



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.A. 2025/2026

Sessione di Laurea Luglio 2026

Sviluppo di un modello di dinamica longitudinale per il monitoraggio di veicoli ferroviari merci

Relatore

Prof. Aurelio Somà

Correlatore

Ing. Marco Valerio Perrozzi

Candidato:

Dario Micciché

A Mamma e Papà
Ad Alberto ed Elisa

INDICE

Abstract	6
INTRODUZIONE	7
Il Green Deal e il ruolo del trasporto merci su rotaia	7
I problemi del trasporto merci su rotaia e l'esigenza del monitoraggio	8
Soluzioni proposte per l'approvvigionamento elettrico	12
Modello LTD e monitoraggio	14
STATO DELL'ARTE	16
Il Digital Twin in ambito ferroviario	16
Alcuni modelli LTD	17
COSTRUZIONE DEL MODELLO	19
Modellazione di locomotiva e carri	19
Risoluzione del problema dinamico	21
Sistema di ripartizione dinamica del carico	23
Resistenze aerodinamiche	24
Contatto ruota-rotaia	25
Blocco ruota	31
Impianto Freno Pneumatico	34
La locomotiva e il motore elettrico	42
Sistema di accoppiamento Gancio/Respingente	45
Creazione del convoglio	47
RISULTATI DEL MODELLO IN CONDIZIONI STANDARD	49
1) Frenata di servizio 100 km/h – 0 km/h	49
2) Frenata di emergenza 100 km/h – 0 km/h	54
3) Accelerazione 0 km/h – 100 km/h	59
4) Frenata 100 km/h – 20 km/h – 100 km/h e successiva trazione	60
INTRODUZIONE DEI GUASTI	63
1) Mancata frenata pneumatica di un carro	63
2.1) Mancata sfrenata pneumatica di un carro	67
2.2) Mancata sfrenata pneumatica di un carro con asse bloccato	69
Differenti composizioni del convoglio	73
CONSLUSIONI E SVILUPPI FUTURI	78
BIBLIOGRAFIA	80

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1: Emissioni di CO2 in UE per tonn/km (2012). [1]	7
Figura 2: Percentuale di trasporto merci ferroviario sul totale. [3]	8
Figura 3: Tabella Criticità - Parametri da monitorare.	10
Figura 4: Incidente di Llangennech (2020).	11
Figura 5: Costi in mln collegati agli incidenti ferroviari (2023).	11
Figura 6: Digital Automatic Coupler, DAC.	12
Figura 7: Tappo boccola Wi-Node.	13
Figura 8: Wireless Sensor Network (WSN).	13
Figura 9: Classificazione degli incidenti ferroviari.	15
Figura 10: Carro diagnostico RAIL 3D "Asset Digital Twin".	16
Figura 11: Rappresentazione semplificata del convoglio.	19
Figura 12: Blocchi interni al sistema locomotiva.	20
Figura 13: Interazione del blocco "Comando freno pneumatico" e del blocco "Resistenze accidentali" con il convoglio, rappresentazione semplificata.	21
Figura 14: Interazione del blocco "Comando freno pneumatico" e del blocco "Resistenze accidentali" con il convoglio.	21
Figura 15: Diagramma di corpo libero della locomotiva.	22
Figura 16: Schema a blocchi per la risoluzione del problema dinamico di un carro.	23
Figura 17: Schema a blocchi per la ripartizione dinamica dei carichi.	23
Figura 18: Schema a blocchi per la ripartizione dinamica dei carichi, particolare.	24
Figura 19: Formula trinomiale e relativi coefficienti per la valutazione delle resistenze aerodinamiche. [23]	24
Figura 20: Schema a blocchi per il calcolo delle resistenze aerodinamiche di un carro.	25
Figura 21: Schema a blocchi per la risoluzione del problema di contatto tangenziale ruota-rotaia mediante il modello di Polach, rappresentazione semplificata.	25
Figura 22: Schema a blocchi per la risoluzione del problema di contatto tangenziale ruota-rotaia mediante il modello di Polach.	26
Figura 23: Schema a blocchi per la risoluzione del problema normale di contatto.	26
Figura 24: Rappresentazione del contatto ruota-rotaia. [26]	27
Figura 25: Definizione raggi di curvatura per profili cilindrici e tronco-conici. [27]	28
Figura 26: Look-up table per la determinazione dei coefficienti α e β .	28
Figura 27: Schema a blocchi per la definizione del coefficiente di contatto ruota-rotaia.	30
Figura 28: Schema a blocchi per la definizione dello scorrimento e della velocità di scorrimento.	30
Figura 29: Diagramma di corpo libero della ruota ferroviaria. [30]	32
Figura 30: Schema a blocchi per la risoluzione dell'equilibrio della sala, rappresentazione semplificata.	33
Figura 31: Schema a blocchi per la risoluzione dell'equilibrio della sala.	34
Figura 32: Rappresentazione dell'impianto di frenatura pneumatica. [32]	34
Figura 33: Comando di frenata in condotta generale.	35
Figura 34: Rappresentazione della valvola di comando VC come una valvola a tre posizioni.	36
Figura 35: Schema a blocchi per la trasmissione del comando pneumatico attraverso il serbatoio equalizzatore.	36
Figura 36: Abaco di Moody.	39
Figura 37: Schema a blocchi per la trasmissione del comando pneumatico attraverso il distributore.	41
Figura 38: Locomotiva Traxx3.	43
Figura 39: Caratteristiche della locomotiva Traxx3.	43
Figura 40: Caratteristiche di trazione e frenata del motore elettrico.	43
Figura 41: Schema a blocchi per la regolazione del motore elettrico, rappresentazione semplificata.	44
Figura 42: Schema a blocchi per il sistema Gancio/Respingente, rappresentazione semplificata.	46

Figura 43: Schema a blocchi per il sistema Gancio/Respingente. _____	47
Figura 44: Rappresentazione del collegamento tra blocchi carro mediante il blocco Gancio/Respingente. _____	48
Figura 45: Spazio di arresto frenata ordinaria. _____	50
Figura 46: Profilo velocità frenata ordinaria. _____	50
Figura 47: Variazione di pressione in condotta generale in frenata ordinaria. _____	51
Figura 48: Equilibrio asse locomotiva in frenata ordinaria, con particolare. _____	52
Figura 49: Equilibrio asse C7 in frenata ordinaria. _____	53
Figura 50: Confronto scorrimenti locomotiva e C7 in frenata ordinaria. _____	53
Figura 51: Confronto Equilibrio longitudinale locomotiva e C7 in frenata ordinaria. _____	54
Figura 52: Rappresentazione del manual switch per la scelta del tipo di frenata. _____	55
Figura 53: Confronto spazio di arresto tra frenata ordinaria e frenata di emergenza. _____	55
Figura 54: Confronto profili di velocità tra frenata ordinaria e frenata di emergenza. _____	56
Figura 55: Confronto particolari variazioni di pressione in condotta generale in frenata ordinaria (sx) e in frenata di emergenza (dx). _____	56
Figura 56: Confronto variazione di pressione in condotta generale in frenata di emergenza (sx), in pressione assoluta, con risultati omologhi in letteratura (dx), in pressione relativa [37]. _____	57
Figura 57: Confronto forza ai cilindri freno tra frenata ordinaria e di emergenza. _____	58
Figura 58: Confronto scorrimento locomotiva e C7 in frenata di emergenza. _____	58
Figura 59: Comportamento del motore elettrico in trazione. _____	59
Figura 60: Confronto scorrimento locomotiva e C7 in trazione. _____	59
Figura 61: Comportamento del motore elettrico in funzione di un profilo di velocità completo. _____	60
Figura 62: Forza ai G/R con un profilo di velocità completo. _____	61
Figura 63: Accelerazione Longitudinali dei veicoli. _____	61
Figura 64: Variazioni di pressioni in condotta generale. _____	62
Figura 65: Forze ai cilindri freno. _____	62
Figura 66: Guasto 1 - Forze ai cilindri freno. _____	64
Figura 67: Guasto 1 - Comportamento del motore elettrico in funzione della velocità. _____	64
Figura 68: Guasto 1 – Confronto particolari forze ai G/R tra frenata ordinaria (sx) e caso guastato (dx). _____	65
Figura 69: Guasto 1 - Accelerazioni Longitudinali dei veicoli, rilevazione area interessata. _____	66
Figura 70: Guasto 1 - Confronto particolari accelerazioni longitudinali dei veicoli tra frenata ordinaria (sx) e caso guastato (dx). _____	66
Figura 71: Guasto 2.1 - Forza ai cilindri freno. _____	67
Figura 72: Guasto 2.1 – Confronto particolari forze ai G/R tra caso ordinario (sx) e caso guastato (dx). _____	68
Figura 73: Guasto 2.1 - Confronto particolari accelerazioni longitudinali dei veicoli tra frenata ordinaria (sx) e caso guastato (dx). _____	69
Figura 74: Guasto 2.2 - Confronto Equilibrio assi C7 tra caso ordinario (sx) e caso guastato (dx). _____	70
Figura 75: Guasto 2.2 - Confronto velocità loco e C7. _____	70
Figura 76: Guasto 2.2 - Equilibrio longitudinale C7. _____	71
Figura 77: Guasto 2.2 - Forze ai G/R, particolare. _____	71
Figura 78: Guasto 2.2 - Confronto particolari forze ai G/R tra caso ordinario (sx) e caso guastato (dx). _____	72
Figura 79: Guasto 2.2 - Accelerazioni longitudinali dei veicoli, rilevazione aree interessate. _____	73
Figura 80: Guasto 2.2 - Accelerazioni longitudinali veicoli, particolari. _____	73
Figura 83: Composizione loco-90-20 – Confronto particolare forze ai G/R tra caso con soli carri da 90 t (sx) e caso con carri da 20 t in coda (dx). _____	74
Figura 84: Composizione loco-90-20 - Particolare forze ai G/R. _____	74
Figura 85: Composizione loco-90-20 - Accelerazioni Longitudinali Veicoli con particolare. _____	75
Figura 86: Composizione loco-20-90 - Forze ai G/R, particolare. _____	75
Figura 87: Composizione loco-20-90 - Accelerazioni Longitudinali, particolare. _____	76
Figura 88: Confronto spazio di arresto tra le due composizioni studiate. _____	77
Figura 89: Confronto profili velocità tra le due composizioni studiate. _____	77

Abstract

Nonostante le forti spinte politiche per una transizione verso un trasporto merci più green, il trasporto ferroviario merci risulta particolarmente arretrato, specie guardando alla flotta di veicoli che lo compongono. La mancanza di elettrificazione di bordo per i carri rimorchiati causa da una parte l'inadeguatezza al trasporto di certi beni, dall'altra rende il monitoraggio particolarmente complicato, con ricadute notevoli in termini di sicurezza ed efficienza operativa. Per monitoraggio si intende tutta quella serie di rilevazioni atte a prevenire eventuali guasti o disservizi del convoglio, valutando parametri specifici mediante l'utilizzo di una adeguata sensoristica. Proprio l'assenza di elettrificazione di bordo, e la conseguente impossibilità nell'alimentazione dei sensori, sta spingendo a ricercare delle soluzioni innovative in tal senso. Tra le alternative attualmente vagliate vanno citati il Digital Automatic Coupling (DAC), alternativa migliore ma particolarmente costosa, e i sistemi di energy harvesting, meno costosi, ma aventi maggiori criticità, come la difficoltà nel produrre una potenza elettrica adeguata e continua.

All'interno di un tal contesto, la tesi si concentra sulla realizzazione di un modello Simulink di dinamica longitudinale del treno, affinché questo possa fungere da sistema di comparazione per i dati rilevati dai sensori. Tale modello è stato creato in maniera fortemente modulare, così da poter simulare diversi convogli semplicemente cambiando i dati inseriti. L'obiettivo ultimo è quello di realizzare un sistema altamente affidabile che, basandosi sia sulle caratteristiche dei veicoli che su quelle della linea, che sul comportamento atteso, fornisca delle previsioni di alcuni parametri ritenuti interessanti. Tali dati calcolati dal modello durante la marcia possono fungere da confronto per eventuali rilevazioni di sensori posti sul carro. Il confronto tra i due set di dati dovrebbe permettere di rilevare eventuali anomalie o guasti durante la marcia, in maniera più o meno continua a seconda del funzionamento dei sensori. Infine, sono stati simulati anche alcuni dei guasti più frequenti che si verificano durante la marcia, così da poter evidenziare quali di questi siano individuabili con un modello puramente longitudinale e quali variazioni delle grandezze studiate si possano associare ad ognuno dei essi.

INTRODUZIONE

Il Green Deal e il ruolo del trasporto merci su rotaia

Ormai da diversi anni la Commissione Europea ha evidenziato all'interno del suo programma la necessità di affidare al trasporto merci su rotaia gran parte della quota attualmente riservata al trasporto su gomma [1]. Già nel 2016, attraverso un report straordinario sulla condizione del trasporto merci europeo, si ponevano obiettivi molto ambiziosi per favorire una notevole riduzione dell'impatto ambientale legato ai trasporti, come ad esempio che si spostassero su rotaia il 30% delle merci a lunga percorrenza entro il 2030, e il 50% entro il 2050.

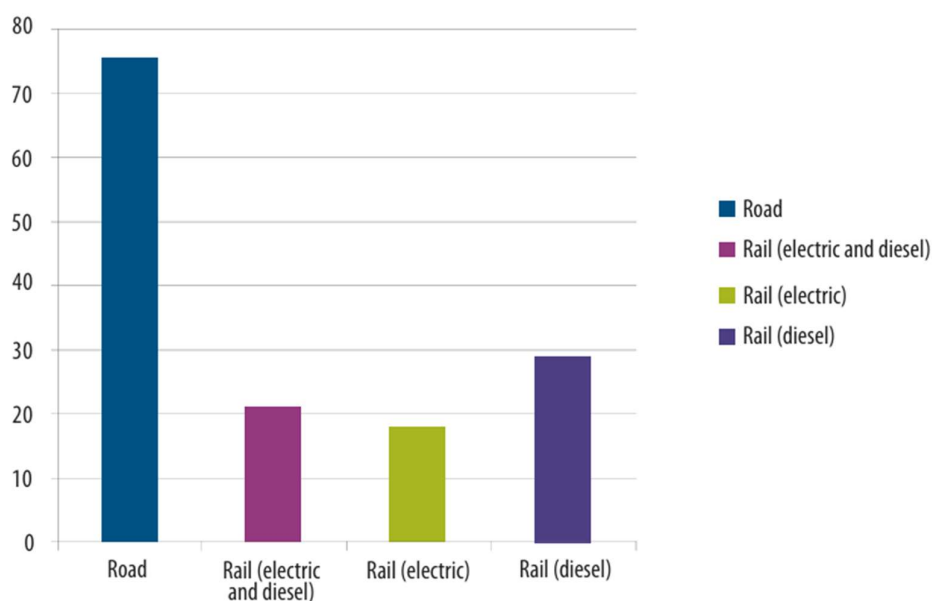


Figura 1: Emissioni di CO2 in UE per tonn/km (2012). [1]

Le ragioni di tale scelta sono diverse. Da un lato permetterebbe di spostarsi verso una mobilità più sostenibile in virtù delle minori emissioni di CO2 che il trasporto ferroviario può garantire, dall'altro la riduzione del trasporto su gomma porterebbe benefici alla popolazione in termini di riduzione del traffico sulle strade, con annessa riduzione del consumo di carburante.

Successivamente, con l'avvento dell'European Green Deal voluto durante il mandato 2019-2024, si è posto l'obiettivo di ridurre del 90% le emissioni legate ai trasporti. Ciò ha fatto sì che venissero varate diverse iniziative in tal senso, alcune anche riguardanti un ammodernamento del trasporto merci. Nella "Sustainable and Smart Mobility Strategy" [2] viene redatto un piano di azione comprendente:

- Revisione del quadro normativo per il trasporto intermodale;
- Incentivi per l'ammodernamento di infrastrutture e veicoli;
- Incentivi per la creazione di terminal multimodali;
- Incentivi per chi sceglie modalità di trasporto sostenibili, come ad esempio il trasporto su rotaia.

Nonostante gli ambiziosi obiettivi fissati dalla UE, ad oggi si è ancora ben lontani da quanto auspicato, con la quota di mercato del trasporto su rotaia che si attesta intorno al 17%.

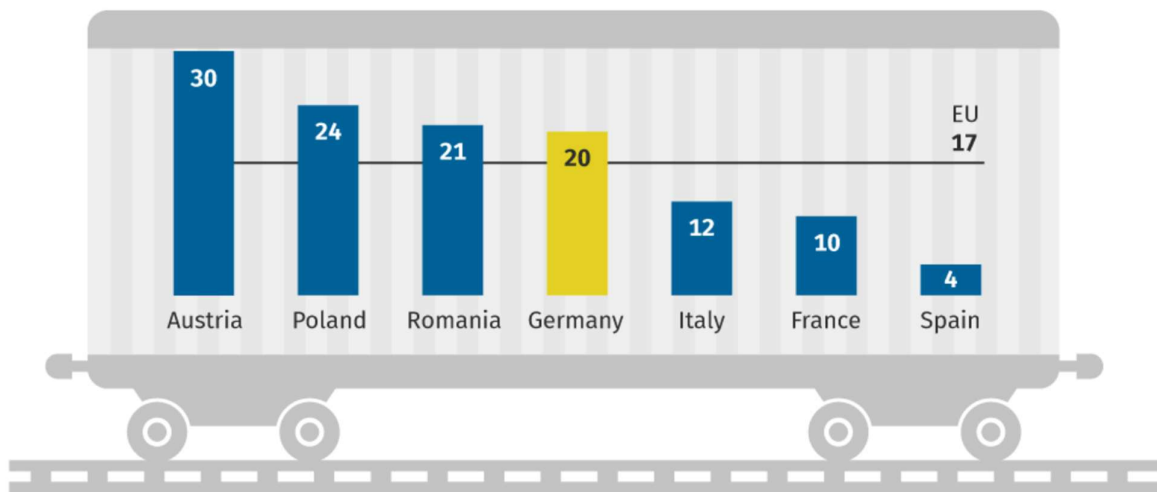


Figura 2: Percentuale di trasporto merci ferroviario sul totale. [3]

I problemi del trasporto merci su rotaia e l'esigenza del monitoraggio

Ricondurre ad un unico fattore questo insuccesso sarebbe sicuramente fuorviante, ancor di più se si pensa che dagli anni Settanta ad oggi la quota di merci spostate su rotaia è andata sempre riducendosi. Difatti ad oggi, perché un sistema di trasporto possa considerarsi moderno e competitivo [4] deve essere:

- Tracciabile
- Monitorabile
- Confrontabile
- Sicuro
- Trasbordabile
- Rigoroso nel rispetto dei vincoli normativi su dotazioni ed esercizio
- Ecosostenibile

Pensando a tali esigenze risulta evidente come il trasporto su gomma negli anni sia stato preferito a quello su rotaia, essendo da una parte intrinsecamente più flessibile, avendo

meno vincoli infrastrutturali, e dall'altra anche più moderno e in grado di rapportarsi efficacemente alle esigenze delle nuove merci da trasportare, dato che lo sviluppo tecnologico in ambito ferroviario si è concentrato pressoché integralmente sul trasporto passeggeri [5].

Peraltro, pur volendo spostarsi verso un trasporto intermodale, dove il ferroviario andrebbe a ricoprire un ruolo più importante di quello odierno, si hanno difficoltà non banali dovute ad una scarsa uniformità delle normative tra i vari paesi europei [6].

Tuttavia, dovendo definire un fattore che più di ogni altro è causa di questa arretratezza, sarebbe sicuramente mancanza dell'elettrificazione di bordo dei carri merci, che causa la maggior parte delle insolvenze dei carri merce rispetto alle richieste del mercato.

L'elettrificazione è difatti presente soltanto in locomotiva, e per la composizione del mercato dei carri merce questo è un problema rilevante. I convogli merce non hanno una composizione fissa, e i carri che li compongono vengono spesso noleggiati per lunghi periodi da diversi proprietari. Il non avere una composizione fissa fa sì che questi possano essere montati e smontati in qualsiasi stazione in giro per l'Europa, e dato che non vi sono sensori di localizzazione installati risulta impossibile per i proprietari conoscerne l'esatta ubicazione o il numero di chilometri percorsi.

Proprio quest'ultimo aspetto è particolarmente rilevante per la sicurezza. Difatti questi carri sono sottoposti a manutenzioni preventive che possono avvenire a distanza di anni, e non tengono conto del numero di chilometri percorsi. Si intuisce subito come un carro che ha percorso un gran numero di chilometri potrebbe avere problemi ben prima della manutenzione programmata, viceversa, un altro carro che è stato lasciato per lungo tempo in stazione, potrebbe non averne bisogno.

Questo è solo un esempio del perché, per favorire una transizione ad un sistema di trasporto sempre più sostenibile, si sta cercando di puntare sempre di più sul monitoraggio dei carri merci. In particolare, dei sistemi innovativi di monitoraggio permetterebbero di andare oltre al semplice servizio di localizzazione e misura del chilometraggio di un carro, ma consentirebbero anche di ricavare dei dati interessanti per la diagnostica onboard, come temperature dei freni, accelerazioni in cassa, o anche variazioni di pressione in condotta generale.

Se è vero che lungo la linea sono presenti dei sensori in grado di rilevare la temperatura in boccola o il peso dei vari carri, è anche vero che questi sono in grado di fornire solo una rilevazione puntuale, col rischio quindi di avere delle rilevazioni fuorvianti se prive della storia di sollecitazione.

La necessità di monitoraggio continuo, atta a garantire una maggior sicurezza del trasporto merci, nonché all'ottimizzazione dello stesso, si scontra, come tutte le altre esigenze precedentemente citate, con la grande difficoltà nell'approvvigionamento elettrico.

Peraltro, i parametri da monitorare sono molteplici. Oltre alla già citata esigenza di localizzazione, ogni sottoinsieme ha le sue criticità e i suoi parametri da monitorare perché si possa viaggiare con maggior sicurezza.

 Sottosistema	 Criticità	 Parametri da monitorare
 Boccola	Guasto ai cuscinetti	• Temperatura • Accelerazione
 Ruota	• Spiattellamento • Sfaccettature	• Accelerazione verticale
 Impianto frenante	Bloccaggio freni	• Dinamica longitudinale • Pressioni nell'impianto • Temperatura ceppi

Figura 3: Tabella Criticità - Parametri da monitorare.

Data la grande richiesta di sensori, la loro disposizione non è un argomento secondario, ed occorre quindi che sia attentamente studiata [7].

Per dare un esempio di quanto il monitoraggio sia un aspetto critico, basti pensare a quanto avvenuto a Llangennech (UK) nell'agosto 2020, in cui l'incepparsi del freno pneumatico su un solo asse ha portato al deragliamento di un convoglio da 25 carri [8].

Sebbene fortunatamente non si sia avuta alcuna vittima, l'impatto economico-ambientale è stato notevole. Il convoglio trasportava difatti 75 tonnellate di carburante, esplose a seguito del deragliamento. Il risultato è stato quindi un grande inquinamento atmosferico, la deformazione dei binari ed un grande ritardo sulle tabelle di marcia dei mesi successivi.

Difatti, sebbene spesso subordinato ad altri temi quali sicurezza ed ambiente, anche il tema economico non può essere sottovalutato.

Nel 2025 l'UE ha infatti stilato un report [9] in cui vengono analizzate le cause di incidenti ferroviari, sia interne che esterne, e vengono anche inseriti i costi correlati, con dati relativi all'anno 2023. Ovviamente, la maggior parte delle spese addebitate a seguito di un incidente riguardano i rimborsi per i decessi o per i feriti gravi, e coinvolgono dunque in maggior parte il trasporto passeggeri. Tuttavia, i costi correlati agli incidenti contemplan

danneggiamenti dell'infrastruttura, dei rotabili, dei materiali e dei i ritardi, oltre che ovviamente i danni ambientali.



Figura 4: Incidente di Llangennech (2020) [8].

Per il 2023 sono stati stimati costi relativi ai soli disservizi e danneggiamenti all'infrastrutture per oltre 400 milioni di euro. Per tale motivo, sebbene come sempre subordinato al tema della sicurezza, il monitoraggio può essere molto utile anche per ridurre tali costi.

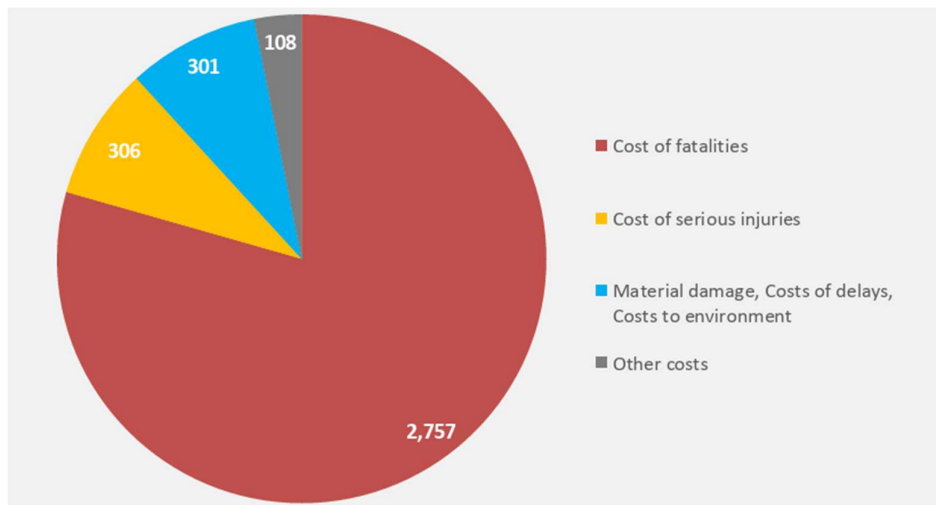


Figura 5: Costi in mln collegati agli incidenti ferroviari (2023) [9].

Soluzioni proposte per l'approvvigionamento elettrico

Sempre nell'ottica di modernizzare il trasporto merci su rotaia, si sta vedendo un grande sforzo nel tentativo di risolvere il problema dell'elettrificazione. Per far ciò, non potendo rivoluzionare la struttura dei carri (difatti, dato l'imponente numero dei carri oggi circolanti nell'Unione Europea, lo sforzo economico sarebbe immane), si stanno principalmente studiando due soluzioni.

La prima soluzione è il DAC, ovvero il Digital Automatic Coupling. Il DAC è un nuovo organo di accoppiamento tra i veicoli ferroviari, in grado di garantire il collegamento elettrico, il corretto trasferimento dei dati tra i vari carri, ma anche la possibilità di sganciare i carri tramite un comando e non più manualmente. L'UE cercando di promuoverne lo sviluppo, ha lanciato programmi come il progetto "FP - 5 TRANS4M-R" [10], in cui riunisce ben 71 partner da tutta Europa, per promuoverne lo sviluppo e abbattere eventuali problemi di interoperabilità tra azienda ed azienda. Questa soluzione è sicuramente molto prestante e funzionale e permetterebbe una trasmissione continua dell'alimentazione elettrica, tuttavia, gli alti costi di realizzazione stanno facendo sì che incontrino delle resistenze da parte dei proprietari dei carri che dovrebbero adottarla.



Figura 6: Digital Automatic Coupler, DAC.

La seconda soluzione si basa invece sull'utilizzo di energy harvesters, ovvero dei dispositivi in grado di creare una certa quantità di energia dalle condizioni ambientali a cui sono sottoposti. In letteratura sono presenti diversi tipi di energy harvesters, ad esempio alcuni sfruttano l'energia solare, altri invece il vento. In ambito ferroviario gli harvesters maggiormente utilizzati sono sicuramente quelli di natura vibrazionale, che sfruttano le vibrazioni in cassa per produrre energia elettrica. L'energia prodotta è spesso modesta, ma è sufficiente per alimentare i sensori posti sul veicolo. Anche in quest'ambito si sta vedendo

una grande spinta tecnologica, sia da parte delle università [11-13], sia da parte di aziende private.

Uno dei progetti in questione è “MONITOR”, portato avanti da Wabtec e Fret SNCF, che si pone l’obiettivo di creare un sistema di monitoraggio di nuova generazione con energy harvesters posti sull’assile, in grado di ricaricare una batteria atta ad alimentare i sensori ed una comunicazione radio tra le varie carrozze per una raccolta omogenea dei dati.

Un altro sistema di monitoraggio tramite harvesting è stato proposto da Wirail. Wirail propone un sistema di boccole sensorizzate in grado di mandare dei segnali ad un software cloud così che possano essere leggibili in tempo reale ma anche disponibili successivamente.



