per i dispositivi vuoto/carico si definisce un peso di inversione al di sotto del quale la pressione massima viene, di solito, dimezzata, mentre per i dispositivi autocontinui la pressione massima è variabile in modo da avere sempre il 100% di peso frenato al variare del carico. È importante far notare che pur diminuendo l'entità dell'azione frenante i tempi limiti in carica e scarica del cilindro freno non devono cambiare. Nel codice è possibile rendere operativi gli effetti del dispositivo di pesatura solo al di sopra di una determinata pressione: questo consente di simulare un dispositivo vuoto/carico o autocontinuo di tipo differenziale in cui non interviene la limitazione di pressione per basse pressioni al cilindro freno.

Andando a modificare i punti caratteristici delle *funzioni di trasferimento* e delle *curve limiti* è possibile anche simulare eventuali malfunzionamenti operativi del distributore; per esempio è possibile impostare una dispersione sulle pressioni massime o aumentare (fuori standard) i tempi limiti in carica o scarica di alcuni distributori nel convoglio.

Nel seguito vengono presentati i modelli del serbatoio ausiliario e della camera acceleratrice. Il distributore comunica con la condotta generale proprio attraverso questi due volumi: è evidente che per calcolare gli andamenti di pressione in condotta generale, in seguito all'attivazione delle camere acceleratrici o alla carica dei serbatoi ausiliari, è necessario conoscere le portate massiche entranti o uscenti da questi volumi durante la manovra.

3.2.3.1 La camera acceleratrice

Le camere acceleratrici vengono modellate come piccoli volumi in comunicazione con la condotta generale mediante un ugello di diametro costante; la comunicazione o l'isolamento con la CG vengono controllati dal valore di pressione in condotta generale, in corrispondenza del distributore. Nel modello proposto è necessario fornire la pressione di attivazione e di isolamento della CA, il suo volume e il diametro equivalente di passaggio con la CG. La portata massica \dot{m} , scambiata tra la condotta generale e la camera acceleratrice a seguito della sua apertura, viene calcolata mediante la relazione già introdotta nel par. 3.2.2.1.1:

$$\dot{m} = C_q \cdot S_{CA} \cdot C_m \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}}, \quad (3.64)$$

dove, in questo caso, S_{CA} è la sezione di collegamento tra condotta generale e camera acceleratrice e il coefficiente d'efflusso C_q segue la legge di Perry.

Da notare che nelle fasi iniziali, quando la CA si deve riempire, P_d è la pressione nella camera acceleratrice mentre P_u è quella in condotta generale; quando la camera acceleratrice si è riempita il flusso di aria procederà dalla medesima alla condotta generale, o viceversa, a seconda se la pressione in camera acceleratrice è maggiore di quella in condotta generale, o viceversa.

Determinata quindi la portata massica scambiata tra la condotta generale e la camera acceleratrice, la pressione all'interno della camera acceleratrice P_{CA} è calcolata mediante l'equazione:

$$P_{CA}(t + dt) = P_{CA}(t) \cdot \left(1 + k_{pol} \cdot \frac{\dot{m}}{m_{CA}} \cdot dt \right), \quad (3.65)$$

in cui si considera una trasformazione isoterma dell'aria nel volume ($k_{pol} = 1$).

Nota la pressione in camera acceleratrice si calcola la densità dell'aria al suo interno, utilizzando la legge dei gas perfetti, e dal volume si risale alla nuova massa ivi contenuta. Infine, la velocità di efflusso dell'aria tra la camera acceleratrice e la condotta generale può essere calcolata mediante la relazione:

$$u_{CA} = \frac{\dot{m}}{\rho_d \cdot S_{CA}}, \quad (3.66)$$

dove ρ_d è la densità dell'aria a valle del flusso d'aria (a seconda dei casi, essa sarà quindi pari alla densità dell'aria nella camera acceleratrice o in condotta generale).

3.2.3.2 Il serbatoio ausiliario

A seguito di una frenatura, l'aria dal serbatoio ausiliario (SA) riempie il cilindro freno; conoscendo il volume e la pressione presente nel CF è possibile conoscere la massa di aria sottratta dal serbatoio ausiliario per riempirlo. Conoscendo allora, ad ogni istante di tempo, il gradiente di pressione (e quindi di massa) al cilindro freno viene calcolata la portata massica persa dal serbatoio ausiliario; applicando la (3.65), e considerando una trasformazione politropica con $k_{pol} = 1.3$, è possibile conoscere nel tempo l'andamento di pressione (e quindi di massa) nei serbatoi ausiliari.

Anche se ai fini del fenomeno di frenatura non è importante il valore di pressione nel SA²⁰, è fondamentale conoscere la pressione iniziale nel serbatoio ausiliario per valutare correttamente il riempimento del volume durante la successiva manovra di sfrenatura.

I serbatoi ausiliari vengono simulati, durante la sfrenatura, come volumi a temperatura costante in comunicazione con la condotta generale mediante un ugello a sezione variabile con coefficiente di efflusso C_q costante pari a 0.72. Tra la condotta generale ed il serbatoio ausiliario è interposta una valvola di ritenuta; questa si apre solo quando il valore di pressione in condotta generale, in corrispondenza del distributore, supera di una quantità Δp_{SA} quello della pressione nel serbatoio ausiliario. La sezione del foro di comunicazione tra il serbatoio ausiliario e la condotta generale è nulla fintantoché la pressione in condotta generale p_{CG} non supera di Δp_{SA} quella nel serbatoio ausiliario p_{SA} ; una volta iniziato il flusso d'aria dalla CG al SA, la sezione di passaggio tra la condotta generale e il serbatoio ausiliario viene fatta variare secondo la seguente legge:

$$S_{SA} = S_{SA}^{MAX} \left(\frac{p_{CG} - (p_{SA} + \Delta p_{SA})}{p_f} \right), \quad (3.67)$$

dove S_{SA}^{MAX} è la sezione equivalente massima del foro di passaggio, mentre p_f è la pressione finale della manovra. Identificato il parametro S_{SA}^{MAX} , la portata massica, la velocità del flusso in ingresso e la pressione nel serbatoio si calcolano tramite le relazioni (3.64)-(3.66) introdotte per la camera acceleratrice.

Nel modello del serbatoio ausiliario proposto è necessario fornire il volume, il diametro massimo equivalente di comunicazione con la condotta generale S_{SA}^{MAX} , la pressione standard del serbatoio ausiliario in marcia e il Δp_{SA} della valvola di ritenuta.

²⁰ Si esclude il caso in cui il serbatoio ausiliario, in seguito a successive frenature/sfrenature, vada al di sotto della pressione massima raggiungibile dal cilindro freno, anche perché un comportamento di questo tipo sarebbe fuori normativa.

4 La validazione del modulo pneumatico *TrainPneu*

Dopo aver presentato nel corso del capitolo 3 i modelli numerici dei componenti del sistema di frenatura del treno implementati nel modulo pneumatico *TrainPneu*, in questo capitolo si forniscono gli elementi di validazione tramite il confronto con i dati sperimentali, ottenuti con il simulatore in scala reale dell'impianto freno della Faiveley Transport Italia, e quelli numerici, ottenuti con il simulatore commerciale multi-disciplinare *AMESim*®. Nel corso del par. 4.1 vengono messi a confronto i risultati dei modelli, dalla condotta generale al cilindro freno, con i dati sperimentali e numerici al fine di ottenere la validazione del singolo modello sviluppato; nel par. 4.2 vengono invece mostrati dei confronti, sempre tra i dati sperimentali e numerici, con l'intento di validare la risposta pneumatica del modello completo del sistema di frenatura, sino ad arrivare al calcolo della dinamica longitudinale. Inoltre, in base a quanto detto nel par. 3.2 sul modello di condotta generale che, a differenza della maggior parte dei modelli presenti in letteratura, consente di limitare l'utilizzo di parametri equivalenti, verranno mostrati, a confronto con i dati sperimentali della balena, gli andamenti di pressione in condotta generale in presenza di ostruzioni.

4.1 I modelli del sistema di frenatura del treno

Nel primo paragrafo si presenteranno prima alcuni elementi di validazione per il modello fluidodinamico di CG e quindi per i modelli che forniscono le condizioni al contorno e gli input per il calcolo degli andamenti di pressione in condotta generale al variare della manovra. Nel successivo paragrafo viene presentato il modello di emulazione del distributore e del cilindro freno che consente, a partire dalle pressioni in CG, di calcolare le corrispondenti pressioni al cilindro freno.

4.1.1 La condotta generale, il rubinetto di comando e i volumi del distributore

La possibilità di aver a disposizione prove sperimentali in balena con distributori isolati, ovvero in “condotta bianca”, ha permesso di analizzare i risultati del modello di condotta generale senza dover tener conto del contributo, e quindi della relativa modellazione, dei volumi del distributore (camere acceleratrici e serbatoi ausiliari). In questo modo è stato possibile, nell’ordine, prima validare il modello fluidodinamico di CG e del rubinetto di comando e successivamente i modelli delle camere acceleratrici e dei serbatoi ausiliari. Nei paragrafi che seguono i risultati vengono organizzati in funzione del tipo di manovra (frenatura o sfrenatura), e ancora per la frenatura si deve distinguere il caso di una frenata rapida o di servizio.

Nello specifico, gli elementi di validazione del modello di condotta generale vengono presentati riportando i risultati ottenuti durante una frenatura rapida, al variare della lunghezza del convoglio e della caratteristica e della posizione del rubinetto di comando. Queste prove serviranno per identificare i parametri che governano il moto del fluido lungo la condotta generale; si è deciso di imporre come condizione al contorno quella relativa ad una manovra di frenatura rapida perché più semplice. Una volta identificati questi parametri, e quindi conclusa la caratterizzazione del modello di CG, sarà interessante notare come cambiano gli andamenti di pressione al variare delle diverse condizioni al contorno imposte dal dispositivo di comando, dal tipo di manovra o dalla presenza di distributori.

4.1.1.1 In “condotta bianca”

4.1.1.1.1 Frenatura

Rapida

Considerando il treno di tabella 2.4 del capitolo 2 costituito da 25 carri (-treno 600m-), sono stati introdotti nel codice *TrainPneu* i dati geometrici di condotta generale (diametro interno e rugosità della condotta e degli accoppiamenti equivalenti) e replicato il layout del treno (lunghezze dei veicoli, posizione della valvola di comando).

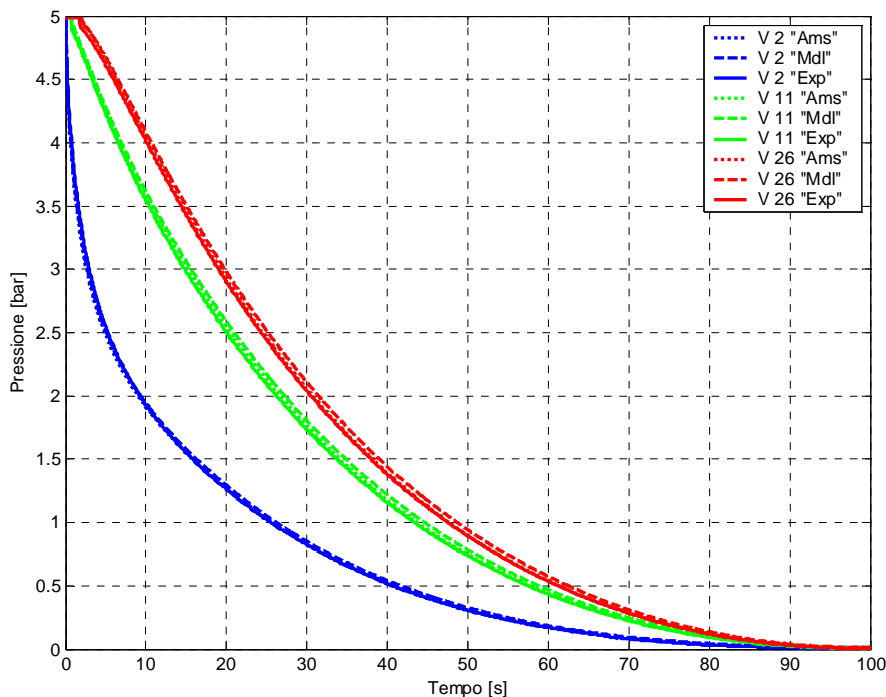


Figura 4.1 Andamento delle pressioni in CG durante una frenata rapida con gruppo manipolatore/Eurotrol posto in testa per il treno 600m in condotta bianca

A questo punto rimane da caratterizzare il diametro equivalente e il coefficiente d'efflusso dell'ugello con cui simulare il gruppo manipolatore/pannello freno Eurotrol in rapida e il coefficiente di perdita concentrata da imporre negli accoppiamenti equivalenti tra i veicoli.

La Figura 4.1 mostra a confronto i risultati ottenuti con il modello sviluppato ("Mdl"), il modello *AMESim* ("Ams") e i dati di balena ("Exp"); si ricorda che anche nelle figure a seguire verrà utilizzata la notazione appena introdotta. Dalla figura emerge chiaramente che i risultati numerici ottenuti con il modello pneumatico sviluppato hanno piena significatività ingegneristica, in quanto del tutto congruenti sia con quelli sperimentali sia con quelli, pure numerici, ricavati con il simulatore commerciale.

Le differenze di pressione che si riscontrano sono infatti molto contenute: eccezion fatta per il leggero disallineamento iniziale dei dati, lo scarto assoluto tra i dati simulati e quelli sperimentali durante l'intera manovra è limitato entro un decimo di bar e, in ogni caso, lo scarto relativo non supera il 3% come si evince dalla Figura 4.2.

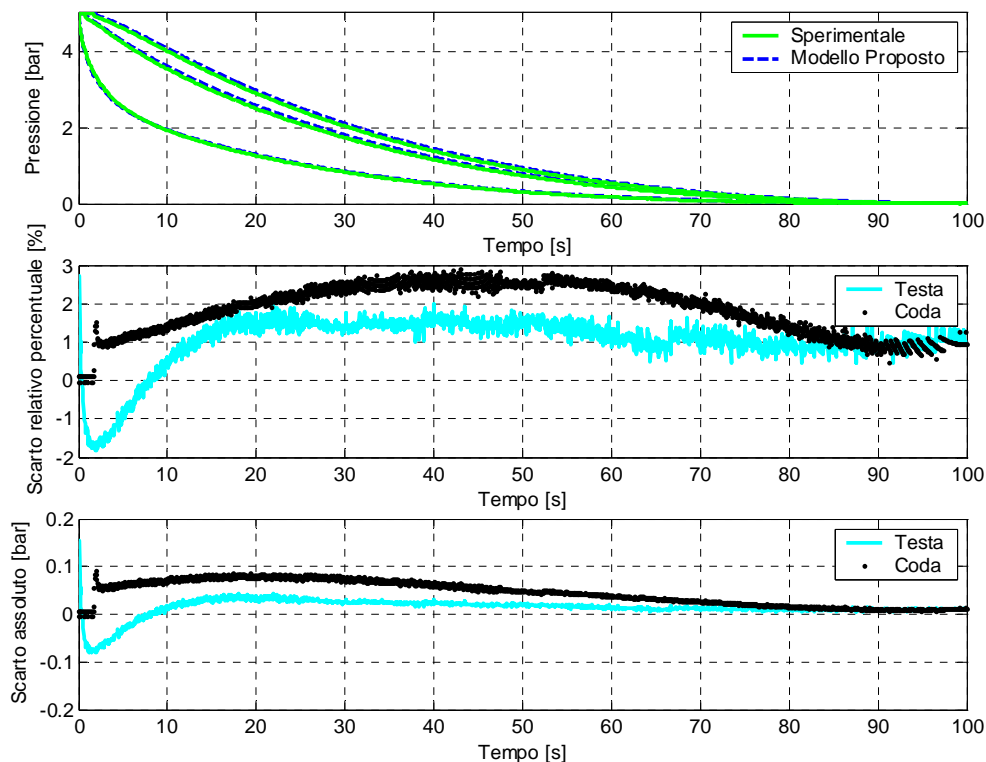


Figura 4.2 Andamento degli scarti relativi e assoluti tra i dati sperimentali e i risultati del modello durante una frenata rapida con gruppo manipolatore/Eurotrol posto in testa per il treno 600m in condotta bianca

Un modello, e i relativi parametri con cui viene caratterizzato e identificato, è consistente, ovvero in grado di cogliere la realtà fisica del fenomeno da simulare, se, al variare delle altre condizioni al contorno (in questo caso il layout del treno), i parametri individuati continuano ad essere validi. Per verificare la consistenza dei modelli sviluppati si riporta in Figura 4.3 l'andamento di pressione in condotta generale per il convoglio costituito da 50 carri di tabella 2.4 (-treno 1200m-) durante una manovra di frenatura rapida nelle stesse modalità e condizioni di prova di Figura 4.1.

Dalla Figura 4.4 risulta che le differenze di pressione che si riscontrano tra i risultati del modello proposto e i dati di balena sono in linea con quanto visto per il treno 600m.

Naturalmente, è importante far notare che i parametri con cui sono stati identificati gli accoppiamenti tra i veicoli, le perdite concentrate e distribuite lungo la condotta e il diametro equivalente in rapida del gruppo manipolatore/pannello Eurotrol sono gli stessi utilizzati per ottenere i risultati di Figura 4.1.

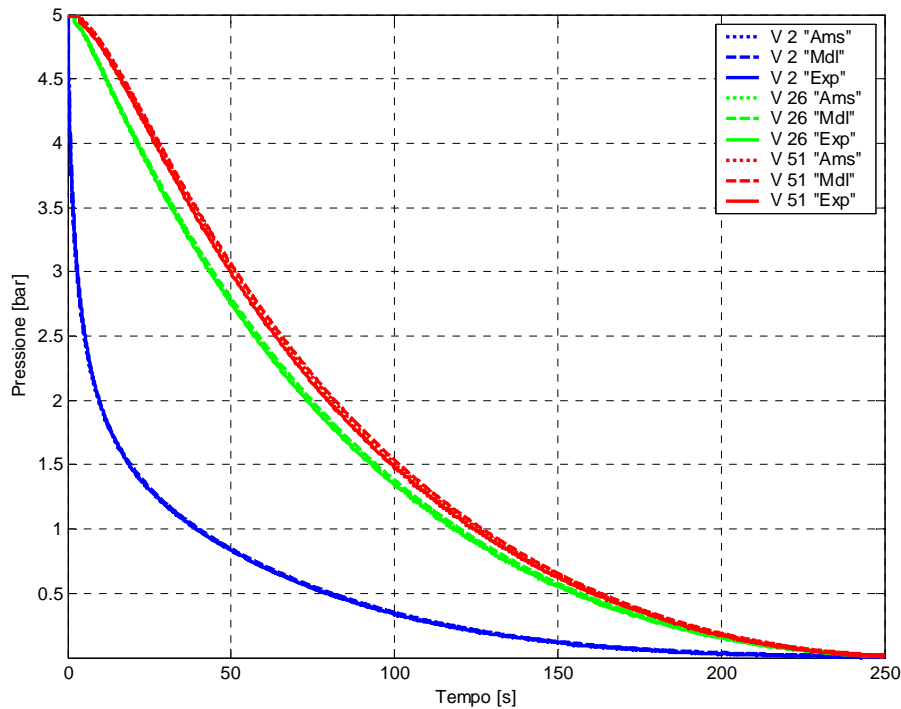


Figura 4.3 Andamento delle pressioni in CG durante una frenata rapida con gruppo manipolatore/Eurotrol posto in testa per il treno 1200m in condotta bianca

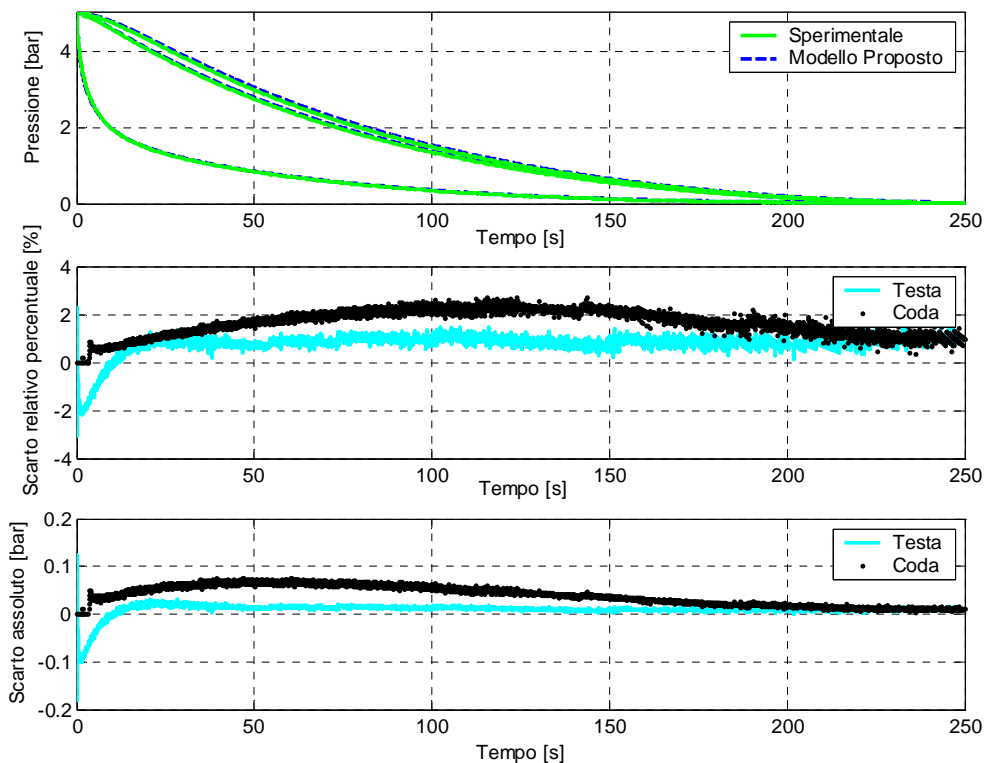


Figura 4.4 Andamento degli scarti relativi e assoluti tra i dati sperimentali e i risultati del modello durante una frenata rapida con gruppo manipolatore/Eurotrol posto in testa per il treno 1200m in condotta bianca

La Figura 4.5 mostra gli andamenti di pressione in CG per il treno 1200m durante un prova del tutto simile a quella precedente, ma in questo caso la condotta viene scaricata per mezzo di un EOT (*End of Train*). Per eseguire la simulazione, lasciando invariati tutti i parametri utilizzati per ottenere gli andamenti di Figura 4.3, è stato necessario solamente identificare il diametro equivalente e il coefficiente d'efflusso del nuovo dispositivo di scarica; la Figura 4.6 riporta gli scarti relativi e assoluti tra i risultati del modello proposto e i dati sperimentali.

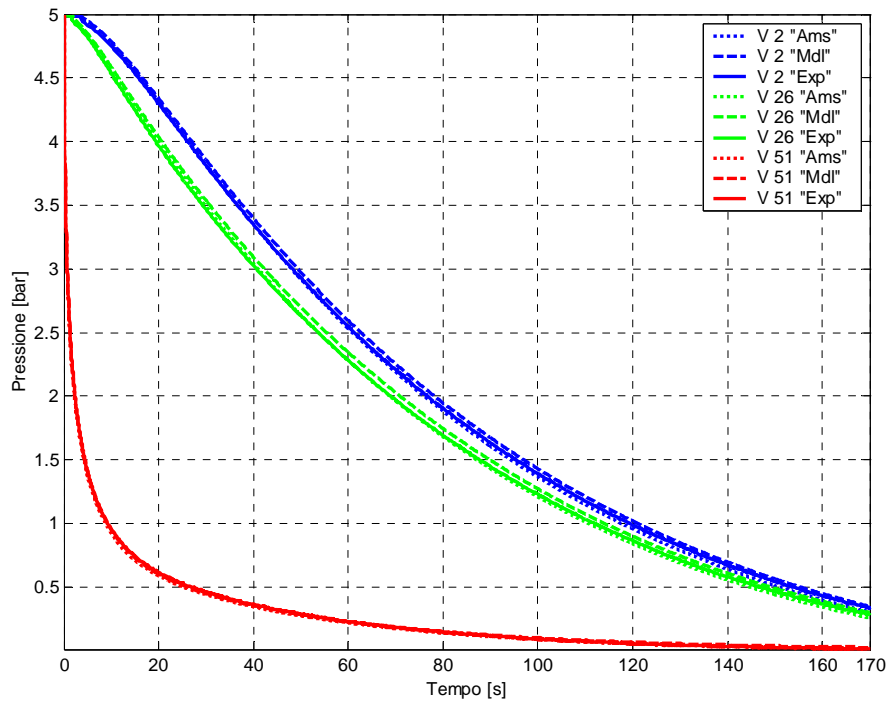


Figura 4.5 Andamento delle pressioni in CG durante una frenata rapida con valvola EOT posto in coda per il treno 1200m in condotta bianca

I risultati ottenuti in Figura 4.3 e Figura 4.5 dimostrano che, per una frenata rapida, il cambio di dispositivo di scarica comporta solamente la variazione dei parametri dell’ugello equivalente e che il modello fluidodinamico sviluppato è in grado di gestire, ugualmente bene, frenate comandate da un capo o dall’altro della condotta generale.

