



**Politecnico  
di Torino**

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Studio di algoritmi di valutazione  
del danno di ruote ferroviarie merci  
mediante simulazione multibody**

**Relatore**

prof. Aurelio Somà

**Candidato**

Simone Riverso

Dicembre 2022

# Ringraziamenti

Desidero ringraziare ancora una volta la mia famiglia, che ha permesso l'arrivo a questo traguardo, e il Prof. Somà, che nel momento di maggiore difficoltà ha impedito che io abbandonassi questo percorso a un passo dalla fine. Infine devo riconoscere tanto, quasi tutto, agli amici, che sono stati ancora più vicini quando il mondo ci chiedeva lontani.

# Abstract

Lo scopo di questa tesi è lo studio del danneggiamento delle ruote ferroviarie e l'analisi del comportamento del carrello ferroviario tramite tecniche di simulazione numeriche multibody. Nella prima parte si valuteranno i possibili vantaggi che si possono ottenere dal controllo dei dati effettuato sui carri merci, considerando tutti i limiti dovuti alla semplicità di questi veicoli in termini di equipaggiamento e di economia richiesta, insieme alle soluzioni già prodotte da realtà industriali dell'ambito ferroviario europeo. Nella seconda parte si mostrano i principi della dinamica ferroviaria e del moto di un carrello senza difetti in movimento su un binario, per comprendere come si deve realizzare un modello adatto alla simulazione numerica con un software per l'analisi multibody. In seguito, si mostra la realizzazione del modello con la presenza di difetti di dimensioni variabili sulla ruota, con l'intenzione di evidenziare le potenzialità di identificazione del riconoscimento di un guasto dalla presenza di accelerometri montati nella boccia ferroviaria. Nell'ultima parte si mostrano i risultati delle simulazioni ottenute nelle varie condizioni di marcia che avvengono normalmente durante il servizio ordinario.

# Abstract (English version)

The aim of this thesis is the study of the damage of freight rail wheels and the analysis of the behaviour of the rail bogie using multibody simulations techniques. In the first part all the possible advantages of monitoring the freight wagon data will be assessed, with regard to the simplicity and economy of the operation required by such vehicles, together with the products that have already been manufactured by European industries. In the second part the principles of the rail dynamic are shown, in order to understand the motion of a bogie without any defects on the track, and the best way to make a model suitable for numerical simulation and multibody analysis. Then the making of the model is shown, with input of different sizes wheel flats on the wheel's profile, with the aim of sensing the presence of such a defect by using accelerometers mounted in the bush housing. In the last part the results of the simulations are presented, showing how the different speed and load conditions can affect the model dynamics in the software results.

# Indice

<b>1</b>	<b>Monitoraggio di carrelli ferroviari</b>	<b>1</b>
1.1	Introduzione . . . . .	1
1.2	Controllo posizione e performance . . . . .	2
1.3	Temperature . . . . .	2
1.4	Accelerazioni . . . . .	4
1.5	Possibili soluzioni per il monitoraggio . . . . .	5
1.5.1	SKF InsightRail . . . . .	5
1.5.2	Multilog IMx-Rail . . . . .	6
1.5.3	Axletronic . . . . .	6
1.5.4	Nexxiot Loadtracker . . . . .	6
1.5.5	Pjm Waggontracker ADV . . . . .	7
1.5.6	Levelsystem AxleRing . . . . .	7
1.5.7	Siemens CTmobile . . . . .	7
1.5.8	Bosch . . . . .	8
1.5.9	Schaeffler . . . . .	8
1.5.10	Perpetuum - Rail Applications . . . . .	10
<b>2</b>	<b>Principi di dinamica ferroviaria</b>	<b>11</b>
2.1	Componenti di un carrello ferroviario . . . . .	11
2.2	Interazione ruota rotaia . . . . .	15
<b>3</b>	<b>Principi dell'analisi multibody</b>	<b>19</b>
3.1	Pre-processor . . . . .	19
3.2	Solver . . . . .	21
3.3	Post-processor . . . . .	22
<b>4</b>	<b>Il carrello Y25</b>	<b>23</b>
4.1	Il carrello reale . . . . .	23
4.2	Modello Simpack . . . . .	28
<b>5</b>	<b>Analisi della sfaccettatura</b>	<b>39</b>

<b>6 Risultati della simulazione</b>	45
6.1 Dimensione del difetto . . . . .	48
6.2 Velocità del carro . . . . .	54
6.3 Livello del carico . . . . .	56
6.4 Confronti . . . . .	59
<b>7 Conclusione e sviluppi futuri</b>	65
<b>Elenco delle tabelle</b>	67
<b>Elenco delle figure</b>	68

# Capitolo 1

## Monitoraggio di carrelli ferroviari

### 1.1 Introduzione

Durante lo svolgimento del servizio un veicolo ferroviario è sottoposto a una vastissima gamma di sollecitazioni, e con la crescita dei volumi del traffico su rotaia sono aumentate sia la velocità di marcia richiesta che le masse dei veicoli. Ai carri merci in particolar modo vengono richieste prestazioni maggiori, elevata affidabilità ma allo stesso tempo bassi costi di esercizio. Per questo motivo è cresciuta l'esigenza di conoscere lo stato di salute del carro, così da poter organizzare nel modo più efficiente la manutenzione dal carro e dei suoi carrelli.

La diffusione dell'elettronica ha permesso l'installazione di innumerevoli sensori sui mezzi moderni (figura 1.1), sia sulle locomotive che sulle carrozze per treni passeggeri, per aumentarne l'efficienza e offrire all'utenza un viaggio più confortevole. Ciò avviene grazie alla disponibilità a bordo di energia elettrica, fornita da batterie oppure da convertitori statici alimentati dalla locomotiva per mezzo di apposite condotte ad alta tensione installate sui rotabili per uso passeggeri.

I carri merci, diversamente da carrozze e locomotive, hanno subito un'evoluzione concentrata maggiormente sugli aspetti meccanici, come telaio, sospensioni e sistema frenante, con la necessità di non aumentare la complessità e non ridurre il numero di chilometri che possono essere percorsi prima di necessitare degli interventi di manutenzione. Per questo motivo i carri raramente dispongono di alimentazione elettrica a bordo. Fanno eccezione alcuni tipi di carro frigorifero e altri carri che sono ideati per viaggiare in composizione con veicoli passeggeri, che perciò sono muniti di condotta ad alta tensione. In passato venivano installati dei generatori sui carrelli di alcune carrozze, ma questa soluzione non è stata attuata anche sui carri merci per conservarne le caratteristiche di semplicità e risparmio.

Ad oggi, grazie allo sviluppo di tecnologie basate su microcontrollori a bassissimi



Figura 1.1: Un carrello moderno per l'alta velocità [1]

assorbimenti di potenza, è possibile pensare di estendere il controllo dei parametri di funzionamento anche ai veicoli per trasporto merci perché la potenza richiesta dai sensori presenti oggi sul mercato è molto piccola, quindi i sistemi di alimentazione possono avere dimensioni limitate ed essere aggiunti al progetto di un carrello direttamente senza modificare in modo sostanziale la struttura e le forme del veicolo, oppure addirittura non essere previsti nel progetto. Grazie a queste caratteristiche si può migliorare la gestione dei carri che sono già in circolazione da svariati anni.