Figura 7: Tappo boccola Wi-Node (<https://wirail.it/>).

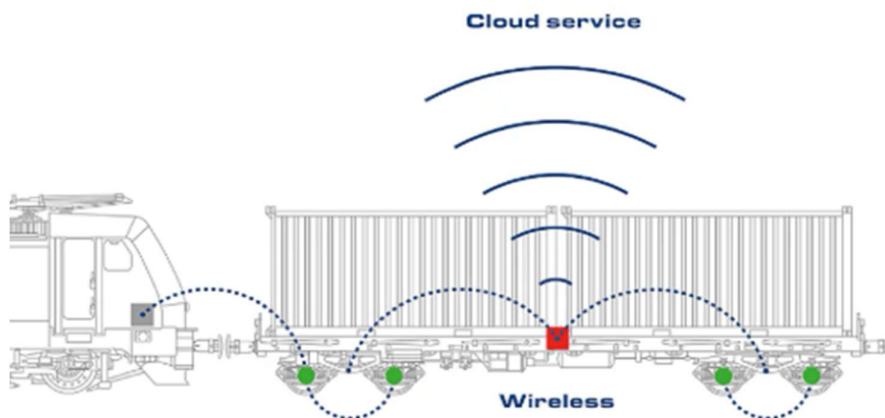


Figura 8: Wireless Sensor Network (WSN).

L'obiettivo di Wirail è quello di creare, tramite gli energy harvesters, un Wireless Sensor Network (WSN), ovvero una rete di nodi sensorizzati che, posti in punti interessanti del veicolo ne permettano una adeguata valutazione dello stato di salute. La sua logica wireless permette peraltro di eliminare tutti i problemi, anche di affidabilità, dovuti ad un eventuale cablaggio.

Sebbene tra i due sistemi appena visti il DAC sia di gran lunga la soluzione migliore, questa è anche la più difficile da attuare. Difatti, perché si realizzasse una vera e propria transizione verso tale sistema si dovrebbero sostenere costi esorbitanti per la sostituzione dei sistemi di accoppiamento odierni con quelli di nuova generazione. Inoltre, anche i tempi di implementazione di tali sistemi, e non sono i costi, sarebbero particolarmente dilatati, e, viste le esigenze, si stanno cercando delle soluzioni che possano anche essere realizzate in breve termine.

Modello LTD e monitoraggio

Stanti tali esigenze, sia in termini di sicurezza che di transizione verso sistemi di trasporto più ecosostenibili, lo studio svolto in questa tesi tratta della creazione di un modello Simulink per la simulazione della marcia longitudinale di un convoglio ferroviario merci, con l'obiettivo di creare un modello confrontabile coi dati raccolti onboard dal sistema di monitoraggio per evidenziare eventuali problemi lungo la marcia.

Nella costruzione si è messa una particolare attenzione nella modellazione dell'impianto frenante di tipo pneumatico, mettendo in evidenza il fenomeno del ritardo nella trasmissione del segnale, in quanto fortemente inerente alle tematiche di monitoraggio.

Nell'ottica di aumentare la prevenzione del rischio, si è cercato da una parte di simulare dei disservizi, dall'altra di osservare se e come una certa disposizione dei carri potesse causare sollecitazioni eccessive o indesiderate.

La scelta di tali elaborazioni non è stata affatto casuale. Nel 2011 la Commissione Europea ha finanziato un progetto, posto sotto il coordinamento dell'Union of Railways (UIC) e dell'Università di Newcastle, con l'obiettivo di definire ed analizzare le cause dei deragliamenti, nonché i metodi più economicamente vantaggiosi per ridurre il rischio. Tale progetto ha preso il nome di "D-Rail FP7" [14-15]. In questo lavoro viene evidenziato come circa un quarto dei deragliamenti non sia causato da malfunzionamenti o cedimenti dell'infrastruttura o del rotabile, bensì da errori "operazionali" (Operation failures), ovvero relativi da un improprio utilizzo dell'infrastruttura o del materiale rotabile. Tra questi ultimi rientrano i problemi di carico e di composizione del convoglio, ma anche inadeguate prestazioni dei sistemi frenanti o eccessi di velocità in determinati tratti a rischio.

Sebbene il deragliamento sia un problema che attiene non tanto alla dinamica longitudinale, quanto più alla dinamica laterale nonché verticale, è comunque utile valutare la differenza tra condizioni di funzionamento ordinario e straordinario in relazione a tali disservizi anche rispetto ad un moto longitudinale del convoglio, in quanto un'ottimizzazione in tal senso potrebbe avere effetti benefici anche sulla prevenzione del rischio di deragliamento.

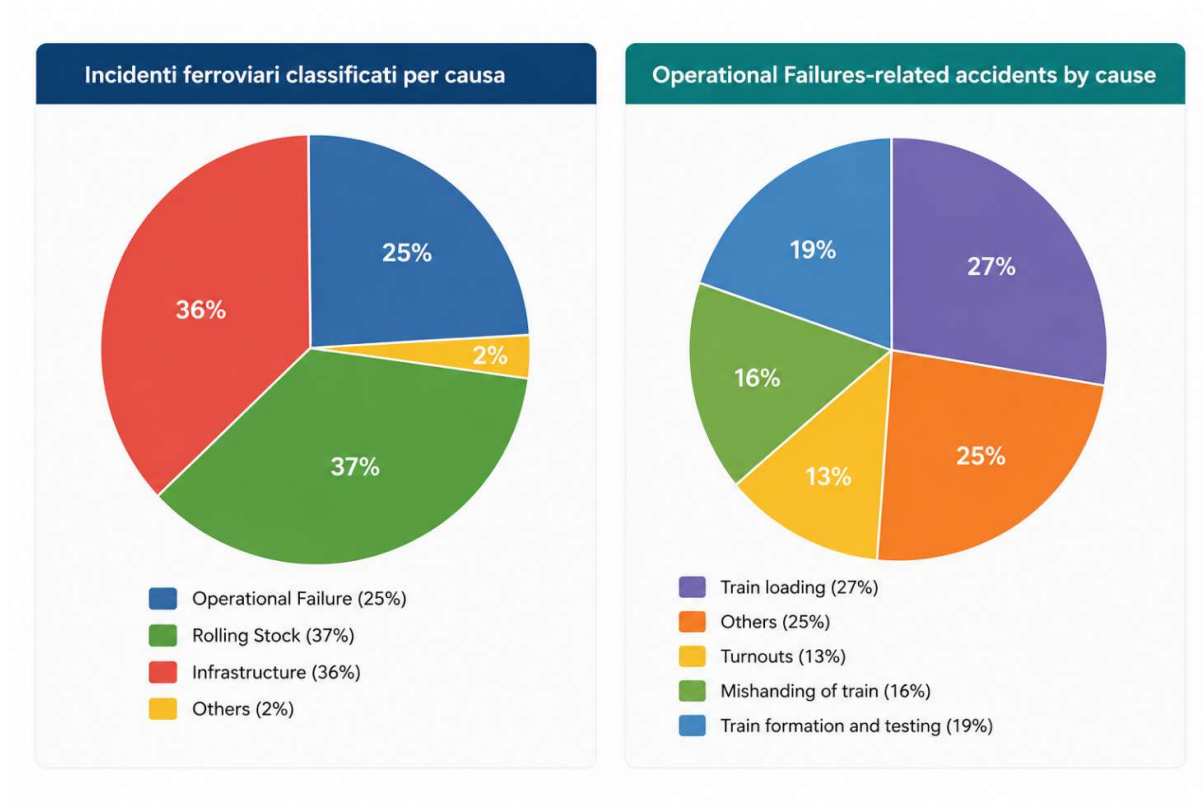


Figura 9: Classificazione degli incidenti ferroviari.

STATO DELL'ARTE

Il Digital Twin in ambito ferroviario

L'idea di utilizzare un modello dinamico per prevedere eventuali guasti o disservizi, basandosi sull'utilizzo di sensori applicati sul sistema reale, ricalca molto quella del Digital Twin, sulla quale si sta peraltro puntando molto in ambito ferroviario, sebbene maggiormente lato trasporto passeggeri.

Il Digital Twin prevede la creazione di un modello virtuale in grado di replicare il comportamento del sistema fisico di riferimento e di fornire dati in tempo reale per operazioni di simulazione, monitoraggio e ottimizzazione del sistema, ed anch'esso ha l'obiettivo di interfacciarsi con i dati che pervengono dai sensori per migliorare sicurezza ed efficienza.

Rimanendo in ambito ferroviario, un esempio di Digital Twin è dato dal progetto MOIF (Modello Unico dell'Infrastruttura Ferroviaria) portato avanti da RFI [16-17]. Con questo progetto, iniziato nel 2018, si cerca di creare un gemello digitale dell'intera linea ferroviaria, attraverso carri equipaggiati con sofisticati strumenti di rilevazione. La realizzazione di ciò avrebbe notevoli vantaggi manutentivi e operativi.



Figura 10: Carro diagnostico RAIL 3D "Asset Digital Twin".

Sebbene negli ultimi tempi l'interesse per le attività di monitoraggio sui carri merce sia cresciuto notevolmente, la letteratura inerente al digital twin per applicazioni di trasporto merci è carente [18]. Proprio per questo motivo si è pensato di creare un modello di simulazione della dinamica longitudinale di un treno merci, che possa interagire con i dati ricavati dal monitoraggio onboard. Va ovviamente precisato che un modello di digital twin propriamente detto dovrebbe considerare un numero di parametri nettamente superiore rispetto a quelli considerati, come quelli relativi all'infrastruttura ed anche ai moti verticali e laterali.

Alcuni modelli LTD

Come visto in precedenza, il monitoraggio non si limita solo all'utilizzo di sensori per la valutazione di uno o più parametri ritenuti critici, quali possono essere ad esempio temperature sui ceppi, accelerazioni o misure dello spiattellamento delle ruote, ma anche all'utilizzo di sistemi di simulazione dinamica.

Per quanto riguarda la simulazione della dinamica longitudinale (rispetto alla quale si è soliti riferirsi come LTD, Longitudinal Train Dynamics), esistono già in letteratura alcuni modelli che cercano di prevederne al meglio il comportamento.

A tal proposito occorre citare il Benchmark Internazionale [19], istituito nel 2015 dal Centre of Railway Engineering della Central Queensland University, con l'obiettivo di rendere confrontabili entro certi parametri i modelli per treni di elevata lunghezza sviluppati in giro per il mondo. A questo progetto hanno preso parte università di diversi paesi, tra cui anche il Politecnico di Torino. In tale progetto si confrontavano i risultati dei diversi simulatori con delle configurazioni (numero e posizione delle locomotive, numero dei carri) e dei tracciati ben definiti e con delle resistenze calcolate attraverso formule univoche.

L'attenzione era particolarmente posta sul comportamento degli organi di collegamento, che venivano modellati come sistemi accoppiatore-barra, e che, sebbene si lasciasse una certa libertà ai modellatori nella realizzazione degli stessi, ci si sincerava che rispettassero gli aspetti fondamentali previsti in termini di caratteristiche non lineari per trazione-compressione.

Tuttavia, proprio per rendere i modelli più facilmente confrontabili, si introducevano delle semplificazioni agli stessi, come la possibilità di trascurare il freno pneumatico (considerando quindi la sola frenata reostatica) o di trascurare la modellazione in dettaglio del contatto ruota-rotaia [20].

Un altro modello molto interessante di simulazione della dinamica longitudinale viene sviluppato da Nencioni [21], dove, nel tentativo di definire delle strategie di recupero ed

ottimizzazione dell'energia elettrica, si propone un modello LTD in grado di interagire con un modello elettrico della linea aerea di alimentazione.

Restando sul LTD proposto da Nencioni, questo viene sviluppato in Simulink, e si giova di un approccio modulare in grado di essere sfruttato non solo per la simulazione di un treno adibito al trasporto passeggeri (caso di studio iniziale), ma anche ad un convoglio merci, con le dovute correzioni. All'interno di tale modello si nota una particolare attenzione nella definizione delle forze di contatto ruota-rotaia, ma soprattutto alla modellazione del motore elettrico e della relazione di questo coi sistemi di accumulo. Si ha invece un focus minore sulla parametrizzazione dell'impianto frenante di tipo pneumatico, che viene comunque modellato.

Il modello proposto nel prossimo capitolo, che è oggetto di questa tesi, riprende da una parte la caratterizzazione modulare del modello proposto da Nencioni, sempre attraverso l'utilizzo dei software Matlab e Simulink, ma dall'altra pone l'accento su convogli merci, avvicinandosi maggiormente alle casistiche analizzate dal Benchmark Internazionale, ma anche sulla modellazione del ritardo pressorio in frenata, e sulla simulazione di eventuali guasti durante la marcia.

COSTRUZIONE DEL MODELLO

Il modello è stato realizzato con l'obiettivo di creare un sistema modulare, dove vi fosse una gran facilità nell'inserimento e nella rimozione di carri. A tal fine, sono stati modellati in maniera indipendente locomotiva, carri e organi di accoppiamento.

Ognuno di questi insiemi ha al suo interno diversi sottosistemi che vanno a risolvere le equazioni fondamentali per garantire un comportamento fisicamente accettabile. Tra questi sottosistemi vedremo infatti un blocco relativo alla frenata pneumatica, uno per la risoluzione del problema di contatto, uno con il motore elettrico ed uno atto a risolvere il problema dinamico.

La realizzazione di un tal modello su Simulink ha permesso di avere una gran facilità nella modifica dei dati di input. Difatti, i vari sottosistemi sono stati modellati in maniera parametrizzata, così che cambiando un dato nel Matlab Workspace questo si aggiorni automaticamente nel modello. Il Matlab Workspace diventa quindi il foglio di controllo del modello, dove poter modificare, ad esempio, i parametri relativi alla locomotiva o i carichi cui ogni carro è soggetto, ma anche le velocità obiettivo del convoglio.

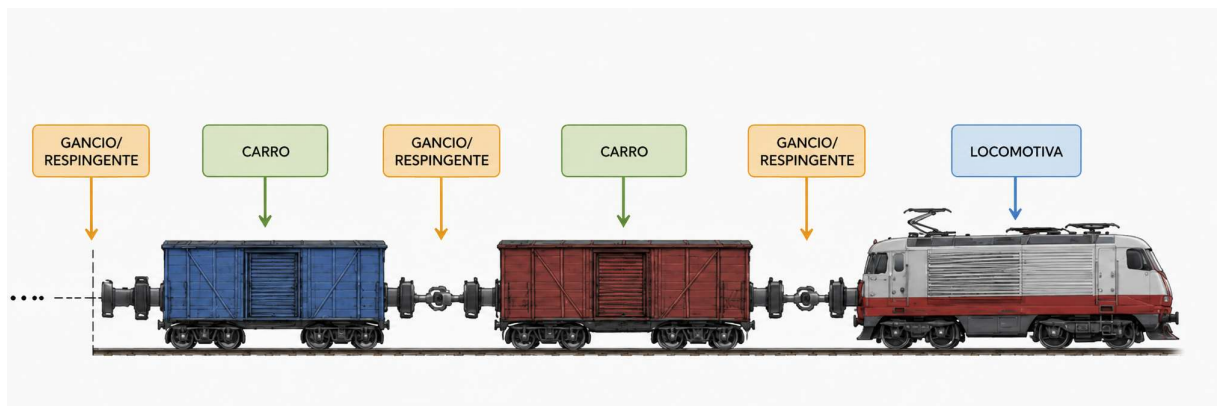


Figura 11: Rappresentazione semplificata del convoglio.

Modellazione di locomotiva e carri

Locomotiva e carri sono tra loro molto simili, ovviamente al netto della mancanza del motore elettrico su quest'ultimi. Hanno infatti al loro interno dei blocchi molto simili, se non identici. Nell'immagine seguente è inserito il modello di una locomotiva, con tutti i sottoinsiemi che la compongono:

- Sistema per la risoluzione del problema dinamico;
- Sistema di ripartizione dinamica del carico;
- Sistema per il calcolo delle resistenze aerodinamiche;

- Sistema per la risoluzione del problema di contatto;
- Sistema ruota;
- Sistema freno pneumatico;
- Motore elettrico.

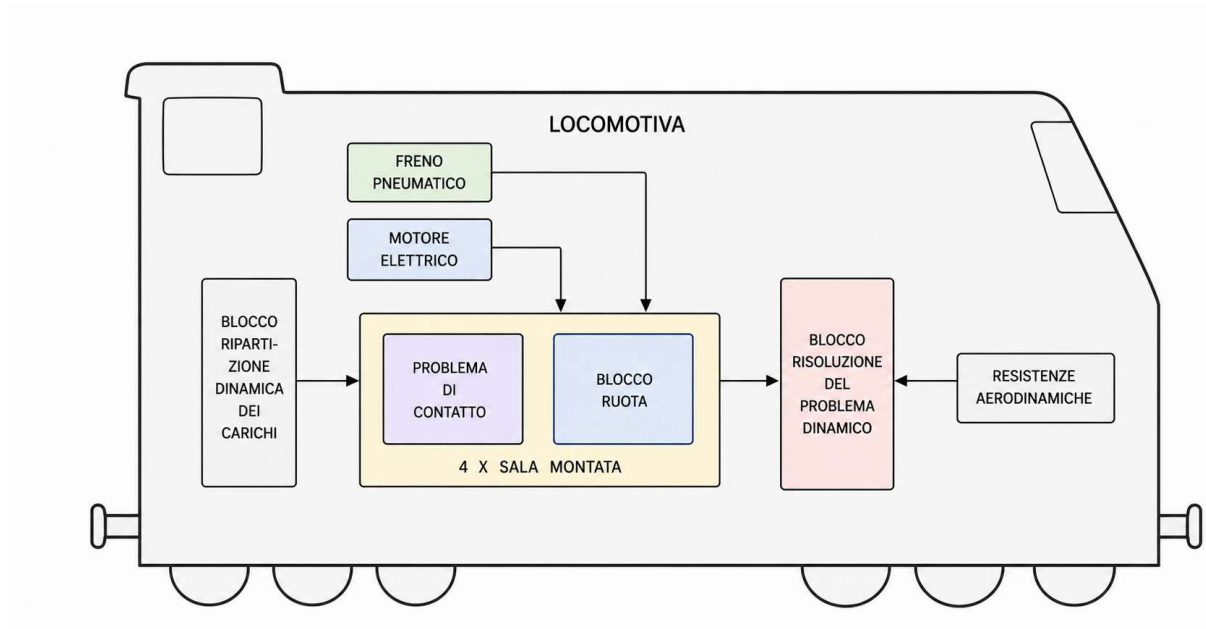


Figura 12: Blocchi interni al sistema locomotiva.

Si noti come siano presenti ben quattro blocchi di risoluzione del problema di contatto e altrettanti blocchi ruota. Questo è dovuto al fatto che ogni sala viene modellata in maniera indipendente, proprio in virtù del diverso carico che vi perviene durante la marcia del treno, calcolato dal blocco di ripartizione dinamica del carico.

Occorre peraltro specificare come le uniche resistenze di cui si sia effettivamente tenuto conto sono le resistenze aerodinamiche, trascurando invece quelle di livelletta e quelle dovute alle curvature della linea. In realtà anche queste sono state modellate, ma non avendo alcuna linea di riferimento i dati inseriti sarebbero stati arbitrari. La predisposizione di tali resistenze rende quindi possibile una futura aggiunta delle stesse, una volta che si conoscerà un ipotetico tracciato di riferimento.

Questi blocchi, come anche il blocco relativo al comando dell'impianto frenante pneumatico, sono stati modellati al di fuori dei singoli sottoinsiemi locomotiva e carro, in quanto di carattere più generale e quindi valevoli per tutti i veicoli presenti.

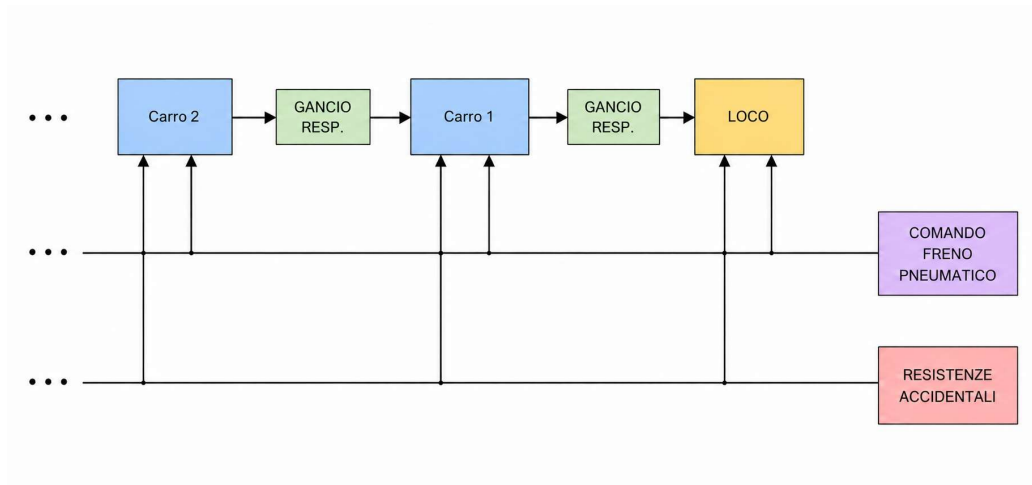


Figura 13: Interazione del blocco "Comando freno pneumatico" e del blocco "Resistenze accidentali" con il convoglio, rappresentazione semplificata.

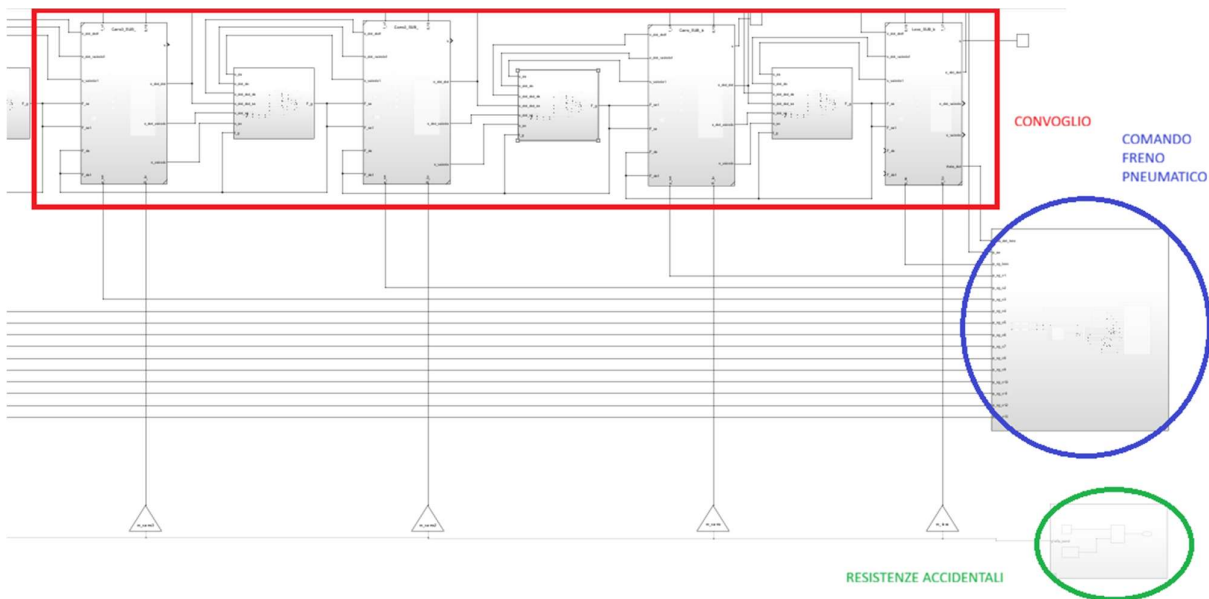


Figura 14: Interazione del blocco "Comando freno pneumatico" e del blocco "Resistenze accidentali" con il convoglio.

Risoluzione del problema dinamico

Tutti i contributi che vedremo concorreranno a calcolare i parametri che verranno sommati all'interno di un blocco apposito per la risoluzione del problema dinamico. Tale blocco, specifico per ogni veicolo, ha il compito di restituire i valori relativi alle accelerazioni ed alle velocità tangenziali, nonché lo spazio percorso, ed è il vero cardine del modello di simulazione della dinamica longitudinale.

Partendo da un'analisi di corpo libero della locomotiva [22]:

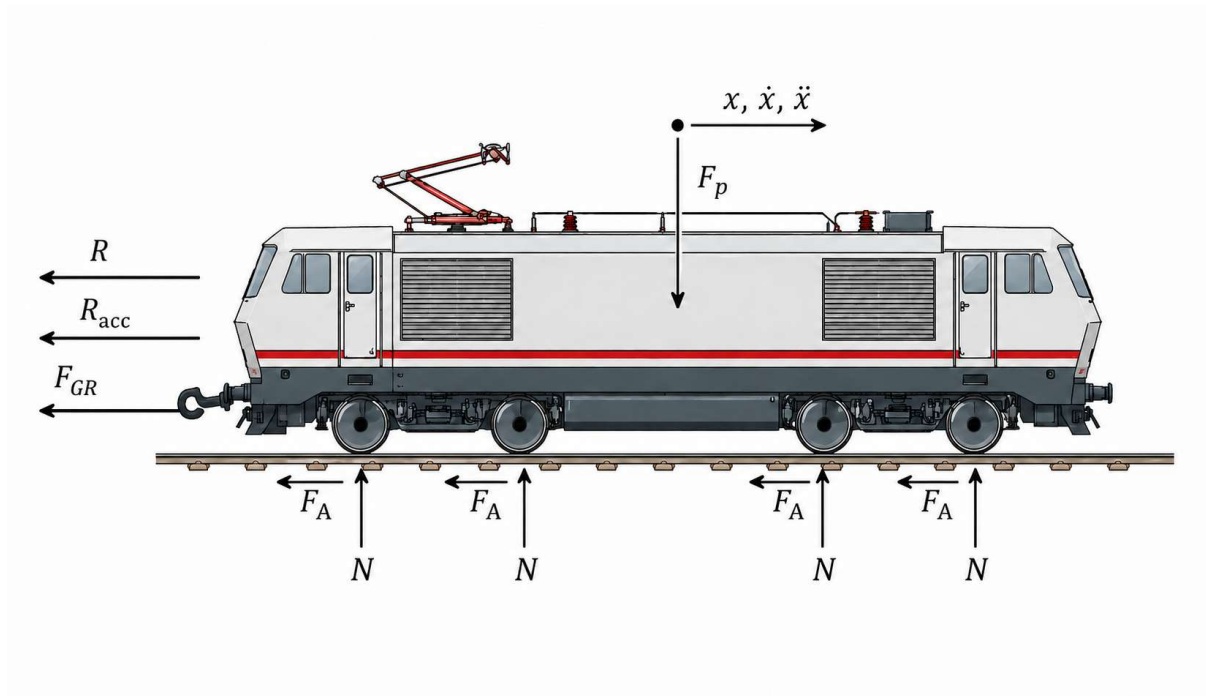


Figura 15: Diagramma di corpo libero della locomotiva.

Dove:

- N è il carico per asse;
- F_A è la forza di attrito ruota-rotaia;
- F_p è la forza peso agente sulla locomotiva;
- F_{GR} è la forza al Gancio/Respingente;
- R è la resistenza aerodinamica;
- R_{acc} sono le resistenze accidentali.

Ovviamente la locomotiva, essendo in testa, vede solo una forza provenire dai Ganci/Respingenti limitrofi, per i carri ne vedremmo due.

L'equazione del moto sarà quindi:

$$m\ddot{x} = \sum F_A \pm F_{GR} + R \pm R_{acc}$$

Sebbene riceva un gran numero di input, è un blocco molto semplice. Oltre alle resistenze al moto ed alle forze di attrito ruota-rotaia il blocco riceve anche le forze che giungono dal sistema di accoppiamento gancio/respingente, che sarà trattato in seguito.