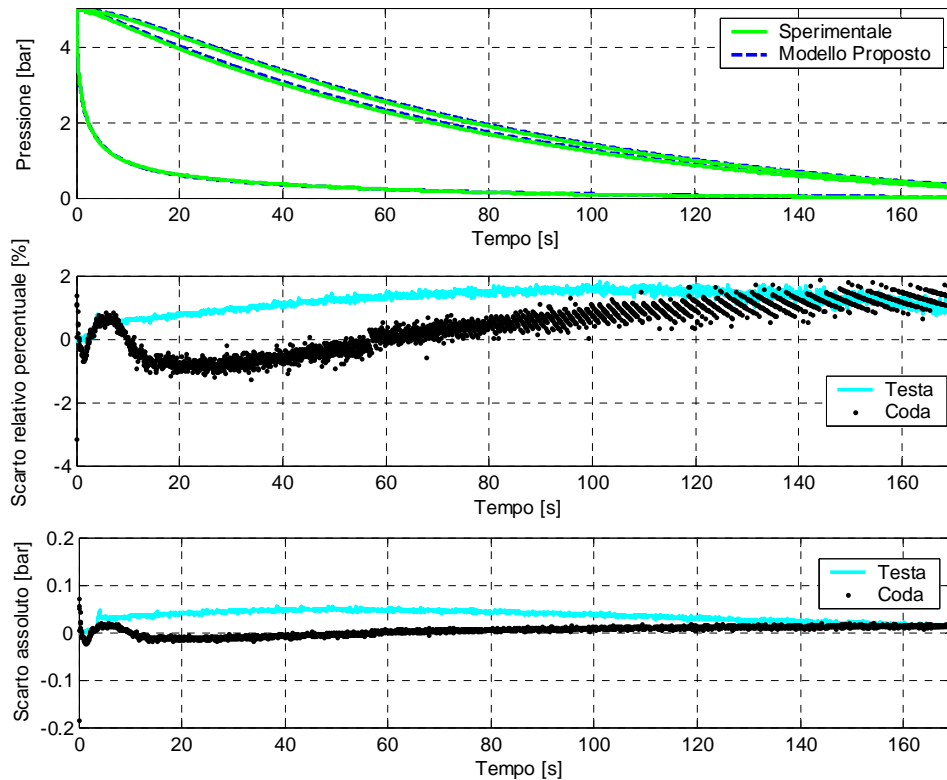


Figura 4.6 Andamento degli scarti relativi e assoluti tra i dati sperimentali e i risultati del modello durante una frenata rapida con valvola EOT posto in coda per il treno 1200 m in condotta bianca

A conclusione di quanto osservato nei confronti sopra riportati è evidente che il modello proposto è in grado di simulare molto bene il moto del fluido all’interno della CG al variare del layout del

treno e delle caratteristiche e della posizione del rubinetto di comando durante una frenatura rapida. Tutti i risultati delle prove riportate a seguire vengono ottenuti semplicemente cambiando le condizioni al contorno imposte dal dispositivo di comando, dalla manovra, dalla presenza o meno di distributori.

Servizio

In Figura 4.7 si riportano gli andamenti di pressione in condotta generale durante diverse frenature di servizio per il treno 1200m: una frenata massima di servizio, una frenata di servizio fino a 4 bar, una frenata di “prima tacca”.

Con i dati sperimentali di balena, e in particolare prendendo a riferimento i dati per la frenatura massima di servizio sul primo e ultimo vagone del convoglio, è stato individuato il diametro e il coefficiente d’efflusso il modello del gruppo manipolatore/pannello freno Eurotrol in una frenatura di servizio. Una volta fissato il diametro e il C_q dell’ugello, le tre diverse famiglie di curve si ottengono cambiando semplicemente l’andamento della contropressione esterna, funzione della diversa pressione di target della manovra. Le curve riportano solamente gli andamenti in testa e in coda al treno, avendo verificato nelle precedenti figure che una volta trovato l’accordo sugli andamenti sperimentali dei veicoli di testa e di coda questo viene confermato anche nei veicoli intermedi.

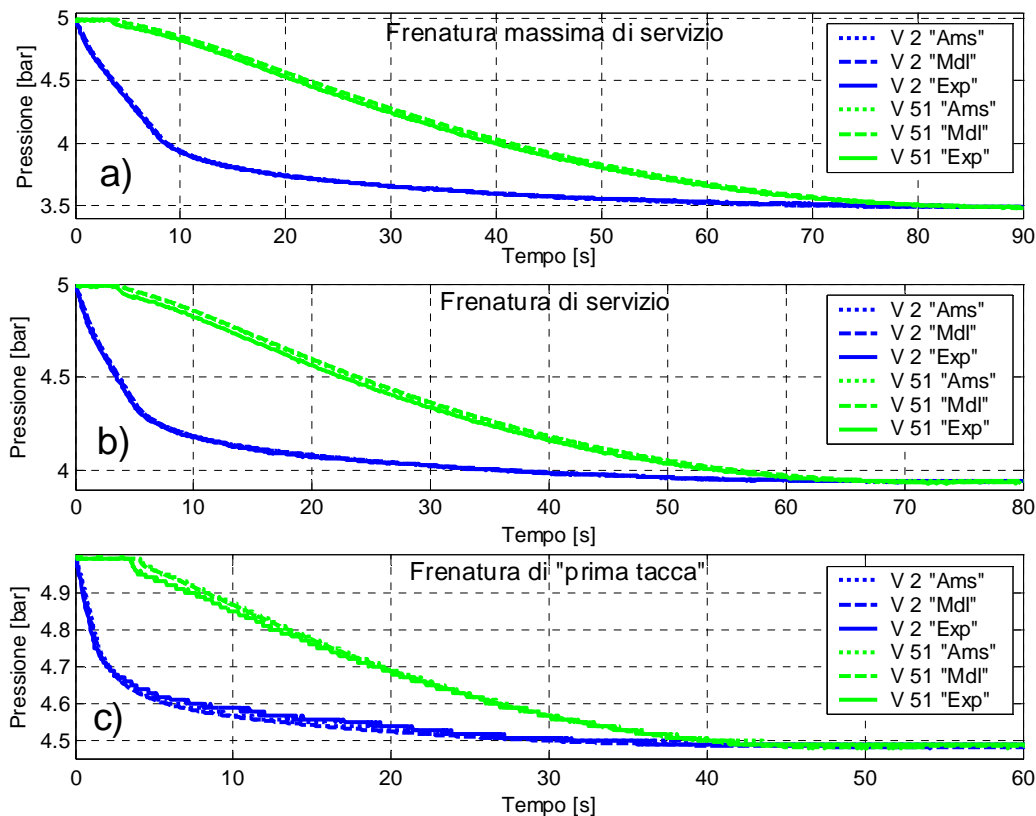


Figura 4.7 Andamento delle pressioni in CG durante diverse manovre di frenatura di servizio per il treno 1200m in condotta bianca: a) frenatura massima di servizio b) frenatura di servizio c) frenatura di “prima tacca” o accostamento ceppi

I risultati di Figura 4.7 mostrano che il modello del rubinetto di comando e di condotta generale sviluppati consentono di simulare molto bene anche gli andamenti puntuali di pressione durante una manovra di frenatura di servizio. Come ulteriore prova delle potenzialità e della generalità del codice, nel par. 4.1.1.2.1 vengono riportati gli andamenti di pressione sul treno 600m con distributori inseriti per alcune manovre di frenatura di servizio; i parametri utilizzati per caratterizzare il dispositivo di comando sono gli stessi con cui sono stati ricavati i risultati della precedente figura.

4.1.1.1.2 Sfrenatura

In Figura 4.8 si riportano gli andamenti di pressione in condotta generale durante diverse sfrenature per il treno 1200m: una sfrenatura da rapida (pressione iniziale 0 bar), una sfrenatura da massima di servizio (pressione iniziale 3.5 bar), una sfrenata da “prima tacca”.

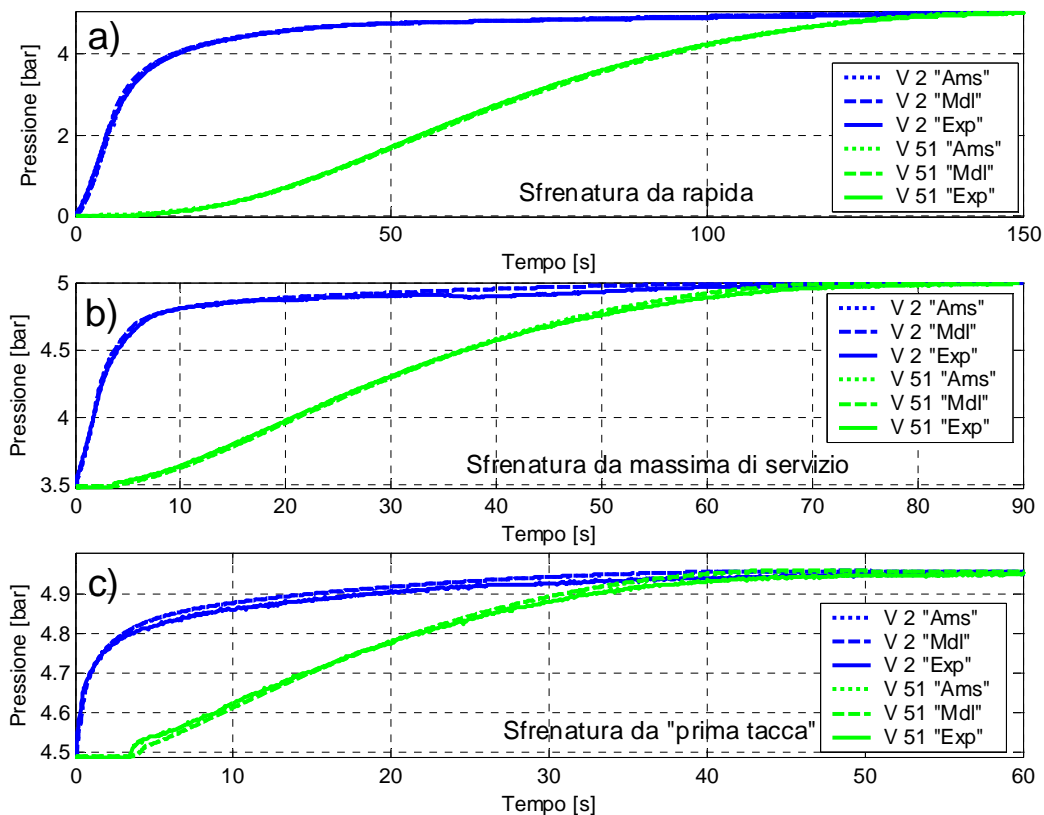


Figura 4.8 Andamento delle pressioni in CG durante diverse manovre di sfrenatura per il treno 1200m in condotta bianca: a) sfrenatura da una frenatura rapida b) sfrenatura da una frenatura massima di servizio c) sfrenatura da una frenatura di “prima tacca” o accostamento ceppi

Prendendo a riferimento i dati sperimentali per la sfrenatura da massima di servizio è stato individuato il diametro equivalente e il coefficiente d’efflusso per caratterizzare il comportamento del rubinetto di comando in sfrenatura. Le tre diverse famiglie di curve di Figura 4.8 si ottengono cambiando semplicemente l’andamento della contropressione esterna in funzione della pressione di target della manovra. In particolare, nella sfrenatura a partire da rapida e da massima di servizio è intervenuta la funzione di sfrenatura accelerata; anche in questo caso i risultati del modello matematico sviluppato seguono molto bene gli andamenti sperimentali. Come già accennato per la frenatura di servizio, ulteriori prove verranno mostrate nel par. 4.1.1.2.2.

4.1.1.2 Con distributori inseriti

4.1.1.2.1 Frenatura

Rapida

La Figura 4.9 mostra i risultati di una prova del tutto analoga a quella di Figura 4.1, con l’unica differenza che, in questo caso, i distributori sono attivi e quindi c’è l’intervento delle camere acceleratrici (CA). Anche in questo caso i risultati sono pienamente congruenti con quelli sperimentali; in particolare, è importante notare come il modello proposto è in grado di cogliere bene il caratteristico fenomeno di “rimbalzo” della pressione che si osserva sperimentalmente in seguito all’attivazione della camera acceleratrice. Per ottenere i risultati di Figura 4.9 è stato necessario identificare i parametri caratteristici per il modello delle CA mentre tutte le altre grandezze sono le stesse utilizzate nel caso di condotta bianca.

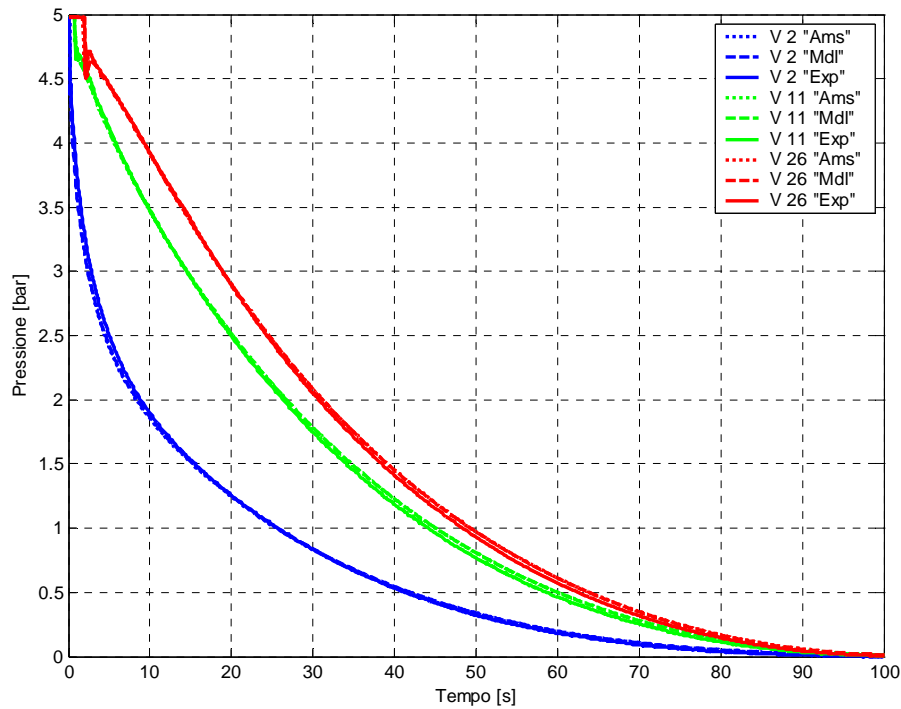


Figura 4.9 Andamento delle pressioni in CG durante una frenata rapida con gruppo manipolatore/Eurotrol posto in testa per il treno 600m con distributori inseriti

In Figura 4.10 si riportano gli scarti relativi e assoluti ottenuti durante la simulazione confrontando i dati sperimentali con quelli del modello proposto; anche in questo caso, eccezion fatta per l'errore in fase di attivazione delle camere acceleratrici per cui è sufficiente un piccolo scarto tra i risultati della simulazione e quelli sperimentali per determinare differenze sensibili, lo scarto assoluto durante la manovra è limitato entro un decimo di bar.

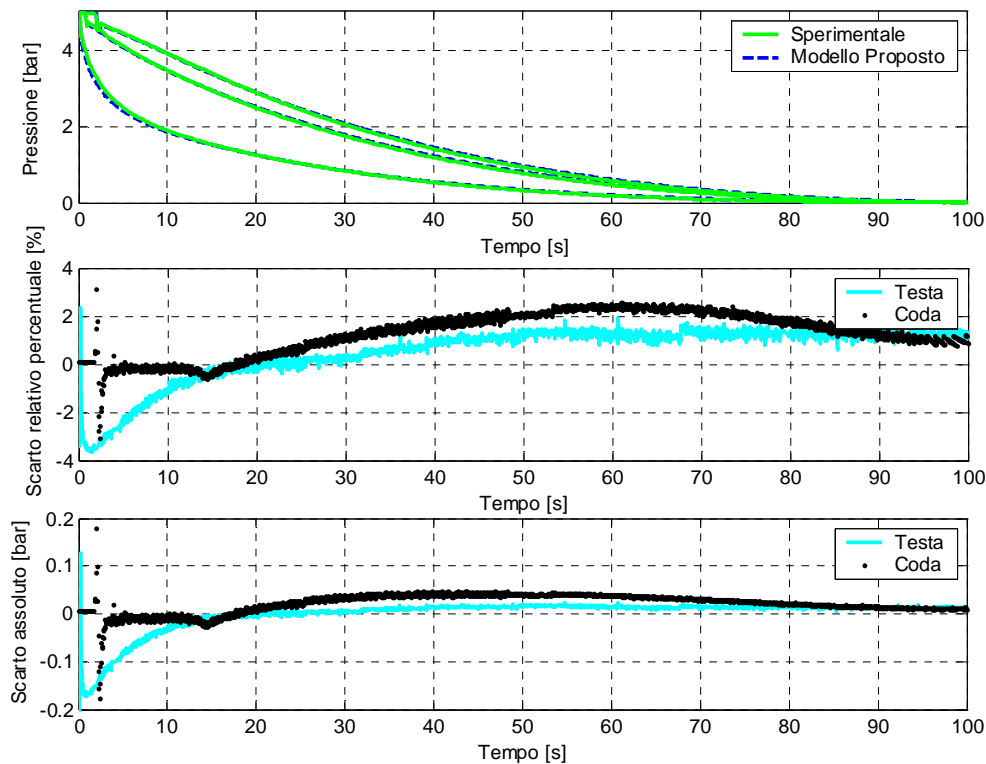


Figura 4.10 Andamento degli scarti relativi e assoluti tra i dati sperimentali e i risultati del modello durante una frenata rapida con gruppo manipolatore/Eurotrol posto in testa per il treno 600m con distributori inseriti

Le precedenti simulazioni hanno permesso di identificare i parametri di alcuni componenti del sistema freno del treno; in particolare ci si riferisce ai modelli del gruppo manipolatore/pannello freno Eurotrol in rapida, della valvola EOT e delle camere acceleratrici dei distributori²¹. È importante notare che i parametri ottenuti sono stati ricavati in condizioni differenti: diverso layout di treno e con distributori attivi o isolati. Con l'intento di verificare i risultati forniti dal modello di condotta generale in presenza di più input di frenata, in Figura 4.11 si riporta l'andamento della pressione in condotta generale per il treno 1200m con distributori attivi in cui sono presenti due diversi dispositivi di scarica della condotta generale e, precisamente, il gruppo Eurotrol in testa e l'EOT in coda; l'EOT viene attivato 0.1 s dopo il dispositivo di testa. In figura vengono riportati, oltre agli andamenti di pressione del primo e dell'ultimo carro anche di quello intermedio (V26), in corrispondenza del quale, data la posizione dei dispositivi, la pressione rimane nel tempo più alta durante la manovra. È interessante notare come in presenza di un doppio scarico il treno da 1200 m si comporta come due treni da 600 m: l'andamento di pressione nel carro intermedio è, infatti, molto simile a quello dell'ultimo carro del treno 600m con Eurotrol in testa (Figura 4.9).

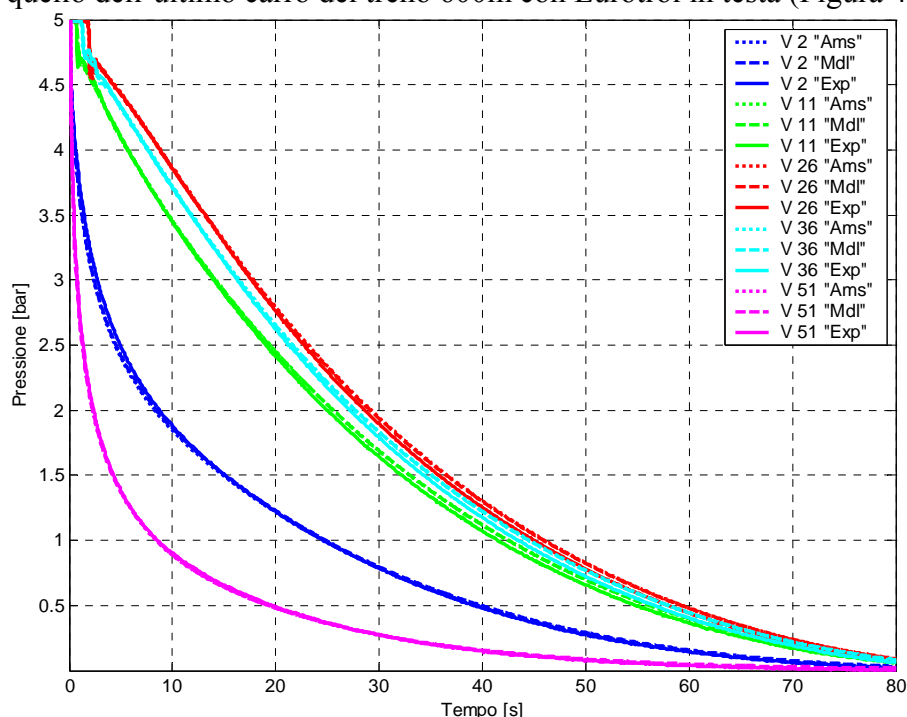


Figura 4.11 Andamento delle pressioni in CG durante una frenata rapida con ripetizione del segnale di frenatura (gruppo manipolatore/Eurotrol in testa ed EOT in coda) per il treno 1200m con distributori inseriti

Anche in questo caso i valori delle pressioni ricavati con il modello proposto sono congruenti con quelli sperimentali e con quelli ottenuti con il modello commerciale; gli scarti assoluti e relativi (Figura 4.12) sono in linea con quanto visto in Figura 4.10, nonostante la simulazione sia più complessa considerando la ripetizione del segnale di frenatura lungo la condotta generale.

Servizio

Per verificare l'efficacia del modello del dispositivo di comando in frenatura di servizio anche in presenza di camere acceleratrici, la Figura 4.13 mostra a confronto i risultati ottenuti per il treno 600m durante due diverse frenature di servizio. Ricordando che i parametri con cui viene caratterizzato il gruppo Eurotrol sono gli stessi utilizzati nel caso di condotta bianca sul treno 1200m, i dati riportati confermano la generalità del tipo di trattazione adottata.

²¹ a questo proposito, si ricorda che la stragrande maggioranza dei distributori presenti nel layout dei treni implementati in balena sono tutti del tipo WU; questo consente di assegnare, in prima approssimazione, a tutte le camere acceleratrici dei distributori gli stessi parametri caratteristici.

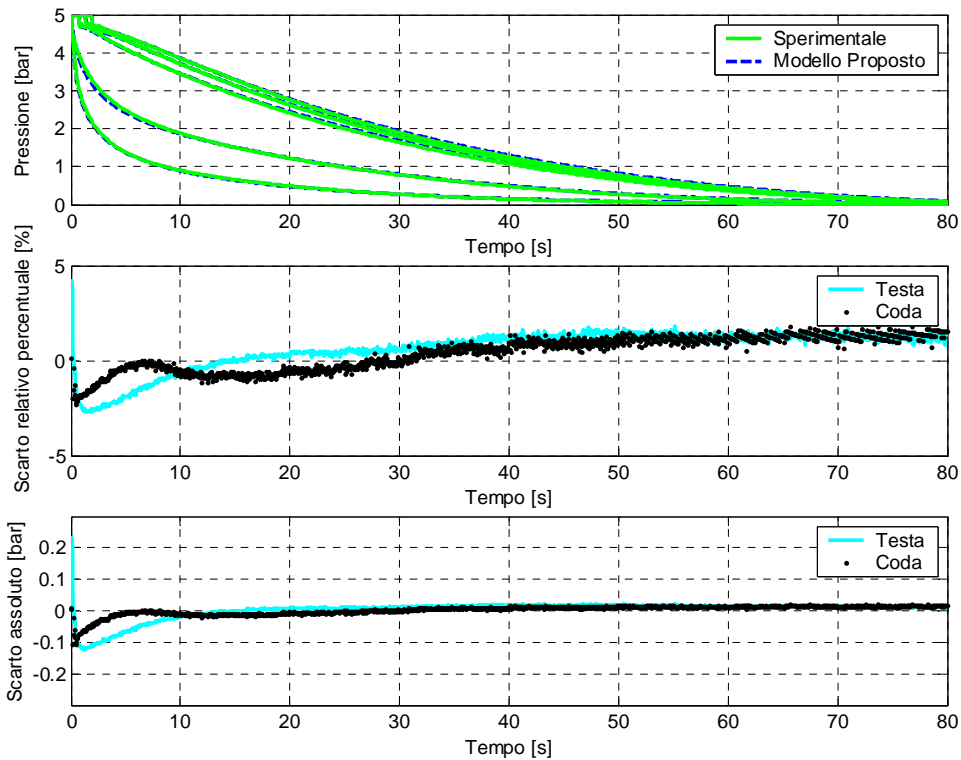


Figura 4.12 Andamento degli scarti relativi e assoluti tra i dati sperimentali e i risultati del modello durante una frenata rapida con ripetizione del segnale di frenatura (gruppo manipolatore/Eurotrol in testa ed EOT in coda) per il treno 1200m con distributori inseriti

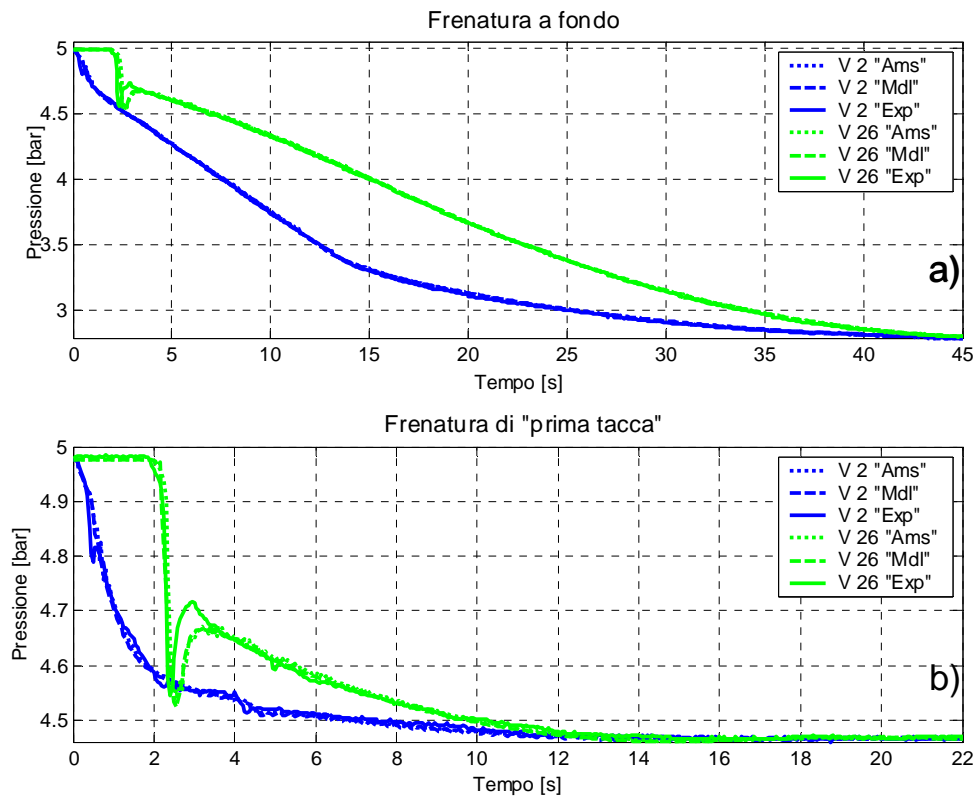


Figura 4.13 Andamento delle pressioni in CG durante diverse manovre di frenatura di servizio per il treno 600m con distributori attivi: a) frenatura a fondo b) frenatura di "prima tacca" o accostamento ceppi

4.1.1.2.2 Sfrenatura

In maniera del tutto analoga a quanto fatto nelle manovre di sfrenatura in condotta bianca sul treno 1200m, si impongono le stesse condizioni al contorno per il modello di CG sul treno 600m con

distributori attivi considerando due diverse tipologie di sfrenatura (Figura 4.14): una sfrenatura da rapida e una sfrenatura da “prima tacca”.