## 1.2 Controllo posizione e performance

Per migliorare la performance di un carro merci si può agire su diversi aspetti, uno di questi è la sua gestione a livello logistico. I carri oggi appartengono alle varie imprese ferroviarie e viaggiano attraverso l'Europa passando da uno scalo ferroviario ad un altro, dove spesso rimangono in sosta per diverso tempo. Integrando al carro un dispositivo di localizzazione gps e un sistema di comunicazione attraverso la rete internet è possibile conoscere la posizione in tempo reale del carro per programmare in anticipo le prossime corse. Così è possibile ridurre tutti quei movimenti di mezzi vuoti che impegnano locomotive e personale in modo poco produttivo, e insieme tagliare gli sprechi energetici.

## 1.3 Temperature

Gli elementi principali che possono essere monitorati attraverso la temperatura sono due: la boccola e il ceppo del freno. Nel primo caso, durante l'esercizio vengono raggiunte a livello del cuscinetto temperature maggiori di quella esterna, che coinvolgono il fusello, gli elementi del cuscinetto e il corpo della boccola. Questa temperatura dipende anche dalle condizioni di precarico del cuscinetto e dalla

sua tipologia, e in generale dalla forza scambiata tra gli elementi all'interno del cuscinetto. In caso di guasto o usura la temperatura può superare il suo valore ideale, per cui il grasso presente nella boccola non presenta più le caratteristiche di viscosità e lubrificazione necessarie.

Oggi la rilevazione della temperatura sulla rete ferroviaria italiana viene effettuata per mezzo di speciali apparecchiature chiamate RTB (Rilevamento Temperature Boccole), disposte lungo il tracciato ferroviario in determinate posizioni. Quando un RTB segnala una temperatura che ha superato la soglia di allarme avviene automaticamente la chiusura di un segnale posto di solito nella stazione successiva. A treno fermo si può controllare manualmente la temperatura e decidere se continuare la corsa con nuovi limiti o restrizioni. RFI riporta a fine 2019 circa 470 impianti di questo tipo attivi lungo le linee italiane [2], mostrando il principale limite di questo sistema. La rilevazione avviene in modo discontinuo e solo su linee attrezzate, per questo motivo si può intervenire solo quando è già avvenuto un guasto e la temperatura elevata ha provocato un allarme del sistema RTB.



Figura 1.2: Un impianto RTB sulla linea [3]

Analogamente si può tenere lo stesso discorso per quanto riguarda la rilevazione della temperatura degli elementi frenanti. Se questa avviene in modo discontinuo, in punti specifici di una linea, si può scoprire la presenza di un'anormalità solo quando si presenta il surriscaldamento dell'elemento frenante, che ha già quindi ridotto le sue prestazioni e provocato un aumento dei rischi legati alla sicurezza della circolazione.

Conoscere in tempo reale la temperatura di questi elementi permette di riconoscere in anticipo l'insorgenza di un guasto, attuare limitazioni per rallentare l'aggravarsi dello stesso, e infine permettere riparazioni o sostituzioni quando la catena dei guasti non ha ancora avuto il tempo necessario per allungarsi. Il mezzo richiede operazioni di manutenzione più leggere, quindi più economiche e di veloce effettuazione.

Sensori termici di questo tipo sono anche disponibili per essere montati sui veicoli e sono già diffusi sui mezzi più moderni ad alta velocità, dove è sempre disponibile una sorgente di energia elettrica per la loro alimentazione e vengono integrati al sistema diagnostico di controllo dei convogli. Sui carri merci l'assenza di alimentazione ne ha sempre impedito l'uso.

## 1.4 Accelerazioni

Numerosi sono i guasti che possono essere scovati attraverso l'analisi delle accelerazioni subite da un veicolo ferroviario e misurate a livello del carrello. Durante la corsa l'assile ferroviario si muove lungo un tracciato che può presentare irregolarità, alcune di queste esistono a causa di danni presenti sul profilo del binario, altre invece sono inevitabili, come le giunzioni tra le rotaie o i deviatori. A causa di questi difetti l'assile è soggetto a forze impulsive e di conseguenza nascono delle accelerazioni trasmesse attraverso le sospensioni al carrello e al resto del veicolo. Montando un accelerometro sulla massa non sospesa (assile e boccole) si misurano le accelerazioni lungo le direzioni verticale, longitudinale e trasversale. Si registrano accelerazioni sui tre assi a causa dell'accoppiamento tra il profilo della rotaia e quello della ruota, anche se di solito quelle più significative per identificare un difetto sono quelle verticali.

Una volta raccolto un segnale (accelerazione in funzione del tempo) si può svolgere un'analisi in frequenza, per riconoscere tutti quei fenomeni che avvengono periodicamente. Stiamo parlando di danneggiamenti che interessano la ruota o i cuscinetti all'interno delle boccole. Per fare un esempio, esistono diverse frequenze legate ai cuscinetti, che dipendono dai diametri delle piste e degli elementi volventi, e dalla velocità di rotazione. Quando nelle prime fasi del danneggiamento si forma un difetto sulla pista o su un elemento volvente compaiono nello spettro le frequenze specifiche dello stesso. Grazie a questo fenomeno si riconosce con anticipo la presenza di difetti quando sono ancora di dimensioni contenute. Nelle fasi finali della vita del cuscinetto non si riesce più a distinguere nello spettro le frequenze caratteristiche perché sono coperte dal rumore del segnale [4].

Questo tipo di monitoraggio richiede di raccogliere dati con una frequenza di campionamento molto elevata, dell'ordine di svariati kHz, e che questi vengano istantaneamente elaborati. Attualmente non è possibile equipaggiare i carri merci con tale attrezzatura, né garantire il suo funzionamento.

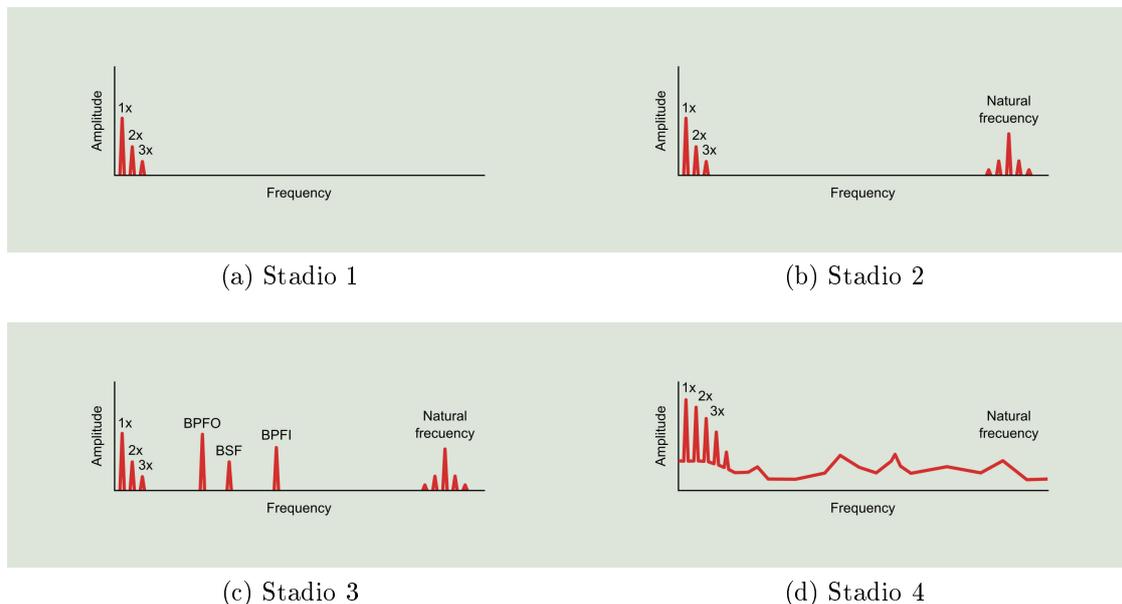


Figura 1.3: Evoluzione del danneggiamento del cuscinetto

## 1.5 Possibili soluzioni per il monitoraggio

Diverse aziende hanno percorso la strada del monitoraggio giungendo alla realizzazione di prodotti con caratteristiche differenti, alcuni con performance elevate ma molto complessi e non adatti a mezzi che richiedono semplicità, altri al contrario molto semplici ma che non possono offrire grandi vantaggi.