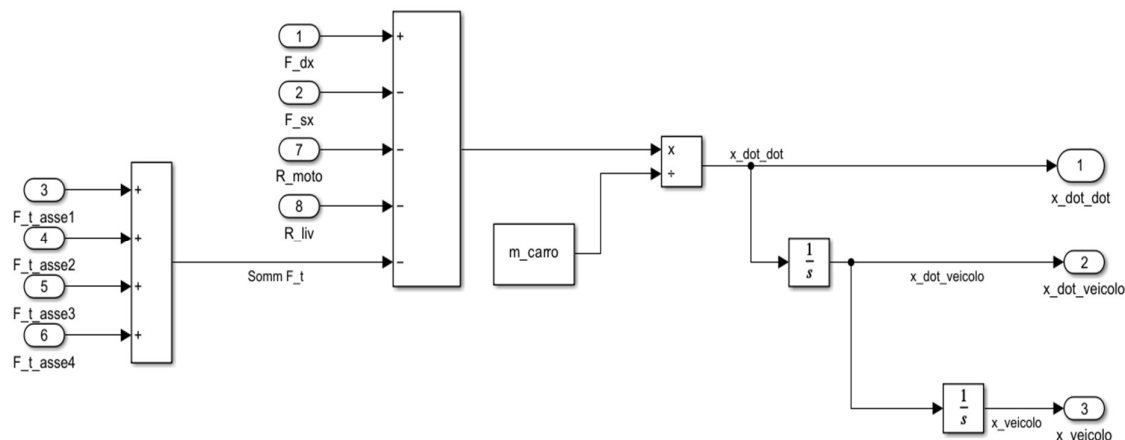


Figura 16: Schema a blocchi per la risoluzione del problema dinamico di un carro.

Sistema di ripartizione dinamica del carico

Questo semplice blocco non fa altro che ripartire il carico della locomotiva (o del carro) tra i vari assi in maniera differente rispetto al caso statico. Difatti, quando si è in presenza di una accelerazione, positiva o negativa che sia, si vedrà una forza esercitarsi sugli organi di collegamento del carro. Tale forza andrà a creare un momento sul corpo del carro, che sarà bilanciato proprio da una diversa ripartizione del carico sullo stesso, con due assi che si caricano maggiormente rispetto al caso statico, e due che invece si scaricano.

In ingresso al blocco pervengono le forze scambiate con i sistemi di accoppiamento e la accelerazione di cui il veicolo risente. Inoltre, vengono inseriti anche parametri relativi alla struttura del veicolo, quali interperno, passo del carrello, altezza del gancio, coordinate baricentriche e ovviamente il peso da ripartire.

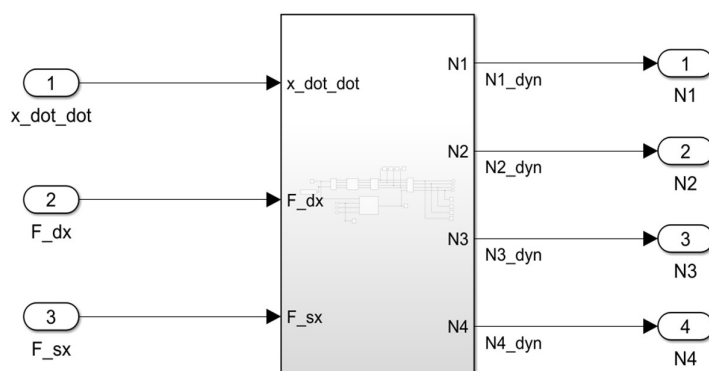


Figura 17: Schema a blocchi per la ripartizione dinamica dei carichi.

Il cuore del blocco è costituito dall'architettura atta a portare il carico sugli assi da statico a dinamico:

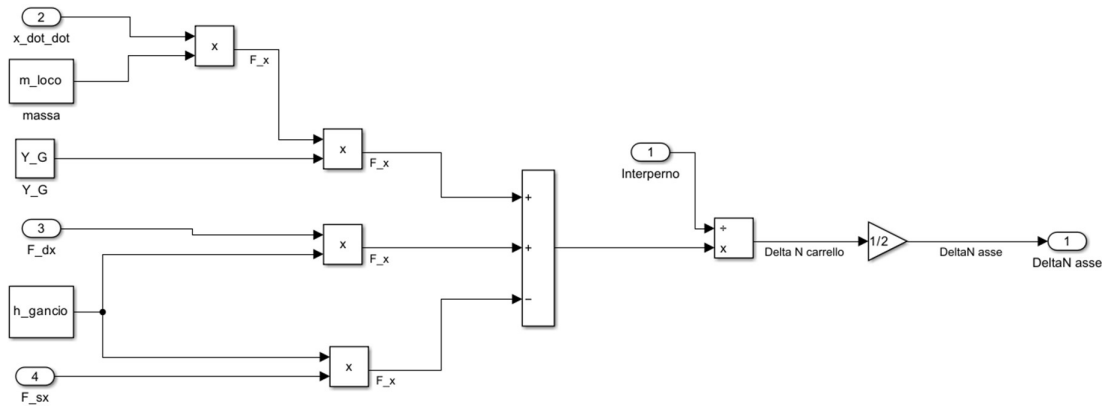


Figura 18: Schema a blocchi per la ripartizione dinamica dei carichi, particolare.

Resistenze aerodinamiche

Dalla teoria vengono definiti dei coefficienti sperimentali per la determinazione delle resistenze aerodinamiche per veicoli ferroviari. Ovviamente tali coefficienti differiscono tra carri e locomotive, per ovvie ragioni di posizionamento rispetto alla direzione del moto, con le seconde che avranno carichi aerodinamici minori.

In particolare, la letteratura fornisce due formule per la valutazione di tali resistenze, una binomia ed una trinomia, e si è scelto di utilizzare quest'ultima.

Formula trinomia: $\vec{R}_v/mg=r_v = a+bV+cV^2$ [N/kN] o [daN/t];

Coefficients for calculating ordinary specific resistances using trinomial formula [Vicuna, 1993].

Type of vehicle	A	b	c
Electric locomotives	$24/\sqrt{P}$	0.01	$0.0035 A/P$
Two-axle trailer vehicles (Sanzin)	1.6	0.0184	0.00046
Four-axle trailer vehicles (Sanzin)	1.6	0.00456	0.000456

Figura 19: Formula trinomia e relativi coefficienti per la valutazione delle resistenze aerodinamiche. [23]

Dove V è la velocità in Km/h, P è il peso del veicolo espresso in tonnellate, A è l'area occupata dalla sagoma.

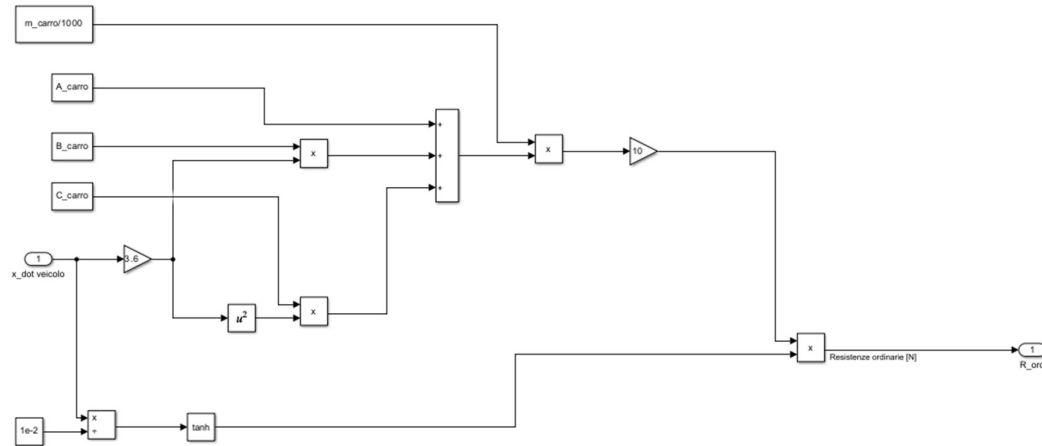


Figura 20: Schema a blocchi per il calcolo delle resistenze aerodinamiche di un carro.

Com'è ovvio, si ha una forte dipendenza dalla velocità tangenziale del veicolo, che è difatti l'unico input in ingresso al netto delle costanti.

Infine, una volta che ci si approssima alla velocità nulla, per evitare oscillazioni dei valori particolarmente esose dal punto di vista computazionale, è stato inserito un blocco tangente iperbolica, il quale, opportunamente tarato per mezzo di una costante, permette variazioni graduali tra valori positivi e negativi intorno allo zero.

Contatto ruota-rotaia

Con questo sottoinsieme si cerca di definire la forza che viene scambiata tra ruota e rotaia, in virtù dell'attrito esistente tra esse.

Il problema del contatto ruota-rotaia è sicuramente uno dei più complessi, tanto da contenere al suo interno diversi sottoinsiemi.

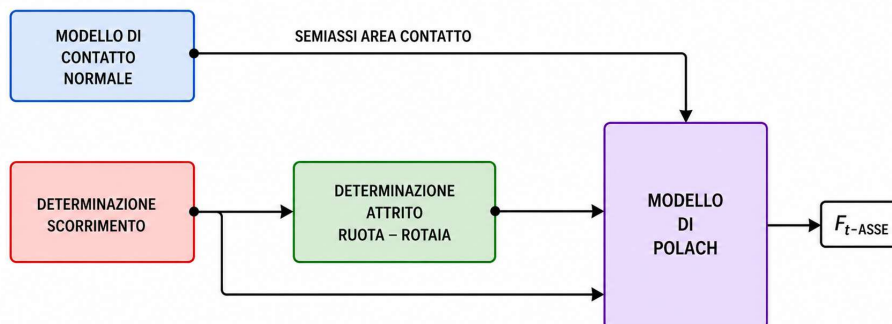


Figura 21: Schema a blocchi per la risoluzione del problema di contatto tangenziale ruota-rotaia mediante il modello di Polach, rappresentazione semplificata.

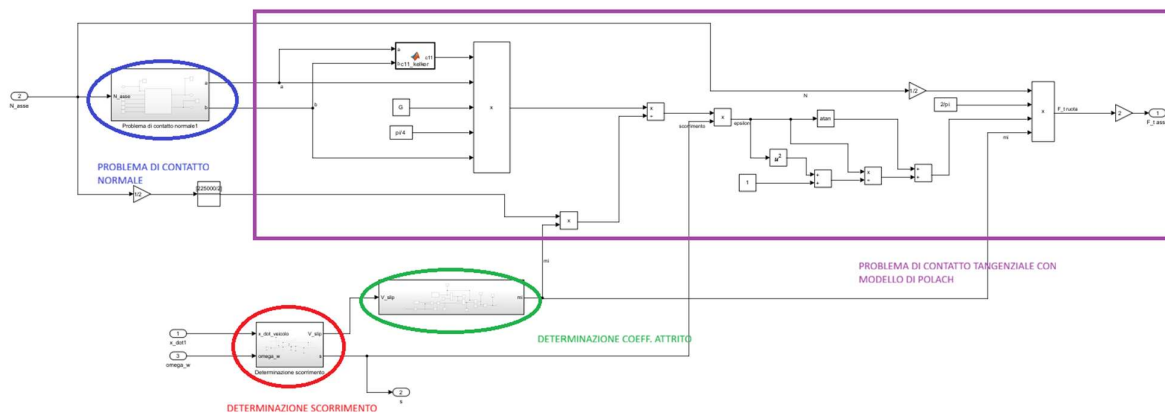


Figura 22: Schema a blocchi per la risoluzione del problema di contatto tangenziale ruota-rotaia mediante il modello di Polach.

Per prima cosa occorre guardare al problema di contatto normale, che si occupa di definire, mediante le leggi del contatto hertziano, l'area di contatto tra ruota e rotaia [24-25].

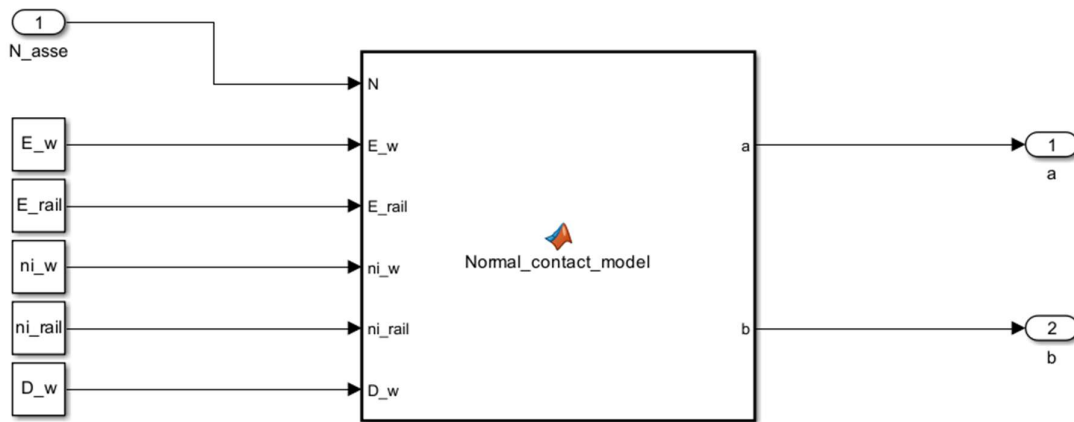


Figura 23: Schema a blocchi per la risoluzione del problema normale di contatto.

La Matlab Function non fa altro che esprimere la legge del contatto hertziano, per cui, dati i moduli di elasticità E di ruota e rotaia, i loro raggi di curvatura R_{ii} , i loro coefficienti di Poisson ν e il carico cui l'asse è sottoposto N (in uscita dal blocco di ripartizione dinamica del carico), restituisce la dimensione dei semiassi dell'orma di contatto. Essendo a e b i due semiassi dell'orma di contatto:

$$a = \alpha * q$$

$$b = \beta * q$$

Con:

$$q = \sqrt[3]{\frac{3}{8} N \frac{\theta_1 + \theta_2}{\sum \rho}}$$

$$\theta_i = 4 \frac{1 - v_i^2}{E_i} \quad (i = 1, 2)$$

$$\sum \rho = \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}} = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$$

Nel caso specifico del contatto ruota-rotaia, interpretandolo come un contatto tra una superficie tronco-conica (ruota) ed una cilindrica (rotaia), due dei raggi di curvatura divergono ad infinito, e la sommatoria delle curvatures vede due termini in meno ($\rho_{11} = 0$, $\rho_{21} = 0$).

Per la definizione dei due semiassi a e b , vendono ricavati i coefficienti $C + D$ e $C - D$, e successivamente il coefficiente $\cos \tau$. Ognuno di questi sarà utile alla definizione di α e β e quindi dei semiassi.

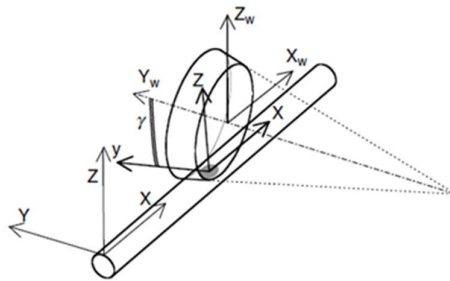


Figura 24: Rappresentazione del contatto ruota-rotaia. [26]

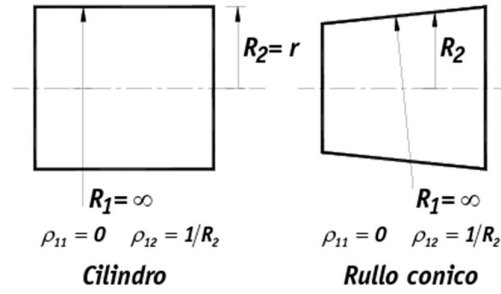


Figura 25: Definizione raggi di curvatura per profili cilindrici e tronco-conici. [27]

Posto $\omega = 90^\circ$ e con le semplificazioni anzidette:

$$C + D = \rho_{12} + \rho_{22}$$

$$C - D = \sqrt{(-\rho_{12})^2 + 2(-\rho_{12})(-\rho_{22}) \cos(2\omega) + (-\rho_{22})^2}$$

$$\cos \tau = \frac{C - D}{C + D}$$

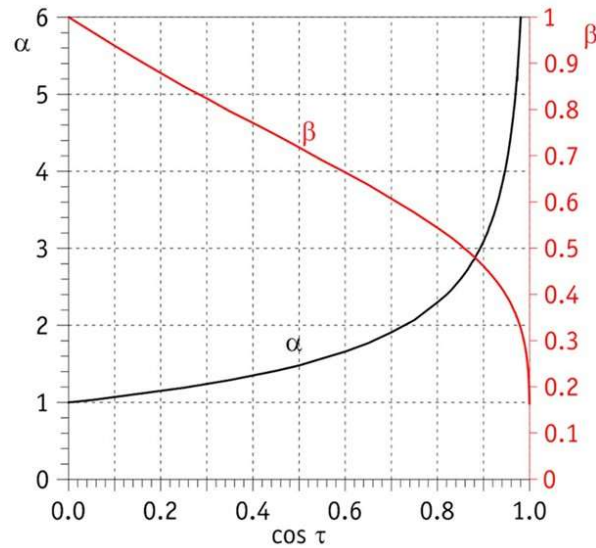


Figura 26: Look-up table per la determinazione dei coefficienti α e β .

Una volta ricavati i semiassi dell'ellisse di contatto, il problema relativo al contatto normale è risolto e la dimensione dell'orma di contatto è definita, sebbene sia suscettibile ad eventuali variazioni dovute al carico dinamico.

Per la definizione della forza tangenziale scambiata tra ruota e rotaia occorre però far riferimento al modello proposto da Polach [28]. In base a questa teoria, l'area di contatto viene divisa in due parti, una dove si ha aderenza ed una di scorrimento. In condizioni di piena aderenza, la forza di attrito ruota-rotaia sarebbe nulla, e non si avrebbe il classico effetto frenante che ci aspetteremmo. Nello studio di Polach, la forza tangenziale di contatto viene definita come:

$$F = \frac{2Q\mu}{\pi} \left(\frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon^2} + \arctan\varepsilon \right)$$

Dove:

- Q è il carico sulla ruota;
- μ è il coefficiente di attrito;
- ε nel caso di un modello puramente tangenziale, è data da:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{4} \frac{G\pi abc_{11}}{Q\mu} s_x$$

Con G modulo di taglio equivalente, a e b i semiassi dell'orma di contatto, C_{11} proveniente dalla teoria di Kalker [29] ed s_x il valore dello scorrimento longitudinale.

Ovviamente il modello di Polach soggiace al limite di aderenza. Difatti, qualora la F_t calcolata risultasse superiore al limite, posto pari al prodotto $Q * \mu$, si arriverebbe al caso di scorrimento, e si avrebbe un improprio scambio di forze tra ruota e rotaia.

Polach propone inoltre anche un modello dinamico per la valutazione del coefficiente di attrito μ , in quanto si è visto sperimentalmente che questo varia, riducendosi, alle alte velocità.

In particolare, per Polach, il coefficiente di attrito vede una dipendenza dalla velocità di scorrimento:

$$\mu = \mu_0 [(1 - A) e^{-Bw} + A]$$

Dove:

- ω è la velocità di scorrimento, ovvero la differenza tra la velocità tangenziale del veicolo e la velocità tangenziale della ruota;
- A è dato dal rapporto tra il coefficiente di attrito ruota-rotaia a velocità di scorrimento tendente ad infinito (μ_{inf}) e quello massimo (μ_0);
- B è un coefficiente di decrescita esponenziale, atto ad indicare l'andamento di μ al crescere della velocità.

Vengono quindi modellati sia il coefficiente di attrito, che la velocità di scorrimento.

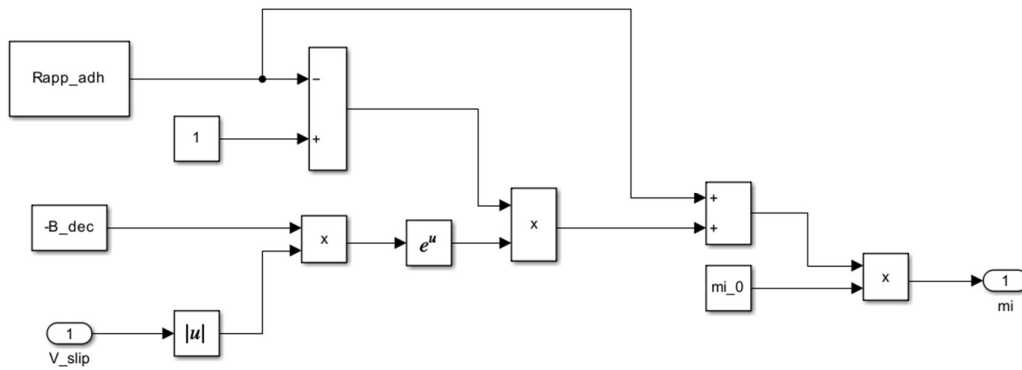


Figura 27: Schema a blocchi per la definizione del coefficiente di contatto ruota-rotaia.

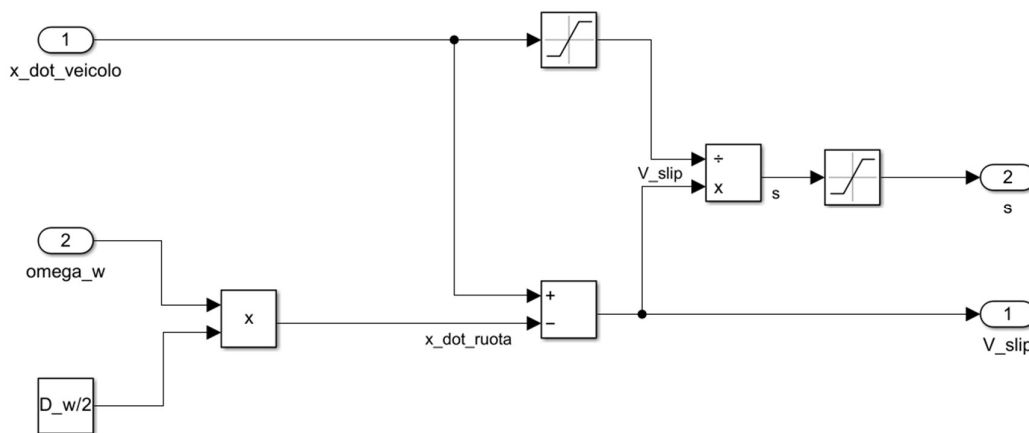


Figura 28: Schema a blocchi per la definizione dello scorrimento e della velocità di scorrimento.

Il parametro di scorrimento è sicuramente uno dei più importanti all'interno del modello di Polach, viene rilevato su ogni asse per verificare che le condizioni del moto siano quelle di aderenza, sia in trazione che in frenata.

Lo scorrimento si definisce come:

$$s = \frac{\dot{x} - \omega r}{\dot{x}}$$

Dove:

- $\dot{x}$ è la velocità tangenziale del veicolo;
- ω è la velocità angolare della ruota;
- r è il raggio della ruota.

Per evitare degli spike poco realistici quando la velocità tangenziale del veicolo si appresta allo zero è stato introdotto un blocco saturazione al denominatore.

Il parametro di scorrimento risulta particolarmente critico sulla locomotiva, in quanto oltre al freno pneumatico agente su tutti gli assi, si ha la presenza del motore elettrico, con coppie rilevanti sia in trazione che in frenata. A tal fine è conveniente analizzare i casi limite proprio in relazione alla locomotiva.

Lo scorrimento è stato limitato tra -1 e +1: il primo estremo si verifica quando si ha lo slittamento, ovvero la rotazione della ruota non si traduce in un avanzamento del veicolo, e potrebbe essere dovuto ad una eccessiva coppia traente; viceversa, il secondo caso è relativo a fenomeni di bloccaggio della ruota, probabilmente dovuti ad eventuali disservizi al sistema frenante. Ovviamente il valore di scorrimento nullo si ha nella idealità del puro rotolamento. Inoltre, lo scorrimento determina anche il segno della forza di attrito ruota-rotoria, ma tale peculiarità, congiuntamente alle casistiche relative al funzionamento ordinario, saranno adeguatamente approfondite nel capitolo successivo, dedicato ai risultati delle simulazioni.

Blocco ruota

All'interno di questo blocco confluiscono tutte le forze, o coppie, che si scaricano sulla ruota, frenandola o accelerandola. In particolare, abbiamo una serie di forze frenanti, dovute agli attriti (ruota-rotoria o attrito al perno) o alle vere e proprie azioni frenanti provenienti dal motore in fase di frenatura reostatica, o dall'impianto pneumatico. In trazione invece, l'unico elemento a fornire una coppia positiva alla ruota sarà il motore.

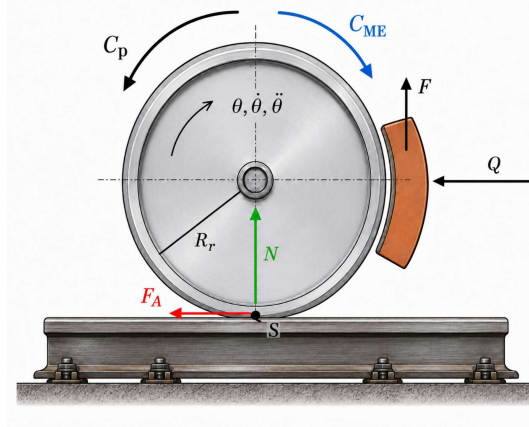


Figura 29: Diagramma di corpo libero della ruota ferroviaria. [30]

Per modellare la ruota si è partiti dal grafico di corpo libero rappresentato in figura, dove:

- N è la reazione vincolare;
- s è il punto ideale di contatto;
- F_A è la forza di attrito tangenziale ricavata tramite la teoria di Polach;
- C_p è la coppia di attrito al perno;
- R_r è il raggio della ruota;
- Q è la forza al ceppo frenante, data dal prodotto tra la forza al cilindro freno e il rapporto di timoneria;
- F è la forza frenante di natura pneumatica effettivamente agente sulla ruota, pari al prodotto di Q e del coefficiente di attrito tra ruota e ceppo.
- C_{ME} è la coppia proveniente dal motore elettrico, presente solo nell'equilibrio delle ruote della locomotiva.

Volendo scrivere l'equazione per il caso più generico, ovvero quello della locomotiva, con anche la presenza della coppia proveniente dal motore, e prendendo quest'ultima positiva nel caso di trazione, l'accelerazione angolare della ruota sarebbe pari a:

$$\ddot{\theta} = \frac{C_{ME} + (F_A - F) * R_r - C_p}{I}$$

Dove I è il momento di inerzia della ruota ed $F * R_r$ è la coppia frenante di natura pneumatica.

Per quanto riguarda la forza Q , questa sarà trattata successivamente, quando si parlerà dell'impianto freno pneumatico.

Parlando invece della coppia di attrito al perno C_p , questa è stata modellata come [31]:

$$C_p = \frac{d_{cusc}}{2} * N * f'$$

Dove:

- d_{cusc} è il diametro del cuscinetto calettato sull'assile;
- N è la reazione normale agente sul cuscinetto;
- f' è un coefficiente di attrito perno-cuscinetto dipendente da vari fattori, quali velocità, lubrificazione o carico.

Per semplicità f' è stato modellato come dipendente dalla sola velocità, scegliendo i valori da un'opportuna tabella sperimentale.

N , invece, è la reazione normale agente sul cuscinetto, per sua natura composta da due forze: il carico normale agente sull'asse e lo sforzo tangenziale, ovvero la reazione dei cuscinetti sui perni che si hanno durante il moto. Essendo tuttavia quest'ultima molto minore rispetto al peso gravante sull'asse, si è potuto trascurarla, ponendo N pari al carico uscente dal blocco di ripartizione dinamica dei carichi.

Infine, per evitare eccessivi "rimpalli" tra valori di segno opposto nei pressi di velocità angolari della ruota pari a zero, è stato inserito un blocco tangente iperbolica.

Lo schema generale del blocco ruota consta infine di un semplice blocco somma per ottenere la coppia risultante, la quale viene poi divisa per il momento di inerzia della sala per ottenere la accelerazione angolare, e quindi la velocità. La velocità angolare verrà successivamente inserita all'interno del blocco di valutazione dello scorrimento.

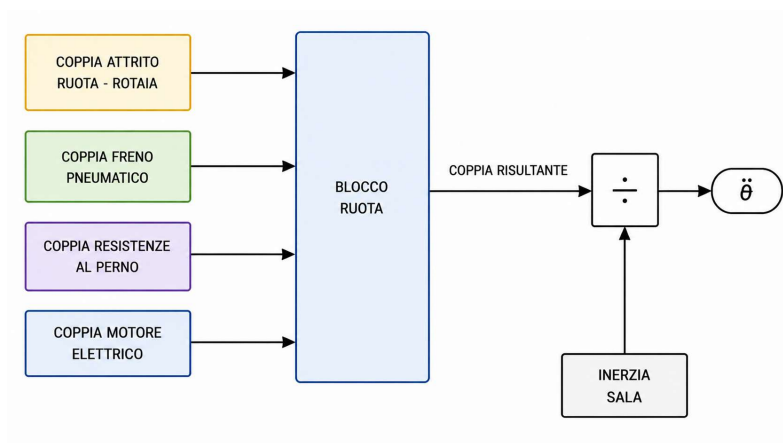


Figura 30: Schema a blocchi per la risoluzione dell'equilibrio della sala, rappresentazione semplificata.