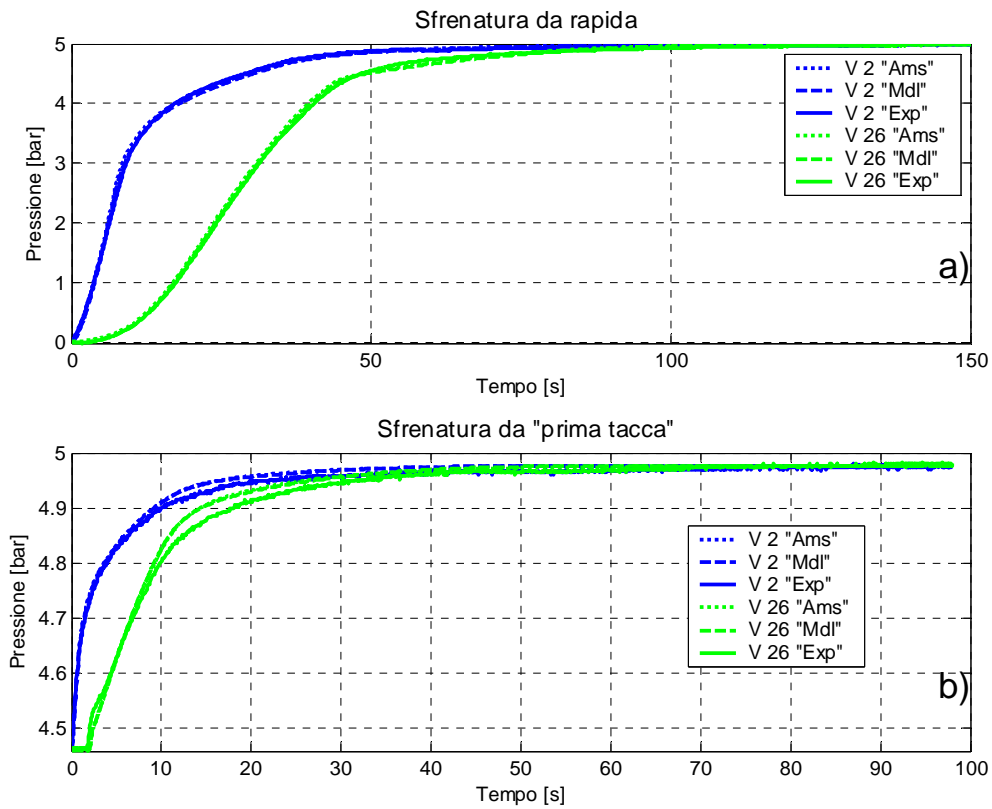


Figura 4.14 Andamento delle pressioni in CG durante diverse manovre di sfrenatura per il treno 600m con distributori attivi: a) sfrenatura da rapida b) sfrenatura da una frenatura di accostamento ceppi

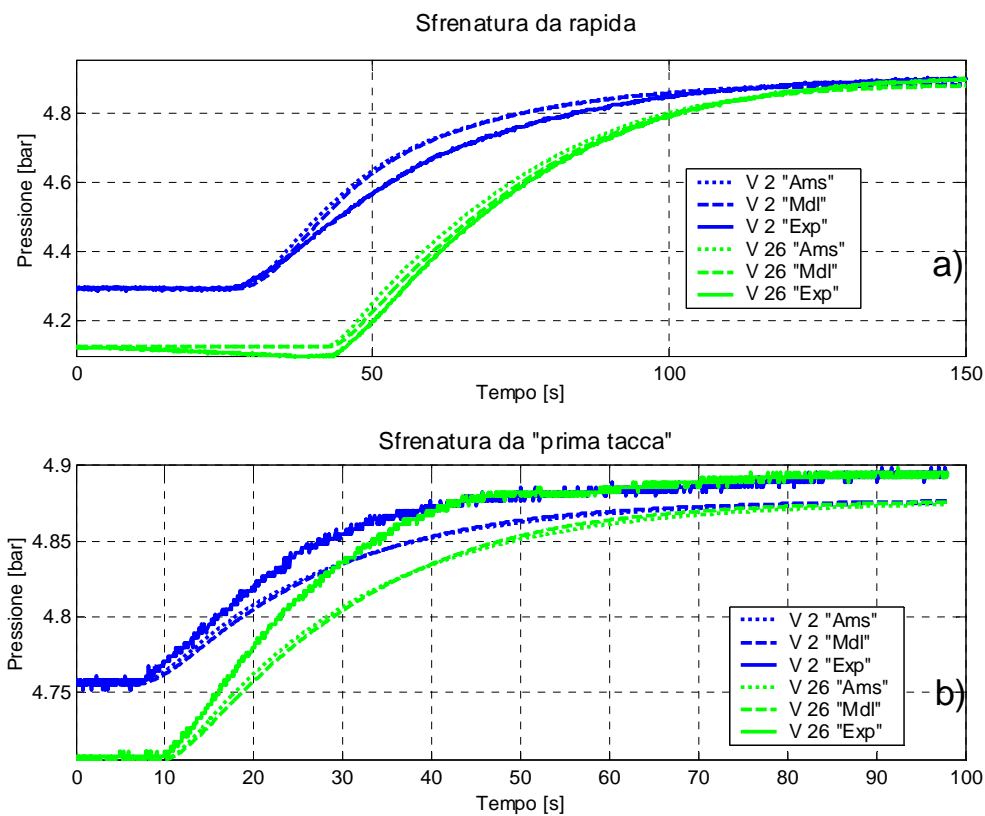


Figura 4.15 Andamento delle pressioni nei SA durante diverse manovre di sfrenatura per il treno 600 m con distributori attivi: a) sfrenatura da rapida b) sfrenatura da una frenatura di accostamento ceppi

Per completezza si riporta in Figura 4.15 anche il corrispondente andamento di pressione nei serbatoi ausiliari durante le differenti manovre. Prendendo a riferimento i dati sperimentali per la sfrenatura da rapida è stato possibile identificare i parametri caratteristici per il modello dei serbatoi ausiliari. Anche in questo caso, nonostante le figure sembrano mostrare un scarto tra i risultati del modello e quelli sperimentali maggiore nei casi precedenti data la scala utilizzata, lo scarto assoluto è comunque limitato all'interno del decimo di bar.

4.1.2 Il distributore e il cilindro freno

Per validare il modello di emulazione del distributore per il calcolo delle pressioni al cilindro freno è stato sviluppato un modulo a parte in cui i dati di condotta generale elaborati dal modello non fossero quelli simulati, ma direttamente quelli sperimentali ottenuti in balena. Nel corso del par. 4.2.3 si riprenderà la simulazione utilizzata nel seguito per verificare i risultati della modellazione dell'intero impianto frenante sul calcolo della dinamica longitudinale. In questo caso le pressioni al cilindro freno, utilizzate nel modulo dinamico *TrainDy*, sono state ottenute a partire dagli andamenti di condotta generale ricavati con il modello numerico.

La manovra presa in esame consente di verificare il modello implementato sia in frenatura che in sfrenatura: la simulazione prevede una frenatura massima di servizio, una successiva sfrenatura parziale (sino a 4.5 bar) seguita da una frenatura a fondo e infine una sfrenatura completa. Il treno implementato in balena è quello del report ERRI i cui dati caratteristici sono riportati in tabella 2.2. In Figura 4.16-b si riportano a confronto gli andamenti sperimentali e simulati delle pressioni ai cilindri freno in funzione dei corrispondenti andamenti sperimentali in condotta generale (Figura 4.16-a).

La Figura 4.16-b mostra come gli andamenti sperimentali delle pressioni ai cilindri freno ("Exp") siano condizionati da intrinseci malfunzionamenti operativi dei distributori o dei cilindri freno responsabili della dispersione nei risultati.

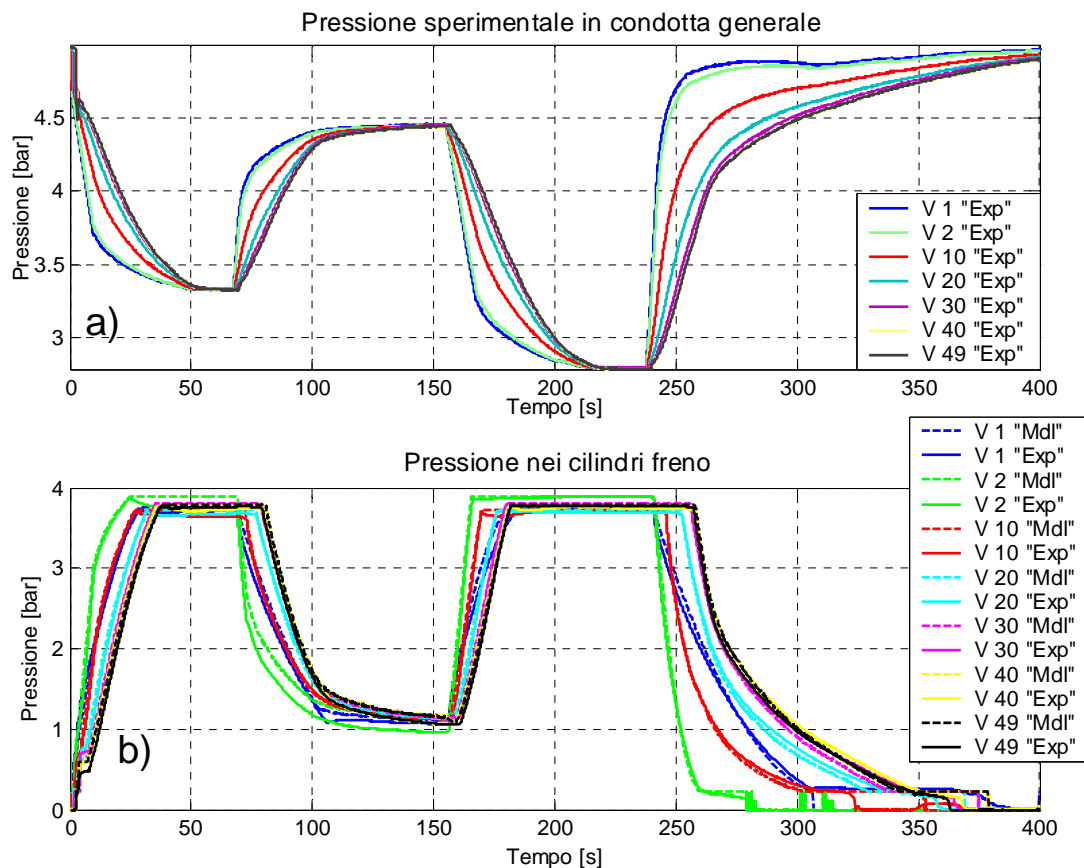


Figura 4.16 Andamento delle pressioni simulate e sperimentali al cilindro freno -b)- in corrispondenza dei relativi andamenti di pressione sperimentali in condotta generale -a)-

Questi dati raccolti in balena rappresentano bene il caso standard di un treno reale in linea, e evidenziano quanto sia importante avere a disposizione un modello di emulazione del distributore in grado di cogliere la dispersione nei risultati sperimentali. Prima di eseguire la simulazione è stato quindi necessario effettuare un'attenta parametrizzazione del modello per ogni distributore nel convoglio, impostando i dati caratteristici per la *funzione di trasferimento* e la *curva limite* in frenatura e in sfrenatura (par. 3.2.3).

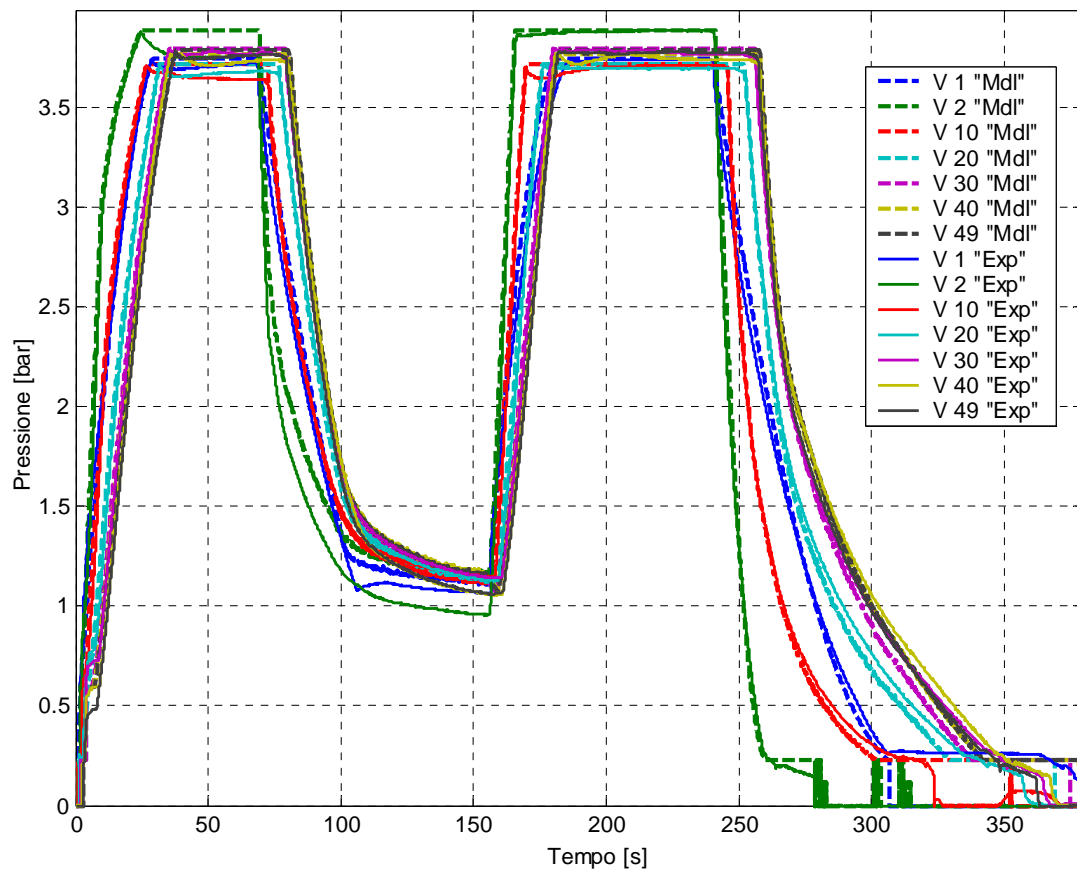


Figura 4.17 Particolare dell'emulazione distributore e cilindro freno per il calcolo degli andamenti di pressione ai cilindri freno

Per meglio evidenziare i risultati della modellazione, in Figura 4.17 si riportano a confronto solamente gli andamenti sperimentali e simulati delle pressioni ai cilindri freno. I risultati mostrati confermano chiaramente che l'implementazione adottata per la funzione di emulazione del distributore, sebbene approssimi il reale comportamento fluidodinamico del distributore, è in grado di cogliere in maniera soddisfacente il suo funzionamento tenendo in conto gli inevitabili malfunzionamenti operativi che condizionano e particolareggiano la risposta pneumatica del singolo distributore nel convoglio.

4.2 Ulteriori elementi di validazione

4.2.1 Il modello completo del sistema frenante in manovre complesse

Come ulteriore elemento di validazione dei modelli sviluppati si riportano nel seguito i risultati degli andamenti di pressione in condotta generale, nei serbatoi ausiliari e nei cilindri freno in una manovra di frenatura/sfrenatura interrotta. Con questa manovra complessa si ha la possibilità di testare tutti i modelli implementati in *TrainPneu* per la simulazione dell'intero sistema frenante del

treno; inoltre, si avrà modo di verificare la risposta del modello ad un transitorio di frenatura/sfrenatura.

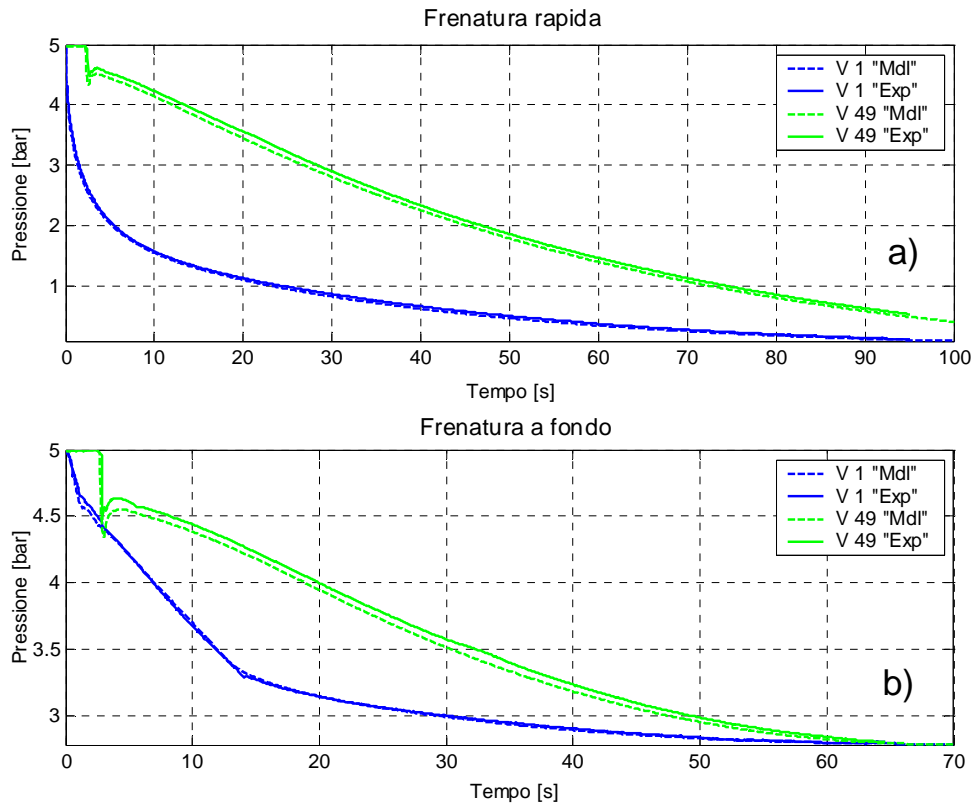


Figura 4.18 Andamento delle pressioni in CG durante una frenatura con gruppo manipolatore/Eurotrol posto in testa per il treno del rapporto ERRI con distributori attivi: a) frenatura rapida; b) frenatura a fondo

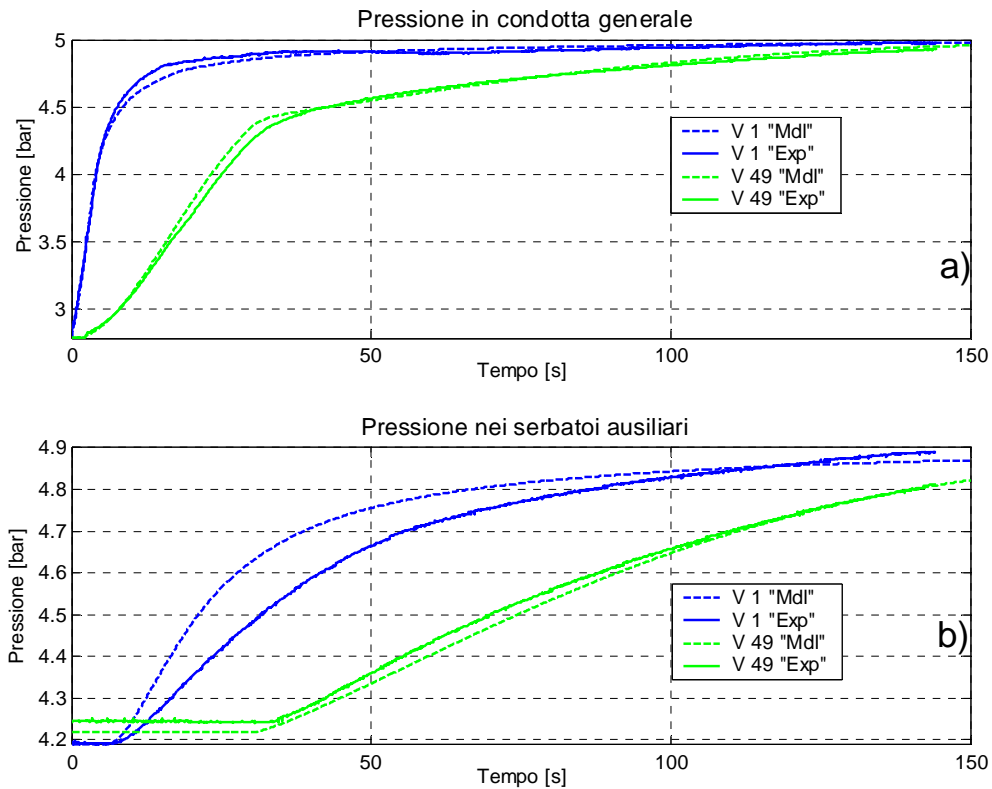


Figura 4.19 Andamento delle pressioni durante una sfrenatura da frenatura a fondo con gruppo manipolatore Eurotrol posto in testa per il treno del rapporto ERRI con distributori attivi: a) pressione in condotta generale; b) pressione nei serbatoi ausiliari

La manovra in esame è costituita da una frenatura rapida interrotta a cui viene fatta seguire una sfrenatura completa, anch'essa interrotta da una successiva frenatura di servizio sino a 4 bar, e infine una sfrenatura completa. Il layout di treno utilizzato per la manovra è quello del report ERRI riportato in tabella 2.2, per il quale nel corso del par. 4.1.2 è stato possibile caratterizzare i parametri per il modello del distributore e del cilindro freno del singolo veicolo. Durante le prove in balena è stata cambiata la flangia di collegamento tra il gruppo manipolatore/pannello freno Eurotrol e la condotta generale, questo particolare ha comportato una nuova identificazione dei parametri caratteristici del dispositivo di comando per tener conto della variazione della sezione di passaggio equivalente tra il dispositivo di controllo della CG e la condotta generale stessa; in particolare è stato identificato il nuovo diametro equivalente dell'orifizio di frenatura (rapida e servizio) e di sfrenatura, mentre le leggi di variazione della contropressione nel tempo sono rimaste le stesse, essendo caratteristiche del tipo di pannello freno. È importante far notare che tutti gli altri parametri caratteristici dei modelli (camere acceleratrici, serbatoi ausiliari) e i parametri di condotta (diametro interno, rugosità e perdite di carico negli accoppiamenti e in condotta generale) sono gli stessi utilizzati per il treno 600m e 1200m.

Prima di fornire i risultati della manovra complessa (Figura 4.20), si riportano a confronto gli andamenti di pressione in condotta generale, ottenuti con il modello sviluppato e in balena, delle prove con cui sono stati identificati i nuovi parametri del modello di rubinetto di comando in frenatura (Figura 4.18) e sfrenatura (Figura 4.19-a); inoltre in Figura 4.19-b si riporta anche l'andamento di pressione nei serbatoi ausiliari.