Alcuni dispositivi illustrati nelle prossime pagine funzionano grazie a piccoli pannelli solari di cui sono dotati, oppure richiedono la sostituzione del coperchio della boccola, operazione economica e semplice da effettuare.

### 1.5.1 SKF InsightRail

SKF è un produttore di cuscinetti e boccole, alcune adatte all'utilizzo ferroviario per diverse esigenze di trasporto. L'InsightRail (figura 1.4) è un sistema sviluppato essenzialmente per migliorare la gestione della manutenzione tramite la raccolta di dati su vibrazioni, velocità e temperatura misurati a livello della boccola a cui i sensori sono applicati esternamente per mezzo di una semplice vite. Il dispositivo è alimentato a batteria con durata di 3 anni e dispone anche di localizzazione GPS. Per mezzo di trasmissione wireless 3G i dati vengono raccolti in cloud dove sono disponibili per riconoscere la presenza di malfunzionamenti e surriscaldamenti ed intervenire in modo mirato, includendo l'esperienza di SKF sui cuscinetti [5].



Figura 1.4: Sistema SKF

### 1.5.2 Multilog IMx-Rail

Un sistema analogo chiamato Multilog IMx-Rail possiede molti ingressi analogici per il controllo anche di riduttori e motori di trazione, ma richiede alimentazione esterna da cavo, per questo non è adatto al monitoraggio di carri merci, che richiedono sistemi più semplici, economici e autoalimentati.

### 1.5.3 Axletronic

Axletronic è un sistema di controllo della temperatura delle boccole con sensori integrati nel cuscinetto o nel coperchio anteriore della boccola. Il controllo dei dati viene effettuato a bordo treno da un apposito elaboratore e le condizioni critiche sono immediatamente segnalate. La complessità del sistema non è ideale per i carri merci.

### 1.5.4 Nexxiot Loadtracker

Nexxiot [6] ha sviluppato sistemi per il monitoraggio del carico alimentati per mezzo di batteria e dotati di pannello solare in grado di registrare la posizione del carro ed eventuali accelerazioni brusche, segnale di un danneggiamento del carico ed eventualmente del carro. Questi sono montati esternamente al carro e non richiedono cavi o sistemi di alimentazione, e possono memorizzare i dati quando la connessione non permette la trasmissione ai server dedicati. Per mezzo del sensore Loadtracker, che essenzialmente misura la deformazione della sospensione primaria con gli ultrasuoni, il sistema è anche in grado di misurare l'effettivo sfruttamento

del carro ed eventualmente la sua inclinazione, sempre come sintomo di un danno subito.

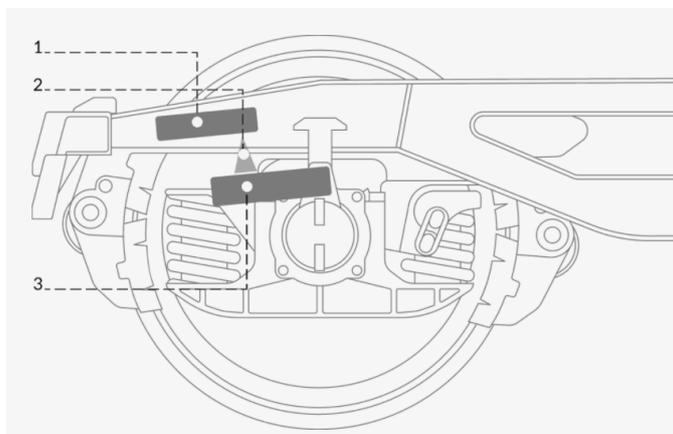


Figura 1.5: Sistema Nexxiot

### 1.5.5 Pjm Waggontracker ADV

Waggontracker ADV [7] è un sistema simile ai precedenti, che raccoglie dati su posizione, temperatura della boccola, vibrazioni e stato del carico. I sensori e il generatore sono situati nel tappo della boccola; quindi il sistema può essere adattato a tutti i carri. Con l'aggiunta di un sensore apposito il sistema può monitorare lo stato del freno ed essere utilizzato per ridurre la durata della prova freno.

### 1.5.6 Levelsystem AxleRing

AxleRing [8] è un dispositivo a forma di anello montato sull'asse del carro in grado di contare il numero di giri e calcolare velocità e distanza percorsa. Può segnalare anche il bloccaggio dell'asse. Possiede un sistema di ricarica brevettato e antenne per la localizzazione e la trasmissione dati attraverso rete gsm. Può sfruttare la connessione bluetooth per ricevere dati da altri sensori, per esempio applicabili alle boccole per monitorarne la temperatura. Questa soluzione è attualmente in fase di test.

### 1.5.7 Siemens CTmobile

Siemens ha sviluppato questo sistema [9] appositamente per equipaggiare i carri merci e trasmettere ad intervalli regolari la posizione del carro e altri dati misurati da appositi sensori wireless, tra cui temperatura, pressione, umidità, stato di porte e coperture, posizione di leve e livello del carico. Può avvenire la comunicazione



Figura 1.6: Sistema Pjm



Figura 1.7

anche lungo il treno per rendere accessibili i dati direttamente al macchinista e segnalare criticità. Il sistema è alimentato da un pannello solare.

### 1.5.8 Bosch

Un sistema simile sviluppato da Bosch utilizza una batteria della durata di 6 anni per raccogliere dati su posizione, urti, e temperature a cui il carro è soggetto durante i suoi viaggi. Attualmente questo dispositivo viene testato da SBB.