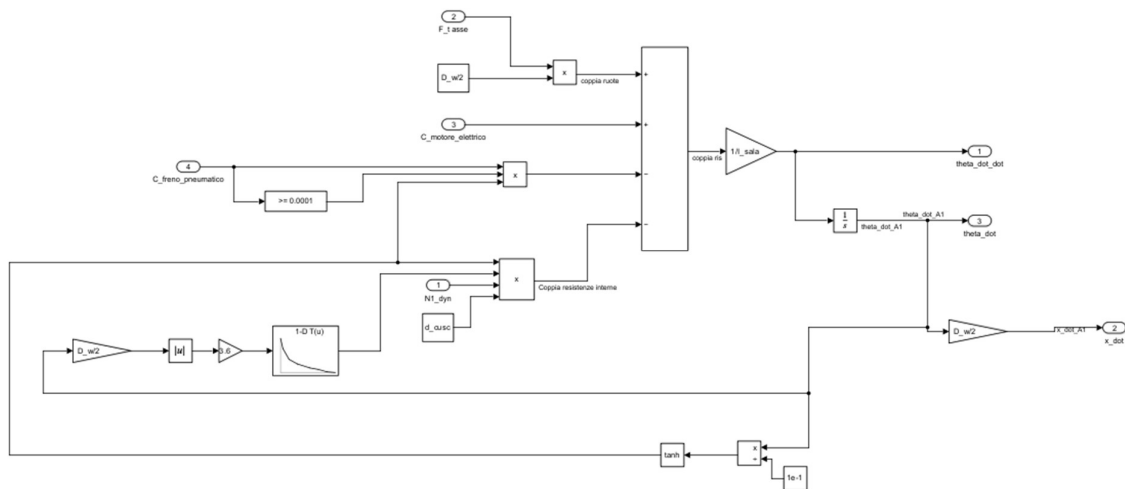


Figura 31: Schema a blocchi per la risoluzione dell'equilibrio della sala.

Impianto Freno Pneumatico

All'interno del modello Simulink, il freno pneumatico ha una architettura particolarmente complessa. Esso consta di elementi comuni a tutto il convoglio, ed altri invece specifici per ogni carro.

L'impianto freno pneumatico è composto da numerosi elementi, anche considerando il sistema più semplice e maggiormente utilizzato sui carri merci, sebbene superato, caratterizzato dalla presenza di una sola condotta che percorre tutto il convoglio, detta condotta generale.

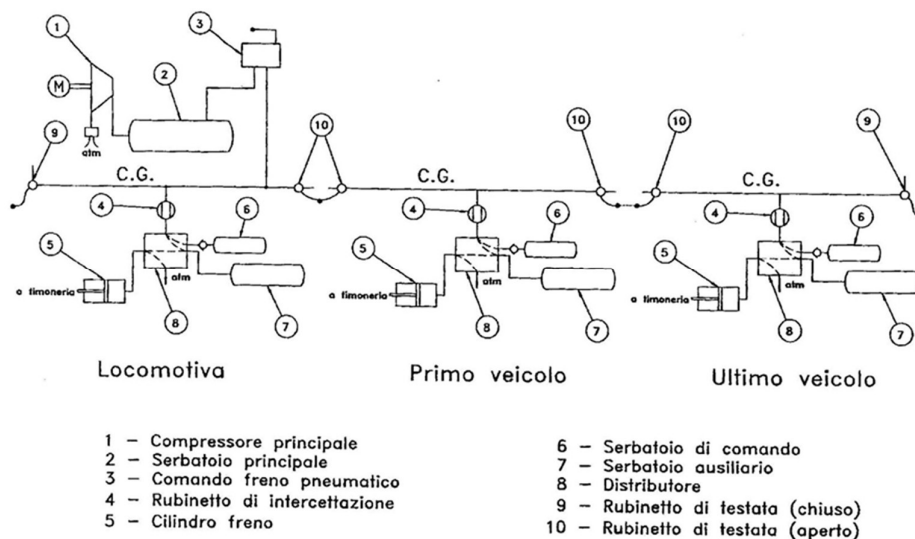


Figura 32: Rappresentazione dell'impianto di frenatura pneumatica. [32]

Nonostante il gran numero di elementi presenti, il funzionamento è abbastanza semplice, almeno ad un primo sguardo. La condotta generale, alimentata dal serbatoio principale, viene tenuta in pressione con aria compressa, solitamente a sei bar. La frenata avviene quando il macchinista decide di scaricare la condotta generale, in maniera adeguata alla intensità della frenata desiderata. In particolare, il macchinista comanda una depressione al serbatoio equalizzatore, il quale a sua volta comanda l'abbassamento della pressione in condotta generale. Tale depressione viene rilevata dal distributore presente su ogni veicolo, il quale rappresenta il vero e proprio elemento "decisionale" della frenata. Il distributore, avvertendo la depressione in condotta generale, apre il collegamento tra un serbatoio, detto ausiliario, e il cilindro freno. Quest'ultimo, riempiendosi, genera una forza, ripartita tra i vari assi tramite la timoneria, che pone in contatto i freni con la sala montata.

Come anticipato, l'architettura creata ha delle parti comuni a tutto il convoglio ed altre proprie dei singoli veicoli. Le parti comuni prevedono:

- l'organo di comando di frenata e sfrenata e il profilo di frenata ipotizzato;
- la legge di efflusso attraverso il serbatoio equalizzatore;
- la legge che governa ritardi e cadute di pressione in condotta.

Il comando di frenata e sfrenata è stato modellato come uno switch in grado di attivarsi solo al presentarsi di determinate condizioni e di disattivarsi automaticamente qualora queste non dovessero essere più rispettate. Tra le altre, queste condizioni comprendono una velocità oltre a quale la frenata pneumatica deve attivarsi, ed una oltre la quale deve disattivarsi. La legge di comando per l'abbassamento pressorio è stata modellata come una funzione che porti il valore di pressione dai 6 ai 4.45 bar, in circa 8 secondi.

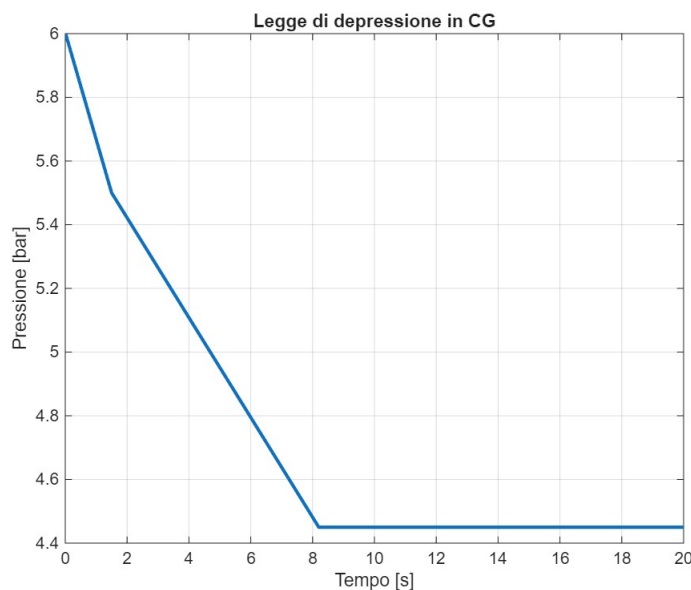


Figura 33: Comando di frenata in condotta generale.

Il comando del macchinista agisce introducendo una depressione al serbatoio equalizzatore (SE). Tale comando è ovviamente caratterizzato da un ritardo, e viene anche regolato con un anello di retroazione affinché l'apertura della valvola del serbatoio equalizzatore sia proporzionata alla massa di aria che deve uscire per realizzare la depressione voluta.

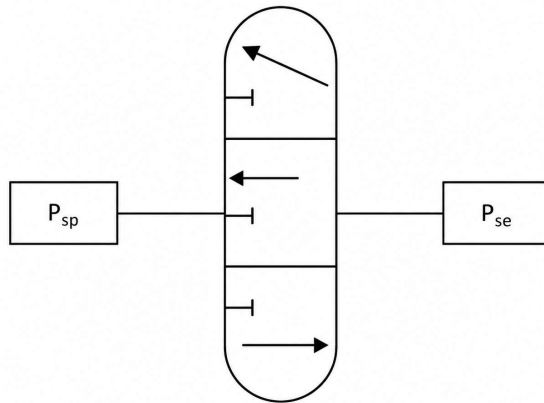


Figura 34: Rappresentazione della valvola di comando VC come una valvola a tre posizioni.

La valvola di comando VC regola la fuoriuscita dell'aria dal serbatoio equalizzatore durante la frenata, ma anche la ricarica dello stesso da parte del serbatoio principale durante la sfrenata. Può essere quindi vista come una valvola con tre posizioni di funzionamento.

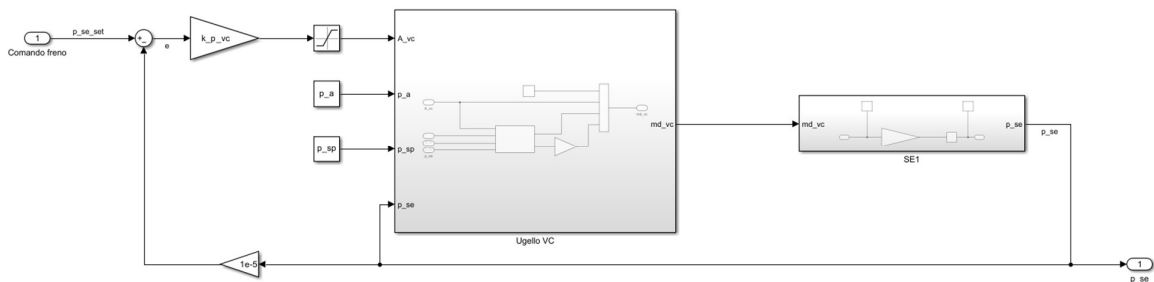


Figura 35: Schema a blocchi per la trasmissione del comando pneumatico attraverso il serbatoio equalizzatore.

All'interno del blocco denominato "Ugello VC1" è presente una Matlab Function in grado di definire la sonicità o meno del moto di efflusso, partendo ovviamente da fattori quali le pressioni a monte e a valle (le quali ovviamente variano a seconda che si abbia un caso di

frenata o di sfrenata). In output si ha la massa in uscita dal serbatoio equalizzatore, la quale, successivamente rapportata alla legge dei gas perfetti si trasforma nella nuova pressione comandata dal serbatoio equalizzatore.

Volendo analizzare le equazioni inserite nella Matlab Function [30], la massa in uscita (o in entrata) dal serbatoio equalizzatore, è definita come:

$$\dot{m}_{VC} = A_{VC} C_q C_M \frac{p_u}{\sqrt{T_u}}$$

Dove:

- A_{VC} è la sezione della valvola VC;
- C_q è un fattore correttivo empirico, supposto pari 0.6;
- p_u è la pressione a monte del SE;
- p_d è la pressione a valle del SE;
- T_u è la temperatura a monte del SE (supposta la trasformazione isoterma);
- C_M è un fattore correttivo dipendente dalla sonicità del moto

Definita poi la conservazione della massa, si calcola tramite la legge dei gas perfetti l'abbassamento di pressione al SE, la quale sarà inserita nell'anello di retroazione per una efficiente regolazione della frenata:

$$\frac{\delta}{\delta t} \left(\int_{V_{SE}} \rho_{SE} dv \right) = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i$$

$$p_{SE} = \rho_{SE} * R * T_{SE}$$

$$\frac{\delta p_{SE}}{\delta t} = \frac{\dot{m}_{VC} * R * T_{SE}}{V_{SE}}$$

Il passaggio successivo è quello di trasformare tale pressione di set al serbatoio equalizzatore nella pressione in condotta generale, considerando le perdite in condotta per i vari carri, ovviamente maggiori man mano che ci si allontana dalla locomotiva. Per la

creazione di tale modello di perdite si è presa in considerazione la considerevole letteratura in ambito fluidodinamico [33].

Tale valutazione delle perdite e dei ritardi viene svolta attraverso una Matlab Function che sfrutta l'equazione di continuità tra i carri e le perdite di carico calcolabili tramite la equazione di Darcy-Weisback per definire delle perdite diverse da carro a carro. In particolare, l'abbassamento di pressione da un carro all'altro non sarà solo definita dalle perdite fluidodinamiche distribuite lungo la condotta, ma anche dal progressivo svuotamento della condotta stessa, che vede via via uscire delle masse d'aria dal volume considerato.

Analizzando meglio le formule contenute in questa Matlab Function, occorre cominciare spiegando la logica del sistema implementato. La condotta generale è stata idealmente divisa in diversi nodi. Ad ogni nodo è stato associato un fattore di perdita pneumatica K_g , dipendente dalle caratteristiche della condotta, e per semplicità preso uguale per ogni veicolo. Proprio in funzione di tale parametro si calcoleranno le differenze in termini di portata uscente tra due carri consecutivi, e quindi la relativa variazione di pressione.

Partiamo anzitutto dalla formula di Darcy-Weisbach, la quale è molto utilizzata per definire le perdite distribuite di un fluido che si muove all'interno di una condotta:

$$\Delta p = \lambda * \frac{v^2 \rho L}{2D}$$

Dove:

- Δp è la perdita di pressione;
- v è la velocità del fluido in condotta;
- L è la lunghezza del tubo;
- ρ è la densità dell'aria compressa;
- D è il diametro della condotta generale.

Il parametro λ è un coefficiente adimensionale che indica la resistenza del mezzo al passaggio del fluido, ed è stato ricavato utilizzando l'abaco di Moody ed ipotizzando dei valori di scabrezza della condotta coerenti con convogli merci particolarmente datati.

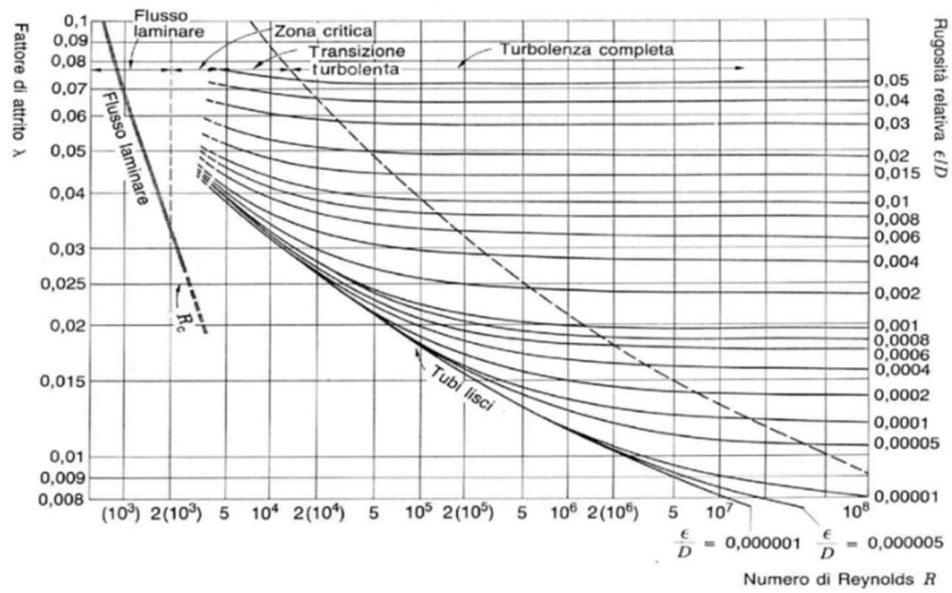


Figura 36: Abaco di Moody.

Successivamente, si è espressa la portata d'aria in funzione della velocità del fluido; posta A l'area della condotta generale si avrà:

$$\dot{m} = \rho A v$$

$$v = \sqrt{\frac{2D * \Delta p}{\lambda L \rho}}$$

Si ottiene:

$$\dot{m} = A * \sqrt{\frac{2D}{\lambda L \rho}} * \sqrt{\Delta p}$$

E posto

$$K_g = A * \sqrt{\frac{2D}{\lambda L \rho}}$$

Con K_g il coefficiente di conducibilità pneumatica tra i carri, si ottiene:

$$\dot{m} = K_g * \sqrt{\Delta p}$$

Una volta espressa la portata in questo modo, posto che per ogni i-esimo nodo varrà che:

$$\dot{m}_{i+1} = K_g * \text{sign}(\Delta p) * \sqrt{\Delta p}$$

Con $\Delta p = p_i - p_{i+1}$.

La presenza di K_g fa sì che in ogni passaggio vengano contemplate le perdite fluidodinamiche e i ritardi annessi. È poi ovvio che questi aumenteranno man mano che si cumulano allontanandosi progressivamente dalla locomotiva.

Difatti, l'ultimo passaggio eseguito dalla Matlab Function in questione è quello di calcolare la variazione di pressione nel tempo per ogni i-esimo carro:

$$\frac{\delta p}{\delta t} = \frac{RT}{V_{cond}} * (\dot{m}_i - \dot{m}_{i+1})$$

In uscita si ottiene quindi un valore di pressione che varia nel tempo, ovviamente in maniera diversa a seconda di ogni carro, e che va ad indicare il valore di pressione in condotta generale che vedrà il distributore presente su ogni carro.

Ognuno di questi segnali entrerà nel corrispettivo blocco veicolo, costituendo l'effettivo comando pressorio per l'attivazione dell'architettura del cilindro freno.

A questo punto tale segnale arriva al distributore, il quale deve aprire l'ugello di comunicazione tra il cilindro freno e il serbatoio ausiliario. L'architettura di tale sistema è molto simile a quella vista per l'apertura della valvola del serbatoio equalizzatore, ed anche qui sarà presente una legge che regola l'innalzamento della pressione al cilindro freno in funzione della depressione in condotta generale.



Di seguito, la pressione al cilindro freno si traduce in una certa coppia che questo riesce ad esprimere. Essendo di norma presente un solo cilindro freno per ogni veicolo, questa deve ripartirsi per tutte ed otto le ruote, e sarà anche adeguatamente moltiplicata, o talvolta ridotta, da un sistema di leveraggi detto “timoneria”, tale forza sarà proprio la Q precedentemente citata nel paragrafo relativo al blocco ruota.

$$\mu = 0.6 * \frac{\frac{16}{g} Q + 100}{\frac{80}{g} Q + 100} * \frac{\dot{x} + 100}{5\dot{x} + 100}$$

- $\dot{x}$ è la velocità del veicolo in km/h;
- Q è la forza premente sul ceppo in KN;
- g è l'accelerazione gravitazionale in $\frac{m}{s^2}$.

41

$$C_{pneum} = \mu * Q * \frac{D_{ruota}}{2}$$

Ovviamente se si volesse avere la coppia frenante agente sull'intero asse piuttosto che sulla singola ruota questa andrebbe raddoppiata.

All'interno del modello è stato inserito anche un ramo per simulare la frenata di emergenza, con quindi un abbassamento il più rapido possibile della pressione in condotta generale.

La frenata di emergenza è un caso differente da quella ordinaria, il quale prevede uno scaricamento molto rapido della condotta generale. Basti pensare infatti che è il tipo di frenata che interviene nella eventualità di rottura del convoglio, e quindi relativa esposizione della condotta generale ad uno scarico verso l'atmosfera. La depressione in condotta generale, oltre che essere maggiore, dato che arriverà alla pressione atmosferica, sarà anche più veloce, in quanto vengono previste delle valvole di scarico emergenziali con diametri maggiori rispetto a quelli di funzionamento ordinario.

La locomotiva e il motore elettrico

Come anticipato, la differenza sostanziale tra locomotiva e carro, quanto meno nella modellazione, è rappresentata dalla presenza del motore elettrico, che avrà grandissima importanza sia nei casi di trazione che in quelli di frenata.

Ovviamente sono presenti anche altre differenze, sebbene meno rilevanti. Tra queste, alcune sono ovviamente relative a parametri strutturali, come ad esempio il carico, le dimensioni delle ruote o i coefficienti utilizzati per la valutazione delle resistenze aerodinamiche. Altre invece sono relative ad alcune "funzionalità" di cui è stata dotata la locomotiva nella costruzione del modello, come ad esempio il fatto che il comando in velocità sull'attivazione del freno pneumatico è stato proprio legato alla velocità del primo asse motorizzato.

Al fine di creare un modello il più realistico possibile, si è scelto di modellare la locomotiva, ed il relativo motore elettrico, basandosi sulla scheda tecnica di una locomotiva attualmente in commercio e dedicata al trasporto merci, ovvero la locomotiva Traxx3 prodotta da Bombardier, rispetto la quale vengono riportate di seguito le caratteristiche e le prestazioni del motore elettrico [34].



Figura 38: Locomotiva Traxx3.

Caratteristiche	F140 D	F160 LM DAHRO	P160 D;DCH
Rodiggio		Bo'Bo'	
Peso [t]	85	87	85
Dimensione l/w/h [mm]		18'900 / 2'978 / 4'280	
Scartamento [mm]		1'435	
Diametro ruote [mm]		1'250 / 1'170	
Tensioni di catenaria		15 / 25 kVac	
Potenza massima		6 MW	
Forza di trazione max.		320 kN	
Forza di frenatura max.		240 kN	
Sistema di segnalamento	LZB/PZB	LZB/PZB, Mirel	LZB/PZB
ETCS	n/a	L1, L2	n/a
Last mile diesel / batteria		230 / ~50 kW	

Figura 39: Caratteristiche della locomotiva Traxx3.

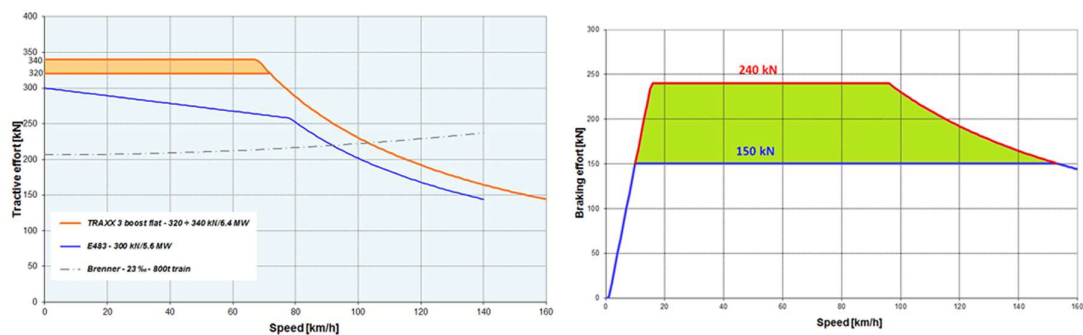


Figura 40: Caratteristiche di trazione e frenata del motore elettrico.

La creazione di un'architettura in grado di simulare efficacemente il comportamento del motore elettrico nei vari casi è stata particolarmente sfidante, stante anche la necessità di inserire dei controllori PID diversi a seconda delle varie casistiche.

Il modello prevede delle look-up tables atte a riprodurre le caratteristiche di frenata e trazione e restituire un valore di forza frenante o traente a seconda della velocità rilevata, ma anche degli switch, comandanti dalla differenza tra la velocità rilevata e quella obiettivo, attraverso i quali viene scelto da quale look-up table attingere per definire la coppia che arriverà in sala. Ovviamente ciascuna look-up table fissa soltanto i valori massimi di forza disponibile nelle due fasi. Per far sì che si potessero usare dei valori di forza congrui a seconda delle situazioni vigenti, sono stati inseriti dei blocchi PID, in grado di regolare la forza fornita.

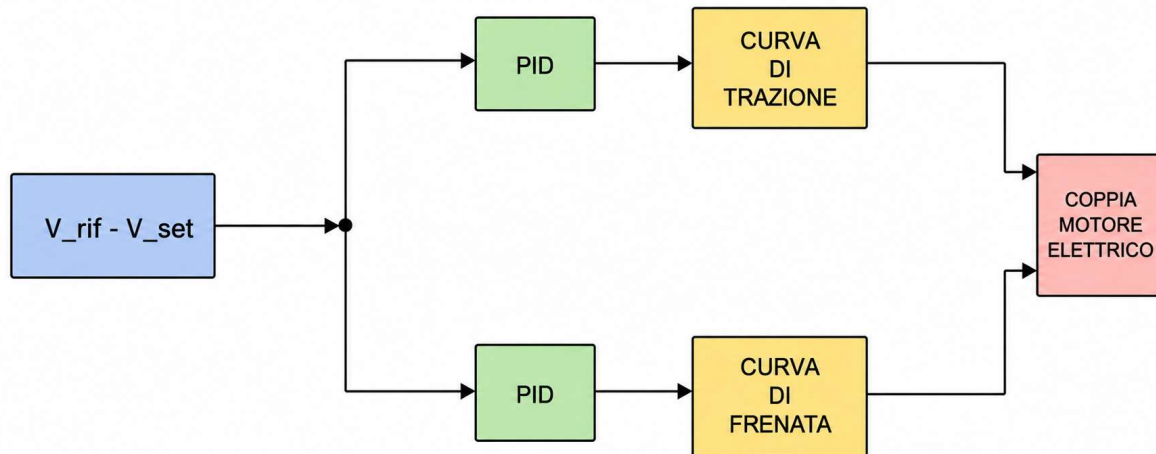


Figura 41: Schema a blocchi per la regolazione del motore elettrico, rappresentazione semplificata.

Supponendo tre diversi possibili scenari, ovvero:

- 1) Frenata 100 km/h – 0 km/h;
- 2) Trazione 0 km/h – 100 km/h;
- 3) Frenata 100 km/h – 20 km/h con successivo mantenimento della velocità;

È stato necessario tarare tre controllori PID distinti, ognuno dei quali seguito da un blocco saturazione, così che nonostante eventuali grandi differenze tra la velocità rilevata e la velocità obiettivo non si eccedesse la coppia massima ammissibile per il nostro motore.

Come anticipato, l'uscita del blocco motore elettrico è collegata al blocco ruota. Difatti il blocco ruota della locomotiva ha un input in più rispetto a quello del carro. La motorizzazione è presente solo sulla locomotiva, il che ha comportato delle leggere

differenze nella costruzione dei vari blocchi, ma le equazioni che governano la dinamica dei vari componenti sono ovviamente analoghe.

Sistema di accoppiamento Gancio/Respingente

Come anche precedentemente visto nel capitolo introduttivo, il sistema di accoppiamento tra i vari veicoli di un convoglio è tutt'ora elemento di discussione. Il sistema di accoppiamento tradizionale europeo, costituito dal classico Gancio/Respingente, è sicuramente uno degli esempi più conclamati dell'arretratezza dei convogli ferroviari merci. Tuttavia, l'incredibile esborso economico che comporterebbe una sostituzione massiva di tali apparecchiature ne ha sempre frenato la transizione verso sistemi più efficaci.

Stanti tali condizioni, la modellazione del sistema di accoppiamento si è basata proprio su tali apparecchiature di collegamento che, sebbene ormai datate, costituiscono ancora la quasi totalità di quelle presenti in ambito europeo.

Il sistema è generalmente composto da un gancio, che assume la funzione di traino del convoglio allorquando il motore esplica una coppia traente, e da una coppia di respingenti, che viceversa si occupano di evitare urti eccessivi tra i vari carri durante le fasi di frenata. Va da sé che i ganci abbiano una caratteristica molto spinta in termini di rigidità, mentre di contro, i respingenti fanno dello smorzamento la loro caratteristica principale.

Le caratteristiche di ganci e respingenti sono decisamente non lineari, con forze restituite in maniera maggiore a seconda che lo spostamento relativo tra due carri consecutivi cresca (per il gancio) o diminuisca (per il respingente).

Per ragioni di semplicità modellistica, si è scelto di modellare il sistema di accoppiamento come un duplice sistema massa-molla-smorzatore lineare che potesse svolgere adeguatamente le suddette operazioni. Ciò comporta che, facendo l'esempio della rigidità, questa sia costante per qualsiasi valore dello spostamento relativo, il che è tuttavia in contrasto con le caratteristiche reali, che vedono una rigidità crescente, in maniera non lineare, con lo spostamento relativo.