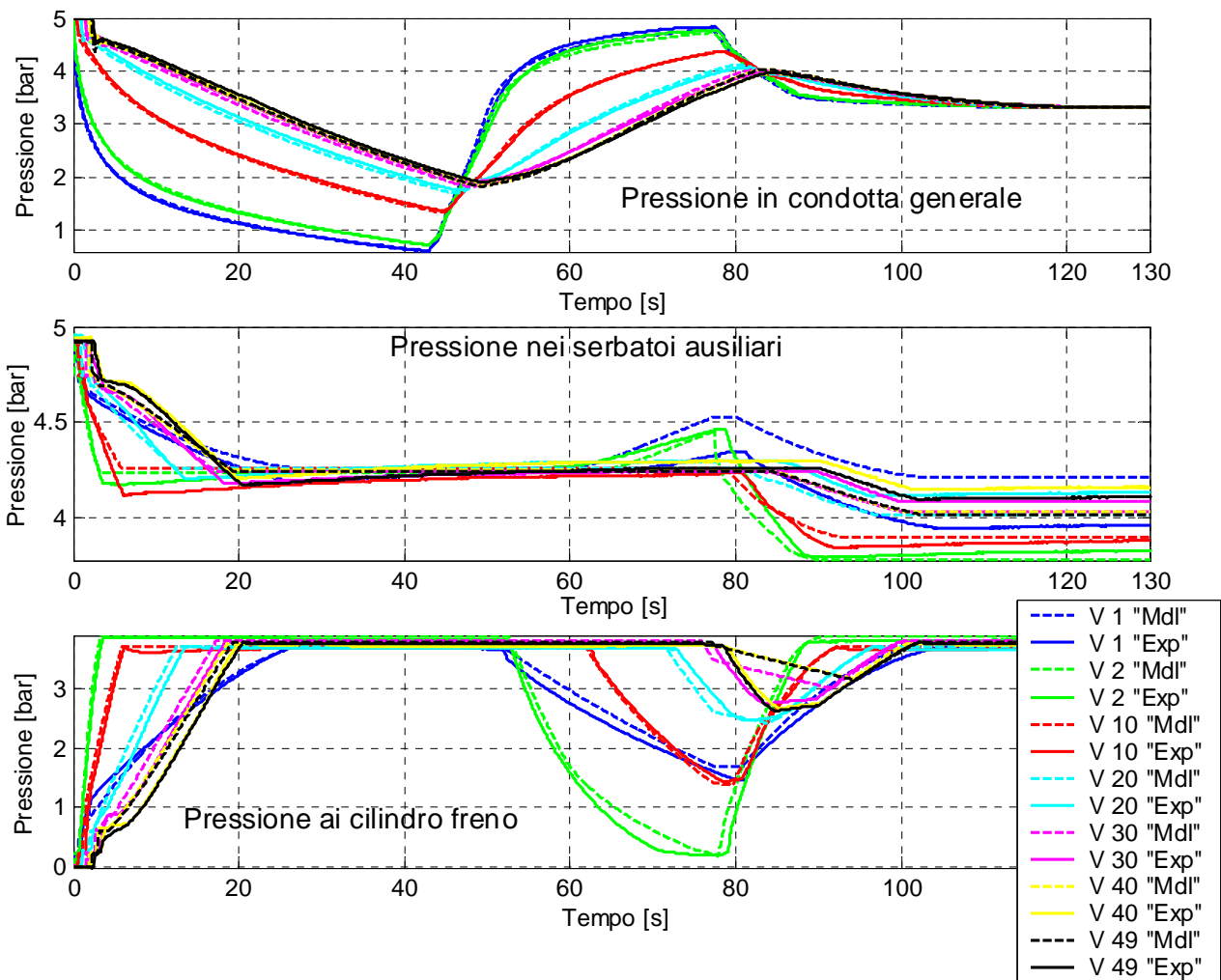


Figura 4.20 Andamento delle pressioni in CG nei se durante una manovra transitoria interrotta di frenatura sfrenatura a fondo con gruppo manipolatore/Eurotrol posto in testa per il treno del rapporto ERRI con distributori attivi

Tutte le prove riportate sono con distributori inseriti e quindi comprendono anche la precedente caratterizzazione dei modelli per le camere acceleratrici e i serbatoi ausiliari.

Anche in questo caso, tenendo conto anche della complessità della manovra, il modulo pneumatico *TrainPneu* fornisce risultati pienamente soddisfacenti nella simulazione dell'intero impianto freno del treno, in linea con le considerazioni fatte dall'analisi dei grafici del par. 4.1.

4.2.2 L'andamento di pressione in condotta generale in presenza di ostruzioni

Sfruttando le potenzialità del modello fluidodinamico di CG e i dati raccolti durante la sperimentazione in balena sull'attività di ricerca delle ostruzioni in condotta (par. 2.3.2.3) si mostrano i risultati ottenuti con la simulazione a confronto con quelli sperimentali. Prima di analizzare il comportamento del flusso di aria in presenza di una variazione di sezione è stato necessario inserire il nuovo layout di treno e i parametri caratteristici del rubinetto di comando in input al modulo *TrainPneu*. In particolare sono stati implementati i layout per il treno da 600 m nominali (-600mOS-) e da 1200 m nominali (-1200mOS-) introdotti nel par. 2.3.2.3.

La Figura 4.21 mostra l'andamento di pressione per il treno 600mOS in condizioni standard (assenza di ostruzioni), con un'ostruzione da 10 mm posta al 10% e al 25% della lunghezza del treno (a partire dalla testa); tutte le prove sono state eseguite in condotta bianca.

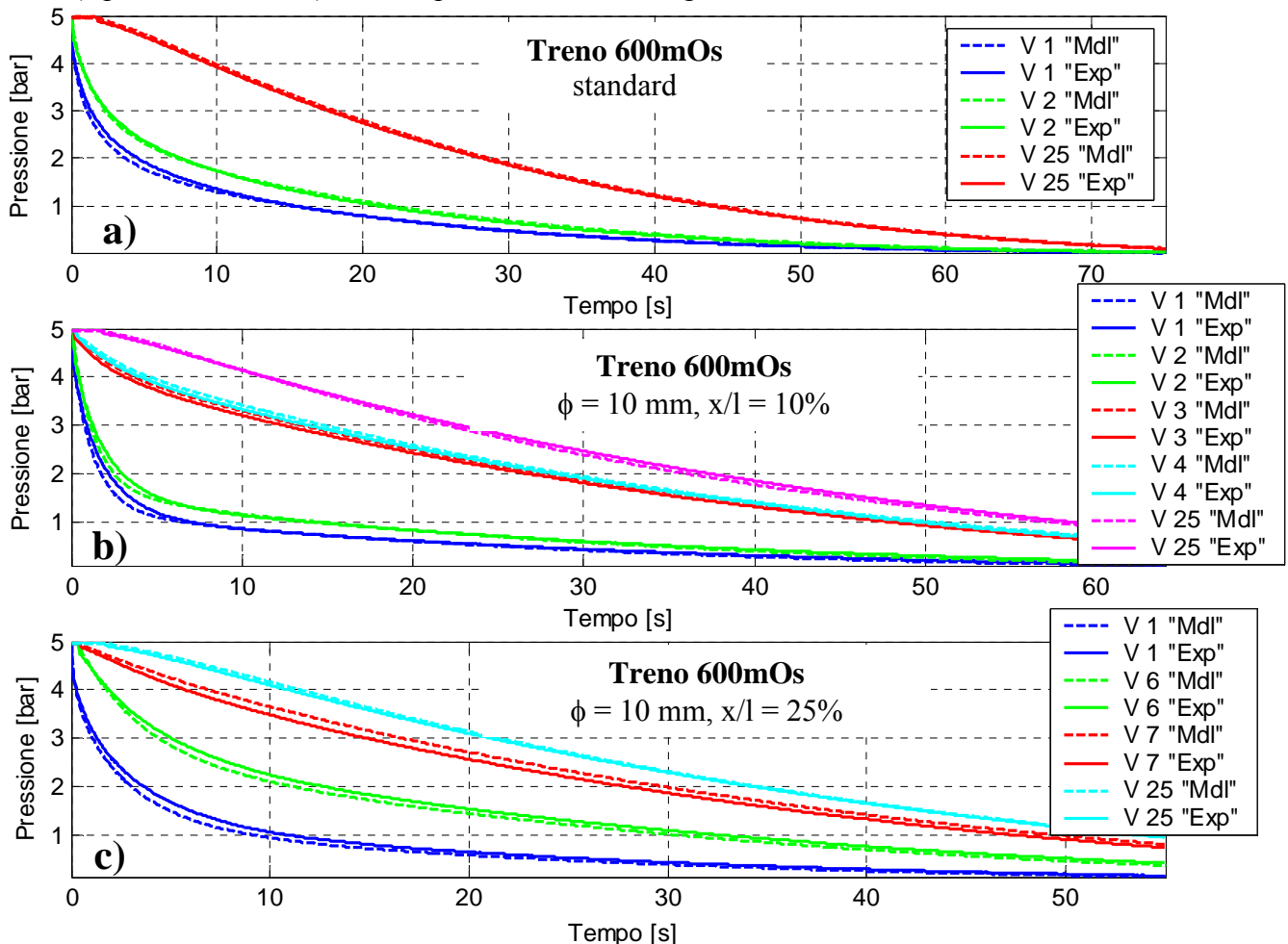


Figura 4.21 Confronto degli andamenti in CG tra i dati sperimentali e i risultati del modello sul treno 600mOS: a) configurazione standard; b) ostruzione da $\phi = 10$ mm posta in corrispondenza del 10% della lunghezza del treno; c) ostruzione da $\phi = 10$ mm posta in corrispondenza del 25% della lunghezza del treno

Nel modello di CG l'ostruzione è stata simulata considerando che il nodo i -esimo, posto in corrispondenza della posizione dell'ostruzione lungo il convoglio, fosse caratterizzato da un diametro equivalente di 11.5 mm: è evidente che nel modello proposto il valore del diametro è di

fatto un valore equivalente. Per verificare l'efficacia del modello e della parametrizzazione scelta, in Figura 4.21-b e Figura 4.21-c sono stati riportati, a parità di entità dell'ostruzione, gli andamenti di pressione in condotta generale al variare della posizione lungo il convoglio. In Figura 4.22 vengono mostrati altri confronti tra i dati sperimentali e quelli simulati; in particolare, in Figura 4.22-b e Figura 4.22-c vengono presentati gli andamenti della pressione in CG considerando un'ostruzione da 6 mm (d_{equ} nel modello 6.5 mm) al variare del layout e della posizione nel convoglio.

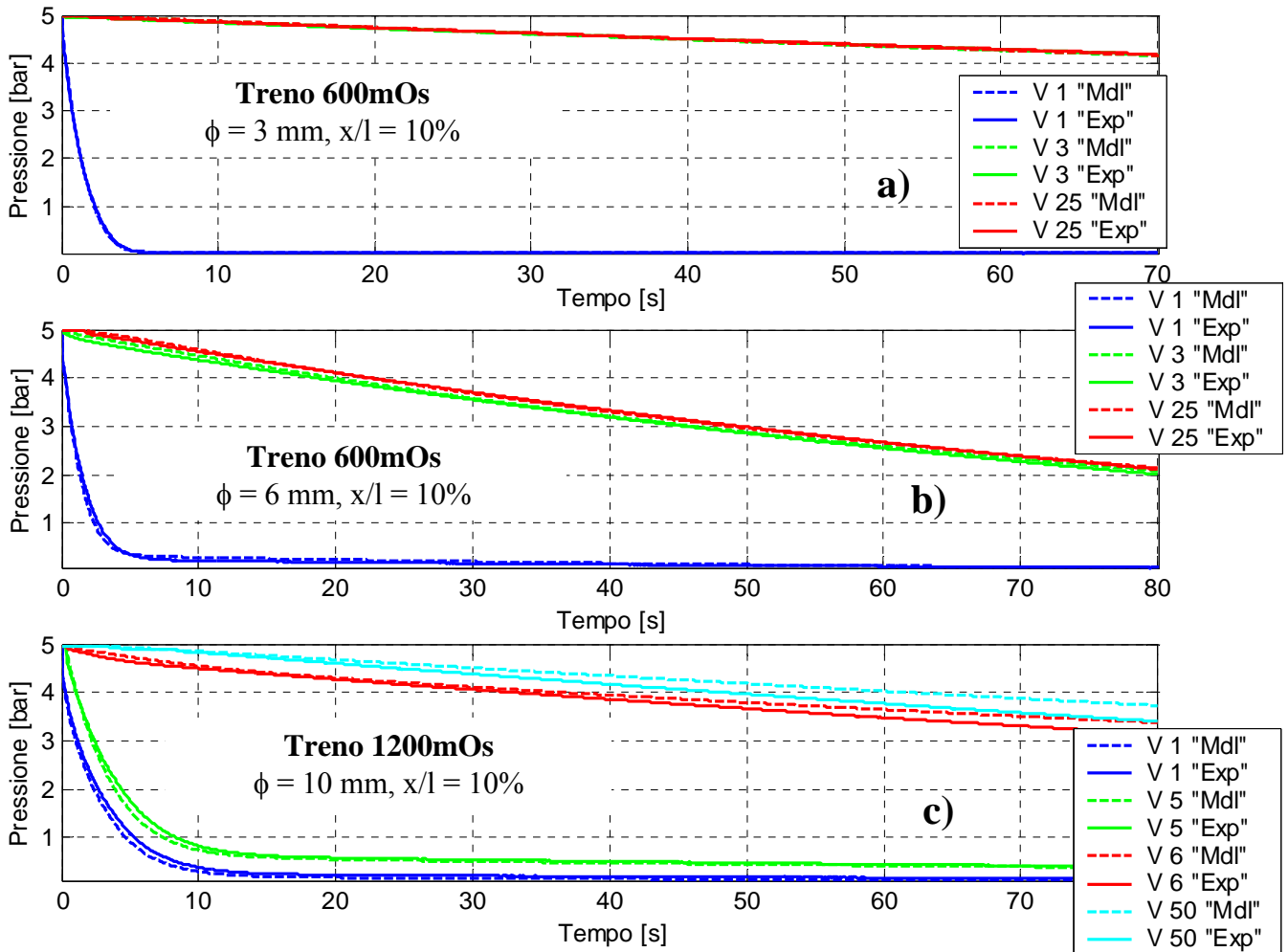


Figura 4.22 Confronto degli andamenti in CG tra i dati sperimentali e i risultati del modello: a) ostruzione da $\phi = 3 \text{ mm}$ posta in corrispondenza del 10% della lunghezza del treno 600mOS; b) ostruzione da $\phi = 6 \text{ mm}$ posta in corrispondenza del 10% della lunghezza del treno 600mOS; c) ostruzione da $\phi = 6 \text{ mm}$ posta in corrispondenza del 10% della lunghezza del treno 1200mOS

Considerando la complessità fluidodinamica del fenomeno simulato, i risultati ottenuti hanno permesso di verificare che il modello di condotta generale proposto è in grado di simulare in maniera soddisfacente la presenza di ostruzioni in CG.

4.2.3 I risultati del modulo pneumatico nel calcolo della dinamica longitudinale

Prendendo in esame il treno del rapporto ERRI, la manovra utilizzata nel par. 4.1.2 e sfruttando l'interfacciamento con *TrainDy* vengono confrontati i risultati in termini di forze longitudinali ottenuti considerando le pressioni ai cilindri freno simulate e sperimentali.

Utilizzando i parametri dei modelli di condotta generale, del rubinetto di comando e del distributore già definiti nei precedenti paragrafi viene calcolato l'andamento di pressione in condotta generale durante la manovra (Figura 4.23-a) e da questo si ricava la distribuzione delle pressioni ai cilindri freno (Figura 4.23-b). In Figura 4.23, per permettere di confrontare i dati numerici con quelli

sperimentali, sono stati riportati gli andamenti di pressione in corrispondenza solo di alcuni veicoli del convoglio, si ricorda che la simulazione dinamica è stato eseguita utilizzando tutti i dati di pressione ai cilindri freno sperimentali e numerici a disposizione.

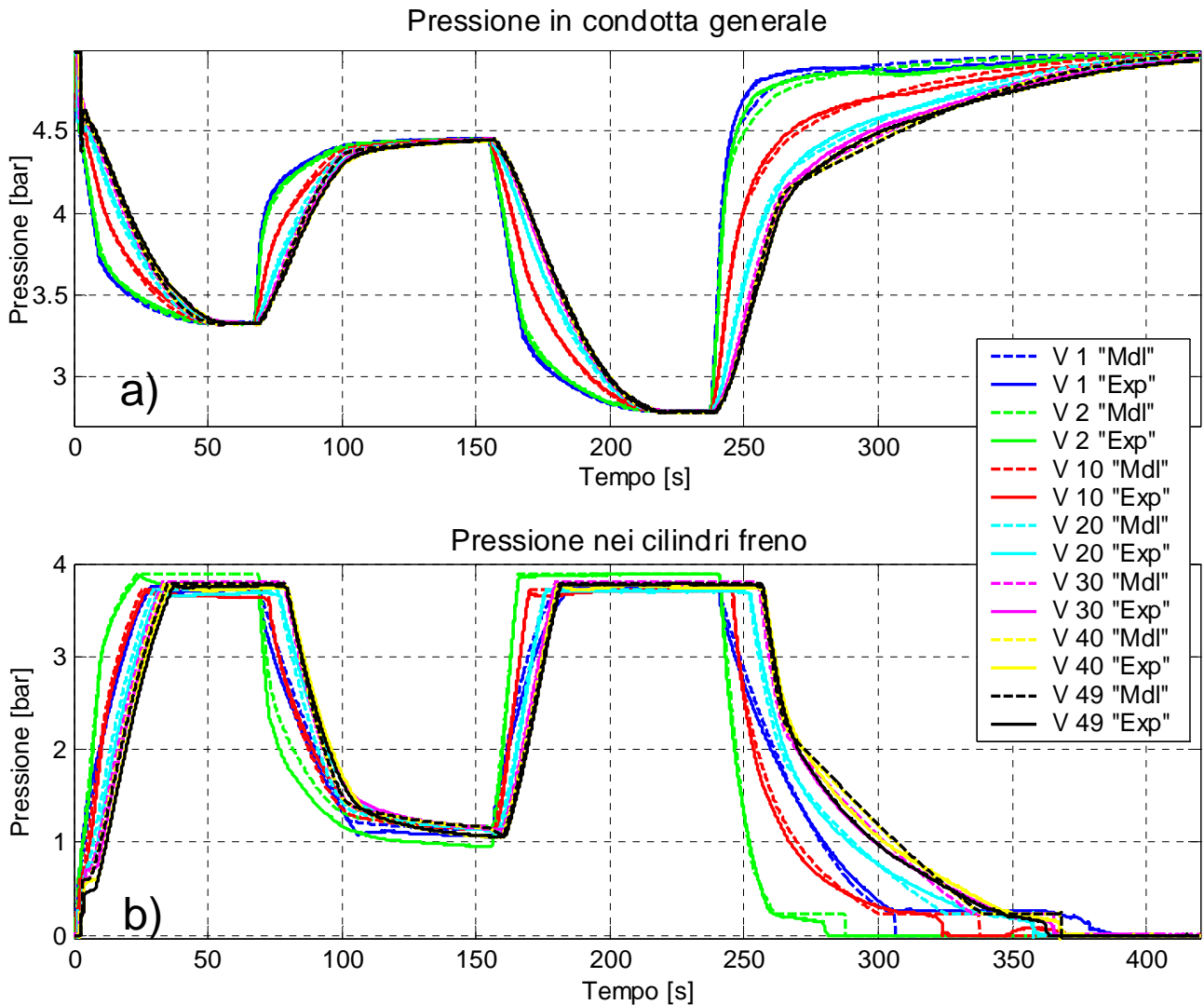


Figura 4.23 Andamento delle pressioni simulate e sperimentali al cilindro freno –b)- in corrispondenza dei relativi andamenti di pressione in condotta generale –a)-

In Figura 4.24-a viene, infine, riportata la distribuzione delle forze longitudinali lungo il convoglio, considerando come pressioni in input per i cilindri freno quelle calcolate numericamente, allorché questo sia lanciato a 120 km/h su una discesa con pendenza del 30 % e sia sottoposto alla manovra composta di frenatura/sfrenatura precedentemente descritta. La simulazione termina a 220 s in corrispondenza dell'arresto del treno; il coefficiente d'attrito ruota-ceppe utilizzato nella simulazione segue la legge di Karwatzki. I dati delle masse e della capacità frenante dei singoli veicoli del convoglio e delle caratteristiche dei respingenti e tiranti (uguali per tutti i veicoli del treno) sono riportate nelle tabelle a seguire.

Tipo di elemento	Rigidezza		Smorzamento d [%]
	x [mm]	F [kN]	
Respingenti	0	20	52
	105	590	
Tirante	0	60	57
	65	540	

Tabella 4.1 Caratteristiche degli accoppiamenti utilizzate nella simulazione dinamica

Veicolo	Massa [t]	Peso frenato [t]	Veicolo	Massa [t]	Peso frenato [t]
Loco	118	90 (G)	W24	35	24
W1	35	24	W25	35	24
W2	35	24	W26	35	24
W3	35	24	W27	35	24
W4	35	27	W28	35	24
W5	35	27	W29	35	24
W6	35	24	W30	35	24
W7	35	24	W31	21	24
W8	54	53	W32	35	27
W9	54	53	W33	35	24
W10	28	24	W34	35	24
W11	40	24	W35	35	24
W12	35	24	W36	35	24
W13	35	24	W37	35	24
W14	40	24	W38	35	24
W15	35	24	W39	21	24
W16	40	24	W40	21	24
W17	35	24	W41	21	24
W18	40	24	W42	35	24
W19	40	24	W43	35	24
W20	30	27	W44	35	27
W21	22	24	W45	35	24
W22	35	24	W46	35	27
W23	35	24	W47	35	27
Vmisura	49	55	TOTALE	1676	1262

Tabella 4.2 Dati del treno del rapporto ERRI utilizzati nella simulazione dinamica

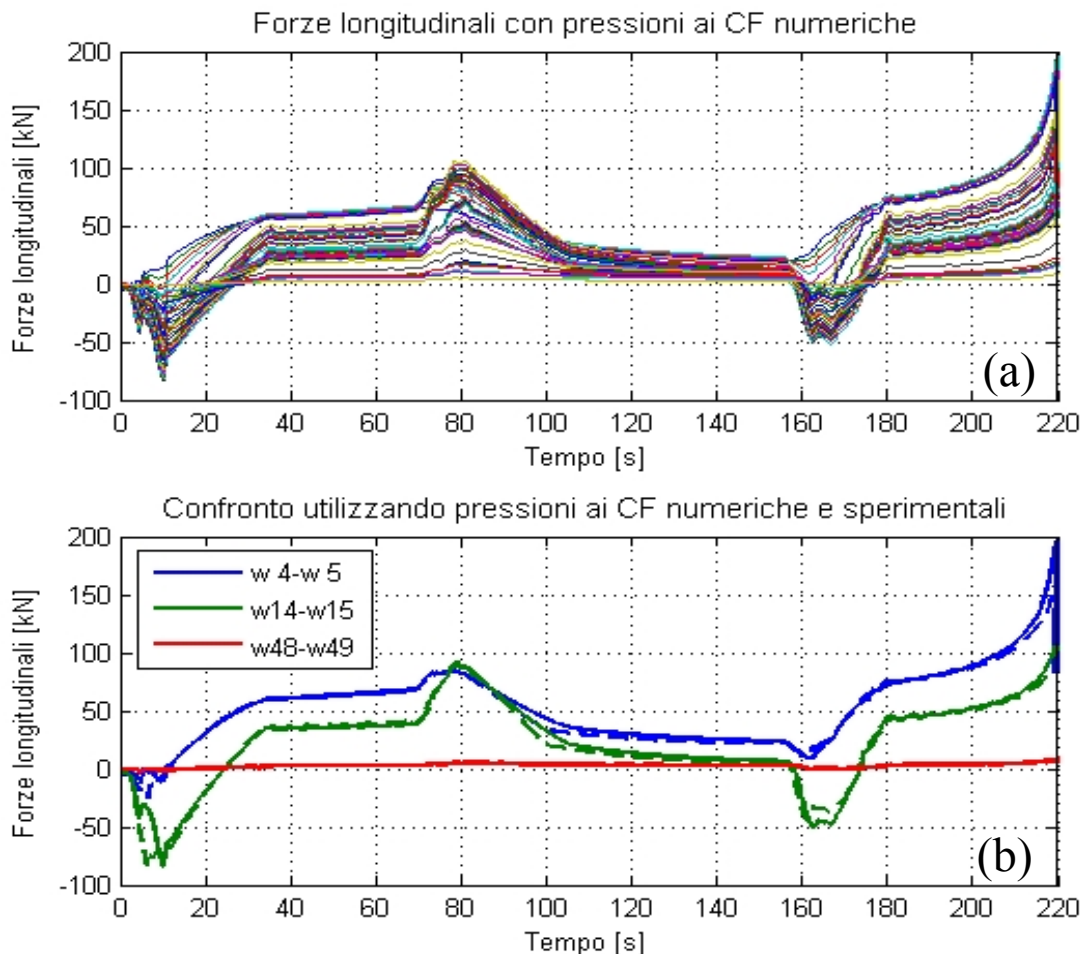


Figura 4.24 Andamento delle forze longitudinali: (a) per tutti gli accoppiamenti, nel caso di pressioni al cilindro freno calcolate numericamente; (b) idem solo per alcuni accoppiamenti

In Figura 4.24-b, per analizzare la risposta dinamica del sistema in funzione dei dati di input delle pressioni ai cilindri freno, vengono riportate e confrontate le forze longitudinali scambiate, in un numero limitato di accoppiamenti, utilizzando le pressioni ai CF calcolate per via numerica (linea piena) e quelle ottenute sperimentalmente (linea tratteggiata).