### 1.5.9 Schaeffler

Anche Schaeffler si occupa di componenti ad alta precisione per l'industria e il settore trasporti. Insieme alla realizzazione di boccole per veicoli ferroviari ha

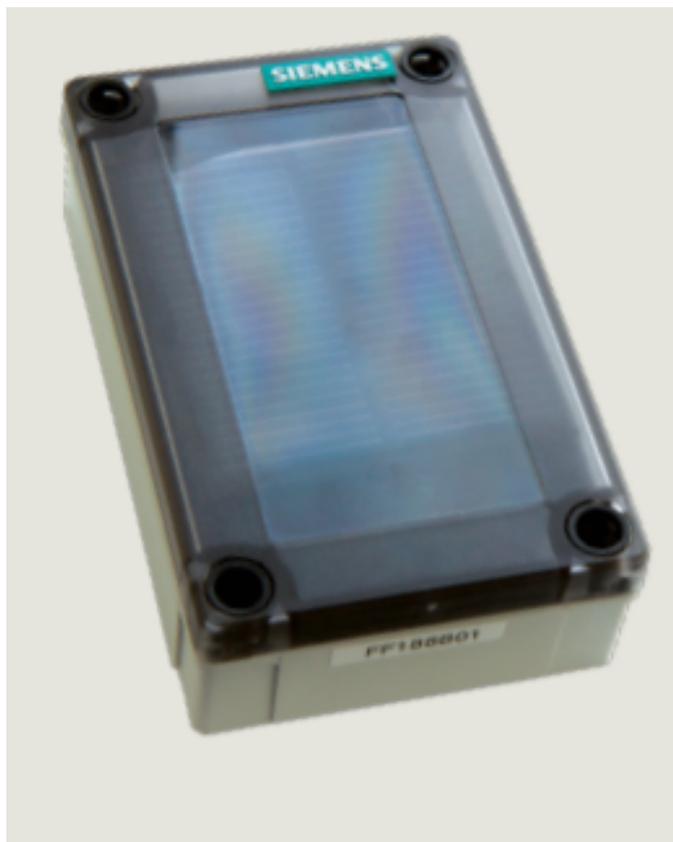


Figura 1.8: Sistema Siemens



Figura 1.9: Sistema Bosch

sviluppato un generatore da montare direttamente sulla boccola [10], anche su mezzi già in servizio, per fornire energia al proprio sistema di monitoraggio delle

condizioni del carro.



Figura 1.10: Generatore per boccola Schaeffler

### 1.5.10 Perpetuum - Rail Applications

Perpetuum ha brevettato i suoi energy harvesters [11], cioè dei piccoli generatori in grado di sfruttare le vibrazioni del mezzo per ricavare energia. Questi alimentano i sensori che sono in grado di comunicare con tecnologia wireless i dati raccolti al gestore dei veicoli in tempo reale, eliminando la necessità di cavi e batterie.

Tutti questi prodotti sviluppati dalle precedenti realtà hanno come obiettivo la raccolta di dati utili per migliorare la gestione del carro, ma si concentrano soprattutto sul carico trasportato e le sue condizioni. I sistemi più complessi in grado di controllare ciò che succede a livello della boccola e del freno richiedono di essere alimentati e sui carri merci questa raramente è disponibile. Inoltre il pannello solare potrebbe non essere la soluzione ottimale a causa dell'accumulo di polvere e sporcizia, e nel caso di carri pianale è difficile trovare una posizione esposta come nel caso di carri coperti. Si possono usare delle batterie per alimentare il sistema ma queste, in assenza di sistemi di alimentazione, hanno una durata non adeguata per soddisfare le esigenze del trasporto ferroviario.

## Capitolo 2

# Principi di dinamica ferroviaria

### 2.1 Componenti di un carrello ferroviario

Prima di affrontare lo studio del comportamento del carrello ferroviario in presenza di difetti occorre conoscere la sua struttura e le sue componenti, e come queste si comportano quando si percorre un tratto di binario senza difetti. Lo scopo del carrello è quello di permettere alla vettura ferroviaria di seguire il percorso con agilità a velocità sempre maggiori ed è stato introdotto quando la lunghezza e il carico sono aumentati fino a rendere necessario l'uso di almeno quattro assi [12]. Oggi la maggior parte dei veicoli ferroviari circolanti possiede due o più carrelli, assenti solo nei carri leggeri più datati e in alcune carrozze storiche. Il telaio del carrello raggruppa due o più sale riducendo il passo rigido del veicolo e rendendo meno problematica la marcia in curva. Per apprezzare meglio i vantaggi di questa soluzione bisogna concentrarsi sull'interazione tra la ruota e la rotaia durante la marcia.

La sala montata è l'elemento principale che permette al carrello il movimento sulle rotaie ed è formata dal collegamento rigido tra un assile e due ruote. La distanza tra di esse si chiama scartamento e deve coincidere con lo scartamento delle rotaie, che non è il medesimo per tutte le linee ferroviarie. Oggi la maggior parte delle linee europee adibite anche al trasporto internazionale e all'alta velocità hanno uno scartamento pari a 1435 mm. Le ruote hanno un profilo particolare che si accoppia con il profilo presente sulle due rotaie. Dall'accoppiamento geometrico tra questi due profili nascono forze con direzioni verticale e trasversale: la prima sostiene il carico, la seconda invece guida lateralmente la sala montata. In caso sia in atto una frenatura oppure l'asse sia motorizzato avviene anche lo scambio di una terza forza in direzione longitudinale rispetto al binario. Queste forze vengono trasmesse al terreno attraverso l'armamento del binario.

L'accoppiamento tra la sala e il carrello avviene attraverso la sospensione primaria e la boccola, guidata nel suo movimento dal sistema chiamato guida boccola.