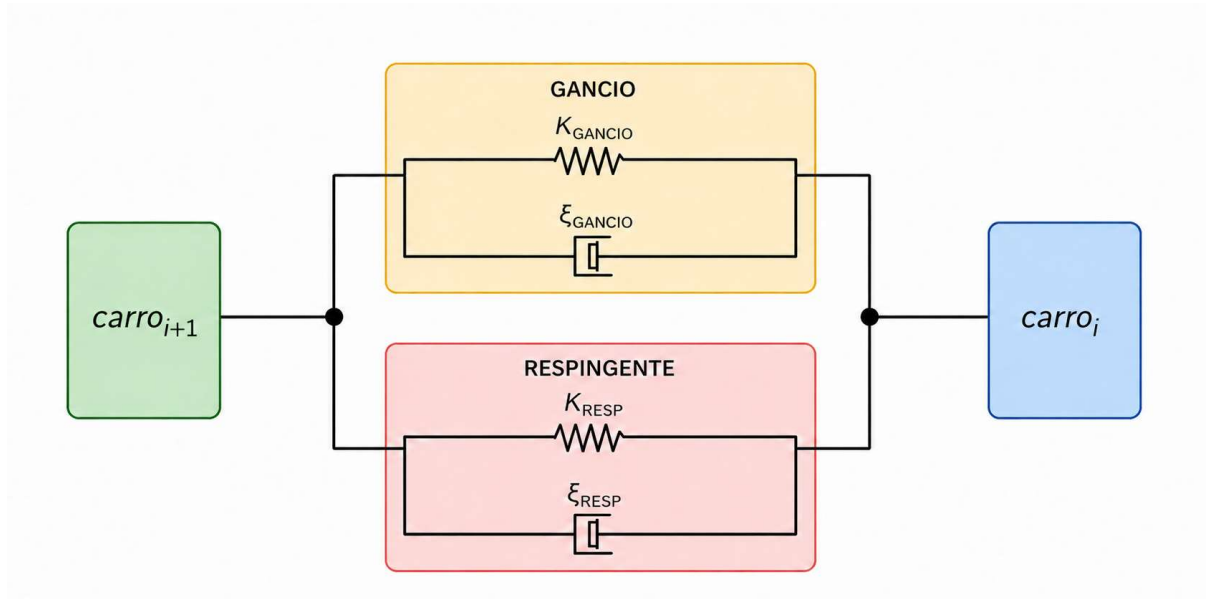
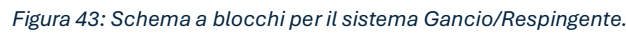


Figura 42: Schema a blocchi per il sistema Gancio/Respingente, rappresentazione semplificata.

Date alcune schede tecniche di ganci e respingenti [35,36], sono stati ipotizzati valori medi per i relativi valori di rigidezza e smorzamento. Per quanto riguarda la creazione del modello è stato previsto uno switch in grado di far funzionare il tutto come gancio o come respingente a seconda del segno dello spostamento relativo tra i due carri collegati.

Considerando poi che passando tra una fase ed un'altra, come ad esempio da frenata a trazione, il G/R non sarà immediato nel suo cambio di funzionamento in virtù dei giochi presenti, è stata utilizzato un blocco Dead Zone con l'obiettivo di simulare tale comportamento. Il blocco Dead Zone istituisce un intervallo di valori delle posizioni relative (avente come estremi i giochi in un verso o nell'altro) all'interno della quale le forze in uscita dal Gancio/Respingente sono nulle, oltre che scalare gli spostamenti relativi al di fuori della stessa della quantità preimpostata.

È infine presente anche un blocco saturazione col compito di rappresentare il fine corsa sia per i ganci che per i respingenti.



Creazione del convoglio

Ogni carro trasferisce ai due blocchi Gancio/Respingente attigui i valori di accelerazione, velocità e posizione. Tramite questi, e mettendo in relazione le grandezze di due veicoli diversi, il blocco Gancio/Respingente restituisce la forza del sistema di accoppiamento, che andrà all'interno dei blocchi di risoluzione del problema dinamico dei veicoli.

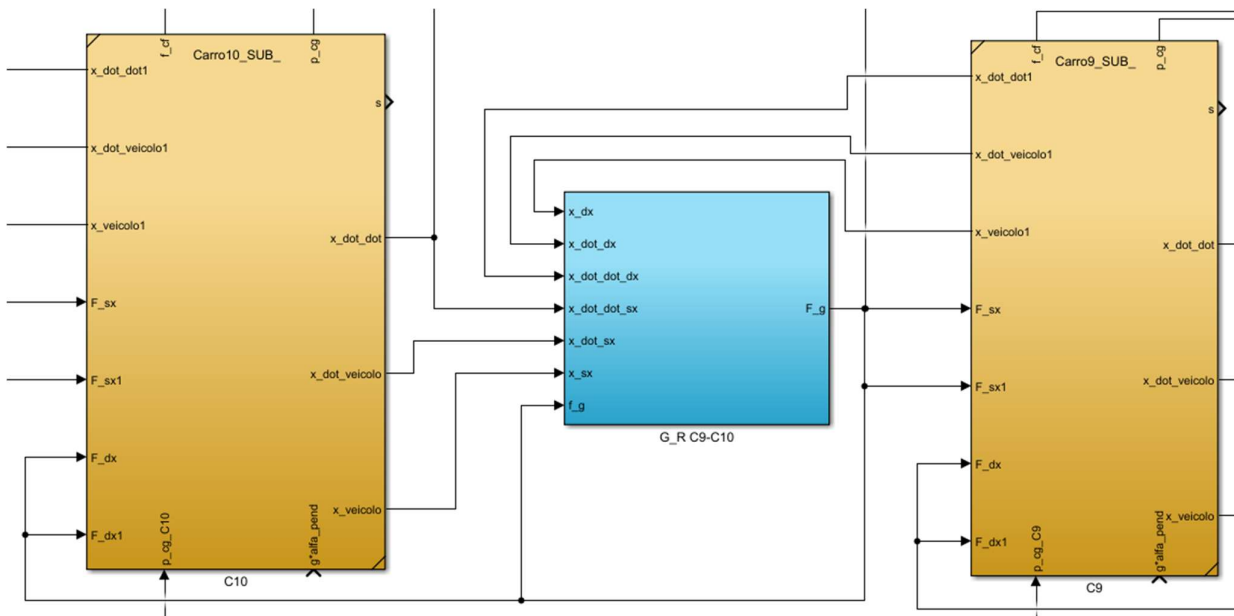


Figura 44: Rappresentazione del collegamento tra blocchi carro mediante il blocco Gancio/Respingente.

Tale struttura si ripete per ogni collegamento locomotiva-carro e carro-carro.

Carri e locomotive ricevono anche il comando di depressione in condotta generale relativo alla posizione del carro, precedentemente calcolato dall'apposito blocco. È infine presente anche un input, qui inutilizzato ma predisposto, per l'inserimento delle resistenze accidentali.

RISULTATI DEL MODELLO IN CONDIZIONI STANDARD

Il modello è stato regolato in maniera tale da avere valori ammissibili in termini di spazio di arresto e tempi coerenti per il raggiungimento delle velocità a regime. Si è poi posto il focus sul ritardo di trasmissione del segnale pressorio per la frenata pneumatica.

Dato il massimo tonnellaggio ammesso dalla locomotiva, ovvero 1400 tonnellate, si è ipotizzato di inserire 14 carri a tonnellaggio massimo secondo le normative vigenti, ovvero 22,5 tonnellate/asse e quindi 90 tonnellate/carro. Considerando anche la locomotiva da 87 tonnellate si arriva quasi a saturazione della capacità della locomotiva.

Il modello ha reso possibile l'extrapolazione di una grande mole di dati, come posizione, velocità ed accelerazione di ogni veicolo, ma anche le forze generate dal contatto ruota-rotaia o dai sistemi Gancio/Respingente, oltre che altri parametri come ad esempio lo scorrimento.

Sono stati simulati diversi casi:

1) Frenata di servizio 100 km/h – 0 km/h

In questo caso sarà sicuramente fondamentale verificare che lo spazio di arresto sia coerente con quelli previsti dalle normative. Considerando la lunghezza delle sezioni di blocco odierne pari a 1350 m, uno spazio di arresto ammissibile potrebbe essere leggermente superiore.

Effettivamente si è ottenuto uno spazio di arresto a massimo carico di circa 1650 metri, ritenuto ammissibile. Guardando il grafico relativo allo spazio d'arresto, si può notare come tutti i veicoli abbiano spazi di arresto coerenti tra loro.

Tale coerenza è riscontrabile anche guardando al profilo delle velocità. Inoltre, è interessante vedere come si noti facilmente il momento in cui interviene il freno pneumatico, che genera un notevole incremento della decelerazione con successivo incremento della pendenza della curva di velocità. Il tempo di arresto è di circa cento secondi.

Il funzionamento del motore elettrico sarà più interessante vederlo in un caso successivamente trattato.

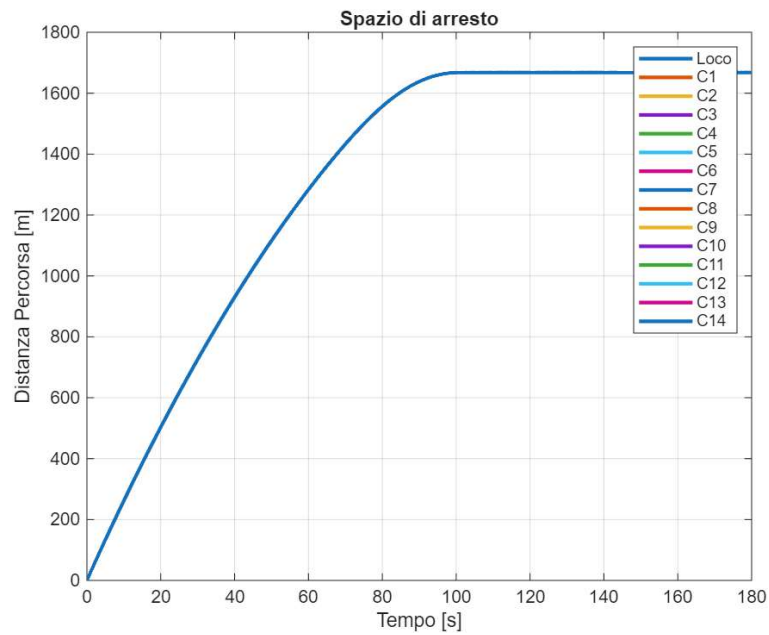


Figura 45: Spazio di arresto frenata ordinaria.

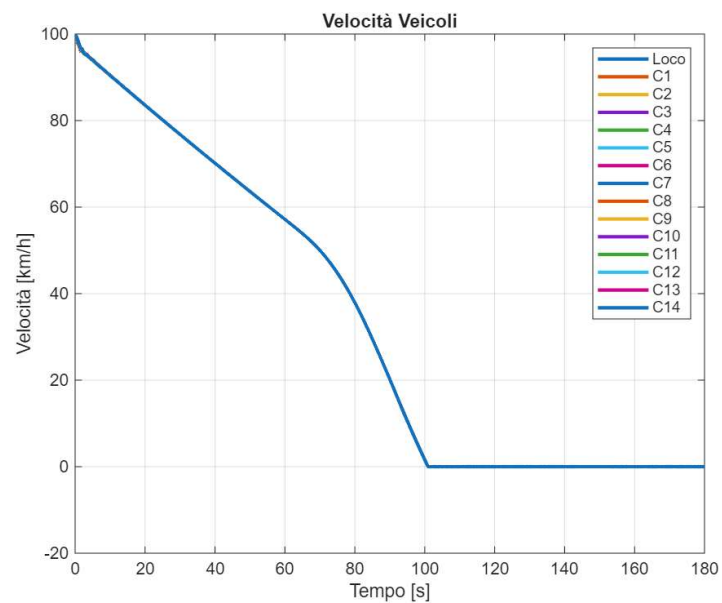


Figura 46: Profilo velocità frenata ordinaria.

L'ingresso del freno pneumatico è confermato anche dai grafici relativi alle pressioni in condotta generale e alle forze ai cilindri freno.

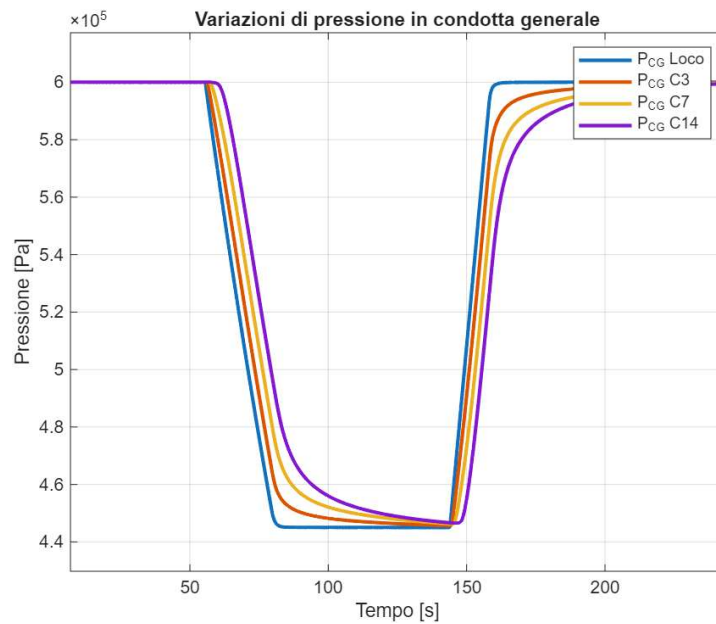


Figura 476: Variazione di pressione in condotta generale in frenata ordinaria.

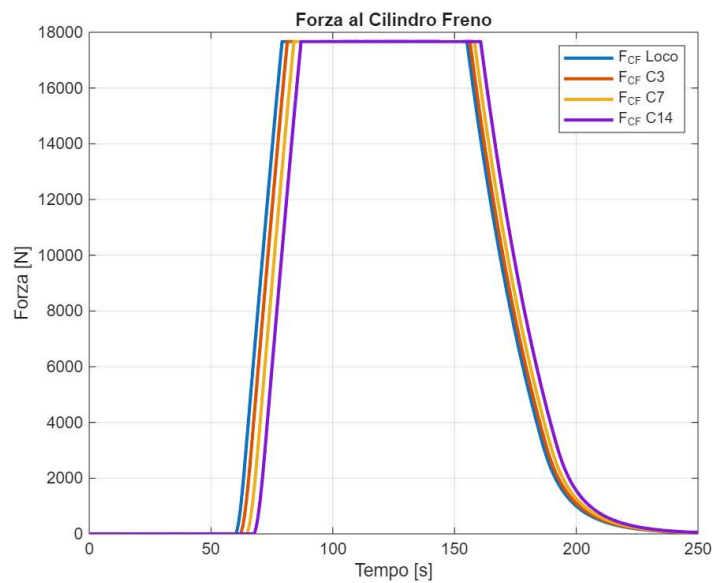


Figura 47: Forza ai cilindri freno in frenata ordinaria.

L'ingresso del freno pneumatico è altresì evidente guardando l'equilibrio agli assi di locomotiva e carri.

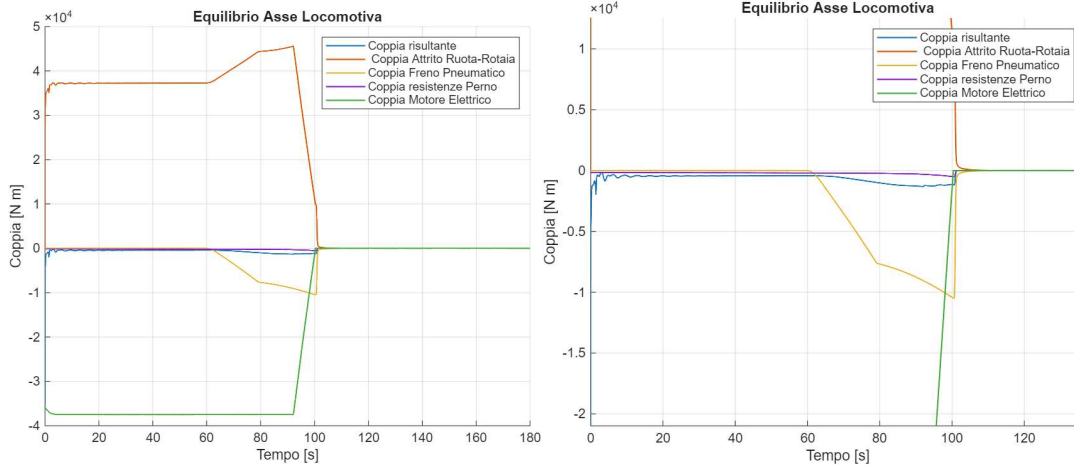


Figura 48: Equilibrio asse locomotiva in frenata ordinaria, con particolare.

In questo grafico, oltre a notare l'intervento del freno pneumatico, si può anche vedere come si abbatta la coppia di frenata reostatica una volta arrivati alle basse velocità.

Tale grafico è stato ricavato anche per il settimo carro, e dal confronto di questi possono farsi delle considerazioni interessanti: anzitutto, la assenza del motore elettrico comporta coppie di attrito ruota-rotaia sensibilmente più basse, sebbene la coppia risultante sia pressoché identica nei due casi. Inoltre, sempre rimanendo sulla coppia di attrito ruota-rotaia, nel caso del C7, si può vedere come questa cambi di segno non appena si attiva il freno pneumatico, cosa che non avviene invece con la locomotiva.

Le ragioni di tali fenomeni vanno entrambe ricondotte alla natura dello scorrimento, parametro che fornisce il segno alla forza di attrito tangenziale ruota-rotaia e quindi anche alla coppia che da esse deriva.

Analizzando infatti i grafici relativi allo scorrimento, si vedrà come la locomotiva, essendo sempre soggetta a forze frenati sugli assi (che sia reostatica, pneumatica o entrambe), vede sempre scorrimenti positivi (e $\dot{x}_{C7} > \omega r_{C7}$), le cui entità varieranno man mano che variano le coppie applicate (innesco freno pneumatico, disinnesco del motore elettrico). Al contrario, il carro C7 non vedrà alcuna coppia applicata finché non si attiva il freno pneumatico, pur venendo frenato dalla locomotiva, tramite l'azione dei respingenti, per cui $\dot{x}_{C7} < \omega r_{C7}$ e quindi $s < 0$, almeno in un primo momento. Questo spiega la differenza della coppia di attrito ruota-rotaia nei due casi, nonché l'inversione nel C7.

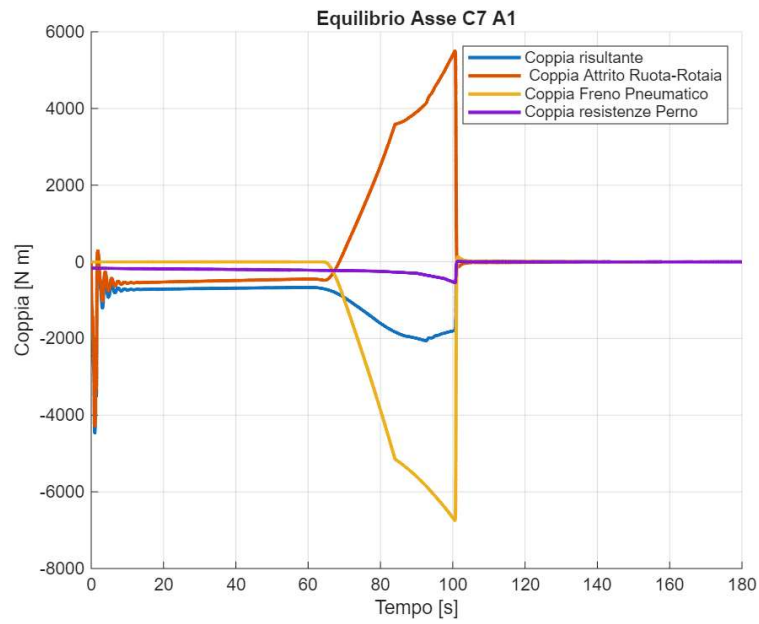


Figura 49: Equilibrio asse C7 in frenata ordinaria.

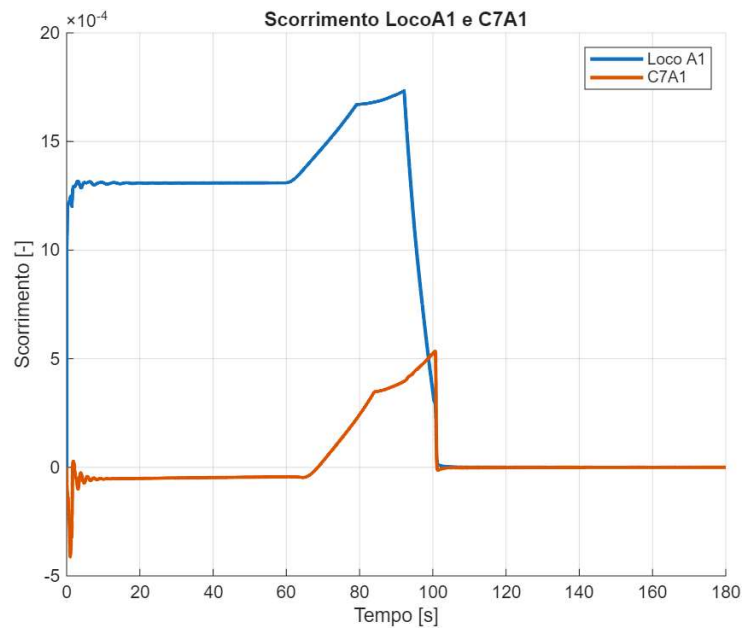


Figura 50: Confronto scorrimenti locomotiva e C7 in frenata ordinaria.

Infine, è possibile dare uno sguardo anche a blocchi di risoluzione del problema dinamico di locomotiva e C7.

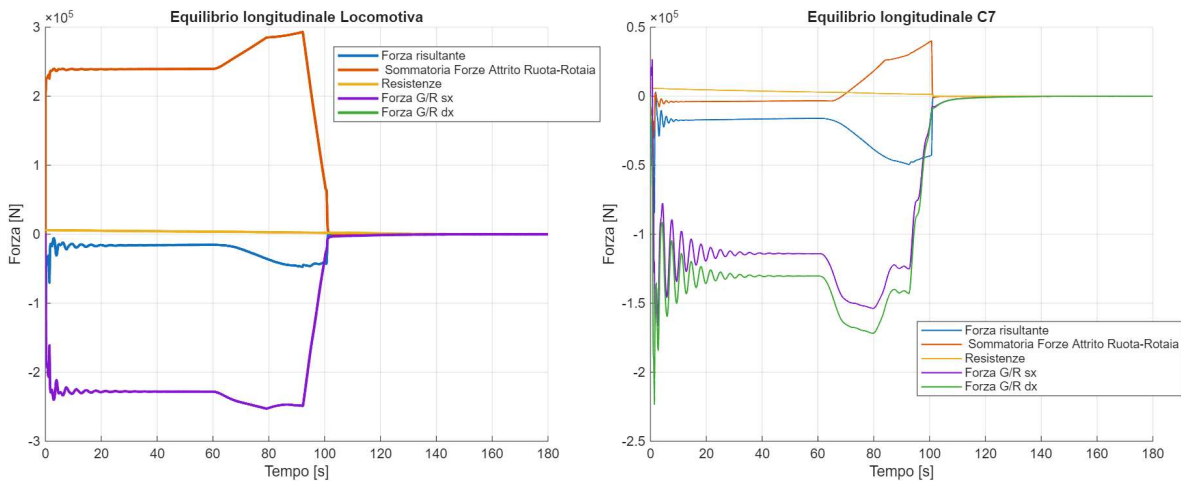


Figura 51: Confronto Equilibrio longitudinale locomotiva e C7 in frenata ordinaria.

Anzitutto si vede come lo scorrimento particolarmente diverso nei due casi influenzi, come precedentemente accennato la forza di attrito tangenziale ruota-rotaila, sensibilmente più bassa per il C7. Inoltre, com'era lecito aspettarsi, la locomotiva non ha alcun veicolo alla sua destra, e quindi alcuna forza G/R da quel lato.

È inoltre possibile notare come le forze ai ganci siano via via più basse man mano che ci si allontana dalla locomotiva. Si capisce quindi come il Gancio/Respingente più sollecitato sarà proprio quello di collegamento tra la locomotiva e il primo carro.

Le resistenze aerodinamiche, sebbene non nulle, sono sicuramente di entità ben minore rispetto alle altre agenti sullo stesso veicolo.

2) Frenata di emergenza 100 km/h – 0 km/h

Questo caso è stato fondamentale in quanto ha permesso di confrontare i risultati relativi alla frenata pneumatica, caratterizzati dai suddetti modelli per la simulazione di perdite e ritardi, con quelli sperimentali presenti in letteratura [37].

In questo particolare caso, la differenza tra convogli merci e convogli passeggeri si ha nella sola velocità di riempimento del cilindro freno, mentre lo scarico della condotta generale è sostanzialmente equivalente nei due casi. Anche la pressione massima raggiunta all'interno dei cilindri freno sarà analoga tra il caso ordinario e il caso emergenziale.

Da tale caso ci aspettiamo innanzitutto che la frenata sia più rapida (difatti si ha fin dal primo momento la mutua azione dei due sistemi frenanti), ed avvenga cioè in spazi e tempi minori, come effettivamente avviene. Per modellare tale caso è stato previsto un ramo aggiuntivo rispetto al comando della frenata pneumatica, con valvole diverse per lo scaricamento della condotta generale.

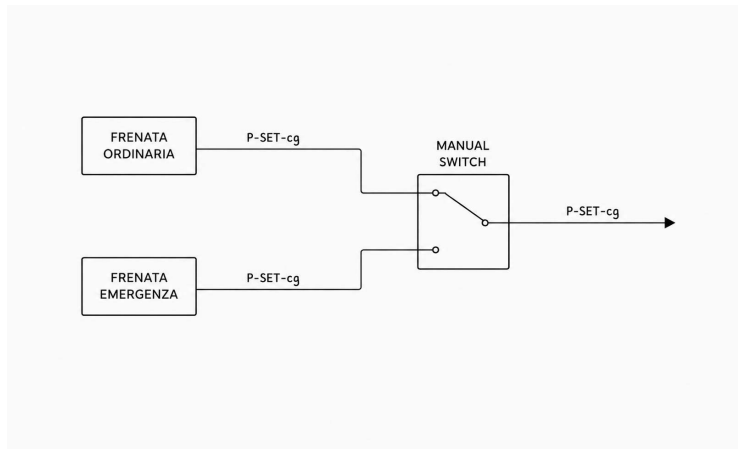


Figura 52: Rappresentazione del manual switch per la scelta del tipo di frenata.

Si nota inoltre come, avviandosi sin dal primo istante la frenata pneumatica, non si ha alcun cambio di pendenza evidente nel profilo di velocità.

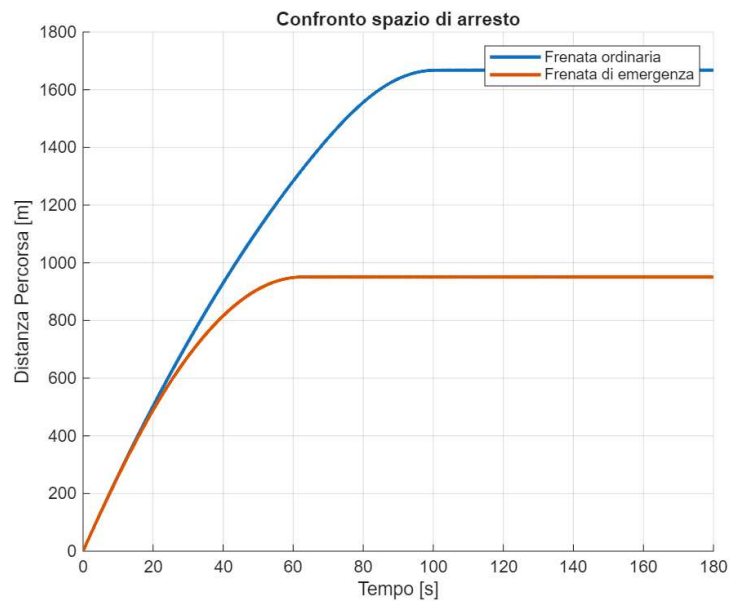


Figura 53: Confronto spazio di arresto tra frenata ordinaria e frenata di emergenza.