5 Applicazioni e primi risultati del codice *TrainDy*

Con questo capitolo si vuole dare una visione generale delle potenzialità del codice *TrainDy*, riportando alcune possibili applicazioni e le considerazioni scaturite dall'analisi dei risultati ottenuti. Già nel corso del capitolo 2 erano stati messi in evidenza i vari utilizzi del codice, l'aspetto sicuramente più interessante è quello di poter eseguire, in tempi brevi e a costo "zero", simulazioni al variare delle diverse condizioni operative durante la marcia del convoglio. È ovvio che non sarà fattibile andare a coprire tutte le possibili varianti, ma sicuramente solo l'utilizzo di un codice numerico permette un'analisi statistica del comportamento dinamico del convoglio. Nel par. 5.3 vengono mostrate le distribuzioni delle forze longitudinali lungo il convoglio in funzione della ripetizione del segnale di frenatura, del carico e della lunghezza totale del convoglio; nelle simulazioni sono utilizzati i dati di pressione ai cilindri freno ricavati con la balena della Faiveley Transport Italia (par. 2.3.2.2). In alcune simulazioni i convogli implementati presentano lunghezza e carico al di sopra dei limiti UIC: sarebbe impensabile eseguire analoghe prove in linea in quanto metterebbero a rischio la sicurezza della prova stessa.

Nel par. 5.1 i risultati, in termini di spazi d'arresto e dinamica longitudinale, vengono confrontati con i dati sperimentali di una prova in linea; si ricorda che già in passato i dati ottenuti con *TrainDy* erano stati confrontati con quelli riportati in normativa e ottenuti con il simulatore commerciale *Simpack*® ([35]).

Come ulteriore applicazione del modulo pneumatico *TrainPneu*, nel par. 5.2 vengono eseguite delle simulazioni per mostrare gli effetti della presenza di ostruzioni in condotta generale sulla dinamica longitudinale e sugli spazi d'arresto. Infine, per verificare il calcolo della dinamica longitudinale in funzione delle caratteristiche plano-altimetriche del tracciato si riporta, per uno stesso convoglio e nelle stese condizioni, il confronto tra i risultati ottenuti durante la percorrenza in curva e in rettilineo.

5.1 Il calcolo della dinamica longitudinale: confronto con i dati di una prova in linea

Nel seguito vengono riportati i confronti, tra i dati sperimentali di una prova in linea e i risultati ottenuti con *TrainDy*, in termini di spazi di arresto e forze longitudinali, durante una frenatura rapida (ovvero la frenatura più efficace che costituisce il “banco prova” della dinamica del treno).

In questa applicazione viene utilizzata la modalità di lettura da file, che consente di utilizzare direttamente i dati sperimentali di pressione al cilindro freno per il calcolo della distribuzione degli sforzi frenanti lungo il convoglio.

Il convoglio di prova è costituito da 42 vagoni (tutti del tipo Shimmns ttu-723), un vettore misura in coda e una locomotiva DB-152 in testa. La lunghezza e la massa complessiva del convoglio sono rispettivamente 551.7 m e 948.4 t; in particolare, tutti i vagoni sono caricati in ugual maniera, mentre il vettore misura ha una massa totale di 46.6 t. La locomotiva e il vettore misura hanno il freno disabilitato: la percentuale di peso frenato totale del convoglio è pari al 95%.

La Figura 5.1 riporta l’andamento di pressione nei cilindri freno strumentati: è evidente la dispersione nei dati sperimentali (dovuta probabilmente a malfunzionamenti operativi del distributore e in parte anche a difetti di taratura dell’apparato d’acquisizione) e il numero esiguo di segnali registrati rispetto al totale (nello specifico, 7 su 44); ad ogni modo è importante far notare che entrambi gli aspetti sopra citati sono comuni a qualsiasi prova sul campo.

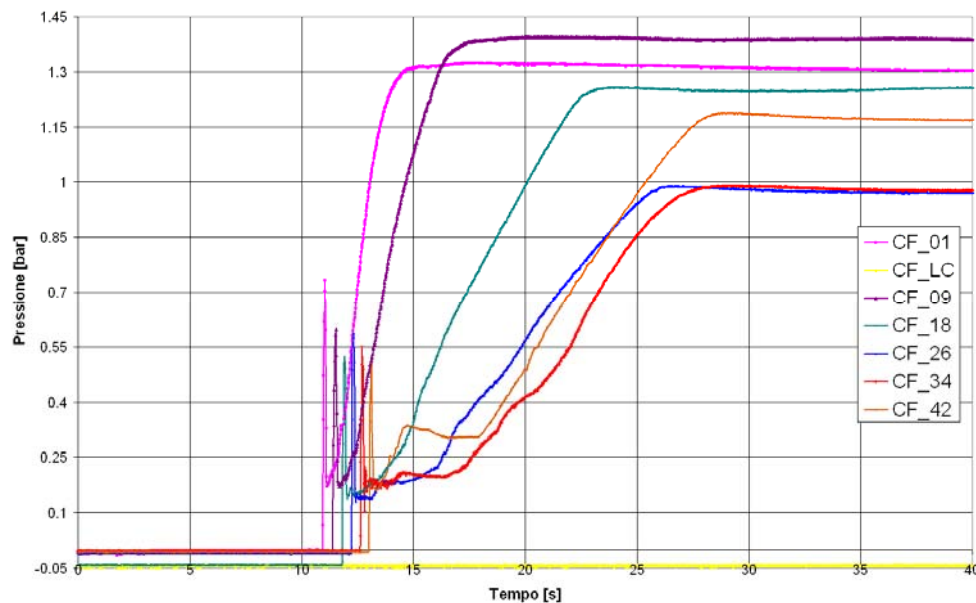


Figura 5.1 Andamento della pressione nei cilindri freno strumentati durante la sperimentazione

Il criterio utilizzato per la scelta dei punti di misura da acquisire è legato agli accoppiamenti strumentati, ovvero dato il monitoraggio dell’accoppiamento tra i veicoli i e $i+1$ viene registrata la pressione al CF del veicolo i . Per il calcolo delle forze di interazione, in corrispondenza degli accoppiamenti strumentati, sarà comunque necessario avere a disposizione tutte le pressioni ai cilindri freno dei veicoli e quindi eseguire un’interpolazione dei dati a disposizione. I dati di pressione interpolati vengono distribuiti su una gaussiana con valor medio \bar{m} e deviazione standard σ ottenuta a partire dai dati di Figura 5.1; nello specifico $\bar{m} = 1.184$ e $\sigma = 0.08$, si veda Figura 5.2.

Naturalmente, le pressioni al cilindro freno riportate in Figura 5.2 rappresentano una delle possibili distribuzioni di pressione calcolata a partire dalla dispersione caratteristica ricavata dai dati sperimentali. Prima di mostrare a confronto i risultati sperimentali con quelli numerici viene eseguita un’analisi di sensibilità, ovvero si analizzano gli effetti dell’intrinseca dispersione delle pressioni ai cilindri freno sulla dinamica longitudinale.

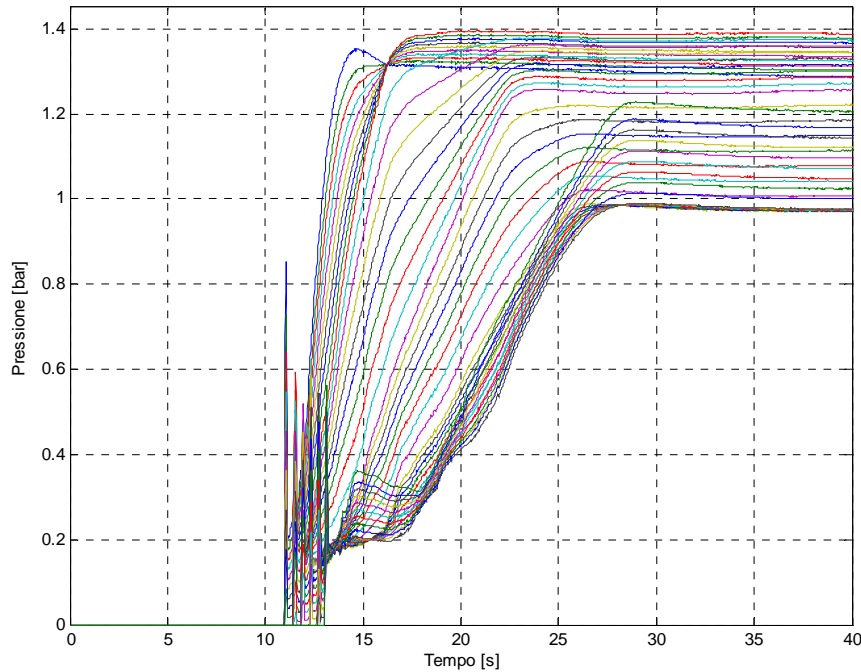


Figura 5.2 Dispersione delle pressioni al cilindro freno ottenute tramite interpolazione secondo gaussiana con valor medio pari a 1.184 bar e deviazione standard 0.08

Considerando 6 diverse distribuzioni di pressione al cilindro freno viene valutato il comportamento dinamico del convoglio e la conseguente dispersione nei risultati sugli andamenti delle forze longitudinali. Senza per ora entrare in merito ai risultati quantitativi delle simulazioni, è interessante osservare lo scarto che si genera in termini di forze longitudinali.

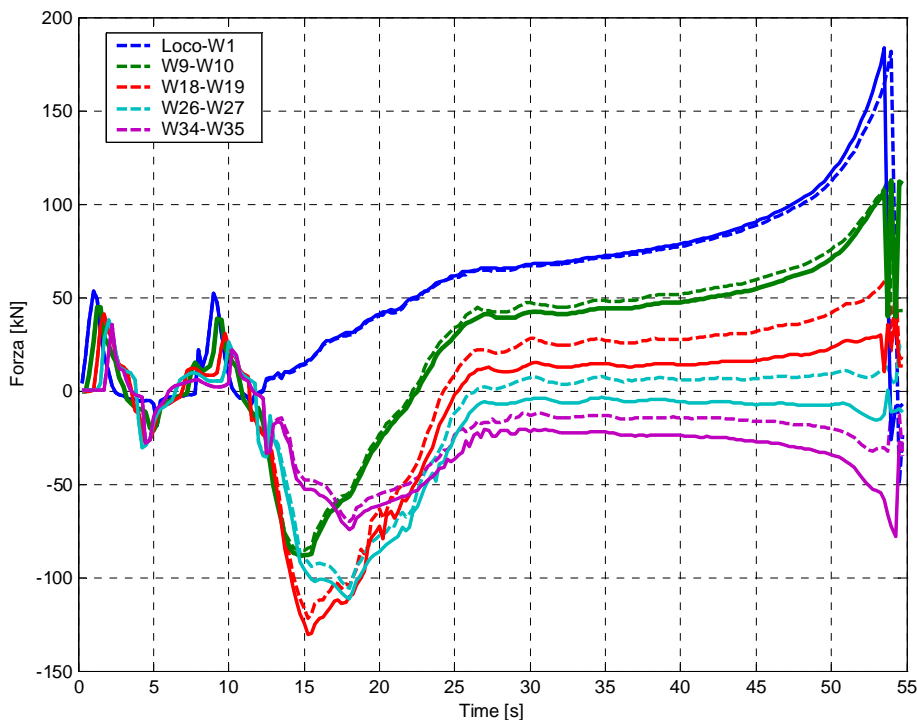


Figura 5.3 Banda di dispersione per la dinamica longitudinale, ottenuta dalla dispersione intrinseca osservata nei dati sperimentali

In particolare, in Figura 5.3 si riportano i due casi estremi, ovvero tra le 6 distribuzioni di pressioni al CF quelle che determinano, tra i corrispondenti accoppiamenti, una maggiore differenza nella risposta dinamica: i risultati mostrano una banda di dispersione che in alcuni accoppiamenti può raggiungere anche 50 kN e in media è pari a 15-20 kN. Tale banda di dispersione può essere

considerata un errore intrinseco legato al malfunzionamento operativo riscontrato nei dati sperimentali. Nella legenda di Figura 5.3 si riportano gli accoppiamenti strumentati durante la prova in linea: con l'indicazione W9-W10 si indica l'accoppiamento tra il vagone 9 e il vagone 10. Quanto osservato suggerisce che nel confrontare i risultati delle simulazioni con i dati sperimentali è ammissibile aspettarsi degli scostamenti dell'ordine dei 15-20 kN; naturalmente l'analisi statistica si sarebbe potuta estendere prendendo in esame un maggior numero di distribuzioni, ottenendo forse una banda di dispersione ancora maggiore. Questo studio ha mostrato una possibile applicazione del codice: l'analisi della sensibilità della dinamica longitudinale ai malfunzionamenti operativi dei distributori.

Dopo lo studio di carattere statistico, che aiuta nell'interpretazione dei risultati, si riportano a confronto gli andamenti delle forze sugli accoppiamenti ottenuti dalla simulazione (con relativa banda di dispersione) con i dati sperimentali (Figura 5.4).

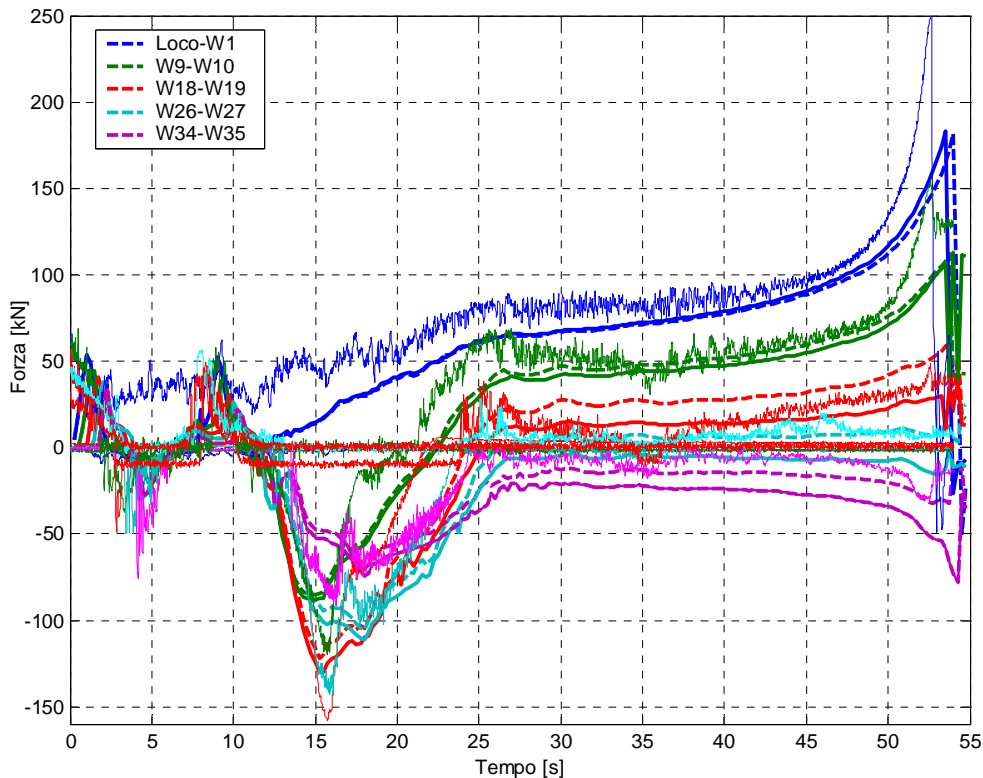


Figura 5.4 Andamento nel tempo delle forze sugli accoppiamenti ottenuti dalla simulazione a confronto con i dati acquisiti durante la sperimentazione

Non avendo a disposizione il profilo di trazione che precede la frenatura, e che determina le condizioni di elongazione e carico iniziale degli accoppiamenti, è stato necessario assumere un profilo di trazione ricavato dai dati sperimentali; per tale ragione nell'analisi dei risultati non si deve considerare il primo tratto di simulazione, ovvero i primi 10 s.

Dal punto di vista quantitativo, considerando la presenza di una banda di dispersione intrinseca dell'ordine dei 15-20 kN, i risultati mostrano un buon accordo tra i dati simulati e quelli sperimentali. Ciò che più importa però è non aver trascurato alcun aspetto dinamico durante il processo di frenatura: qualitativamente c'è un ottimo accordo tra gli andamenti simulati e quelli sperimentali; per esempio, il valore massimo in compressione si realizza sullo stesso accoppiamento e al medesimo tempo e il posizionamento relativo tra le curve è lo stesso in entrambi i casi.

In termini di spazi d'arresto, le simulazioni hanno fornito un valor medio di 1218 m mentre sperimentalmente lo spazio d'arresto è risultato essere 1201m: la differenza percentuale è inferiore al 2%.

5.2 La risposta dinamica del sistema in presenza di ostruzioni in condotta

Prima di effettuare la simulazione dinamica al variare della distribuzione di pressione nei cilindri freno, e verificare gli effetti della presenza di un'ostruzione lungo la CG sugli spazi d'arresto e sulle forze longitudinali, si riporta la risposta pneumatica del sistema calcolata con il modulo *TrainPneu* e ricavata dai dati sperimentali di balena in presenza di un'ostruzione da 10 mm subito dopo il primo distributore (Figura 5.5) e in condizioni standard (Figura 5.6).

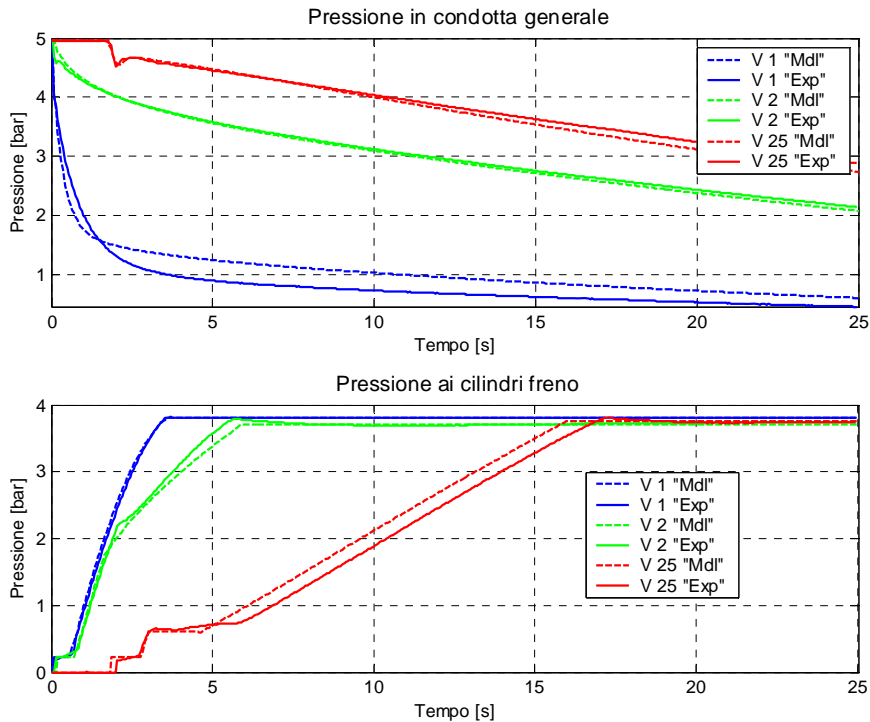


Figura 5.5 Andamento pressione in CG e nei corrispondenti CF per il treno 600m del par. 4.2.2 in presenza di un'ostruzione da $\phi = 10$ mm posta subito dopo il primo distributore

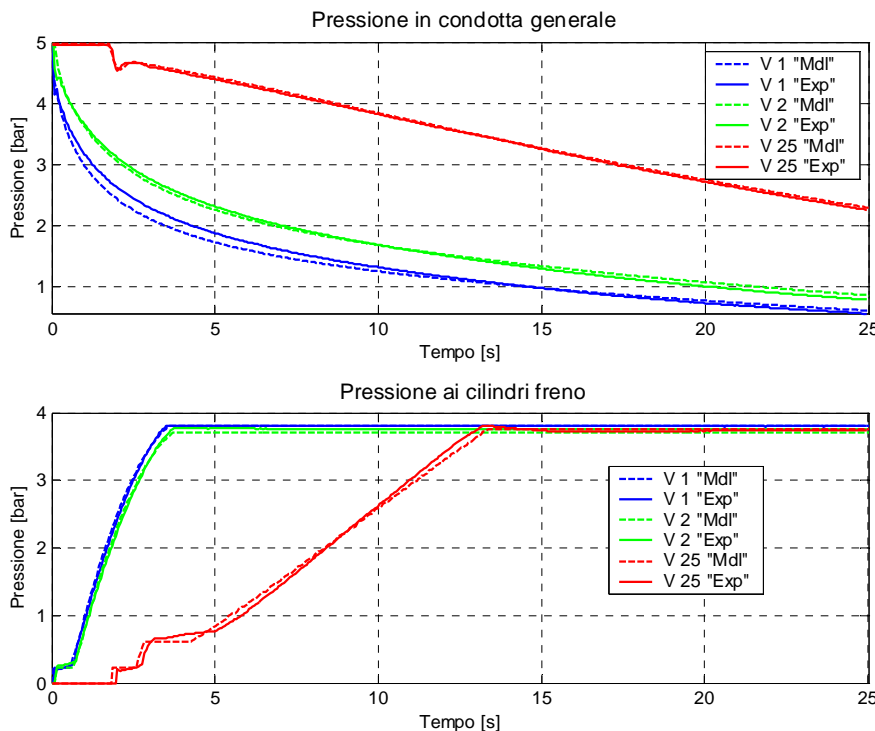


Figura 5.6 Andamento pressione in CG e nei corrispondenti CF per il treno 600m del par. 4.2.2 in condizioni standard (assenza di ostruzioni)

I risultati ottenuti, sia in termini di pressioni in condotta generale che al cilindro freno, sono in linea con quanto osservato nel corso del capitolo 5; si passa allora al calcolo della risposta dinamica.

Il layout di treno implementato nel codice è quello relativo al treno 600mOS del par. 4.2.2; dai dati sperimentali di pressione ai cilindri freno è stato possibile identificare i parametri caratteristici per il modello del distributore del singolo veicolo nel convoglio. Il treno è costituito da una locomotiva in testa seguita da 24 vagoni, tutti dello stesso tipo a pieno carico: la massa totale è 2160 t e la percentuale di peso frenato del convoglio è il 60%. Le caratteristiche dei respingenti e tiranti, uguali per tutti i veicoli, sono le stesse riportate in tabella 4.2. Il treno lanciato su un rettilineo in piano alla velocità di 30 km/h viene portato all'arresto utilizzando le differenti distribuzioni di pressioni calcolate con il modulo *TrainPneu*.

Le figure riportate di seguito mostrano come varia la distribuzione delle forze longitudinali lungo il convoglio in funzione della posizione dell'ostruzione rispetto al caso standard (assenza di ostruzioni); in tutte le prove si considera un'ostruzione con $\phi = 10$ mm.

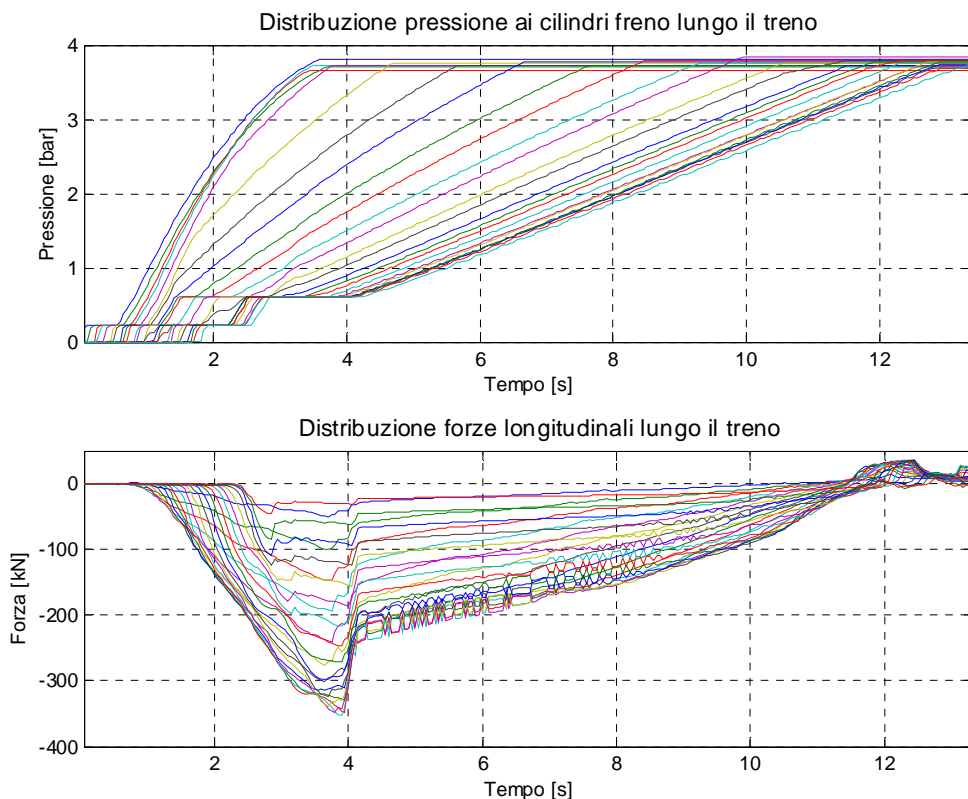


Figura 5.7 Andamento delle pressioni nei cilindri freno lungo il convoglio e corrispondente distribuzione delle forze longitudinali in condizioni standard

La Figura 5.7 mostra proprio la distribuzione delle pressioni ai cilindri freno e le corrispondenti forze longitudinali generate in assenza di ostruzioni.