Carrello **ORE**

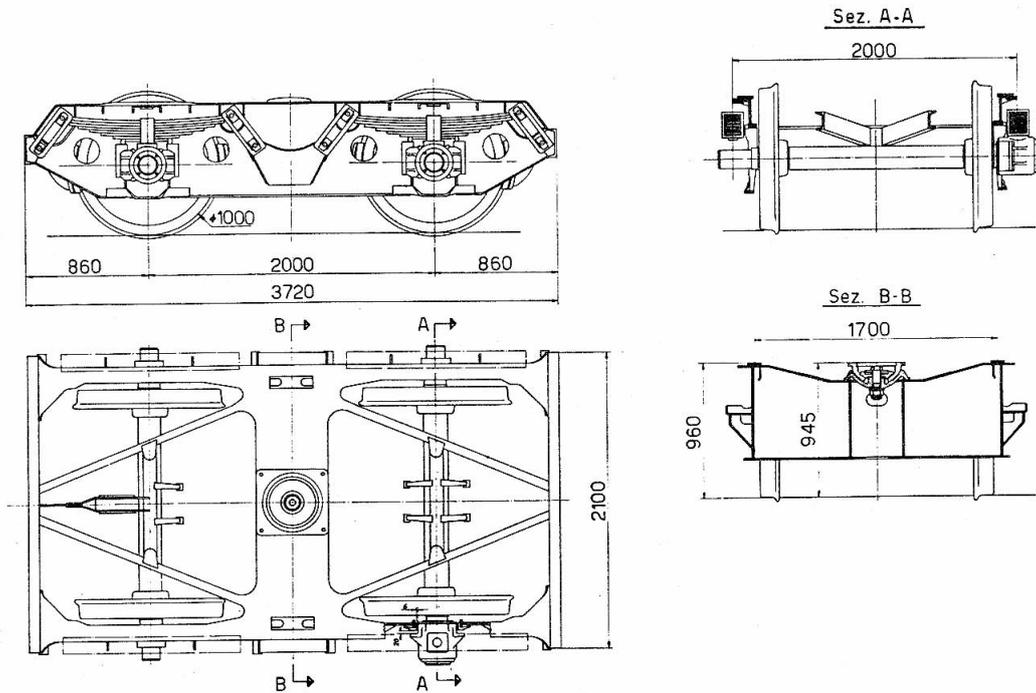


Figura 2.1: Carrello ORE per veicoli merci, con sospensione primaria a balestra

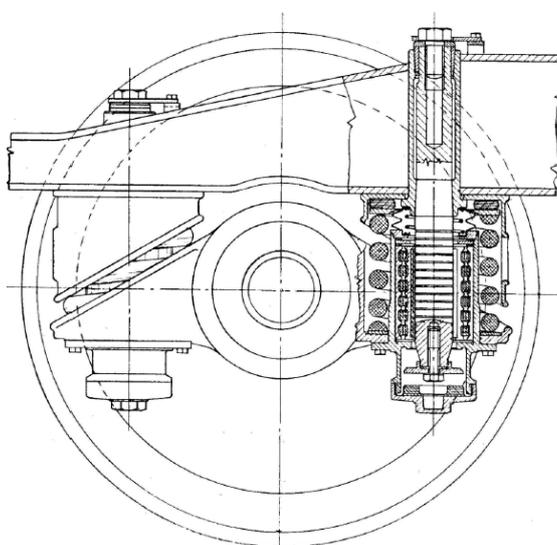
Questo sistema generalmente determina la rigidità laterale e longitudinale, attraverso l'uso di guide prismatiche, cilindriche oppure lamine o bracci articolati vincolati al telaio del carrello, come si osserva in figura 2.2. Le forze laterali vengono così trasmesse dal bordino della ruota al telaio attraverso la guida boccola e il cuscinetto che si trova al suo interno. Gli sforzi verticali vengono trasmessi solitamente da una molla a balestra o ad elica, che permette un movimento più ampio della boccola in direzione verticale. Questa escursione verticale è necessaria per permettere alla sala di assumere una posizione non parallela al piano del telaio ogni volta che il carrello percorre tratti di binario in cui la curvatura non è costante. Per garantire che ci sia sempre un contatto tra i profili della ruota e quello della rotaia si regola la rigidità della sospensione primaria in modo tale che sia abbastanza rigida da contenere l'escursione verticale entro i limiti concessi dalla sagoma limite, ma cedevole al punto da permettere la corretta disposizione della sala sul binario. Lo smorzamento viene introdotto con smorzatori idraulici, sistemi ad attrito o più semplicemente utilizzando molle a balestra.



(a) Guida boccola a doppia lamina



(b) Guida boccola a biellette longitudinali



(c) Guida boccola cilindrica Goerlitz

Figura 2.2: Diversi tipi di guida boccola

Nei veicoli dedicati al trasporto passeggeri, e anche nelle locomotive, viene introdotto un secondo stadio di sospensione per aggiungere un ulteriore grado di

libertà alla cassa. In questo modo si può incrementare il comfort dei passeggeri e anche ridurre le sollecitazioni ricevute dal binario a causa dell'elevata massa delle locomotive. La sospensione secondaria laterale era una volta ottenuta tramite pendolamento, collegando il telaio del carrello a una trave solidale alla carrozza con dei pendini di lunghezza specifica. La forza di gravità permette il richiamo verso la posizione di riposo. Nel tempo ha cambiato forma in modo più rilevante rispetto a quella primaria, grazie all'introduzione delle flexicoil. Come si può osservare in figura 2.3, si tratta di molle ad elica di cui non viene sfruttata la sola rigidità a compressione, ma anche le componenti di taglio e flessione partecipano al richiamo laterale e torsionale del carrello. Restano però i vari smorzatori, di cui è presente una coppia per ogni movimento concesso al carrello. Come per la sospensione primaria anche in questo caso l'escursione va contenuta all'interno della sagoma limite, ma con l'obiettivo di ottenere frequenze di risonanza diverse da quelle che recano fastidio al corpo umano.

**Carrelli F.75.1 - F.75.2 - F.75.3**

le sigle 1-2-3 sono in funzione dei rapporti del leveraggio del freno

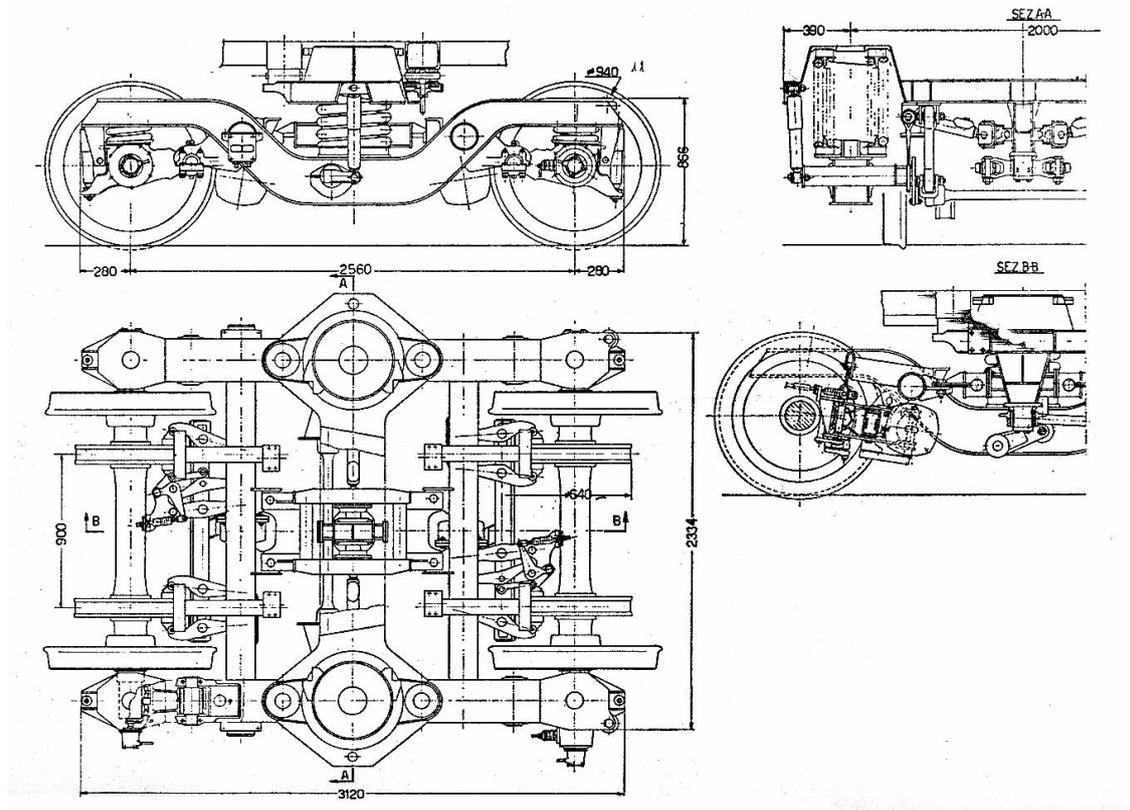


Figura 2.3: Carrello F75 per veicoli passeggeri, con molle flexicoil usate per realizzare la sospensione secondaria

## 2.2 Interazione ruota rotaia

Concentriamoci adesso sull'interazione tra la ruota e la rotaia. Il peso del veicolo preme una ruota d'acciaio su un profilato sempre in acciaio e causa la formazione di una piccola area di contatto, attraverso cui avvengono tutti gli scambi di forze. Distinguiamo forze di vincolo, dovute alla deformazione degli elementi a contatto e con direzione normale alla superficie, e forze di attrito tangenti alla superficie che si generano a causa dello scorrimento relativo tra ruota e rotaia. L'analisi dei fenomeni coinvolti è molto complessa e richiede l'impiego di modelli matematici che considerano aspetti non inclusi nella teoria del contatto hertziano, di cui costituiscono uno sviluppo.