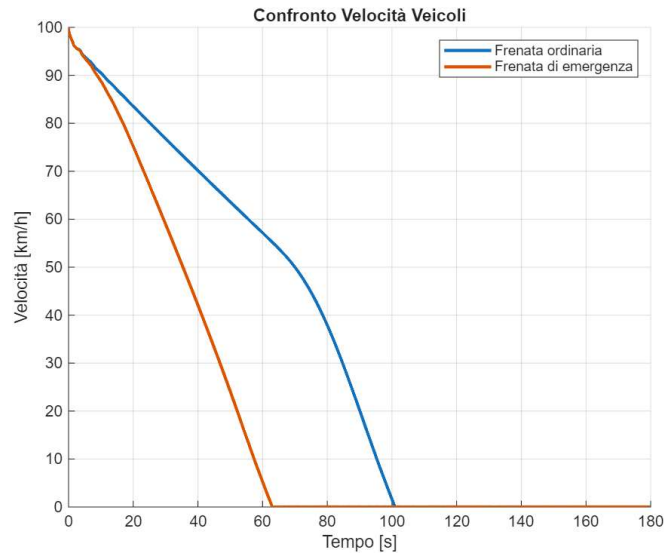


Figura 54: Confronto profili di velocità tra frenata ordinaria e frenata di emergenza.

Volendo analizzare la frenata pneumatica, occorre partire dalla depressione in condotta generale nel caso di frenata ordinaria: il ritardo di trasmissione è sicuramente evidente, specie se si confronta la locomotiva con l'ultimo carro. Il ritardo di trasmissione cresce man mano che ci si allontana dalla locomotiva, tuttavia, il ritardo tra il segnale di un carro e il successivo si affievolisce scorrendo lungo il convoglio. Inoltre, tale ritardo si configura non solo nella pendenza delle curve, ma anche nell'effettivo istante di avviamento. Si può infatti notare come i carri posteriori abbiano una depressione successiva rispetto a quelli anteriori.

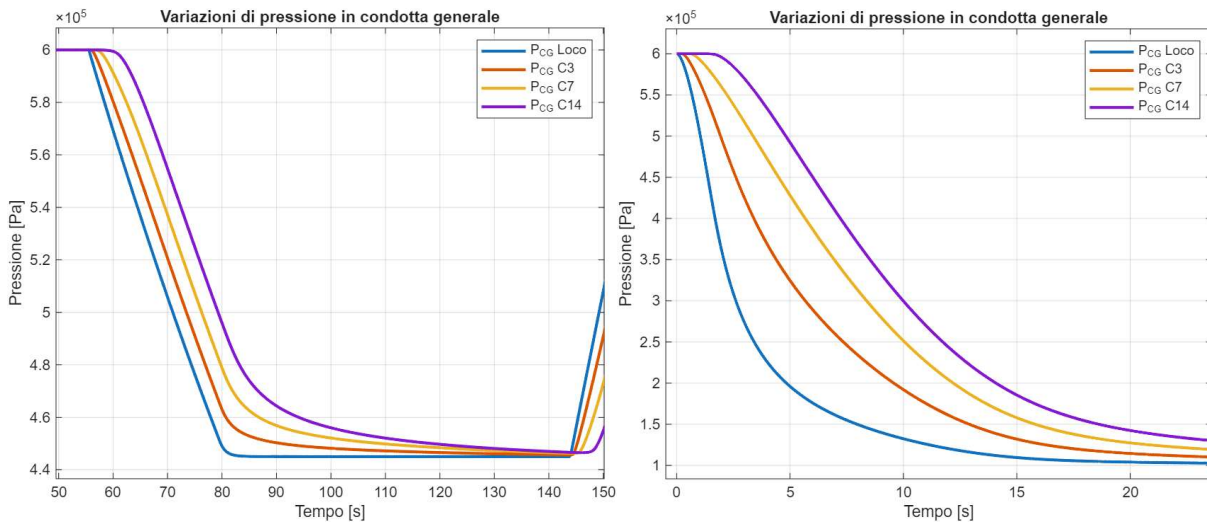


Figura 55: Confronto particolari variazioni di pressione in condotta generale in frenata ordinaria (sx) e in frenata di emergenza (dx).

Tale ritardo di trasmissione sarà ovviamente presente anche nella frenata di emergenza; tuttavia, guardando ai tempi di scarica della condotta generale, la differenza risulta evidente. Non solo la condotta generale si scarica più velocemente, ma raggiunge anche dei valori sensibilmente più bassi.

Inoltre, come anticipato, è possibile trovare in letteratura delle curve sperimentali relative proprio alla depressione in condotta generale durante frenate di emergenza, le quali risultano particolarmente simili e confermano la bontà del modello.

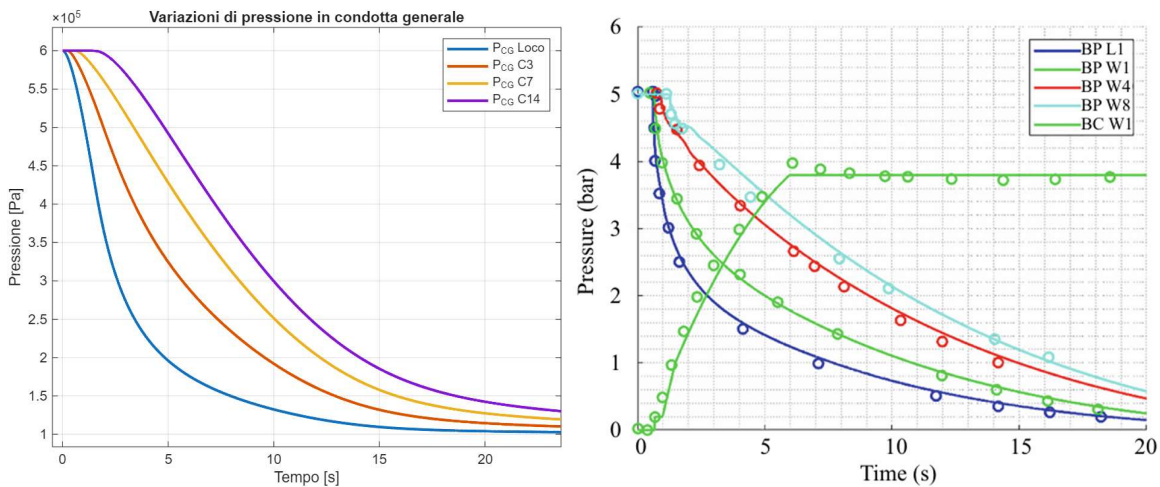


Figura 56: Confronto variazione di pressione in condotta generale in frenata di emergenza (sx), in pressione assoluta, con risultati omologhi in letteratura (dx), in pressione relativa [37].

È peraltro ovvio che un simile rapido scaricamento della condotta generale si traduca in una maggiore velocità di riempimento del cilindro freno, sebbene gli ugelli di collegamento distributore-cilindro freno non varino, per cui la velocità di riempimento cresca meno rispetto a quanto non cresca quella di scarico della condotta generale.

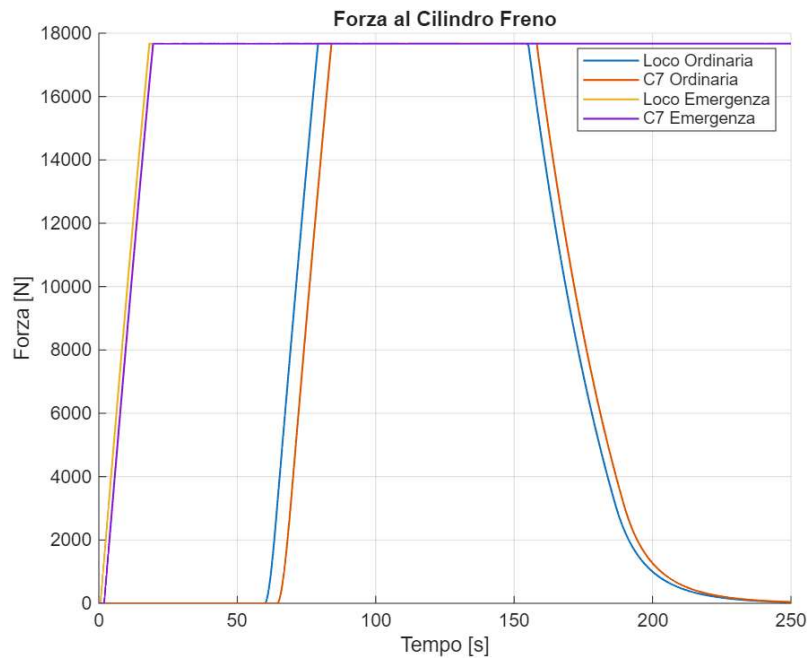


Figura 57: Confronto forza ai cilindri freno tra frenata ordinaria e di emergenza.

Volendo mostrare anche un ultimo grafico a conferma di quanto detto finora, si può vedere come lo scorrimento del C7 non vari di segno, sintomo che il freno pneumatico si attivi già dal primo istante.

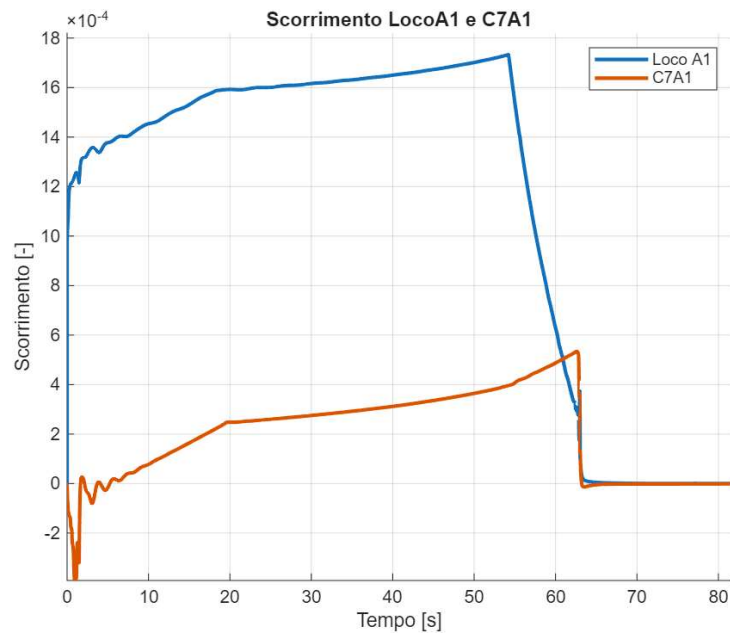


Figura 58: Confronto scorrimento locomotiva e C7 in frenata di emergenza.

3) Accelerazione 0 km/h – 100 km/h

La accelerazione del convoglio da fermo fino ai 100 km/h viene riportata per verificare che anche il modello si comporti in maniera coerente anche in trazione. In questo caso ci aspettiamo che lo scorrimento valutato sugli assi della locomotiva sia di segno opposto, proprio perché piuttosto che la frenata valuteremo la trazione.

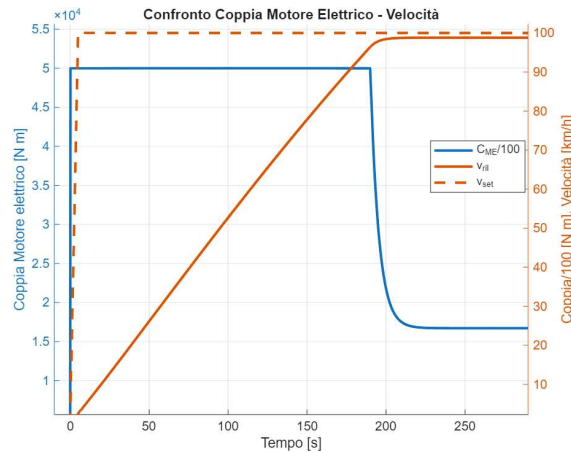


Figura 59: Comportamento del motore elettrico in trazione.

Già guardando l'andamento del motore elettrico in relazione alla velocità del convoglio si può vedere come questa si adegui diminuendo tra la partenza e la marcia a velocità costante, segnale che il controllore PID sul motore elettrico sta funzionando a dovere.

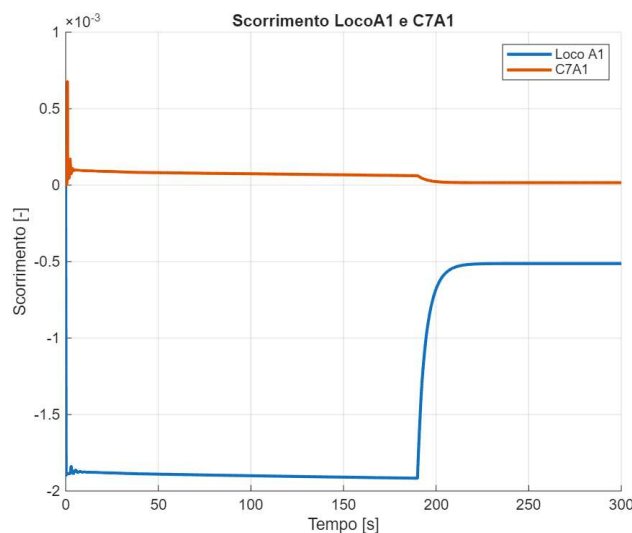


Figura 60: Confronto scorrimento locomotiva e C7 in trazione.

Com'era lecito aspettarsi, lo scorrimento della locomotiva cambia di segno. Per quanto riguarda il carro, essendo questo trainato e non intervenendo forze in maniera diretta su uno dei suoi assi, lo scorrimento avrà segno positivo.

4) Frenata 100 km/h – 20 km/h – 100 km/h e successiva trazione

Questo è il caso più completo in quanto ha al suo interno i due tipi di frenata ma anche la trazione. Peraltro, è anche stato usato come caso di riferimento per la valutazione dei guasti che vedremo successivamente. Durante la fase iniziale sono stati mantenuti i 100 km/h per trenta secondi.

È stato interessante verificare come il motore riesca a passare dalla funzione di frenata a quella di trazione a seconda del cambiamento della velocità obiettivo. Difatti, a fronte di una diversa velocità obiettivo si può notare come il motore fornisca delle coppie di segno opposto e sia in grado anche di regolare la coppia per mantenere la velocità desiderata.

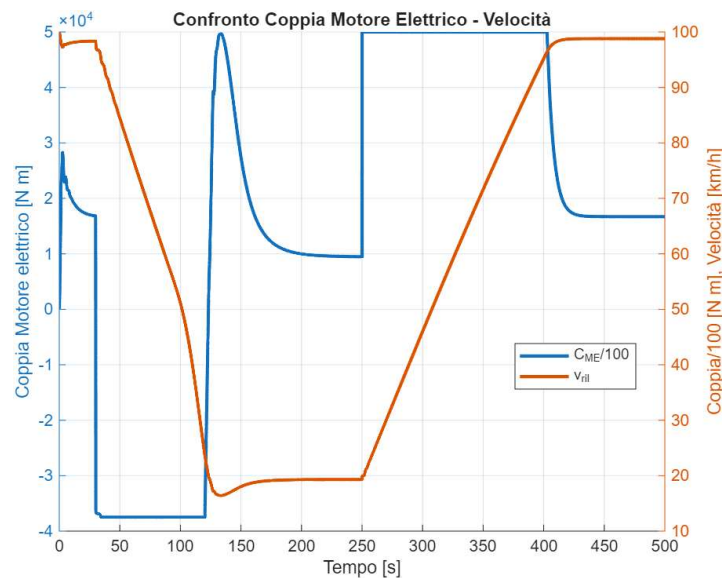


Figura 61: Comportamento del motore elettrico in funzione di un profilo di velocità completo.

Un altro grafico in cui si può notare la variazione di funzionamento del motore elettrico è quello relativo alle forze sui Ganci/Respingenti, in cui si ha il prima il passaggio da forze positive, di trazione, a forze negative, di repulsione, e successivamente il ritorno a forze positive quando si vogliono mantenere i 20 km/h, ed un incremento successivo quando si vuole riaccelerare fino ai 100 km/h. In corrispondenza di tali punti si hanno inoltre le maggiori oscillazioni sulle accelerazioni, le quali risentono delle variazioni pressoché impulsive del motore elettrico.

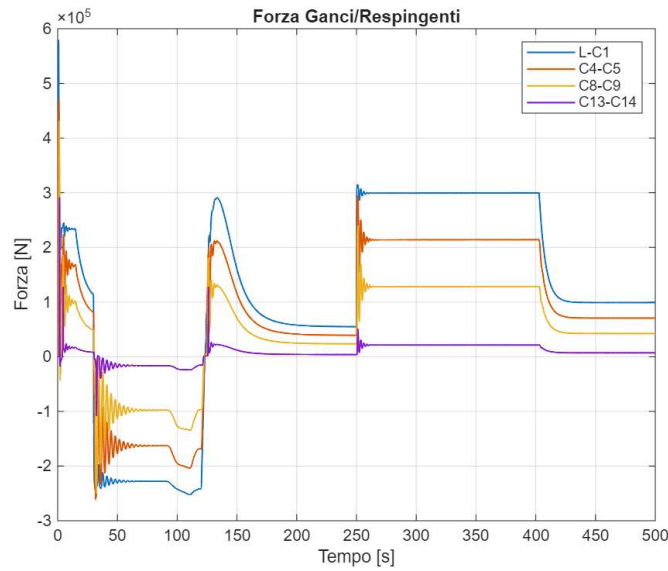


Figura 62: Forza ai G/R con un profilo di velocità completo.

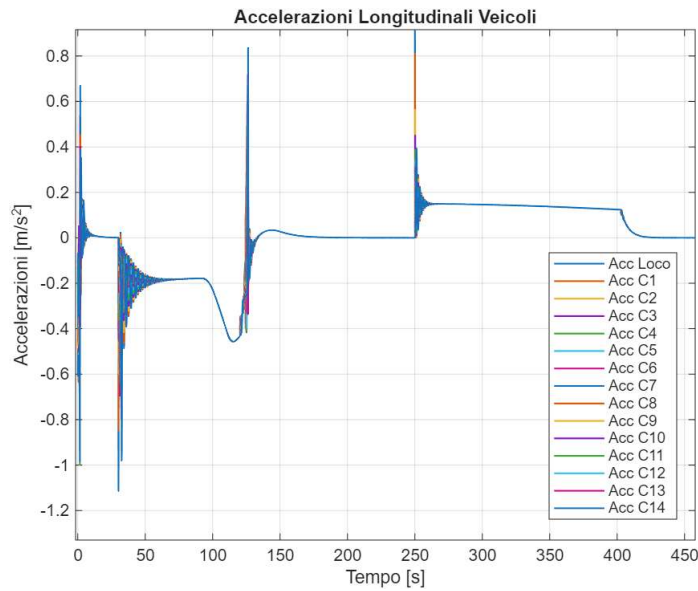


Figura 63: Accelerazione Longitudinali dei veicoli.

Questo caso è stato anche interessante per tarare i vincoli di intervento del freno pneumatico. Questo è stato programmato per attivarsi ai 60 km/h e disattivarsi verso i 50 km/h. Difatti, sebbene questo venga disattivato ben prima della velocità obiettivo, i tempi di scarica (come di carica) del cilindro freno non sono istantanei, per cui gli effetti del cilindro freno continuano a vedersi anche successivamente.

Ciò risulta evidente sia osservando i grafici relativi alla pressione in condotta generale, sia la forza applicata ai cilindri freno.

Tuttavia, anche il segnale di sfrenata sarà caratterizzato da un certo ritardo, per cui vedremo che la pressione in condotta generale per i carri posteriori continuerà a scendere ancora per qualche istante mentre in locomotiva è già tornata a salire. Viceversa, per le forze al cilindro freno: saliranno ancora un po' nei carri posteriori anche se la sfrenata è iniziata nei carri anteriori.

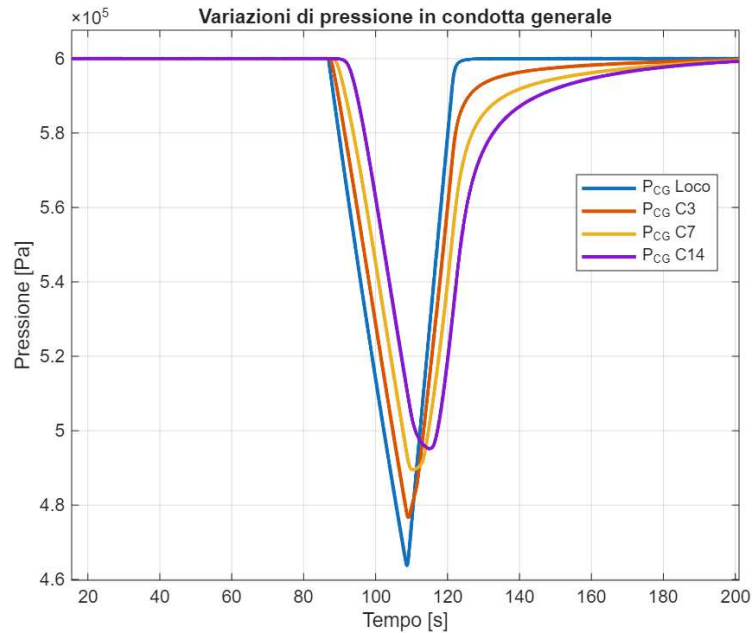


Figura 64: Variazioni di pressioni in condotta generale.

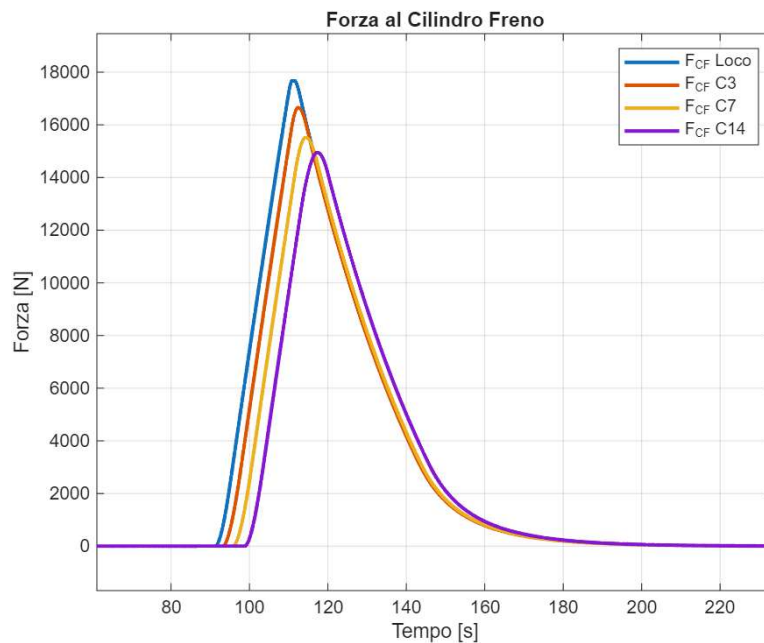


Figura 65: Forze ai cilindri freno.

INTRODUZIONE DEI GUASTI

Come anticipato nel capitolo introduttivo, una volta che il modello è stato ritenuto valido ed in grado di simulare i vari scenari di marcia sono stati introdotti dei guasti, con l'obiettivo di individuare eventuali variazioni notevoli nei parametri considerati, cercando di associare un certo fenomeno alla variazione degli stessi.

In particolare, si è tentato di attenzionare maggiormente quelle grandezze che sono solitamente misurabili tramite i sensori alimentati dai nuovi sistemi di harvesting, che tendono a fare un ampio uso di accelerometri posti in boccola. Motivo per cui, sebbene alcuni guasti siano facilmente riconoscibili guardando le forze ai Ganci/Respingenti, si sono attenzionate anche le variazioni di accelerazione longitudinali.

Le tipologie di guasti ipotizzate sono:

- Mancata frenata pneumatica di un carro;
- Mancata sfrenata di un carro con e senza bloccaggio ruota;
- Impropria composizione del convoglio.

Proprio per considerare tutte le possibili problematiche, tutti questi casi sono stati simulati per un profilo di velocità obiettivo 100-20-100, in maniera tale da avere tutte le casistiche, ovvero frenata, trazione a velocità costante e accelerazione. Inoltre, nei primi trenta secondi è stato previsto il mantenimento della velocità ai 100 km/h

Inoltre, supponendo che la locomotiva sia sensorizzata, non mancando di elettrificazione di bordo come il resto del convoglio, i guasti sono stati simulati sui soli carri.

1) Mancata frenata pneumatica di un carro

La mancata frenata pneumatica di un carro può essere dovuta sia ad un problema di riempimento del cilindro freno, con quindi cause che vanno ricercate nel funzionamento del distributore o delle valvole relative, sia ad un problema di timoneria. Quale che sia la causa, il problema ipotizzato ha come risultato il mancato arrivo della coppia di frenata pneumatica ai blocchi ruote delle sale.

Il modello è stato modificato semplicemente ponendo pari a zero la forza al cilindro freno destinata a tale carro.

La forza al cilindro freno del settimo carro rimane nulla, mentre le altre crescono. Il motore elettrico di per sé non lavora in maniera diversa, si ha un duplice passaggio tra le due funzioni del motore, da trazione a frenata e viceversa, ed infine la nuova accelerazione.

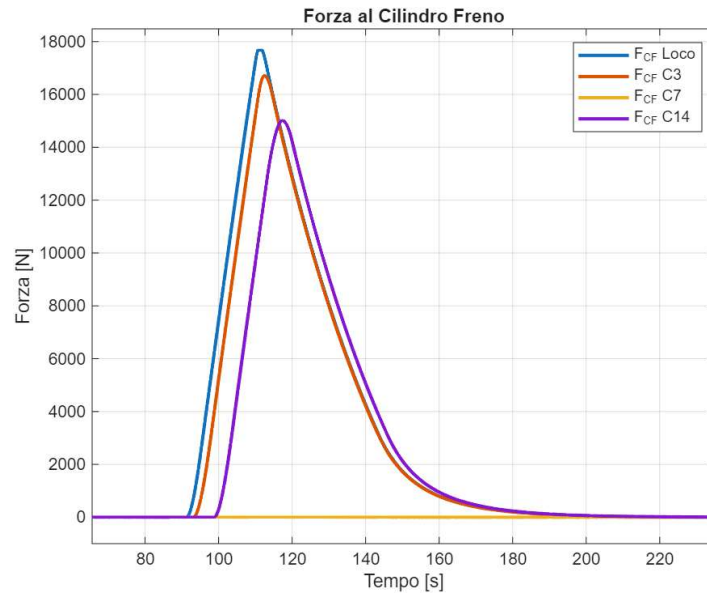


Figura 66: Guasto 1 - Forze ai cilindri freno.

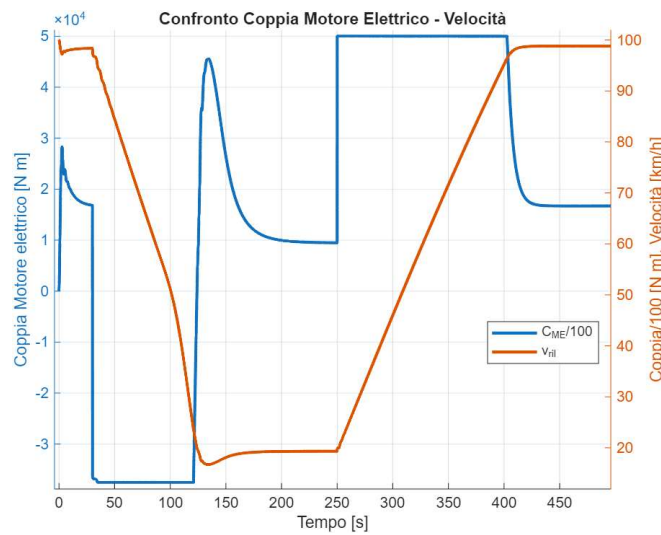


Figura 67: Guasto 1 - Comportamento del motore elettrico in funzione della velocità.