Innanzitutto è interessante notare come la forza massima in compressione supera il limite di 240 kN imposto da normativa: il treno implementato, pur avendo una lunghezza che rientra nello standard, presenta un carico totale oltre il limite di composizione (1600 t). La forza massima in compressione, pari a 353 kN, è localizzata nell'accoppiamento tra il decimo e l'undicesimo vagone: questo è in accordo con quanto preannunciato nel corso del par. 2.3.2.1 osservando la figura 2.13 e la tabella 2.3.

Nell'ordine si riportano i risultati delle simulazioni nel caso in cui l'ostruzione è posta dopo il primo distributore (Figura 5.8), dopo il secondo distributore (Figura 5.9), dopo il sesto distributore (Figura 5.10) e nella mezzeria del convoglio (Figura 5.11).

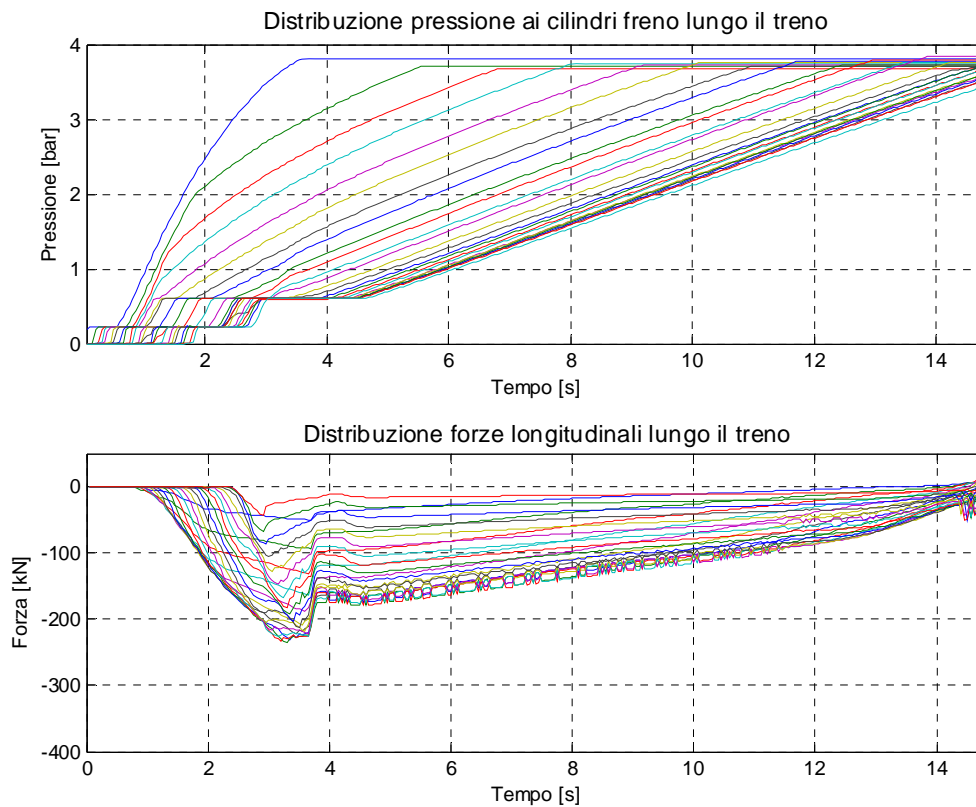


Figura 5.8 Andamento delle pressioni nei cilindri freno lungo il convoglio e corrispondente distribuzione delle forze longitudinali in presenza dell'ostruzione posta dopo il primo distributore

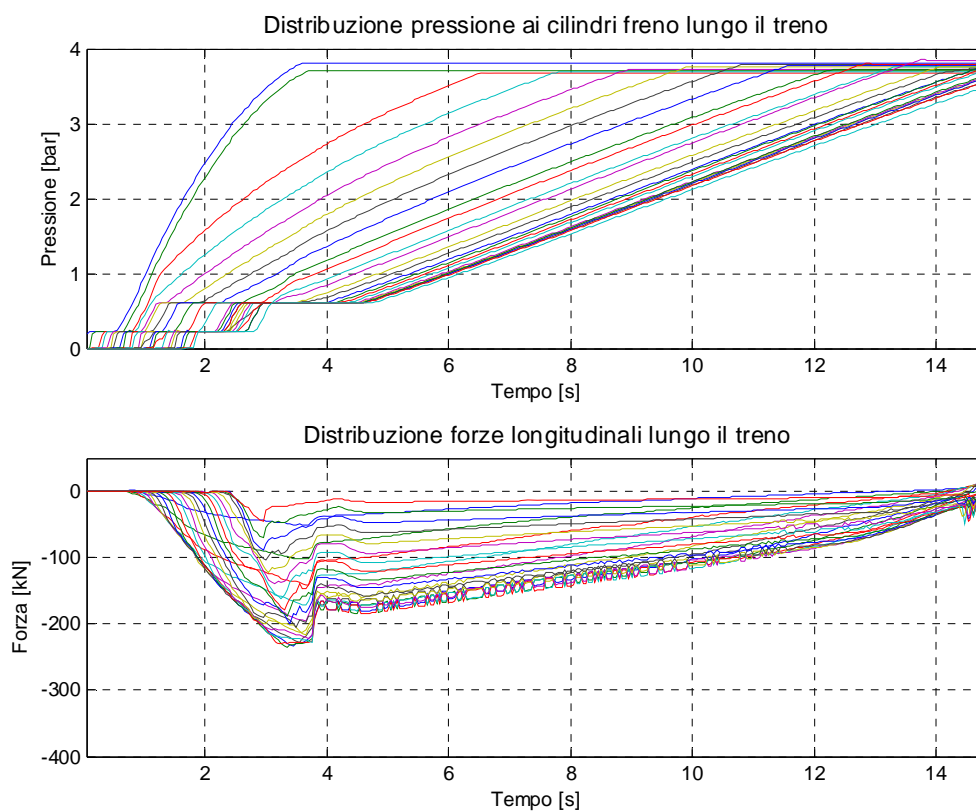


Figura 5.9 Andamento delle pressioni nei cilindri freno lungo il convoglio e corrispondente distribuzione delle forze longitudinali in presenza dell'ostruzione posta dopo il secondo distributore

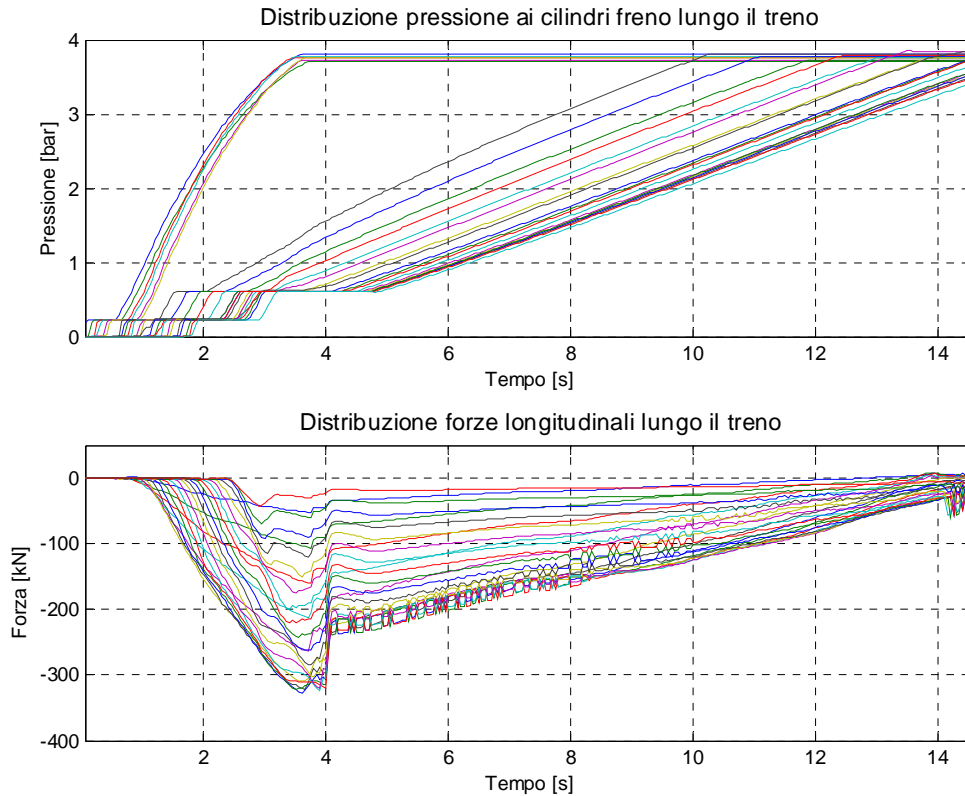


Figura 5.10 Andamento delle pressioni nei cilindri freno lungo il convoglio e corrispondente distribuzione delle forze longitudinali in presenza dell'ostruzione posta dopo il sesto distributore

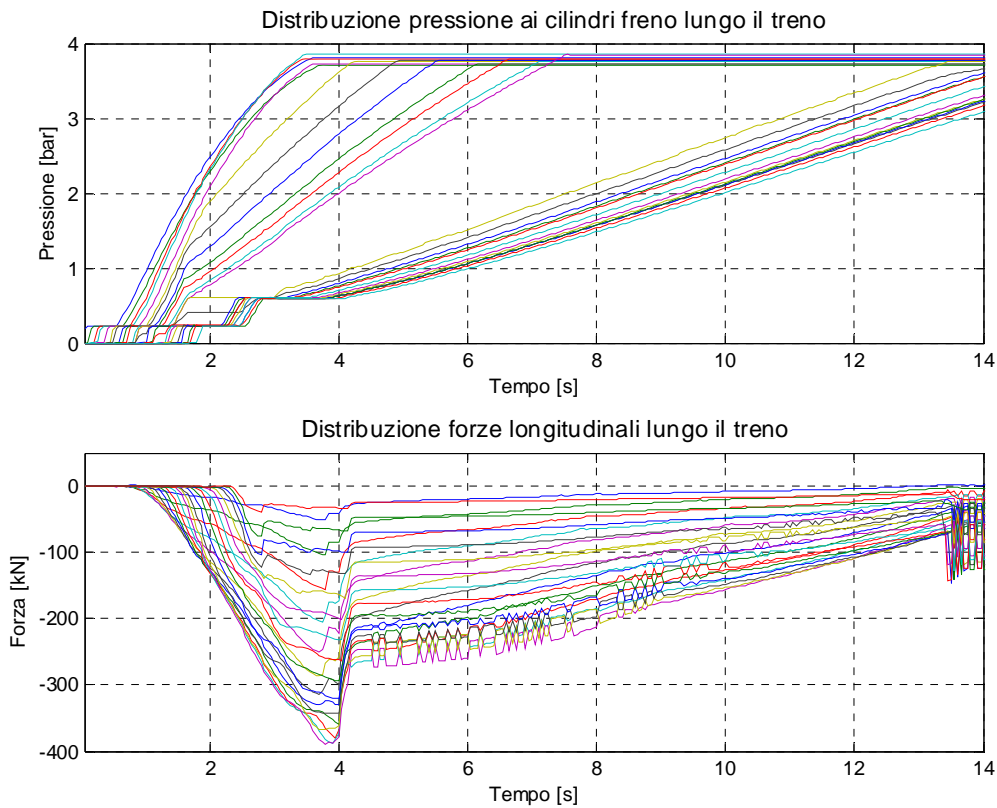


Figura 5.11 Andamento delle pressioni nei cilindri freno lungo il convoglio e corrispondente distribuzione delle forze longitudinali in presenza dell'ostruzione posta nella mezzeria del treno

È evidente come spostando l'ostruzione lungo il convoglio le forze di compressione massime aumentano, e conseguentemente diminuiscono quelle di trazione; complessivamente, con

l'ostruzione in prossimità della testa del treno la dinamica longitudinale risulta essere meno sollecitata durante il processo di frenatura. In un certo senso l'ostruzione trasforma la frenatura rapida in una di minore intensità e conseguentemente vengono ridotte le sollecitazioni massime ai respingenti: nel caso dell'ostruzione dopo il primo distributore i dati mostrano una riduzione pari al 33% rispetto al caso standard. Ancora con l'ostruzione posta nella prima metà del treno (Figura 5.10) la forza massima di compressione è minore di quella in condizioni standard, posizionando invece l'ostruzione a metà del treno (Figura 5.11) la forza massima sui respingenti supera il caso standard. Riprendendo le considerazioni fatte nel par. 2.3.2.1, la presenza dell'ostruzione a metà del treno aumenta il parametro dc_{fr} proprio in corrispondenza dei veicoli che già presentavano un ritardo di attivazione tra veicoli contigui maggiore: questo può spiegare il perché la presenza dell'ostruzione in mezzieria del treno (ovvero dopo il dodicesimo distributore) abbia determinato un valore della forza longitudinale massima in compressione superiore al caso standard²².

Ovviamente, ci si aspetta che le considerazioni sul posizionamento dell'ostruzione lungo il convoglio valide per la distribuzione delle forze longitudinali siano opposte per la dipendenza sugli spazi d'arresto. Per avere una visione d'insieme di come variano gli spazi d'arresto in funzione della posizione dell'ostruzione, si riporta in Tabella 5.1 lo spazio totale percorso al variare della configurazione del treno.

Configurazione del treno	Spazio d'arresto [m]
Standard	74.3
Ostruzione dopo 1° distributore	82.6
Ostruzione dopo 2° distributore	82.5
Ostruzione dopo 6° distributore	80.8
Ostruzione dopo 12° distributore	74.8

Tabella 5.1 Spazi d'arresto calcolati dalla simulazione al variare della configurazione del treno

I dati mostrano chiaramente che la presenza di un'ostruzione verso la testa del treno, rallentando gran parte della condotta generale, determina un allungamento maggiore degli spazi d'arresto; in particolare nel caso dell'ostruzione posta dopo il primo distributore lo spazio d'arresto è aumentato dell'11% rispetto al caso standard.

Partendo da una tematica trattata nel corso dell'attività di sperimentazione in balena, sfruttando il codice di simulazione *TrainDy* e il modulo pneumatico *TrainPneu*, è stato possibile ampliare le considerazioni fatte in quelle circostanze. I risultati riportati hanno permesso di verificare qualitativamente e quantitativamente gli effetti sulla dinamica longitudinale al variare della posizione dell'ostruzione in CG lungo il convoglio.

5.3 L'effetto della ripetizione del segnale di frenatura sulla dinamica longitudinale

Con l'intento di verificare gli effetti della ripetizione del segnale di frenatura lungo il convoglio sulla distribuzione delle forze longitudinali e gli spazi d'arresto, nel seguito vengono riportati i risultati delle simulazioni ottenute utilizzando i dati di pressione raccolti durante l'attività di sperimentazione in balena (par. 2.3.2.2). In particolare, verranno implementati in *TrainDy* il treno da 25 carri e da 50 carri di tabella 2.4, si considerano due diversi regimi di carico per ogni treno: un treno con tutti carri a pieno carico (90 t) e un treno con tutti carri a metà del pieno carico (45 t). I vagoni, tutti dello stesso tipo, presentano una percentuale di peso frenato del 60% in entrambi i regimi di carico: la variazione della percentuale di peso frenato è ottenuta con un dispositivo

²² In questo caso l'accoppiamento maggiormente sollecitato risulta essere quello tra l'undicesimo e il dodicesimo vagone.

vuoto/carico meccanico. Il treno, lanciato su un rettilineo in piano alla velocità di 30 km/h, viene portato all'arresto. In totale viene analizzato il comportamento dinamico su quattro differenti treni, che presentano tra loro diversa lunghezza o massa totale; si ricorda che tutti i veicoli dei convogli (locomotiva compresa) hanno il freno pneumatico attivo: la percentuale di peso frenato totale di ognuno dei quattro treni è pari al 60%. Le caratteristiche dei respingenti e tiranti dei veicoli sono le stesse riportate in tabella 4.2.

È importante ricordare che nell'analisi dei risultati, sia in termini quantitativi che qualitativi, è necessario tenere in considerazione la dispersione negli andamenti delle pressioni al cilindro freno riscontrata nei dati sperimentali.

Nel seguito, vengono mostrate le distribuzioni delle forze longitudinali, prima per il treno da 25 carri (treno -600m-) e poi per il treno da 50 carri (treno -1200m-); per ogni lunghezza di treno si riportano prima i risultati con tutti i vagoni a pieno carico e poi quelli con tutti i vagoni a metà del pieno carico. Per indicare il tipo di configurazione si utilizza la stessa convenzione introdotta nel capitolo 2: "Std" contrassegna i risultati per la configurazione standard, ovvero con lo scarico dalla testa, "#Scg" indica il numero # di dispositivi di scarica in composizione, "Coda" o "Centro" indica la posizione in cui è collocato il secondo dispositivo di scarica, "delay" o "contp" indica se l'attivazione tra i dispositivi è ritardata o contemporanea. Si ricorda che in ogni composizione lo scarico dalla testa è sempre presente e il delay di attivazione, calcolato rispetto allo scarico di testa, simula un'attivazione di tipo pneumatica.

5.3.1 Treno lungo 600 m con tutti i vagoni a pieno carico

La prima considerazione che scaturisce osservando la distribuzione delle forze longitudinali in condizioni standard di Figura 5.12-a è il superamento del limite ammissibile di forza sui respingenti; d'altronde il treno ha un massa totale pari a 2250 t.

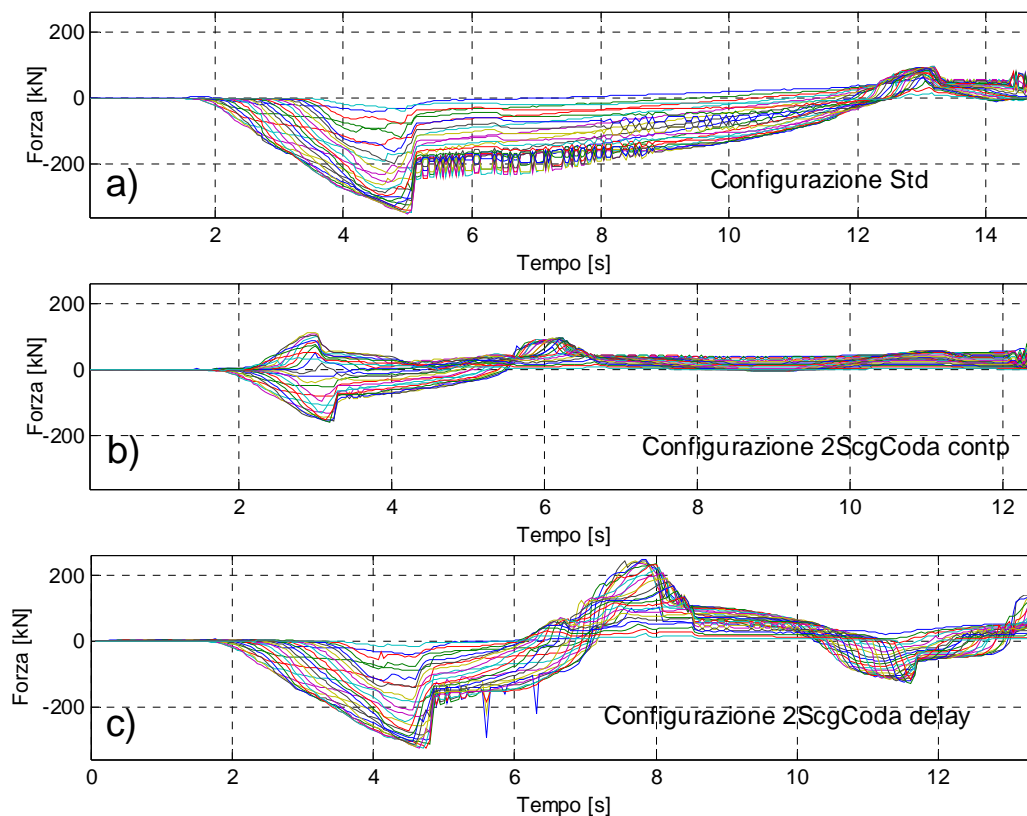


Figura 5.12 Andamento delle forze longitudinali lungo il convoglio al variare della ripetizione del segnale di frenatura per il treno 600m con tutti i vagoni a pieno carico

Introducendo un ulteriore scarico in coda (ad attivazione contemporanea) la forza massima in compressione si riduce sino a 158 kN, ovvero viene più che dimezzata, ma in compenso aumentano il numero di veicoli in trazione lungo il convoglio. Il treno risulta parte in compressione e parte in trazione; il valore massimo raggiunto in trazione è maggiore rispetto al caso di singolo scarico (113 kN contro 95 kN), ma comunque sempre entro i limiti. Considerando un delay di attivazione per il dispositivo di scarica la distribuzione delle forze longitudinali (Figura 5.12-c) cambia notevolmente e la forza massima in compressione diventa molto vicina al caso standard (326 kN contro 349 kN) mentre in trazione raggiunge ben 247 kN. Sicuramente, aver introdotto un ritardo nell'attivazione non permettere di avere miglioramenti sensibili sulla risposta dinamica del sistema, anzi si può dire che addirittura ha effetti peggiorativi nel complesso.

Grazie alla ripetizione del segnale di frenatura, lo spazio d'arresto si riduce di circa il 19% nel caso di attivazione contemporanea e del 10% nel caso di attivazione con delay; si veda Tabella 5.2.

Configurazione del treno	Spazio d'arresto [m]
Standard	84.6
2ScgCoda contp	68.8
2ScgCoda delay	76.1

Tabella 5.2 Spazi d'arresto calcolati dalla simulazione al variare della configurazione del treno

5.3.2 Treno lungo 600 m con tutti i vagoni a metà del pieno carico

In questo caso il treno presenta una lunghezza e una massa complessiva entro i limiti UIC che giustificano un comportamento dinamico in marcia con valori delle forze massime entro le specifiche: la distribuzione delle forze longitudinali di Figura 5.13-a mostra appunto un valore massimo in compressione e in trazione entro i limiti attesi. Il risultato appena discusso fornisce una prova ulteriore della bontà nei risultati ottenuti e dei modelli implementati nel codice.

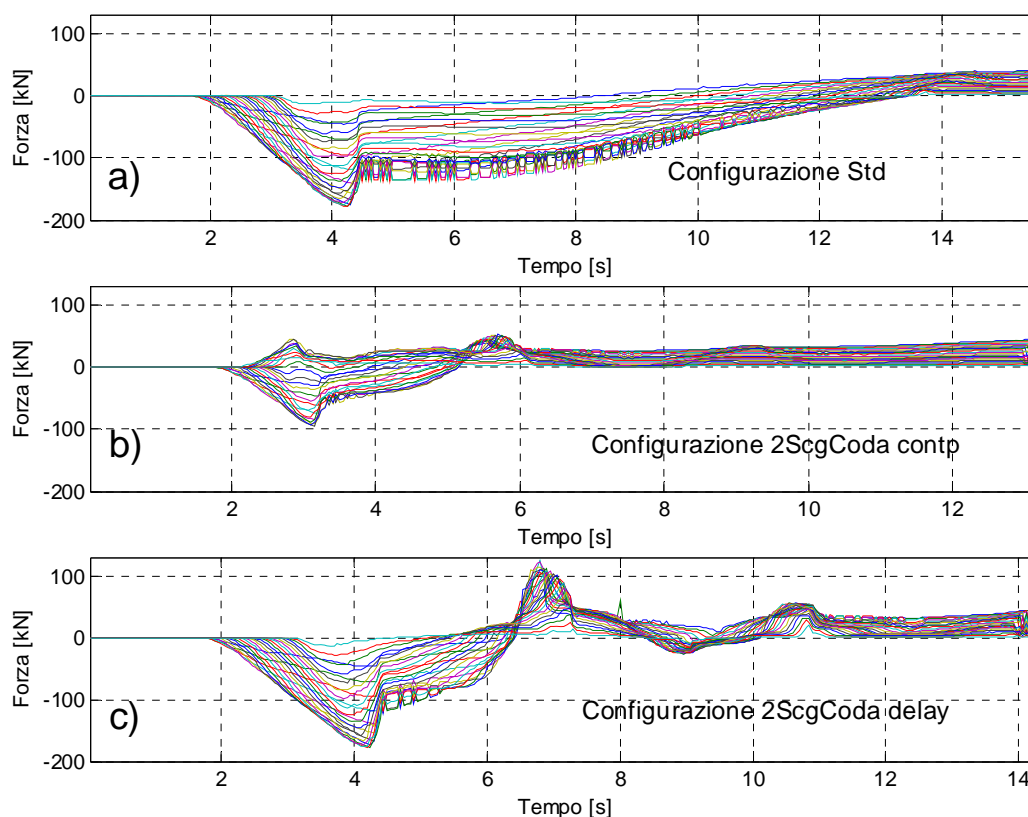


Figura 5.13 Andamento delle forze longitudinali lungo il convoglio al variare della ripetizione del segnale di frenatura per il treno 600m con tutti i vagoni a metà del pieno carico

Qualitativamente le considerazioni fatte nel precedente paragrafo risultano valide anche in questo caso; quantitativamente l'aspetto più evidente è la sostanziale riduzione delle forze massime raggiunte negli accoppiamenti. In configurazione standard la forza massima ai respingenti è pari a 178 kN, la presenza del doppio scarico contemporaneo riduce questo valore a 94 kN mentre introducendo un delay di attivazione il valore di picco ottenuto è praticamente pari a quello riscontrato con solo scarico dalla testa. In trazione la forza massima risulta analoga tra configurazione standard e doppio scarico contemporaneo, mentre raddoppia nel caso di doppio scarico con delay.