Il primo ostacolo che si presenta è la determinazione dei punti di contatto tra

ruota e rotaia, elementi che non possiedono un profilo lineare. Si cerca un solo punto di contatto ma nelle normali condizioni di marcia può capitare che ce ne siano di più, per esempio durante la marcia in curva (contatto con bordino) o con il profilo usurato. Per questo nei modelli più semplici si adotta un profilo conico per la ruota e puntiforme (o circolare) per la rotaia. La presenza del gioco tra questa e il bordino permette alla sala montata uno spostamento laterale che determina diversi raggi di rotolamento per le due ruote, e di conseguenza consente di percorrere parti di binario curve. Inoltre, le forze che si sviluppano in senso laterale non sono più equilibrate e nasce una forza di richiamo gravitazionale verso la posizione centrale.

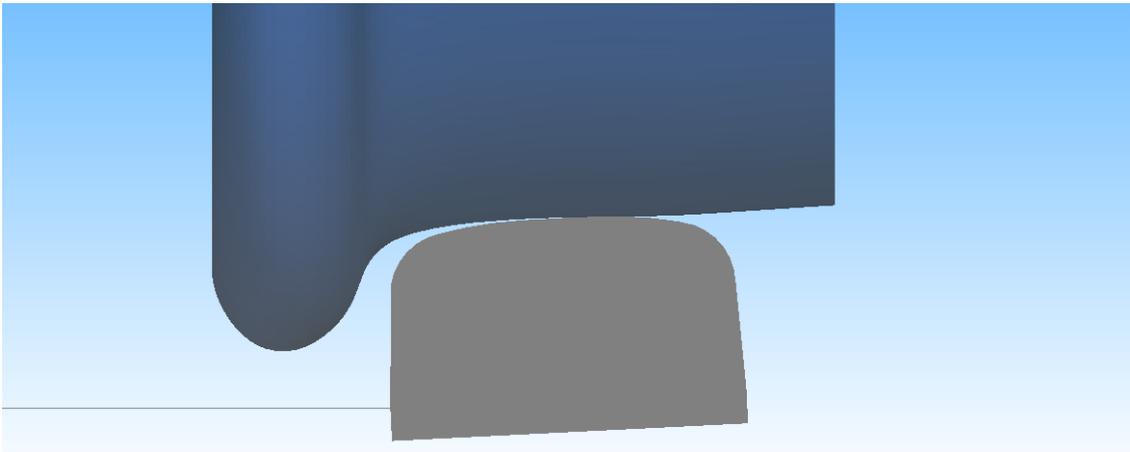


Figura 2.4: Geometria del contatto ruota-rotaia

Durante alcuni studi effettuati nei primi anni del ventesimo secolo ci si rese conto che l'attrito coulombiano non era in grado di spiegare in modo esaustivo l'interazione tra la ruota e la rotaia in senso parallelo alla direzione di marcia. Più nello specifico, la velocità di rotazione di un asse risultava maggiore della corrispondente velocità del veicolo nel caso di assi motori, e minore nel caso di assi trascinati. La differenza tra queste due velocità risultava proporzionale alla coppia applicata alla sala, fino al raggiungimento del limite di aderenza, superato il quale avvengono lo slittamento (in trazione) o il pattinamento (in frenatura). Ciò accade a causa della natura del moto di rotolamento. Nella superficie di contatto si possono identificare due aree distinte: in una avviene l'adesione, in cui le deformazioni del materiale causano tensioni tangenziali inferiori al limite di aderenza; e nell'altra invece è presente uno slittamento con conseguenti tensioni tangenziali pari alla pressione di contatto scalata per il coefficiente di attrito dinamico. L'integrazione sull'area di contatto delle tensioni va compiuta per ottenere la forza che agisce sulla ruota per studiarne l'effetto sulla dinamica. Kalker riuscì a compiere questa integrazione nel caso generale di moto stazionario e impronta di contatto di forma ellittica, in presenza dei tre microscorrimenti: longitudinale, laterale e di spin.

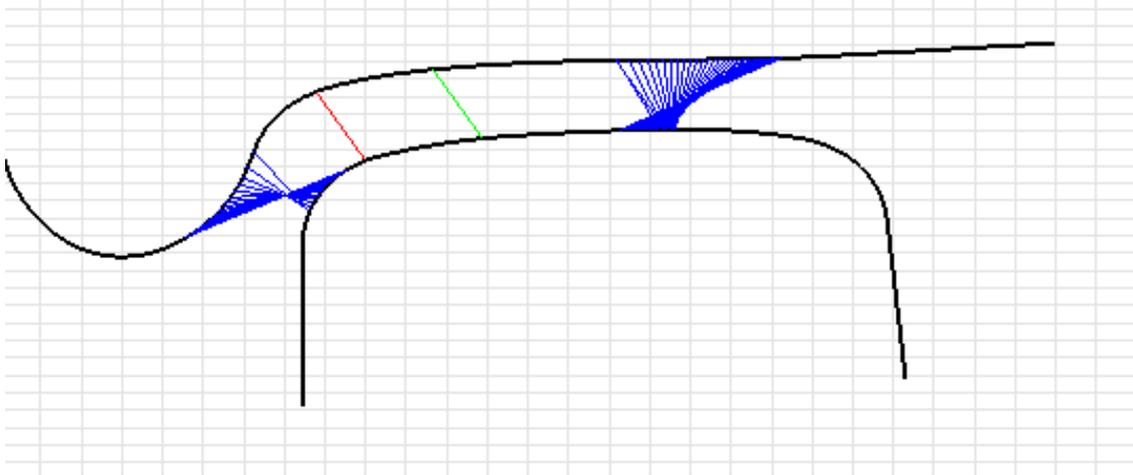


Figura 2.5: Posizioni del punto di contatto con lo spostamento laterale della sala

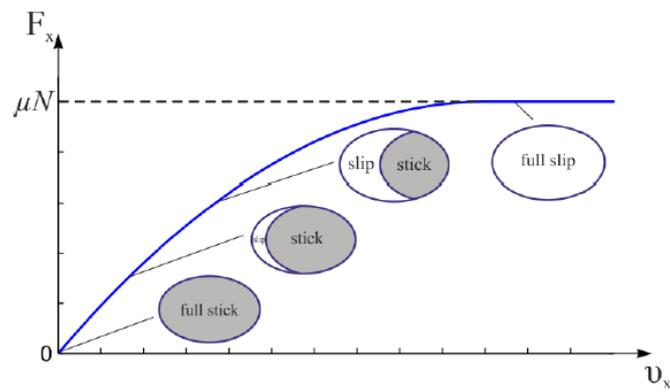


Figura 2.6: Area di contatto



## Capitolo 3

# Principi dell'analisi multibody

Un sistema multibody è un sistema di corpi realizzato in modo tale da studiarne la cinematica e la dinamica quando esistono grandi spostamenti, come nel caso del moto di veicoli [13]. Questo sistema è a parametri concentrati, cioè i corpi vengono considerati rigidi così come i vincoli presenti tra di loro. I codici più recenti permettono anche lo studio di sistemi con corpi deformabili elasticamente, ma si cerca sempre di ottenere un modello semplificato in cui vengono presi in considerazione gli aspetti che più incidono sugli obiettivi dello studio. Per questa ragione è necessario conoscere nel dettaglio la struttura su cui bisogna lavorare, per non commettere semplificazioni che riducono la correttezza dei risultati. Eventualmente è possibile introdurre l'elasticità di corpi e vincoli aggiungendo nel sistema opportuni elementi elastici.