Se ci fosse la possibilità di inserire delle celle di carico sui sistemi Ganci/Respingenti sarebbe facile riconoscere la mancata frenata del Carro 7, in quanto si può notare come i carri precedenti, dovendo frenare anche per il Carro 7, vedano delle forze di repulsione maggiori, viceversa per i carri successivi. Essendo un problema di mancata frenata, il tutto si noterà guardando nello specifico la fase da 100 km/h a 20 km/h. Per vedere tale effetto confrontiamo il comportamento dei Ganci/Respingenti durante la fase di frenata nella situazione con e senza guasto:

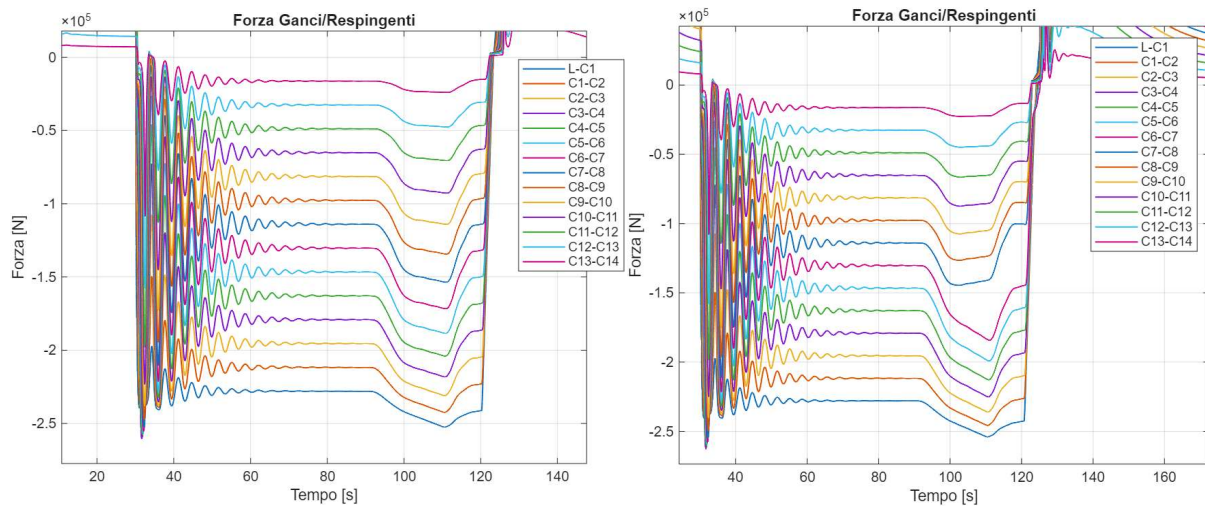


Figura 68: Guasto 1 – Confronto particolari forze ai G/R tra frenata ordinaria (sx) e caso guastato (dx).

Sebbene il posizionamento di celle di carico sia possibile con sistemi di tipo DAC, questi sarebbero molto difficili in sistemi con energy harvester, motivo per cui occorre valutare anche le variazioni di altre grandezze, ed in particolare, rimanendo su quelle solitamente monitorate e rilevabili da questo modello, le accelerazioni longitudinali.

Guardando proprio quest'ultime, il risultato è di certo di difficile lettura. Volendo addentrarvisi, si può vedere come i carri antecedenti al carro guastato abbiano una riduzione della decelerazione in modulo, rispetto al caso privo di guasti, in corrispondenza del passaggio dalla fase di frenata reostatica-pneumatica e solo pneumatica (tale zona viene evidenziata in figura).

Tale differenza, seppur piccola in termini assoluti, potrebbe diventare rilevante e rilevabile a seconda della risoluzione dei sensori utilizzati.

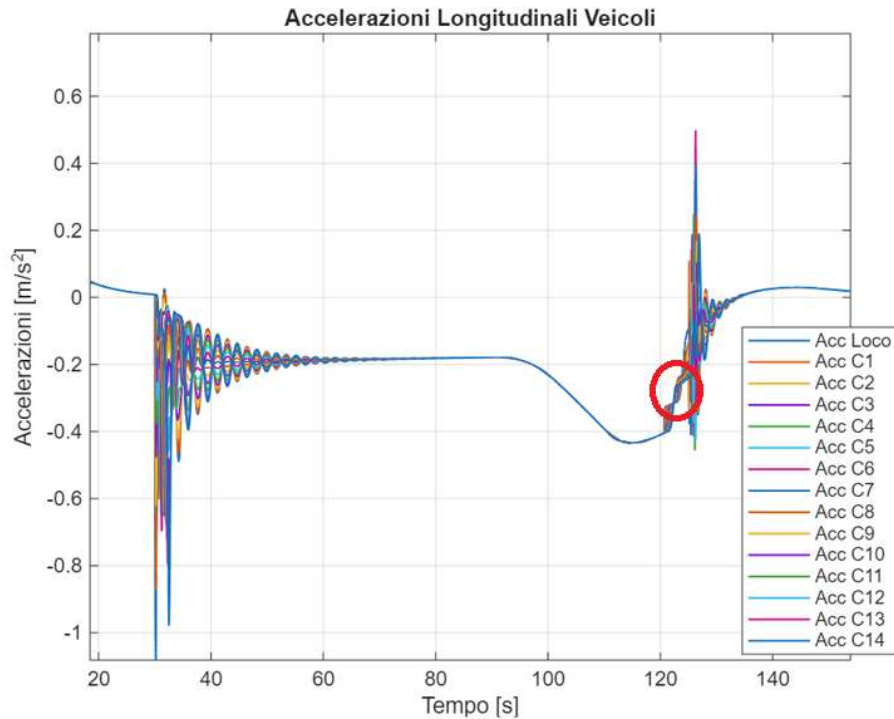


Figura 69: Guasto 1 - Accelerazioni Longitudinali dei veicoli, rilevazione area interessata.

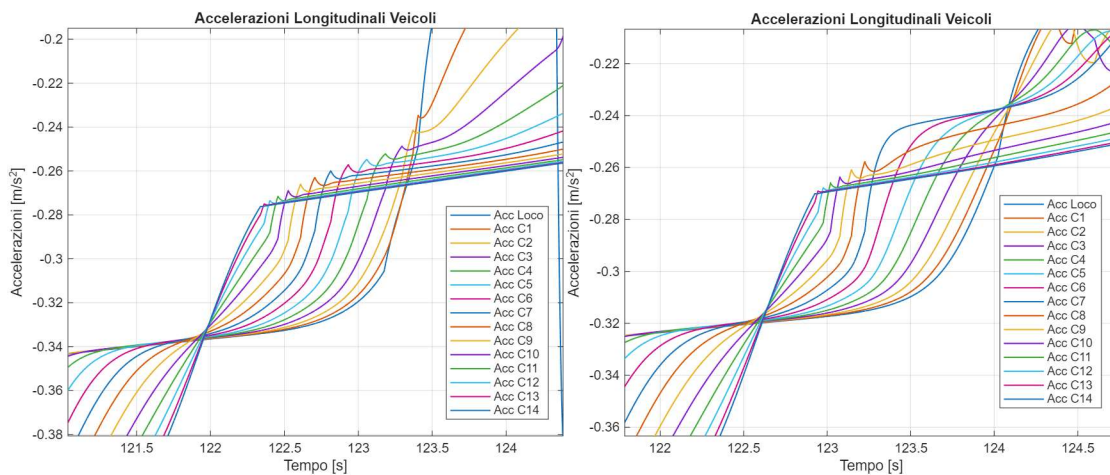


Figura 70: Guasto 1 - Confronto particolari accelerazioni longitudinali dei veicoli tra frenata ordinaria (sx) e caso guastato (dx).

Confrontando quanto ottenuto col caso non guastato, prendiamo in considerazione l'istante in cui si spegne il motore elettrico e tutta la frenata è imputata al freno pneumatico, disattivato per il C7 (linea centrale in blu). La decelerazione è, ovviamente minore in modulo, ma ad indicare un guasto è la variazione dell'andamento delle curve. I carri successivi al settimo (a sinistra nel grafico) non risentono della mancata frenata di quest'ultimo, ed hanno un comportamento particolarmente simile al caso standard.

Viceversa, i carri successivi al C7, devono frenarlo, e vedranno una decelerazione minore e un andamento diverso.

2.1) Mancata sfrenata pneumatica di un carro

In questo caso si è pensato ad una mancata sfrenata di un cilindro freno. In questa simulazione si è considerato un guasto alla valvola di scarico del cilindro freno preso in esame. Tuttavia, pur non riuscendo a scaricare, si suppone che non sia stato caricato a tal punto da generare un bloccaggio sulla ruota, tale casistica sarà esaminata di seguito.

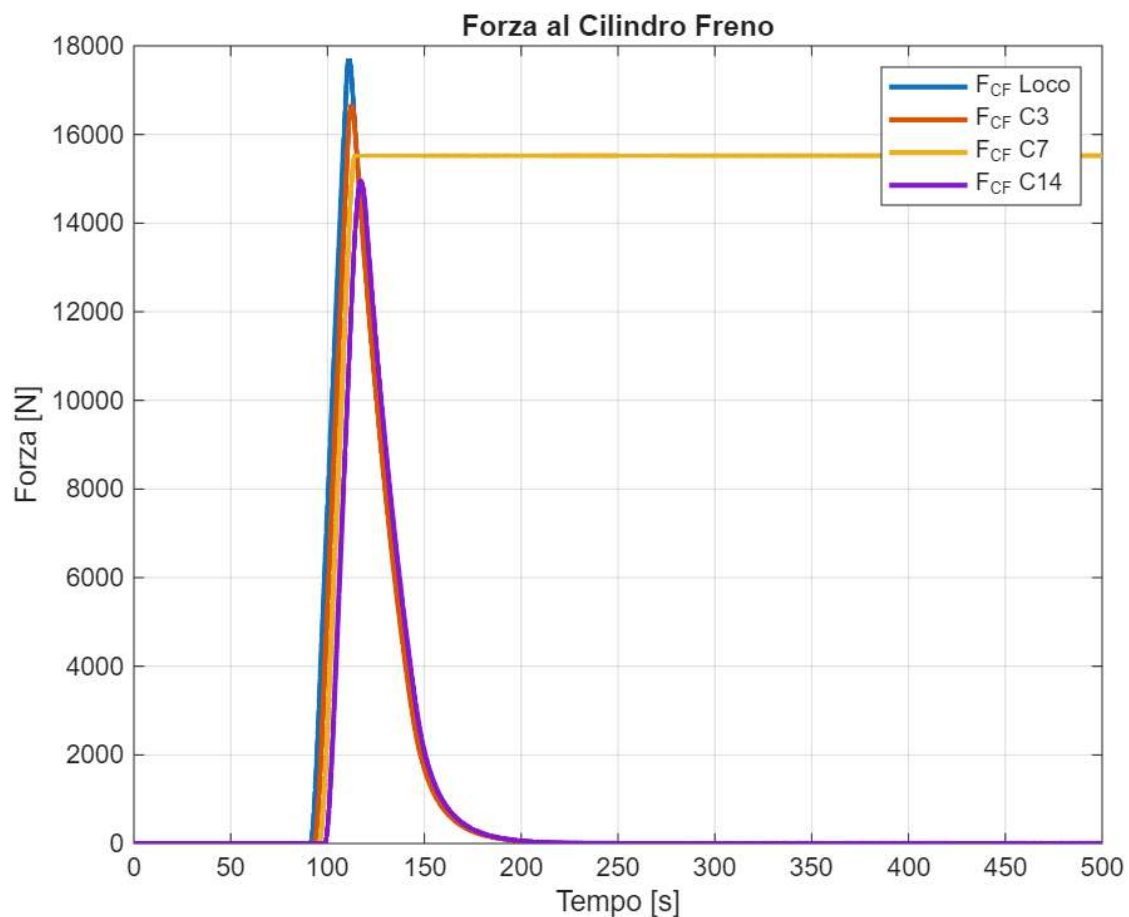


Figura 71: Guasto 2.1 - Forza ai cilindri freno.

Il guasto risulta più evidente guardando un caso di trazione piuttosto che di frenata, almeno per quanto riguarda le forze ai Ganci/Respingenti. Per cui all'interno della simulazione è opportuno concentrarsi sulle due fasi di mantenimento della velocità ai 20 km/h e sulla accelerazione ai 100 km/h.

Anche qui delle anomalie sono immediatamente riscontrabili sulle forze ai Ganci/Respingenti, con i carri successivi a quello guastato con forze di traino leggermente più basse, viceversa i carri precedenti che devono spingere di più per trainare un carro frenato. Proprio tale divario che si crea tra le forze di due ganci consecutivi permette la rapida individuazione del carro guastato.

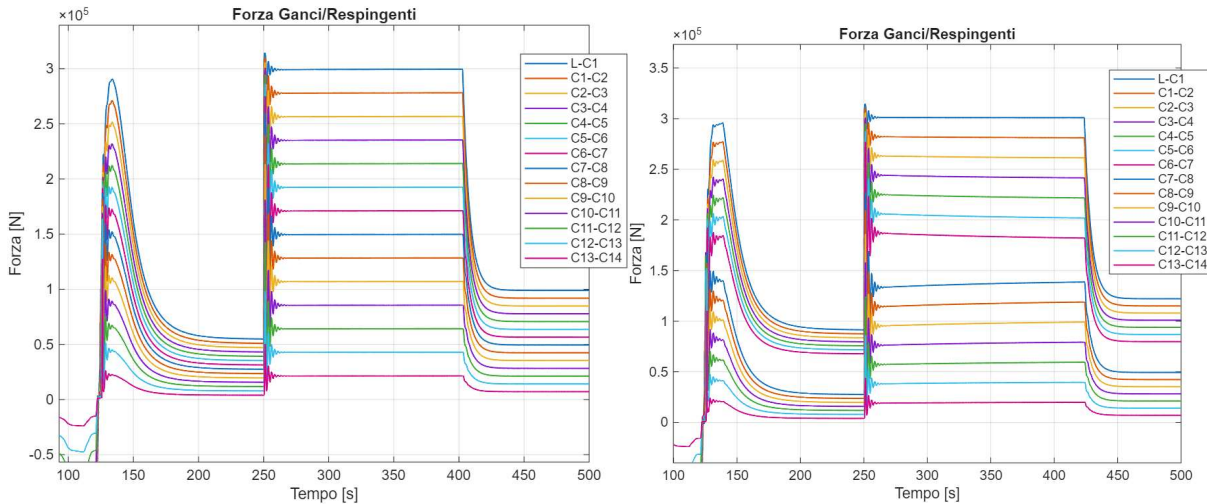


Figura 72: Guasto 2.1 – Confronto particolari forze ai G/R tra caso ordinario (sx) e caso guastato (dx).

Guardando invece alle accelerazioni, l'istante che presenta l'anomalia che poi si tradurrà nel divario di forza appena citato per tutto il resto della marcia, è sempre quello relativo al cambio di funzione del motore elettrico. Si vede infatti una brusca decelerazione per il carro guasto, che si ripercuote sui carri vicini, ed in maniera minore sui carri seguenti.

In questa simulazione si è considerato un guasto alla valvola di scarico del cilindro freno preso in esame. Tuttavia, pur non riuscendo a scaricare, si suppone che non sia stato caricato a tal punto da generare un bloccaggio sulla ruota, tale casistica sarà esaminata di seguito.

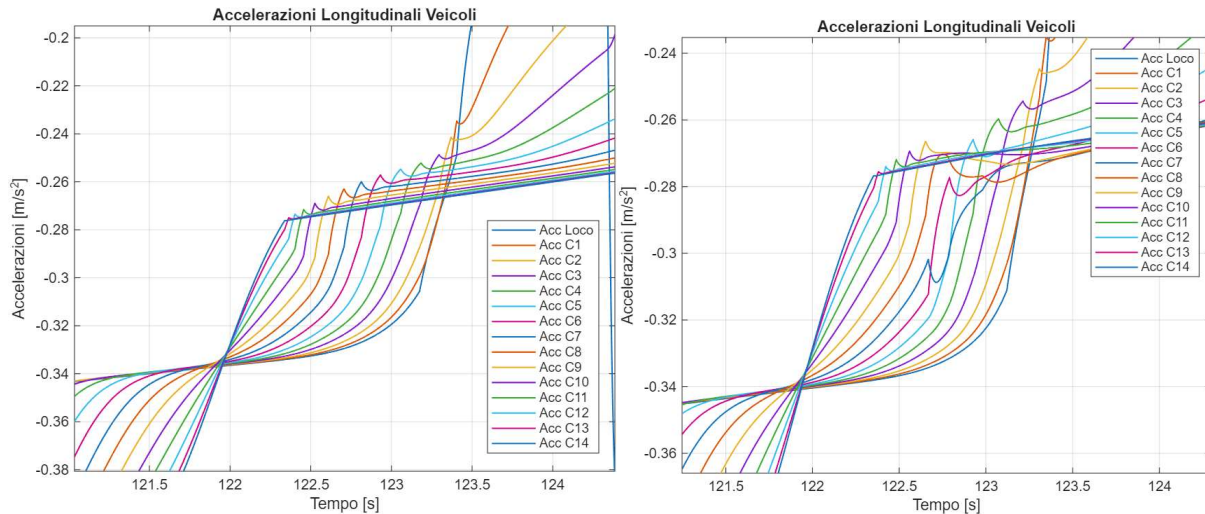


Figura 73: Guasto 2.1 - Confronto particolari accelerazioni longitudinali dei veicoli tra frenata ordinaria (sx) e caso guastato (dx).

2.2) Mancata sfrenata pneumatica di un carro con asse bloccato

Supponendo che un guasto alla timoneria possa far sì che venga applicata una coppia tale da porre in bloccaggio un asse, fermandolo del tutto, si è analizzato l'effetto su accelerazioni e forze ai Ganci/Respingenti.

Per simulare tale guasto si è semplicemente moltiplicato il valore della forza frenante al ceppo per un valore che portasse al bloccaggio della ruota, successivamente si è impedito l'abbassamento della stessa coppia. Il tutto è stato operato sul secondo asse del settimo carro.

La bontà di tale operazione può essere confermata guardando la differenza tra gli equilibri alla rotazione di due assi differenti dello stesso carro C7. Come si vede la coppia frenante dell'asse con il guasto alla timoneria non si esaurisce una volta conclusasi la fase di frenata, come avviene con l'altro asse.

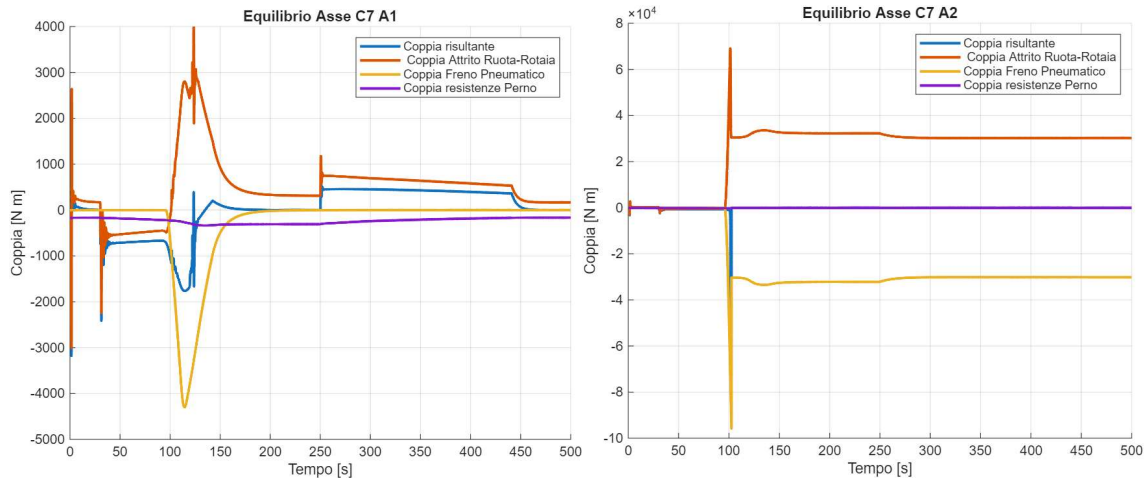


Figura 74: Guasto 2.2 - Confronto Equilibrio assi C7 tra caso ordinario (sx) e caso guastato (dx).

In particolare, è possibile vedere uno spike nella coppia frenante e poi un valore più o meno costante. Lo spike è dato dall'ingresso del freno pneumatico sovradimensionato dal guasto alla timoneria. Successivamente, la ruota bloccata genera uno scorrimento pari a +1, con conseguente forza di attrito tangenziale ruota-rotaia decisamente rilevante. Per bilanciare quest'ultima si genera la coppia frenante di natura pneumatica. Difatti il guasto non sta tanto nella coppia, ma piuttosto nella forza con cui il ceppo viene premuto sulla ruota. Ovviamente, perché questa si traduca in una coppia frenante è necessaria una minima velocità angolare, così da avere un coefficiente di attrito ruota-ceppo diverso da zero. Quindi la F_t vorrebbe produrre un momento rotante, ma viene bloccata dalla coppia pneumatica. Così facendo si raggiunge un equilibrio per la ruota in bloccaggio, che vede una coppia risultante nulla.

Altra conferma dell'avvenuto bloccaggio si può avere guardando il profilo di velocità tra locomotiva e C7.

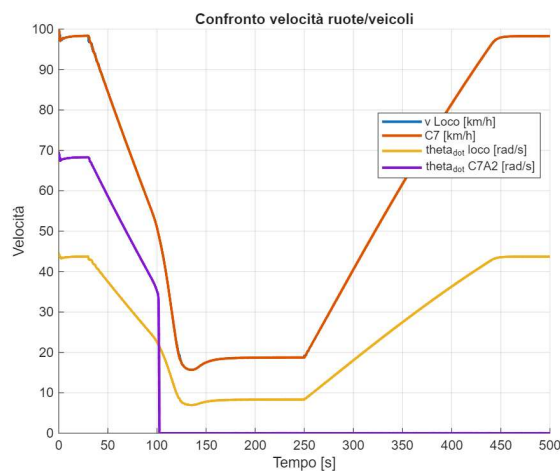


Figura 75: Guasto 2.2 - Confronto velocità loco e C7.

Si noti come, pur partendo dalla stessa velocità tangenziale, le ruote di carro e locomotiva hanno delle velocità angolari diverse, dovute alle diverse dimensioni delle stesse.

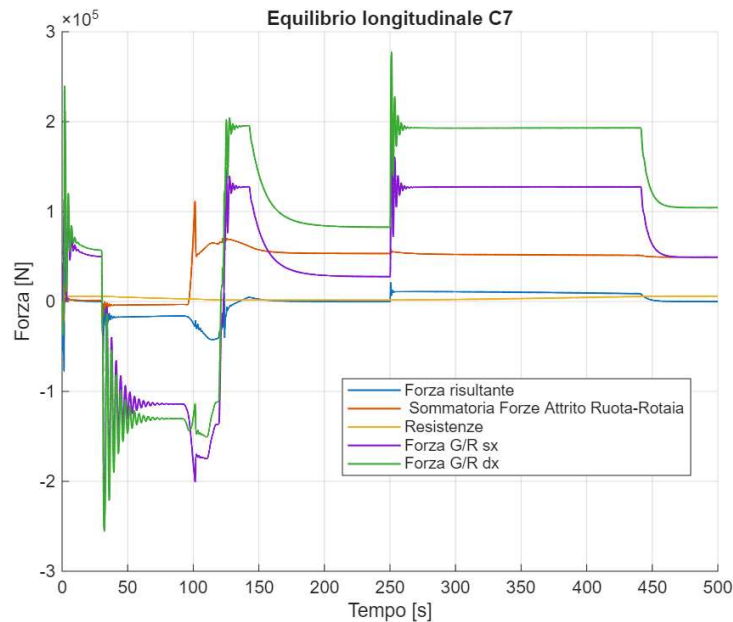


Figura 76: Guasto 2.2 - Equilibrio longitudinale C7.

Il bloccaggio del secondo asse introduce quindi un sensibile aumento della forza tangenziale di contatto tra ruota e rotaia. Questo ha ovviamente un notevole effetto sulla marcia del veicolo e dell'intero convoglio. Difatti, si tradurrà, come anche visto precedentemente, in un maggiore carico di trazione per i ganci dei carri che lo precedono.

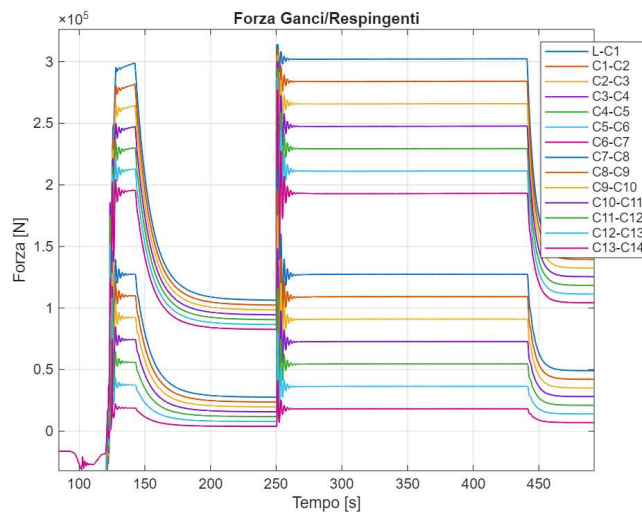


Figura 77: Guasto 2.2 - Forze ai G/R, particolare.

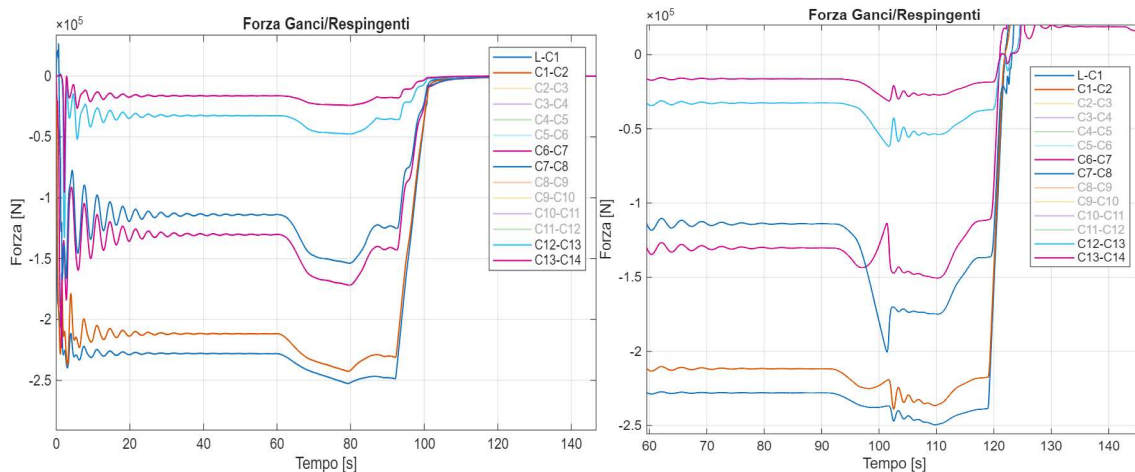


Figura 78: Guasto 2.2 -Confronto particolari forze ai G/R tra caso ordinario (sx) e caso guastato (dx).

Restando sulle forze ai G/R, in fase di trazione la somiglianza col precedente caso di mancata sfrenata di un carro è evidente, e peraltro comprensibile, specie se si considera la fase di trazione successiva alla frenata. Guardando invece la fase di frenata, vediamo una situazione inedita. Il bloccaggio di un'asse del C7 ha fatto sì che, almeno in un primo momento, il C7 abbia frenato maggiormente rispetto ai carri limitrofi, generando una forza di repulsione maggiore con il C8, e minore con il C6 (visibili guardando ai segnali "C7-C8" e "C6-C7"). Tale Perturbazione negli andamenti si è poi ripartita gradualmente tra i vari Ganci/Respingenti.

Guardando infine al profilo delle accelerazioni longitudinali, sono riscontrabili entrambe le anomalie appena viste con le forze sui Ganci/Respingenti. Concentrandosi sul solito istante in cui cambia il funzionamento del motore elettrico si può ancora riscontare la anomala frenata del C7, con perturbazioni ben superiori rispetto al caso di funzionamento standard di quanto visto con un carro non sfrenante.

È però molto interessante vedere come in corrispondenza del bloccaggio si abbia una grande fluttuazione delle accelerazioni di tutti i veicoli. In particolare, la prima delle accelerazioni a vedere tale fluttuazione è proprio il C7, seguito da una contemporanea fluttuazione per i carri limitrofi C6 e C8, e di seguito tutti gli altri. Tale fenomeno, se rilevato da appositi sensori, potrebbe proprio essere sintomo di un bloccaggio di uno degli assi del carro che per primo vede tale fluttuazione.

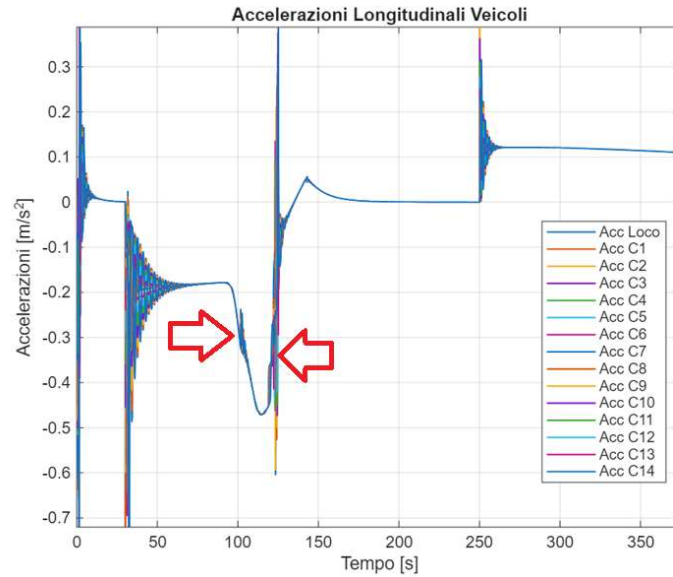


Figura 79: Guasto 2.2 - Accelerazioni longitudinali dei veicoli, rilevazione aree interessate.