In termini di spazi d'arresto, la Tabella 5.3 mostra a confronto i risultati ottenuti nelle simulazioni.

Configurazione del treno	Spazio d'arresto [m]
Standard	91.2
2ScgCoda contp	73.4
2ScgCoda delay	80.7

Tabella 5.3 Spazi d'arresto calcolati dalla simulazione al variare della configurazione del treno

La diminuzione del carico complessivo sul treno ha determinato una minore sensibilità della ripetizione del segnale di frenatura sulla distribuzione delle forze longitudinali, in compenso la riduzione degli spazi d'arresto è sensibilmente aumentata.

5.3.3 Treno lungo 1200 m con tutti i vagoni a pieno carico

La Figura 5.14 riporta la distribuzione delle forze longitudinali nel caso di singolo scarico: è evidente come, essendo il treno fuori standard, le forze massime in compressione siano ben al di sopra dei limiti ammessi, raggiungendo un valore di picco pari a 754 kN.

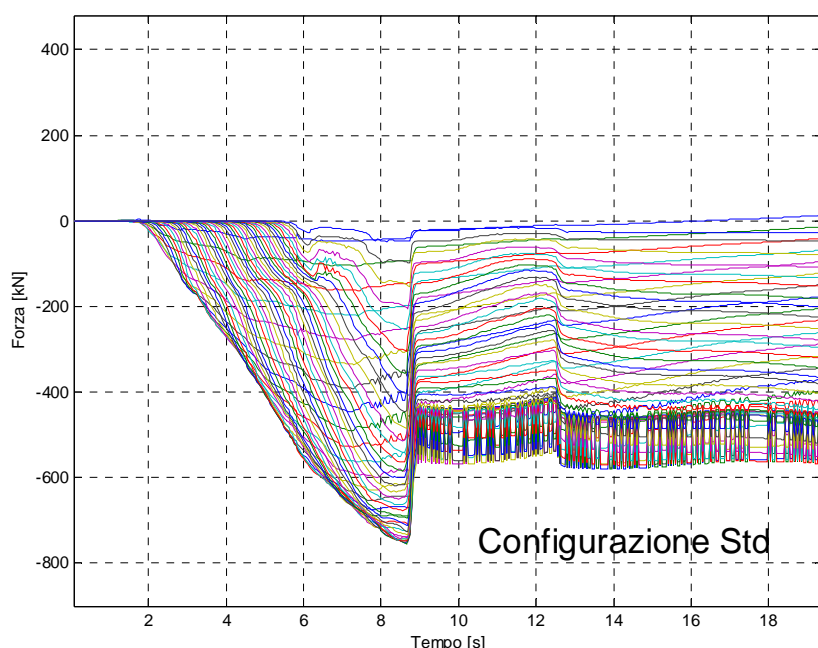


Figura 5.14 Andamento delle forze longitudinali lungo il convoglio in configurazione standard per il treno 1200m con tutti i vagoni a pieno carico

Dagli andamenti riportati in Figura 5.15 è evidente come la ripetizione del segnale di frenatura, eccezion fatta per il caso di un doppio scarico testa-centro, riduca drasticamente la forza di compressione massima sui respingenti uniformando il comportamento dinamico lungo il convoglio. Il treno risulta, ora, parte in trazione e parte in compressione: le forze massime in trazione presentano valori analoghi a quelli raggiunti in compressione. Quantitativamente, inserendo uno scarico ad attivazione contemporanea in coda al treno la forza massima di compressione si riduce sino a 336 kN mentre in trazione da

16 kN (configurazione Std) la forza massima passa a 311 kN: questo risultato dimostra che non è sufficiente un doppio scarico testa-coda contemporaneo per rientrare nei limiti normativi. Considerando un ulteriore scarico al centro (Figura 5.15-c) la forza massima ai respingenti viene ridotta fino a 202 kN e quella ai tiranti raggiunge i 168 kN: entrambi i valori sono ora all'interno dei limiti UIC.

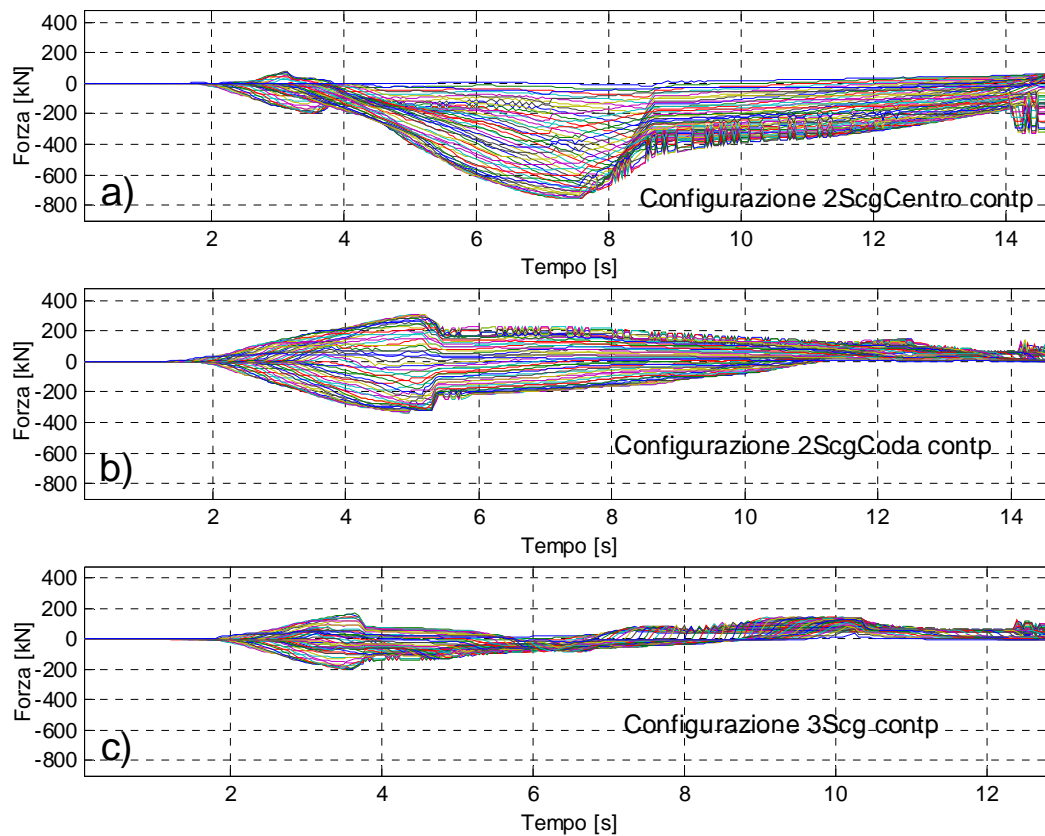


Figura 5.15 Andamento delle forze longitudinali lungo il convoglio al variare della ripetizione del segnale di frenatura (attivazione contemporanea) per il treno 1200m con tutti i vagoni a pieno carico

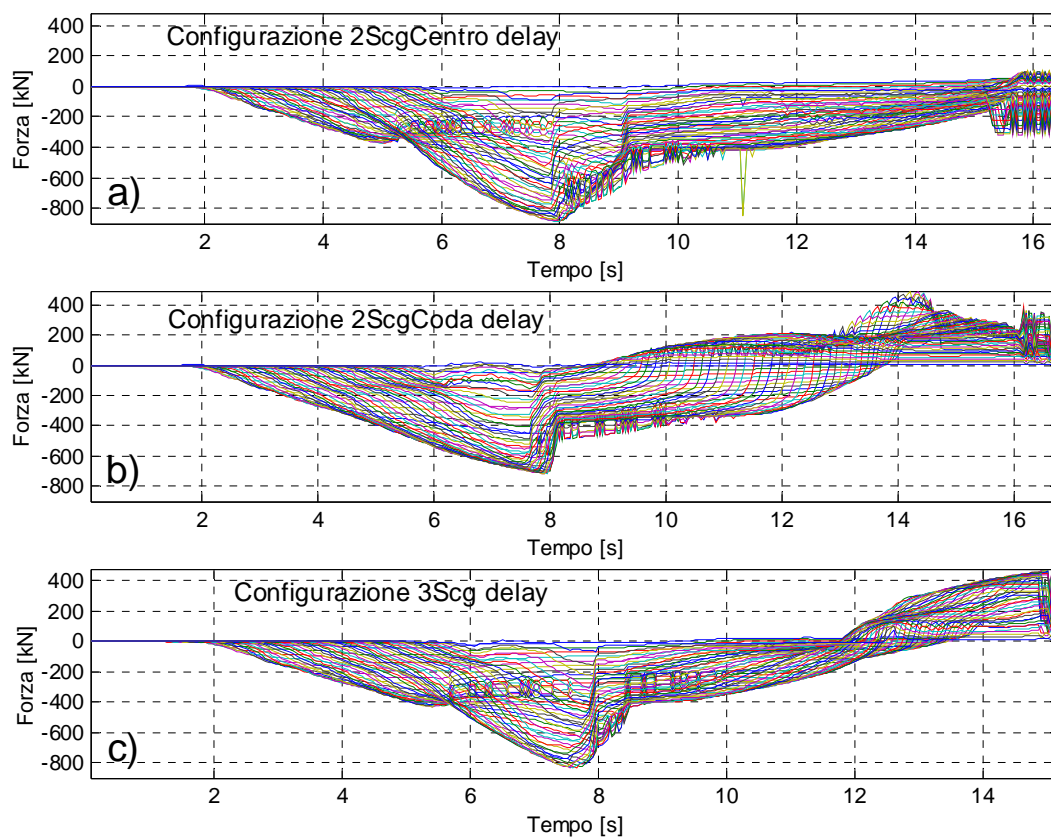


Figura 5.16 Andamento delle forze longitudinali lungo il convoglio al variare della ripetizione del segnale di frenatura (attivazione con delay) per il treno 1200m con tutti i vagoni a pieno carico

Senza entrare nei dettagli, è evidente dalla Figura 5.16 come l'introduzione di un ritardo nell'attivazione del dispositivo di scarica comporti una sostanziale inefficienza della ripetizione del segnale di frenatura lungo il convoglio. In particolare, sia nel caso della configurazione con scarico testa-centro che testa-centro-coda il valore della forza massima in compressione è addirittura superiore al caso standard.

In termini di spazi d'arresto la

Tabella 5.4 mostra che la ripetizione del segnale di frenatura su treni molto lunghi riduce drasticamente lo spazio percorso: nel caso di triplice scarico contemporaneo la riduzione è dell'ordine del 37%.

Configurazione del treno	Spazio d'arresto [m]
Standard	114.1
2ScgCentro contp	81.6
2ScgCoda contp	83.9
3Scg contp	72
2ScgCentro delay	90.6
2ScgCoda delay	100.8
3Scg delay	89.8

Tabella 5.4 Spazi d'arresto calcolati dalla simulazione al variare della configurazione del treno

5.3.4 Treno lungo 1200 m con tutti i vagoni a metà del pieno carico

Dimezzando il carico totale a 2250 t le forze massime vengono praticamente dimezzate (Figura 5.17).

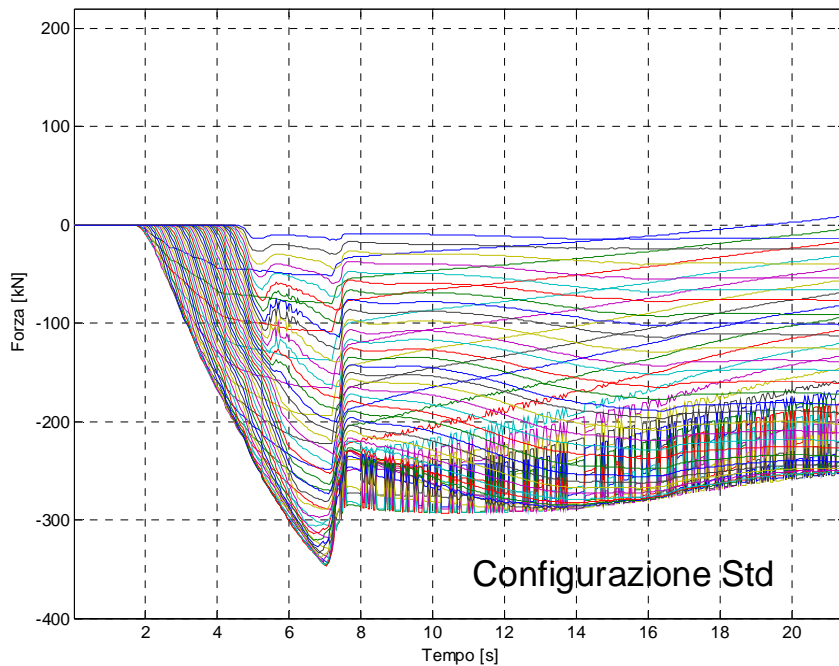


Figura 5.17 Andamento delle forze longitudinali lungo il convoglio in configurazione standard per il treno 1200m con tutti i vagoni a metà del pieno carico

Anche in questo caso, la Figura 5.18-a mostra che un doppio scarico testa-centro contemporaneo sollecita maggiormente la dinamica longitudinale, mentre con triplice scarico la forza massima in compressione passa da 347 kN a 124 kN. La presenza di un doppio scarico in coda permette invece di ridurre del 50% la sollecitazione massima sui respingenti. Anche dall'analisi di Figura 5.19 risulta che l'introduzione di un delay nell'attivazione dei dispositivi di scarica peggiora il comportamento dinamico del treno; in particolare, come già osservato nel precedente

paragrafo, il doppio scarico testa-centro e la configurazione con tre scarichi determinano valori più elevati in compressione rispetto al caso standard.

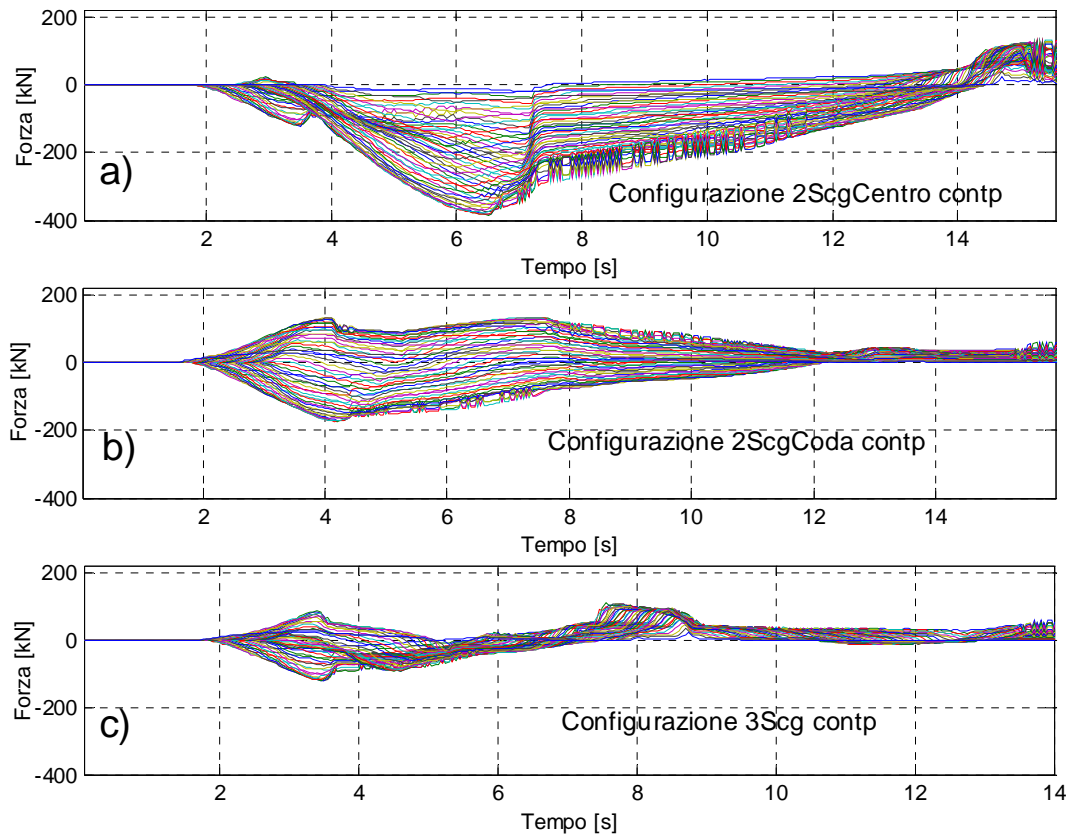


Figura 5.18 Andamento delle forze longitudinali lungo il convoglio al variare della ripetizione del segnale di frenatura (attivazione contemporanea) per il treno 1200m con tutti i vagoni a metà del pieno carico

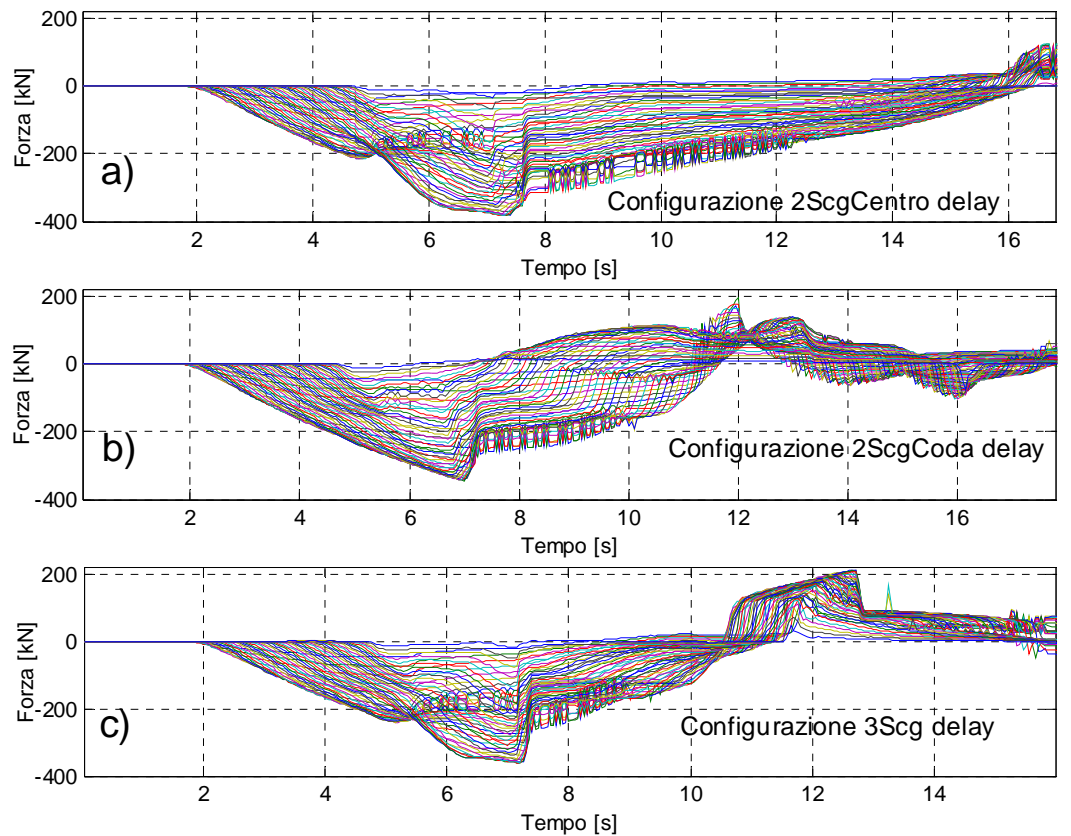


Figura 5.19 Andamento delle forze longitudinali lungo il convoglio al variare della ripetizione del segnale di frenatura (attivazione con delay) per il treno 1200m con tutti i vagoni a metà del pieno carico

Per concludere, in Tabella 5.5 si riportano a confronto gli spazi d'arresto al variare della configurazione; la distanza percorsa si riduce del 40% nel caso di triplice scarico confermando gli orientamenti osservati sul treno con tutti i veicoli a pieno carico.

Configurazione del treno	Spazio d'arresto [m]
Standard	128
2ScgCentro contp	88
2ScgCoda contp	90.2
3Scg contp	76.6
2ScgCentro delay	96.7
2ScgCoda delay	106.4
3Scg delay	93

Tabella 5.5 Spazi d'arresto calcolati dalla simulazione al variare della configurazione del treno

5.3.5 Considerazioni generali

- Indipendentemente dalla lunghezza del treno, le simulazioni svolte hanno mostrato che raddoppiando la massa totale del convoglio anche le forze massime in compressione tendono a raddoppiare. Questo risultato evidenzia l'importanza di limitare la massa complessiva del convoglio per garantire la sicurezza del sistema; se si prende poi in considerazione il treno 600m con tutti i vagoni a pieno carico (Figura 5.12-a) e il treno 1200m con tutti i veicoli a metà del pieno carico (Figura 5.17) il valore massimo della forza sui respingenti risulta praticamente lo stesso. Questo risultato fornisce un ulteriore elemento che chiarisce l'importanza della massa totale del convoglio sulla dinamica longitudinale.
- Prendendo in esame le quattro simulazioni in configurazione standard, l'attenzione è stata posta sul posizionamento della forza longitudinale massima di compressione lungo il convoglio. Per il treno costituito da 25 vagoni l'accoppiamento più sollecitato è risultato essere quello tra il vagone 11 e 12 nel caso di tutti i vagoni a pieno carico e tra il vagone 9 e 10 con tutti i vagoni a metà del pieno carico; per il treno 1200m l'accoppiamento più sollecitato è risultato essere quello tra il vagone 22 e 23 nel caso di tutti i vagoni a pieno carico e tra il vagone 16 e 17 con tutti i vagoni a metà del pieno carico. Questi risultati sono in linea con quanto preannunciato nel par. 2.3.2.1 e già verificato nel corso del par. 5.2.
- Indipendentemente dalla lunghezza e dalla massa complessiva del treno, i risultati riportati hanno mostrato che l'introduzione di un delay nell'attivazione dei dispositivi di scarica rende praticamente nullo il contributo della ripetizione del segnale di frenatura lungo il treno e anzi, in alcuni casi la dinamica longitudinale è risultata essere addirittura maggiormente sollecitata. Da questi primi risultati sembra evidente che un dispositivo puramente pneumatico non permette di migliorare la distribuzione delle forze longitudinali lungo il treno.
- Considerando il treno da 1200 m con tre dispositivi di scarica ad intervento contemporaneo (testa-centro-coda), sia a pieno regime di carico (4500 t) che ridotto (2250 t), le sollecitazioni massime in compressione si portano al di sotto dei limiti normativi e gli spazi d'arresto si riducono di quasi il 40% in entrambi i casi. In realtà, quando la massa totale del convoglio è pari a 2250 t è sufficiente uno scarico testa-coda contemporaneo per garantire il rispetto dei limiti di sicurezza. Prendendo a riferimento il treno lungo 600 m con massa totale di 1125 t la forza massima in compressione è risultata essere 178 kN, quella in trazione 65 kN e lo spazio d'arresto 91.2 m. Se si considera allora il treno lungo 1200 m con massa totale di 4500 t in cui la frenatura viene comandata attraverso tre scarichi simultanei, la forza massima in compressione è pari a 202 kN, in trazione 168 kN e lo spazio d'arresto 72 m. Questo risultato mostra a pieno l'efficacia della ripetizione del segnale di frenatura come strumento per uniformare la distribuzione della dinamica longitudinale lungo il convoglio e allo stesso tempo ridurre drasticamente gli spazi d'arresto.

- Un'ulteriore considerazione che scaturisce dall'analisi dei risultati è la maggiore efficacia e sensibilità della ripetizione del segnale di frenatura sulla distribuzione delle forze longitudinali in condizioni di pieno carico, opposto è invece l'effetto sulla riduzione degli spazi d'arresto.

5.4 L'effetto del tracciato sulla dinamica longitudinale

Come messo in evidenza nel par. 3.1.1.3, il codice *TrainDy* è in grado di calcolare il diverso contributo dei respingenti e tiranti sulla dinamica longitudinale in funzione della plano-altimetria del tracciato; in particolare, diventa importante il differente contributo offerto dai respingenti dell'accoppiamento durante la percorrenza di una curva. La simulazione riportata nel seguito consente di analizzare il carico sul singolo elemento dell'accoppiamento; i risultati ottenuti verranno poi confrontati con quelli di un'analogia simulazione, stesso convoglio e stesso profilo di manovra, ma svolta in rettilineo.

Per la simulazione viene utilizzato il convoglio 600m in regime di carico limitato del par. 5.3.2; la velocità di partenza è pari a 100 km/h e la distribuzione di pressione utilizzata è quella ricavata dai dati di balena in configurazione standard, si veda Figura 5.20. Il treno, in coasting²³ per i primi 4 secondi di simulazione, viene poi sottoposto alla frenatura rapida sino all'arresto.