Dato che i codici multibody vengono spesso utilizzati per lo studio del moto dei veicoli includono gli elementi adatti a simulare il contatto pneumatico-asfalto nel caso automobilistico e ruota-rotaia per l'ambito ferroviario.

La completa simulazione e analisi si svolge solitamente in tre fasi, che vengono prese in carico da parti diverse del codice multibody spesso coinvolgono componenti differenti del software utilizzato:

1. pre-processor;
2. solver;
3. post-processor;

### 3.1 Pre-processor

Il primo elemento di questa lista costituisce lo strumento attraverso il quale si costruisce il modello. Si tratta di un software che per mezzo di un'interfaccia grafica mostra all'utente gli elementi inseriti e permette di crearne di nuovi o modificare quelli già presenti. Gli elementi si possono raggruppare in tre tipologie:

- corpi;
- vincoli;
- forze.

In più si possono definire equazioni aggiuntive per comprendere ad esempio forze dipendenti dal tempo o da altri stati del sistema. A seconda del tipo di equazione è possibile la sua soluzione contemporaneamente a quelle differenziali del sistema, può essere calcolata facendo riferimento agli stati di cui si conosce la valutazione nell'istante precedente a quello attuale.

Esploriamo adesso il software Simpack, e introduciamo la sua nomenclatura per capire meglio come il modello di un carro con Y25 è stato realizzato. I corpi sono posti in un sistema di riferimento fisso inerziale, chiamato *Isys*, ma ogni corpo porta con sé il proprio sistema di riferimento, allineato con la terna principale di inerzia per rendere più semplice la scrittura delle equazioni del moto, chiamato *Msys*. Viene usato questo secondo sistema per definire tutti i punti di un corpo che sono coinvolti in un vincolo oppure soggetti a forze. A loro volta questi punti sono l'origine di un altro tipo di sistema di riferimento chiamato *marker*, usato per definire le componenti di forze e momenti lì applicati.

Per definire la posizione e l'orientamento dei marker nei sistemi di riferimento locali si usano 6 coordinate, 3 di traslazione e 3 di rotazione (angoli di Eulero o di Cardano), insieme all'ordine in cui queste vanno effettuate. Le stesse coordinate vengono usate quando si crea un nuovo corpo, che in Simpack è implicitamente vincolato, cioè possiede sempre almeno un vincolo con il sistema di riferimento, eventualmente con 6 gradi di libertà.

Le componenti della posizione di ogni corpo si trovano in un vettore di stato che si allunga al crescere della complessità del sistema. Tra le variabili di stato però si possono definire delle relazioni attraverso equazioni algebriche, che riducono il numero di gradi di libertà complessivi. In questo modo si introduce un vincolo nel sistema. In Simpack esistono due tipi di vincoli perché vengono usati due metodi matematici differenti per la loro realizzazione:

- moltiplicatori di Lagrange;
- partizionamento delle coordinate.

Il primo aggiunge al sistema un'equazione algebrica e una variabile chiamata moltiplicatore di Lagrange [14], che rappresenta la reazione vincolare. Quando viene svolta l'analisi si ha un insieme di equazioni differenziali ed algebriche che vanno risolte contemporaneamente. Nel software Simpack i vincoli di questo tipo si chiamano *Constraint*. Il secondo metodo invece prevede di eliminare le righe e le colonne della matrice dinamica che corrispondono ai gradi di libertà che vengono bloccati, e insieme suddividere le variabili di stato in indipendenti e dipendenti.

Successivamente il solver si occupa di risolvere le equazioni differenziali di un sistema che contiene le sole variabili indipendenti, quindi con dimensione e tempo di calcolo minori, mentre quelle algebriche di vincolo vengono risolte successivamente per conoscere i valori assunti dalle variabili dipendenti. In Simpack è possibile usare un solo vincolo definito in questo modo, chiamato *Joint*, usato per impostare la posizione iniziale quando il corpo viene creato. Esistono questi due metodi perché l'uso del secondo può portare alla formazione di modelli contenenti vincoli ridondanti.

L'ultimo elemento che necessariamente deve essere inserito è la forza, che in Simpack viene spesso suddiviso in due categorie: *Point-to-Point* (PtP) e *Component* (Cmp). La differenza tra queste due tipologie si trova nel modo in cui vengono calcolate le componenti. Nelle forze del tipo Cmp le componenti sono ricavate a partire dalle funzioni che definiscono la forza, per esempio rigidità o viscosità, considerando separatamente le posizioni e le velocità dei marker usati per definire la forza. Al contrario negli elementi forza PtP viene prima calcolata la direzione della forza nel sistema di riferimento, poi si procede a valutarne l'intensità. Così la definizione di una forza è molto più semplice ma non è consentito inserire elementi con proprietà elastiche non isotrope.

Il pre-processor si limita a scrivere un file che contiene la descrizione del modello e i parametri sull'analisi da svolgere, agevolando un'operazione che altrimenti andrebbe fatta a mano.

## 3.2 Solver

Questa parte del codice multibody è quella indispensabile, perché è quella che effettivamente scrive le equazioni differenziali del moto a partire dal file di input generato dal pre-processor, formalizza matematicamente la presenza dei vincoli e poi tramite integrazione numerica procede a calcolare le variabili di stato istante per istante. Questo tipo di analisi viene chiamata *Analisi Dinamica* ma non è l'unica possibile, esistono anche altri tipi che possono essere usate per migliorare le condizioni in cui viene effettuata quella dinamica.

- **Analisi statica:** usata per trovare la posizione di equilibrio, cercando lo stato in cui le forze interne bilanciano quelle applicate. Se il sistema non è sufficientemente vincolato non si può trovare una soluzione. Consiste nel risolvere solamente un sistema algebrico e per questo motivo sono molto rapide da eseguirsi.
- **Analisi cinematica:** usata per studiare un modello al quale sono stati imposti dei moti ai gradi di libertà non vincolati. Si ottiene un'analisi delle traiettorie dei corpi coinvolti.

- **Analisi modale:** usata per conoscere i modi di vibrare e le frequenze di risonanza di un sistema. Viene usata per comprendere se un modello è abbastanza simile al sistema reale, confrontando le frequenze proprie stimabili anche senza condurre esami sperimentali. Per essere effettuata richiede la linearizzazione del sistema.

Una volta scelto il tipo di analisi da eseguire si definiscono alcuni parametri in grado di determinare la qualità dei risultati, il più importante dei quali è il passo di integrazione. Ridurre questo valore può incrementare la precisione dei risultati ma a costo di maggiori tempi di computazione, dovuti al numero maggiore di operazioni da eseguire, e aumenta la quota di errori di arrotondamento.

### **3.3 Post-processor**

Questo elemento è un semplice visualizzatore di dati, che legge i risultati prodotti dal solver e trasforma informazioni disponibili in formato numerico in grafici e animazioni, così da rendere utile tutti i calcoli svolti nei passaggi precedenti.

# Capitolo 4

## Il carrello Y25

### 4.1 Il carrello reale

Questo carrello è uno dei più diffusi a livello europeo e viene usato per la maggior parte dei carri merci oggi in circolazione. Ne esistono versioni differenti ma la più comune prevede la frenatura con otto ceppi e la presenza di una sospensione primaria a molle ad elica con smorzamento ad attrito.