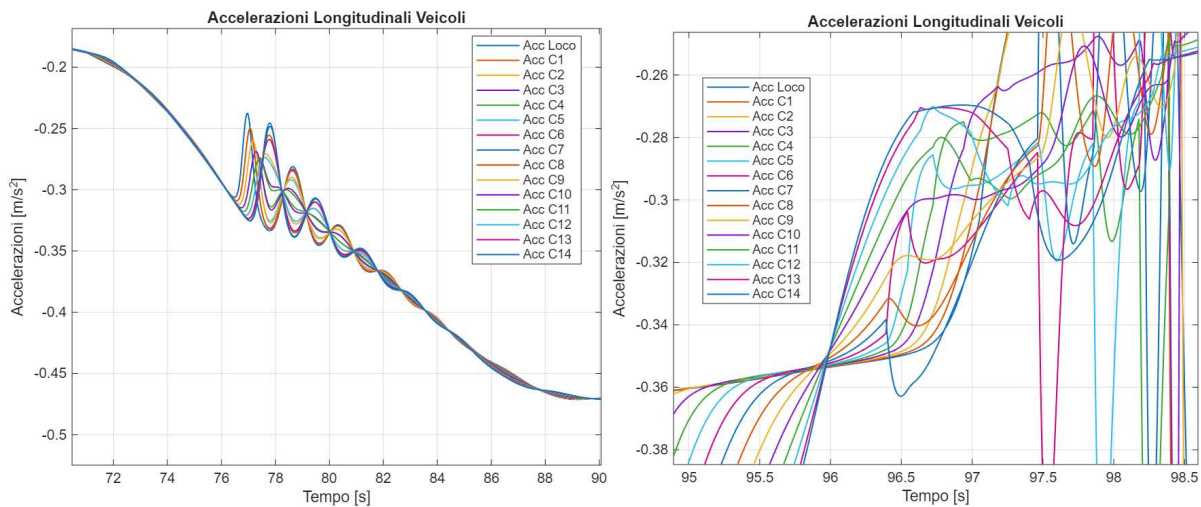


Figura 80: Guasto 2.2 - Accelerazioni longitudinali veicoli, particolari.

Differenti composizioni del convoglio

Si è infine voluto verificare se vi fossero o meno effetti riscontrabili in errate composizioni del convoglio. A tal fine si è scelto di inserire sette carri da 20 tonnellate, e sette carri da 90 tonnellate. Sono state studiate due possibili configurazioni, tali da estremizzare due casistiche:

- 1) Carri da 90 tonnellate in testa e carri da 20 tonnellate in coda;
- 2) Carri da 20 tonnellate in coda e carri da 90 tonnellate in coda.

In entrambi i casi si è scelto di monitorare le forze ai Ganci/respingenti e le accelerazioni longitudinali.

Nel primo caso, con i carri più pesanti in testa, si è potuto notare un fenomeno interessante durante la frenata. Nelle ultime fasi della frenata, i G/R degli ultimi, e più leggeri carri, hanno un'inversione del comportamento: non si comportano più da respingenti, bensì da ganci. Questo è di certo dovuto alla maggiore inerzia dei carri anteriori. I carri posteriori, che avrebbero già raggiunto la velocità obiettivo vorrebbero fermarsi, ma vengono trainati dai carri anteriori che non si sono ancora fermati. Inoltre, coerentemente con quanto visto finora, ad avere la forza di traino maggiore tra questi G/R di collegamento coi carri scarichi, sarà proprio il gancio che collega il C7 (ultimo carro carico) col C8 (primo carro scarico).

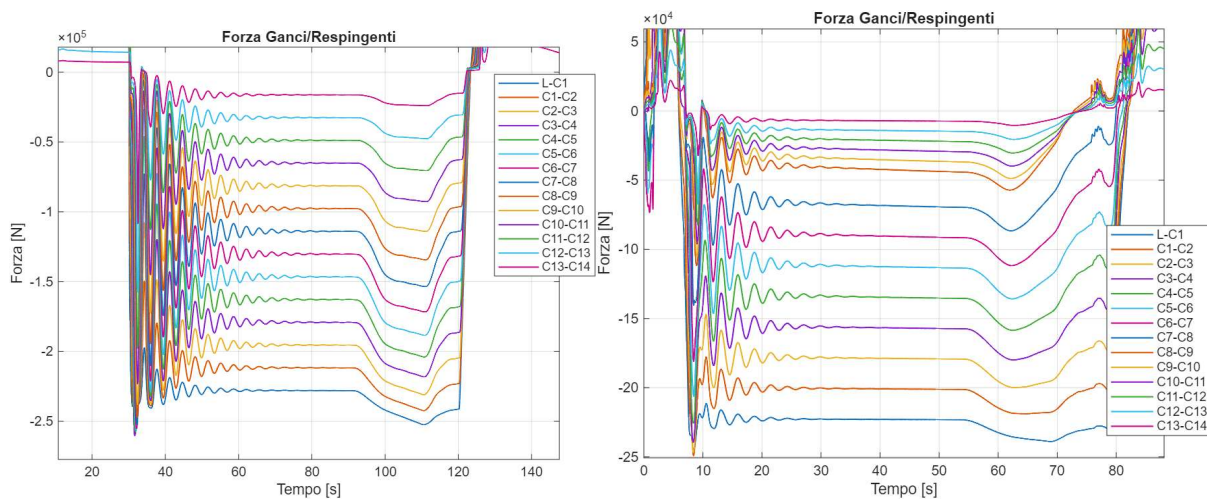


Figura 81: Composizione loco-90-20 – Confronto particolare forze ai G/R tra caso con soli carri da 90 t (sx) e caso con carri da 20 t in coda (dx).

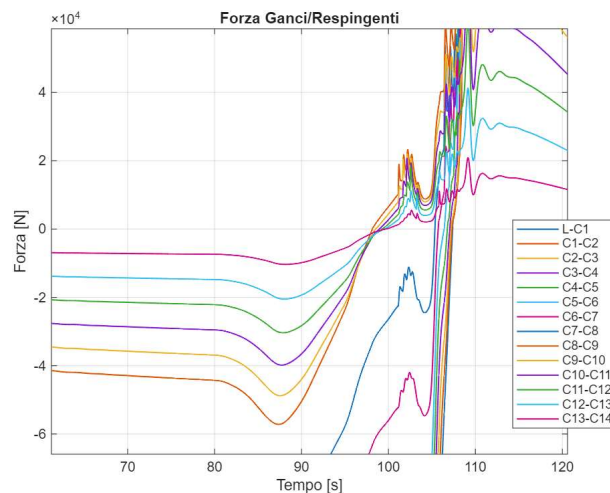


Figura 82: Composizione loco-90-20 - Particolare forze ai G/R.

Guardando alle accelerazioni, questo fenomeno si può vedere in oscillazioni abbastanza regolari che si vedono proprio prima dell'istante di inversione della funzione del motore elettrico, simbolo che la trazione per alcuni carri è stata anticipata, come testimoniano i valori positivi di forza ai G/R.

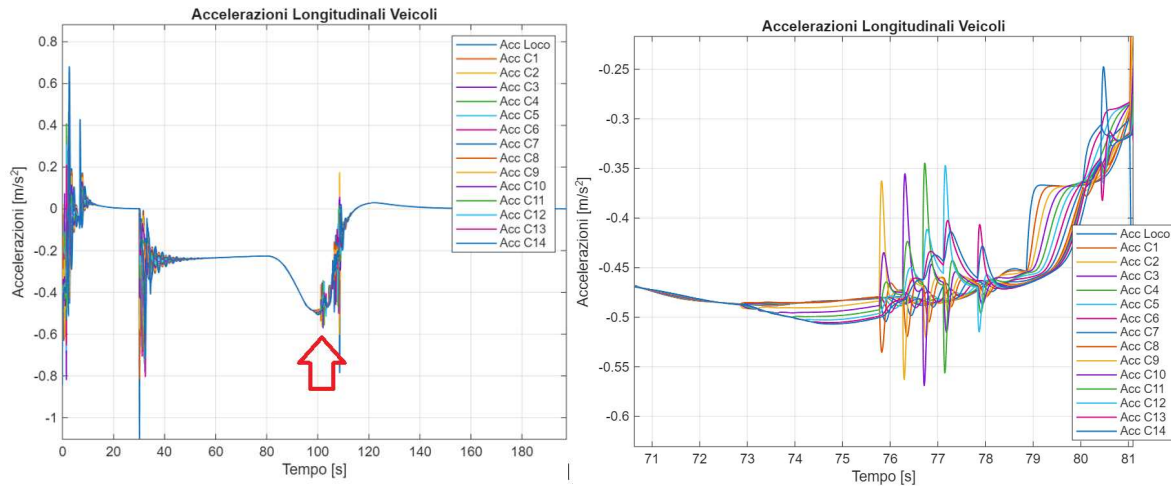


Figura 83: Composizione loco-90-20 - Accelerazioni Longitudinali Veicoli con particolare.

Passando invece al caso con i carri leggeri in testa e quelli più pesanti in coda la situazione sarà decisamente diversa.

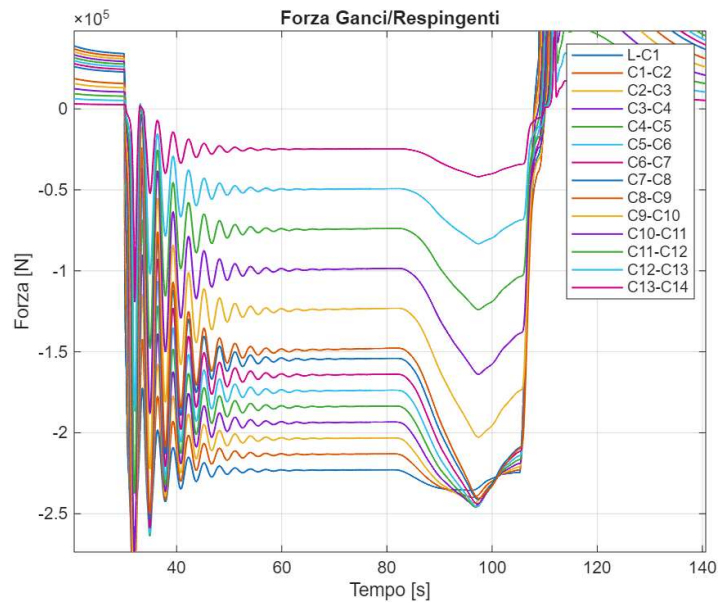


Figura 84: Composizione loco-20-90 - Forze ai G/R, particolare.

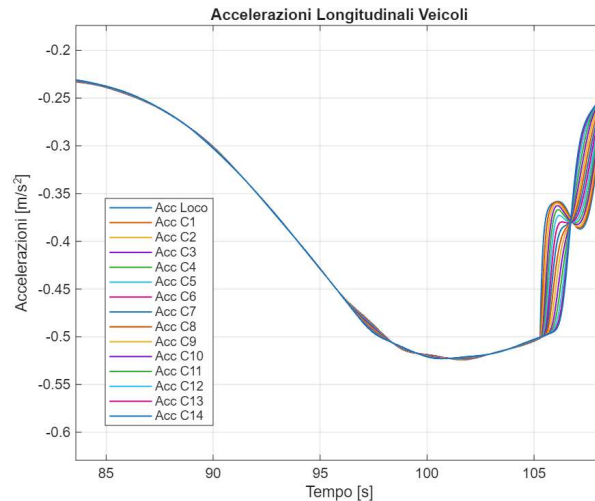


Figura 85: Composizione loco-20-90 - Accelerazioni Longitudinali, particolare.

Guardando alle forze sui G/R, si ha un comportamento speculare al precedente. Sempre in virtù della maggiore inerzia dei carri pesanti, questi tenderanno ad arrestarsi successivamente e a quelli più leggeri. Tuttavia, essendo in carri pesanti questa volta in coda, spingeranno in avanti i carri più leggeri, e si avrà un aumento della forza di repulsione del respingente. Questo fenomeno si verifica per tutti i carri, ma nei collegamenti coi carri più leggeri si hanno aumenti talmente marcati da sfiorare i valori massimi della fase di compressione. Dal punto di vista delle accelerazioni invece non si hanno differenze apprezzabili, il comportamento appare molto regolare in tutta la fase precedente all'inversione di funzionalità del motore elettrico.

Dal punto di vista di spazio di arresto (considerando una frenata da 100 km/h a 0 km/h) e profili di velocità non sono state evidenziate particolari differenze nei due casi; dunque, a far preferire una composizione rispetto all'altra è solo l'attenzione alle forze generate sui G/R, motivo per cui è preferibile inserire i carri più pesanti nei pressi della locomotiva, e i più leggeri in coda.

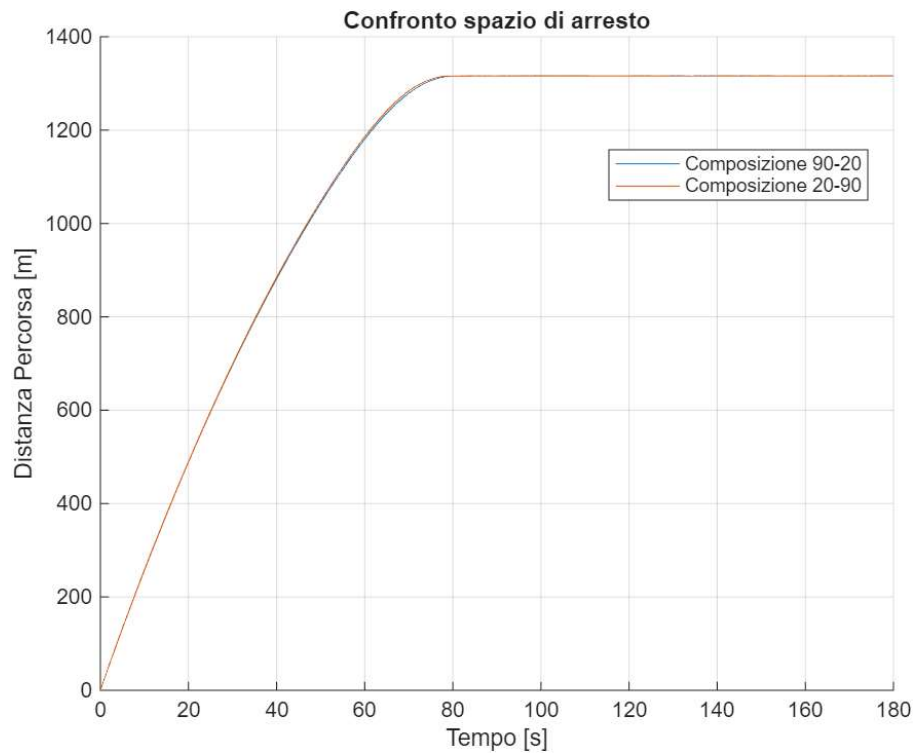


Figura 86: Confronto spazio di arresto tra le due composizioni studiate.

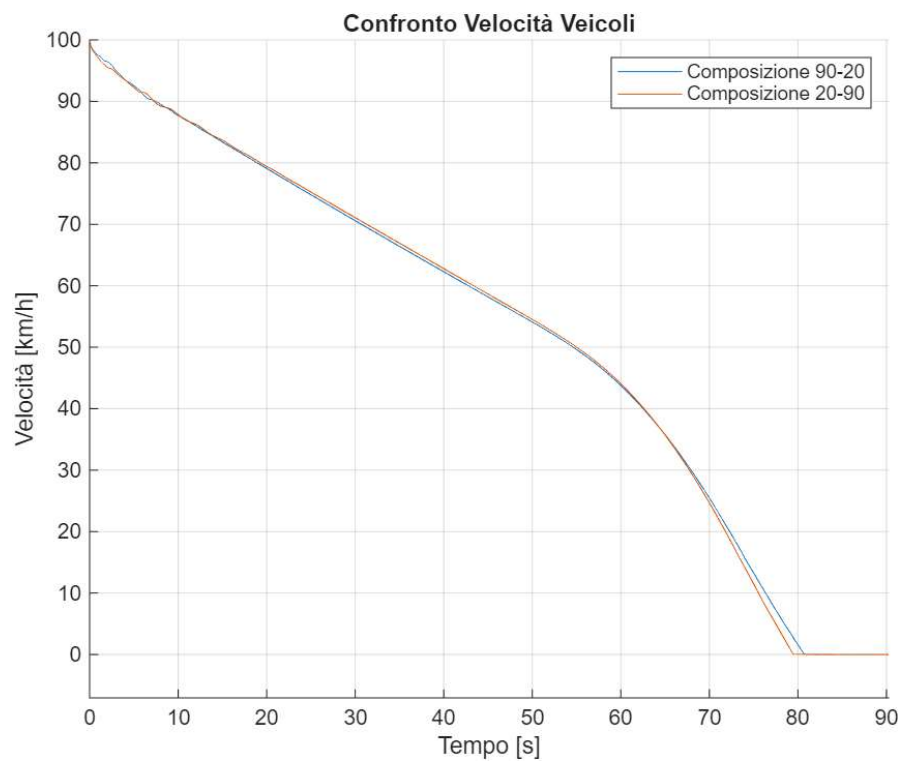


Figura 87: Confronto profili velocità tra le due composizioni studiate.

CONSLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Il presente studio ha sviluppato un modello di dinamica longitudinale di un convoglio ferroviario in grado di simulare diversi scenari di marcia, con anche profili complessi della velocità obiettivo. L'architettura del modello, creata attraverso l'utilizzo del software Simulink, è stata guidata dalla esigenza di una spiccata modularità, tale da permettere un rapido cambio dell'assetto del convoglio se necessario.

Sono stati creati diversi sottoinsiemi rappresentativi dei vari organi compresi all'interno di locomotive e carri, con una grande attenzione sullo sviluppo di un sistema di frenata pneumatica che potesse restituire un comportamento molto vicino al caso reale nella trasmissione dei ritardi pneumatici e delle relative perdite di carico. Un altro aspetto particolarmente attenzionato è stata la realizzazione del modello di contatto ruota-rotaia di Polach, il quale ha permesso di valutare lo scorrimento in ogni istante della marcia e per ogni sala del convoglio.

Attraverso tale modello longitudinale sono state fatte diverse simulazioni, sia relative alla marcia in condizioni standard che alla marcia con eventuali guasti opportunamente ipotizzati. Per ognuno di questi casi è stato possibile raccogliere un gran numero di informazioni, lo studio delle quali ha portato a ritenere che il modello sia effettivamente valido per la simulazione di un caso reale.

La simulazione dei guasti ha portato a identificare alcune variazioni, in termini di accelerazioni longitudinali dei veicoli o di forza ai Ganci/Respingenti, in grado di essere rappresentative del guasto in atto. Se nel caso delle forze ai Ganci/Respingenti eventuali guasti generino elevate variazioni delle forze in gioco, la rilevazione delle stesse prevederebbe l'utilizzo di una cella di carico proprio in corrispondenza degli organi di attacco. Tale cella di carico, facilmente implementabile nel caso di un DAC, potrebbe essere complessa da integrare in un sistema con energy harvesters. Difatti, cablata o meno che sia, andrebbe ad aggiungere ulteriore componentistica, con costi maggiori sia di acquisto che di manutenzione. Viceversa, valutare tali guasti tramite gli acceleratori longitudinali potrebbe essere una scelta più sicura, ovviamente ammesso che abbiano una risoluzione tale da rilevare le piccole variazioni che si sono viste durante le simulazioni (dell'ordine dei $\frac{mm}{s^2}$). Il vantaggio sarebbe sicuramente nel fatto di non dover aggiungere ulteriore componentistica, essendo questi già presenti per la valutazione delle varie proprietà cinematiche dei veicoli. Inoltre, la loro disposizione è già ampiamente studiata, basti pensare ai tappi boccola sensorizzati di cui sopra [13].

Infine, la simulazione delle diverse disposizioni dei veicoli lungo il convoglio in base ai carichi trasportati, i quali potrebbero essere misurati tramite celle di carico inserite in boccola, ha evidenziato come un posizionamento anteriore dei carri più pesanti sia decisamente preferibile per ridurre le forze massime che si scaricano sui Ganci/Respingenti.

Il modello ha quindi fornito dei risultati interessanti per lo studio della dinamica ferroviaria e soprattutto per un confronto prestazionale con un carro sensorizzato mediante energy harvesters e si propone per un eventuale validazione mediante test sperimentali. Tuttavia, occorre precisare che tale modello ha dei limiti relativi alle semplificazioni effettuate durante la sua costruzione, e si propone come un punto di partenza piuttosto che come un punto di arrivo.

Difatti, un modello che punti a prevenire guasti che potrebbero generare gravi danni alle persone o alle infrastrutture non può prescindere, almeno nella sua versione finale, di una architettura in grado di simulare anche i moti laterali e verticali. Tornando infatti all'incidente di Llangennech [8], in cui il bloccaggio di un asse ha causato il deragliamento, è sicuramente utile avere un modello longitudinale in grado di riconoscere tale guasto, ma sarebbe sicuramente fuorviante considerare il deragliamento come un problema di dinamica longitudinale piuttosto che laterale o verticale. Inoltre, anche le caratteristiche del tracciato, quali livellette e curve potrebbero essere prese in considerazione.

Peraltro, lo stesso modello potrebbe comunque essere oggetto di miglioramenti futuri, i quali potrebbero essere dati ad esempio dall'implementazione di un sistema Gancio/Respingente più realistico e meno semplificato, con quindi caratteristiche non lineari, magari seguendo il modello di Michaleck per i respingenti ferroviari [38]. Un'altra modifica potrebbe essere l'introduzione dei dispositivi di primo tempo e dei relè pneumatici all'interno del modello di frenatura pneumatica, così da continuare ad avvicinarsi ancora di più al caso reale.

Infine, essendo l'obiettivo ultimo di questo modello quello di fornire dati utili al riconoscimento di eventuali guasti verificabili su un convoglio merci, si sente la necessità di porre le basi per la creazione di un parametro adimensionale che sia di immediata fruizione. L'idea è quella di restituire, sulla base dei dati ottenuti, un parametro che permetta al lettore di capire se si sta verificando un guasto, e potenzialmente di che tipo di guasto si tratti, senza dover addentrarsi nello studio degli andamenti delle accelerazioni longitudinali (o delle forze ai Ganci/Respingenti) appena visto.

BIBLIOGRAFIA

- [1] European Court of Auditors. Rail freight transport in the EU: still not on the right track, Special Report, 2016.
- [2] Commissione Europea. “Strategia per una mobilità sostenibile e intelligente: mettere i trasporti europeo sulla buona strada per il futuro”, 2020.
- [3] Statistisches Bundesamt (Destatis). EU freight transport: no shift from road to rail and inland waterways, 2026.
- [4] B. Dalla Chiara. Sistemi di trasporto intermodali: progettazione ed esercizio, 2024.
- [5] B. Dalla Chiara. MondoEconomico.eu, Trasporti: adesso servono elettrotreni merci innovativi per i prossimi anni, 2021.
- [6] European Court of Auditors. Intermodal freight transport: EU still far from getting freight off the road, 2023.
- [7] M. Lo Monaco, C. Russo, A. Somà. Investigation of Gravitational Energy Harvesters for IoT Power Supply in Freight Train Monitoring, 2023.
- [8] BBC.com. Llangennech rail crash: Brakes jammed before train derailed (2020).
- [9] European Union Agency for Railways. Safety Overview 2025
- [10] Cordis Newsletter. Europe’s Rail Flagship Project 5 – Transforming Europe’s Rail Freight
- [11] L. Qi, H. Pan, Y. Pan, D. Luo, J. Yan, Z. Zhang. A review of vibration energy harvesting in rail transportation field, 2022.
- [12] A. Carlucci. Studio e test di un sistema di monitoraggio wireless autoalimentato per carri merci ferroviari, Tesi di Laurea Magistrale, 2018.
- [13] M. V. Perrozzi. Studio di un generatore elettromagnetico per il monitoraggio di veicoli ferroviari merci, Tesi di Laurea Magistrale, 2024.
- [14] M. Robinson. Development of the Future Rail Freight System to Reduce the Occurrences and Impact of Derailment (D-Rail), 2014.
- [15] D. Antonacci. Algoritmi di monitoraggio di veicoli ferroviari e relativi sistemi di misura, Tesi di Laurea Magistrale, 2018.
- [16] Ferrovie.info. Ferrovie, RFI: il Modello Unico Infrastruttura Fisica (MUIF) col Rail 3D, 2020

- [17] The Forecast. How Digital Twin Technology is Helping Build a Smart Railway System in Italy, 2020.
- [18] S. Galvan-Nunez, R. Alishio, C. Johnson. Digital Twin Vision for Freight Railroads: A Case Study in North America, 2025.
- [19] M. Spiryagin, Q. Wu, C. Cole. International benchmarking of longitudinal train dynamics simulators: benchmarking questions, 2017.
- [20] L. Rossi Bartoli. Analisi dello stato dell'arte e simulazione di lunghi convogli ferroviari, Tesi di Laurea Magistrale, 2020.
- [21] L. Nencioni. Sviluppo di modelli per lo studio della dinamica longitudinale e l'ottimizzazione energetica di veicoli ferroviari mediante strategie di recupero e accumulo di energia, Tesi Dottorato di Ricerca, 2024.
- [22] S. Iwnicki. Handbook of Railway Vehicle Dynamics, 2006.
- [23] B. Dalla Chiara. Engineering and Design of Railway systems, 2012.
- [24] H. R. Hertz. On the Contact of elastic solids, Jurnal fur die reine und angewandte Matematik, 1881.
- [25] D. H. Cooper. Tables of Hertzian contact-stress coefficients, 1968.
- [26] F. V. Toneatto. Calcolo dell'usura di ruote ferroviarie: simulazione mediante codice multibody, Tesi di Laurea Magistrale, 2019.
- [27] A. Somà. Dispense del Corso di Costruzioni di Macchine, Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, 2024.
- [28] O. Polach. Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit, 2003.
- [29] J. J. Kalker. On the rolling contact of two elstic bodies oin the presence of dry friction.
- [30] S. Mauro, M. Melchiorre. Dispense del Corso di Strumentazione e controllo nei sistemi di trasporto, Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, 2024.
- [31] D. Sassanelli. Dispense del Corso di Tecnica ed Economia dei Trasporti, 2008.
- [32] N. Bosso. Dispense del Corso di Progettazione meccanica e trazione elettrica di veicoli su rotaia, Corso di Laurea Magistrale in ingegneria Meccanica, 2024.
- [33] D. Citrini, G. Nosedà. Idraulica, 1987.
- [34] [Cifi.it/UplDocumenti/Verona17112017/5-Clementi_Bombardier.pdf](https://cifi.it/UplDocumenti/Verona17112017/5-Clementi_Bombardier.pdf)
- [35] Axtone Railway Components. Draw Gerar Type KX-AM3 / RG 20.

[36] Oleo International. Rail-series-brochure-IT.

[37] L. Cantone, A. Ottati. A simplified pneumatic model for air brake of passenger trains, 2023.

[38] T. Michalek, S. Liberova, J. Vagner, P. Jaros, J. Slapak. Stiffness characteristics of railway buffers: Requirements, testing and proposal of a new computational model, 2025.

Ringraziamenti

Tengo a ringraziare il Prof. Somà per avermi dato la possibilità di svolgere questa tesi e per i sapienti consigli datimi durante la creazione del modello, mi hanno aiutato ad acquisire una metodologia che non mi apparteneva.

Un ringraziamento speciale a Marco per avermi aiutato e supervisionato durante tutto il percorso di tesi. È stato un lungo percorso, condito anche di momenti di spaesamento, ma lavorare insieme l'ha reso piacevole. Anche se sono sicuro che i miei audio del lunedì mattina non ti mancheranno troppo.

A Mamma e Papà, se di tutti questi anni di studio non ne ho mai sentito il peso lo devo prima di tutto a voi. Mi avete sostenuto fin dal primo giorno, e non avete mai smesso. Siete la mia fonte di ispirazione più grande, e non potrei mai ringraziarvi abbastanza per tutto quello che avete fatto per me.