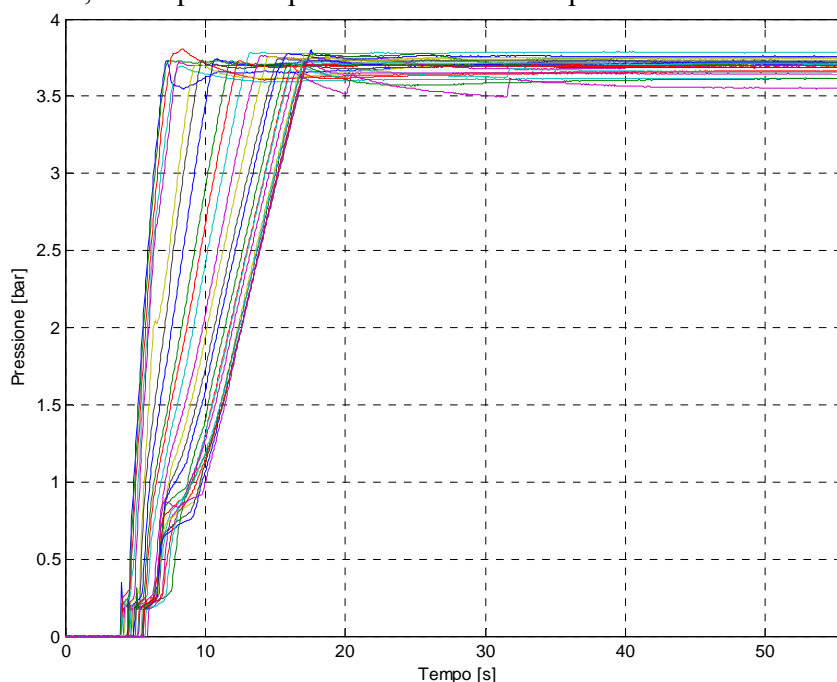


Figura 5.20 Distribuzione delle pressioni al cilindro freno durante la simulazione

Il tracciato di prova con cui viene analizzato il comportamento dinamico in curva è costituito da un primo tratto rettilineo (lungo 5 m), un successivo tratto parabolico (lungo 40 m) in cui la sopraelevazione viene fatta variare da 0 a 8 cm, quindi il tratto di curva piena con raggio di curvatura pari a 1000 m (lungo 700m) e infine un'altro tratto rettilineo; verranno mostrati prima i risultati per la simulazione in curva e poi i confronti con l'analogia simulazione in rettilineo.

La Figura 5.21 contiene le forze sui vari elementi degli accoppiamenti dei veicoli ottenute durante la manovra: è evidente come il respingente interno alla curva è molto più sollecitato rispetto a quello esterno; in particolare, analizzando gli andamenti di Figura 5.21-a si può distinguere il contributo legato al tracciato e quello legato alla manovra.

²³ ovvero soggetto solamente alle resistenze al moto presenti durante la marcia

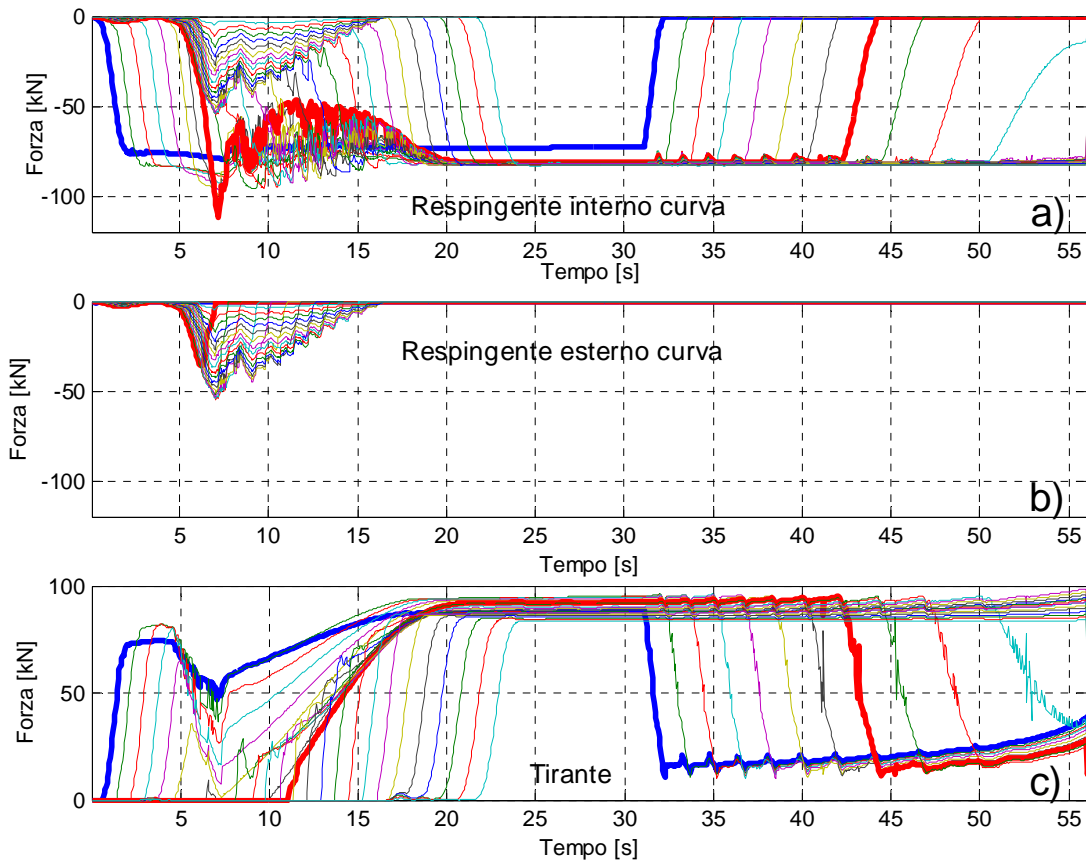


Figura 5.21 Andamento delle forze sugli elementi degli accoppiamenti durante la simulazione in curva: a) sul respingente interno curva; b) sul respingente esterno curva; c) sul tirante

Ancor prima di frenare, l'ingresso in curva della locomotiva genera una compressione sul respingente interno dell'accoppiamento tra la locomotiva e il primo vagone (linea blu a tratto spesso) mentre quello esterno (Figura 5.21-b) è praticamente scarico. La manovra di frenatura rapida ha un effetto trascurabile sui respingenti dell'accoppiamento: il valore di compressione (pressoché costante) è legato alla percorrenza della curva e viene mantenuto fino all'uscita da questa (che avviene a circa 31 s). Come già notato nelle precedenti simulazioni, i vagoni posti nella prima metà del treno sono risultati essere quelli più sollecitati; in particolare, l'accoppiamento più sollecitato in compressione è quello tra il settimo e l'ottavo vagone (con la linea rossa a tratto spesso si indicano i relativi andamenti). Concluso il transitorio di frenatura (tra 4 e 17 s, Figura 5.20) i respingenti esterni alla curva risultano praticamente scarichi mentre quelli interni presentano un valore costante legato proprio al passaggio in curva piena. Analizzando gli andamenti nei tiranti degli accoppiamenti, e in particolare quello tra la locomotiva e il primo vagone, risulta che la compressione sul respingente interno alla curva, e la conseguente reazione, genera una sollecitazione anche sul tirante. A differenza di quanto si verifica in rettilineo, in curva, a causa del diverso posizionamento degli elementi dell'accoppiamento sulle traverse di testa del veicolo (par. 1.4.1), è possibile che i respingenti e il tirante siano contemporaneamente sollecitati. Questa osservazione suggerisce che nel confrontare gli andamenti delle forze longitudinali in compressione e in trazione non sarà possibile riportare gli andamenti su un unico grafico come fatto in precedenza, ma bisogna distinguere le sollecitazioni compressive agenti sui respingenti e sul tirante del singolo accoppiamento. La Figura 5.22 mostra proprio il confronto con i risultati ottenuti in rettilineo a parità di condizioni (stesso convoglio, velocità iniziale e profilo di manovra). Il ritardo di attivazione della frenatura lungo il convoglio determina un valore massimo di compressione in rettilineo del tutto analogo a quello riscontrato in curva.

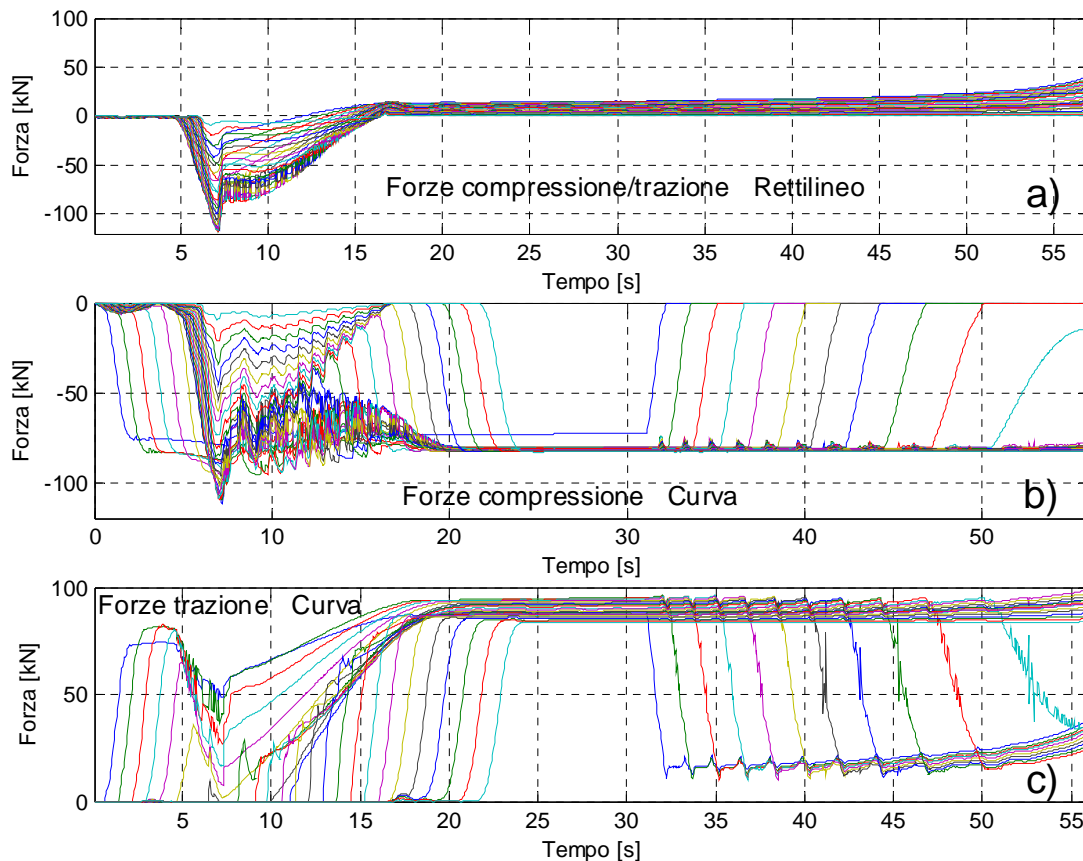


Figura 5.22 Andamento delle forze longitudinali lungo il convoglio al variare della plano-altimetria del tracciato di prova: a) in rettilineo; b) forze di compressione in curva; c) forze di trazione in curva

Concluso il transitorio di frenatura, mentre in rettilineo le forze in compressione vengono progressivamente sostituite da una sollecitazione di trazione lungo il convoglio, in curva l'andamento delle forze longitudinali è controllato dalla posizione relativa tra veicoli adiacenti; in particolare è interessante notare come la forza massima in trazione raddoppia.

I risultati riportati permettono di verificare che il modello del gruppo respingenti/tirante implementato in *TrainDy*, con le semplificazioni introdotte nel par. 3.1.1.3, consente di valutare gli effetti del tracciato sulla dinamica longitudinale del convoglio.

Confrontando gli andamenti di Figura 5.22-a con quelli di Figura 5.13-a è evidente come, qualitativamente del tutto analoghi, c'è una sensibile diminuzione della forza massima raggiunta in compressione (da 178 a 118 kN) partendo da una velocità di 100 km/h. L'effetto della velocità sulle forze longitudinali è legato alla variabilità del coefficiente d'attrito ruota-ceppi che aumenta col diminuire della velocità: a basse velocità, essendo maggiori le azioni frenanti, il ritardo di attivazione della frenatura fa nascere maggiori sollecitazioni sulla dinamica longitudinale del convoglio. In termini di spazi d'arresto, il contributo alle resistenze al moto, legato all'iscrizione della curva da parte dei veicoli, comporta che il convoglio si arresta dopo 989 m anziché 998 m.

Conclusioni

Il dottorato, svolto per la maggior parte del tempo direttamente nell'azienda della Faiveley Transport²⁴ all'interno del gruppo Ricerca & Sviluppo, ha permesso di unire tematiche universitarie e aziendali sfruttando gli strumenti messi a disposizione dell'azienda e la collaborazione sempre più forte stretta negli anni tra l'Università, l'azienda stessa e alcune delle principali ferrovie europee (in particolare quella francese SNCF e tedesca DB).

L'uso del simulatore in scala reale dell'impianto freno del treno (par. 2.3.2) ha consentito di analizzare e comprendere le problematiche connesse alla frenatura di treni di nuova generazione (più lunghi, veloci e pesanti), in grado di aumentare la capacità specifica del trasporto ferroviario merci e garantire un adeguato standard qualitativo del servizio ferroviario per competere con il trasporto su strada. La necessità di fornire strumenti che possano favorire il progresso tecnologico del settore ferroviario merci, migliorando le prestazioni, aumentando e ridefinendo gli attuali limiti normativi, è l'obiettivo di questo lavoro di tesi.

L'attività di dottorato si colloca all'interno di un progetto dell'Università di Tor Vergata, iniziato a nel 2001 in collaborazione con la SABWABCO (oggi Faiveley Transport) e il Politecnico di Torino, sullo sviluppo di un codice di simulazione del comportamento dinamico di lunghi convogli ferroviari, denominato *TrainDy*. In particolare, l'esperienza maturata a contatto diretto con gli operatori del settore, la collaborazione avviata con il Prof. R. Verzicco del Politecnico di Bari e l'utilizzo del programma di simulazione commerciale *AMESim*® hanno consentito di sviluppare, implementare e validare i modelli numerici dell'intero impianto freno del treno da utilizzare nel codice. In questi anni, *TrainDy* è stato ulteriormente sviluppato e validato, ma sicuramente il contributo più importante è stato quello di aver sviluppato i modelli dei vari componenti del sistema frenante del treno contenuti nel modulo pneumatico *TrainPneu*. Attualmente, è possibile valutare la risposta pneumatica del sistema inserendo i parametri per i singoli dispositivi dell'impianto frenante (rubinetto di comando, distributore, condotta generale).

²⁴ Multinazionale che opera nel settore ferroviario, in particolare la Faiveley Transport Italia (Torino) si occupa della progettazione e costruzione di sistemi di frenatura per treni.

Data l'importanza che riveste la frenatura, e la relativa distribuzione delle forze longitudinali generata, per treni di futura generazione, la possibilità di individuare le criticità sulla risposta dinamica del sistema in presenza di nuovi dispositivi costituisce un aspetto di fondamentale importanza nell'ambito della ricerca di nuove soluzioni tecniche. Il codice consente di calcolare il comportamento dinamico in marcia di un treno sottoposto ad una manovra transitoria di frenatura, sfrenatura e trazione su tracciati 3D con possibilità di una sottomodellazione dei veicoli all'interno dello stesso convoglio.

La completezza raggiunta dal codice *TrainDy* negli anni ha permesso che il codice fosse scelto dalla UIC (Union Internationale des Chemins de fer) come nuovo strumento standard per il calcolo della dinamica longitudinale. A partire da Maggio 2007, e fino a Luglio 2008, verrà svolta un'attività di validazione dei modelli implementati nel codice in collaborazione con le maggiori ferrovie europee (Trenitalia, SNCF, DB), che porterà alla certificazione da parte della UIC del programma *TrainDy*. A partire da quella data, il codice verrà riconosciuto come unico strumento ufficiale per l'investigazione e l'individuazione delle criticità del sistema treno con l'obiettivo primario di superare e ridefinire gli attuali limiti normativi.

Bibliografia

- [1] J. Glancey The Train, an illustrated history Carlton Books, 2005
- [2] E. Stagni “Alcune considerazioni teoriche sull'aderenza” *Ingegneria Ferroviaria*, Dicembre 1961 pag. 1087-1094
- [3] M. Rose and H. True “Nonlinear Dynamics of Railway Vehicles” SPRINGER-VERLAG volume 3, number 4 1993
- [4] “PREFAZIONE GENERALE all'Orario di Servizio” documento RFI, Edizione 1963 (aggiornata sino al 10/2002)
- [5] R. Panagin La dinamica del veicolo ferroviario Editrice Universitaria Levrotto & Bella - Torino
- [6] P. Mughetti , F. Pocaterra , R. Finocchi , L. Rapi “Incremento Prestazioni dei Treni Mercati: Il Progetto Normativa Treni Pesanti” *La Tecnica Professionale* n. 9, Settembre 2004 pag. 33-39
- [7] J. R. Sany “Another look at the single wheel derailment criteria”
- [8] “Una raccomandazione della Commissione agli Stati della Ue” del 21 marzo 2001 sui parametri di base del sistema ferroviario transeuropeo ad alta velocità di cui all'articolo 5, paragrafo 3, lettera b), della direttiva 96/48/CE
- [9] A. Carpignano Meccanica dei trasporti ferroviari e tecnica delle locomotive Terza Edizione (disponibile presso Levrotto & Bella)
- [10] A. Falessi , P. Salvini , F. Vivio , V. Vullo “Comportamento dinamico di convogli ferroviari su generici tracciati tridimensionali: effetti delle non-linearità dovute ai meccanismi di accoppiamento” XXXI Convegno Nazionale AIAS 18-21 Settembre 2002, Parma
- [11] R. Panagin , F. Panagin “L'evoluzione dei carrelli ferroviari per carrozze” *Ingegneria Ferroviaria*, Luglio-Agosto 2004 pag. 659-674
- [12] B. M. Eickhoff , J. R. Evans, A. J. Minnis ‘A review of modeling methods for railway vehicle suspension components’ *Vehicle System Dynamics* 24, 1995, pag. 469–496
- [13] Ahmed A. Shabana , Jalil R. Sany “A Survey of Rail Vehicle Track Simulations and Flexible Multibody Dynamics” *Nonlinear Dynamics* 26 2001, pag. 179–210
- [14] N. Bosso , A. Gugliotta , A. Somà “Simulation of a freight bogie with friction dampers” 5th ADAMS/Rail Users' Conference Haarlem, The Netherlands May 10th-11th, 2000
- [15] M. Ahmadian , S. Yang “Hopf Bifurcation and Hunting Behavior in a Rail Wheelset with Flange Contact” *Nonlinear Dynamics* 15 1998, pag. 15–30
- [16] Ahmed A. Shabana “Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments” *Multibody System Dynamics* 1 1997, pag. 189–222
- [17] “Istruzioni per la verifica dei veicoli” Parte II, documento RFI
- [18] P. Pellis “Su alcune grandezze fondamentali dei tracciati ferroviari” *Ingegneria Ferroviaria* Maggio 1958, pag. 419-421
- [19] L. Corio “ARMAMENTO Servizio di linea-Fabbricazione rotaie-Servizio d'acqua e di incendi”, Collegio degli Ingegneri Ferroviari Italiani (C.I.F.I.) seconda edizione 1960
- [20] J. Dörr ‘Der unendliche federnd gebette Balken unter dem Einfluss einer gleichförmig bewegten Last’ *Ingenieur-Archiv* 14 1943, pag. 167–192
- [21] A. Bracciali , G. Cascini “Forze ed accelerazioni al contatto ruota-rotaia “ *Ingegneria Ferroviaria* Marzo 2000, pag. 77-89
- [22] D. Pepe “La geometria di contatto ruota rotaia: tecniche di misura dei parametri d'interesse” *Ingegneria Ferroviaria* Novembre 2001, pag. 857-863
- [23] Eric E. Magel “Optimizing wheel, rail profiles”
- [24] X. Jin , P. Wu , Z. Wen “Effects of structure elastic deformations of wheelset and track on creep forces of wheel/rail in rolling contact”

- [25] H. Harrison , T. McCanney , J. Cotter “Recent Developments in COF Measurements at the Rail/Wheel Interface”
- [26] R. V. Licciardello “Il "coefficiente d'attrito" nei calcoli di dinamica del veicolo ferroviario - Fenomenologia del contatto e modelli matematici” *Ingegneria Ferroviaria* Luglio-Agosto 2003, pag. 645-657
- [27] “L’Europa al bivio. Trasporti sostenibili: una necessità”, Commissione Europea Direzione generale della Stampa e della comunicazione, Giugno 2003
- [28] G. Monatto , P. Mughetti , S. Andronico , A. Valentini “Il sistema europeo per il radiocomando di locomotive da treno” *La tecnica Professionale* n.2 Febbraio 2005
- [29] “Il trasporto intermodale in Spagna e Portogallo”, *Containers - International periodical magazine - BIC - n. 01/02 2002*
- [30] “Istruzione sull’esercizio del freno continuo automatico” documento RFI Edizione 1966 aggiornata sino al 5/1983
- [31] “Liberalisation and structural reform in the freight transport sector in Europe” Organisation for economic co-operation and development 1997
- [32] I. Garcia , G. Gutierrez “A simulation model for strategic planning in rail freight transport systems” *Institute of Transportation Engineers. ITE Journal*, September 2003
- [33] Witte , Launay , Tione , Coulange “FEBIS system aspects” *World Congress on Railway Research 2001 Köln Germany*
- [34] L. Cantone, E. Crescentini, P. Salvini, R. Verzicco, V. Vullo, “Sviluppo e validazione di un modello fluidodinamico per la simulazione della condotta generale di un convoglio ferroviario”, *Ingegneria Ferroviaria*, Gennaio 2007, pp. 27-38.
- [35] N. Bosso, L. Cantone, A. Gugliotta, P. Salvini, A. Somà, F. Vivio, V. Vullo, “Simulatore Numerico per l’Analisi Dinamica di Convogli Ferroviari Merci di Lunghezza Superiore a quella Teorica UIC” *AIAS 2003, XXXII Convegno Nazionale dell’Associazione Italiana per l’Analisi delle Sollecitazioni*, Salerno 3-6 Settembre 2003.
- [36] M. Lebrun , C. Richards “How to create Good Models without Writing a Single Line of Code”
- [37] L. Cantone, E. Crescentini, P. Salvini, R. Verzicco, V. Vullo, “Sviluppo e validazione di un modello fluidodinamico per la simulazione della condotta generale di un convoglio ferroviario”, *Ingegneria Ferroviaria*, Gennaio 2007, pp. 27-38.
- [38] Falessi, P. Salvini, F. Vivio, V. Vullo, “Interazioni dinamiche nei treni durante la frenatura: un modello di calcolo”, *Ingegneria Ferroviaria*, Gennaio 2003, pp. 11-22.
- [39] *LS-DYNA User's Guide: Time integration step; Time step size*
- [40] H. True “ Asymmetric Hunting and Chaotic Motion of Railroad Vehicles”
- [41] H. True “Does a Critical Speed for Railroad Vehicles exist?”
- [42] C. Carmignani “Un metodo semplice per imporre condizioni di vincolo generali in un programma agli elementi finiti” *XIV AIAS Conference, Catania 23-27 Settembre 1986*
- [43] M. H. de Leon, D. E. Lambert, "A computer Micro-model of a Freight Train Brake Pipe" *AAR/TCI Research Publication R-759, September, 1990.*
- [44] M. A. Murtaza, S. B. L. Garg “Brake modelling in train simulation studies”, *Journal of Rail and Rapid Transit*, 1989, Vol. 203(F1), pp. 87-95
- [45] J. E. Funk, T. R. Robe “Transients in pneumatic transmission lines subjected to large pressure changes”, *International Journal of Mechanical Science*, 1970, Vol. 12, pp. 245-257
- [46] K. Adbol-Hamid “Behaviour and Fault Locating Methods of a Train Line with Leakage” *M.Eng. Thesis, Concordia University, Montreal, Canada, 1983*
- [47] D. McCloy, H. Martin Control of Fluid Power : Analysis and design, 2nd edition. Ellis Horwood Limited 1980
- [48] L. Cantone, E. Crescentini, P. Salvini, V. Vullo, “Studio numerico e sperimentale della condotta generale di un convoglio ferroviario”, *AIAS XXIV, Politecnico di Milano 14-17 Settembre 2005.*

- [N1] UIC 544-1 O “Frein - Performance de freinage”
- [N2] UIC 540-0 “Freins a air comprimé pour trains de marchandises et trains de voyageurs”
- [N3] UIC 518 OR “Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour – Safety – Track fatigue – Ride quality”
- [N4] ERRI C138 “Permissible limit values for the Y and Q forces and derailment criteria. ; Rapport No. 2 – Limit values for the Y and Q forces from the point of view of rail stresses. Rapport No. 3 – Derailment tests with two-axled wagons in Derby. Rapport No. 9 -Verification of limit values – test under operating conditions – comparison of limit values with the actual positions”
- [N5] “Rettifica della decisione 2004/446/CE della Commissione, del 29 aprile 2004” Gazzetta Ufficiale dell’Unione europea L 193/1 1.6.2004
- [N6] UIC 522-2 OR “Conditions for the acceptance of draw-only automatic couplers”
- [N7] UIC 543-01 OR “Frein. Prescriptions concernant la construction des différents organes de frein - Robinet de mécanicien”
- [N8] UIC 524 O “Wagons – Technical specifications governing spring devices for wagons fitted with automatic couplers belonging to the UIC and OSJD member railways”
- [N9] UIC 522 R “Technical conditions to be fulfilled by the automatic coupler of the UIC and OSJD Member railways”
- [N10] UIC 453 OR “Procedures for air brake tests effected with a powered unit - Provisions concerning international trains”
- [N11] ERRI B126/RP 25 “Problèmes de freinage – Influence de la longueur du train sur la performance de freinage”
- [N12] ERRI B 177/4 (Mars 1995) “Problèmes de technique de freinage et de dynamique ferroviaire dans le cas de trains de marchandises d’une longueur allant jusqu’à 700 m et circulant en régime de freinage P”