Figura 4.1: Un carro pianale articolato dotato di tre carrelli Y25

Il telaio principale è in acciaio saldato a forma di otto con una trave centrale su cui si scarica il peso del carro. Al centro di essa si trova una ralla sferica che permette la rotazione relativa tra la cassa e il carrello, e ai lati, a una distanza di 850 mm dalla ralla si trovano due pattini ad attrito precaricati. Questi elementi, visibili in figura 4.2, svolgono più funzioni: contrastano il moto di rollio della cassa del carro con una forza di richiamo che la spinge verso la posizione orizzontale; e insieme smorzano il moto di imbardata del carrello perché premono dei pattini su delle piastre situate sul lato inferiore del telaio del carro.

I due assili sono collegati al telaio del carrello per mezzo di quattro corpi boccola, anche essi in acciaio. Ognuno può scorrere in verticale vincolato da due guide



Figura 4.2: Un carrello Y25, in arancione sono evidenziati i pattini ad attrito

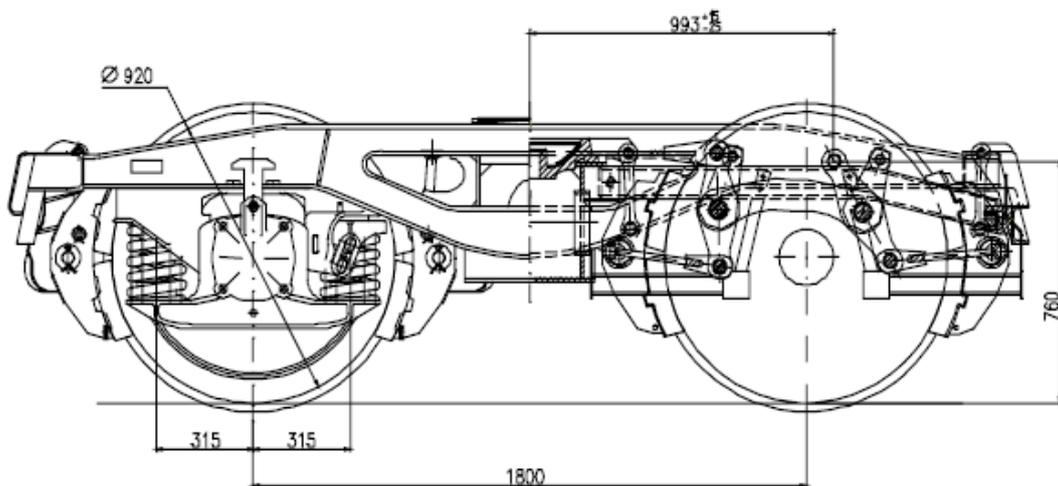


Figura 4.3: Disegno del carrello, vista laterale

saldate al telaio; una di queste è coinvolta nel sistema che permette l'attuazione dello smorzamento ad attrito, come si osserva nella figura 4.5.

La sospensione primaria è formata da 8 molle doppie ad elica, 4 per lato (immagine 4.5). Queste sono disposte a coppie concentriche e quella interna si comprime solo quando il carico è maggiore di un valore specifico, per realizzare una sospensione bilineare, adatta alle due condizioni di vuoto e pieno carico. In figura 4.6 si comprende come per ogni boccia una delle due molle esterne non preme sul corpo

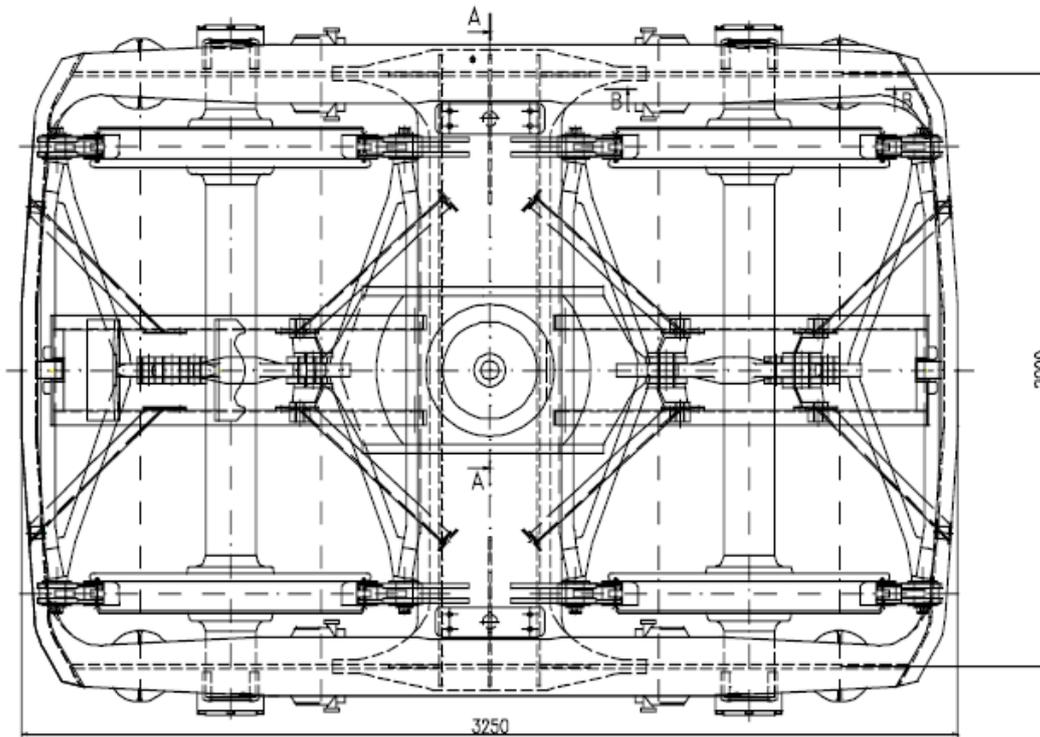


Figura 4.4: Disegno del carrello, vista superiore

del carrello ma su un bicchiere che tramite un anello esercita una forza sulla superficie del corpo boccola che scorre nelle guide prismatiche. In questo modo si ottiene uno smorzamento proporzionale alla forza che comprime le molle delle sospensioni, cioè alla massa trasportata, e le variazioni del rapporto tra lo smorzamento reale e quello critico vengono mitigate.

La forza di compressione della molla esterna viene scomposta secondo lo schema di figura 4.7, per cui quando le forze che agiscono sull'anello sono in equilibrio si ottiene una forza di attrito coulombiano proporzionale al carico.

$$F_{\text{att}} = 2\mu \cdot N = 2\mu \cdot F_{\text{me}} \tan \alpha \quad (4.1)$$

Nella formula (4.1) compare un 2 perché ci sono due superfici su cui si sviluppa attrito.

La frenatura è del tipo classico a ceppi, comandati attraverso la timoneria dall'unico cilindro freno che equipaggia il carro. Quando viene comandata una frenatura dal macchinista il calo di pressione in condotta generale agisce sul distributore, l'organo deputato all'attuazione della frenatura su ogni veicolo. Questo permette il passaggio di aria in pressione dal serbatoio ausiliario al cilindro del freno, attivando infine la tiranteria. Mentre gli elementi menzionati finora sono comuni a ogni carro, ciascun carrello possiede una parte di tiranteria e otto ceppi frenanti. A causa della grandissima quantità di esemplari prodotti, sono nate versioni differenti anche

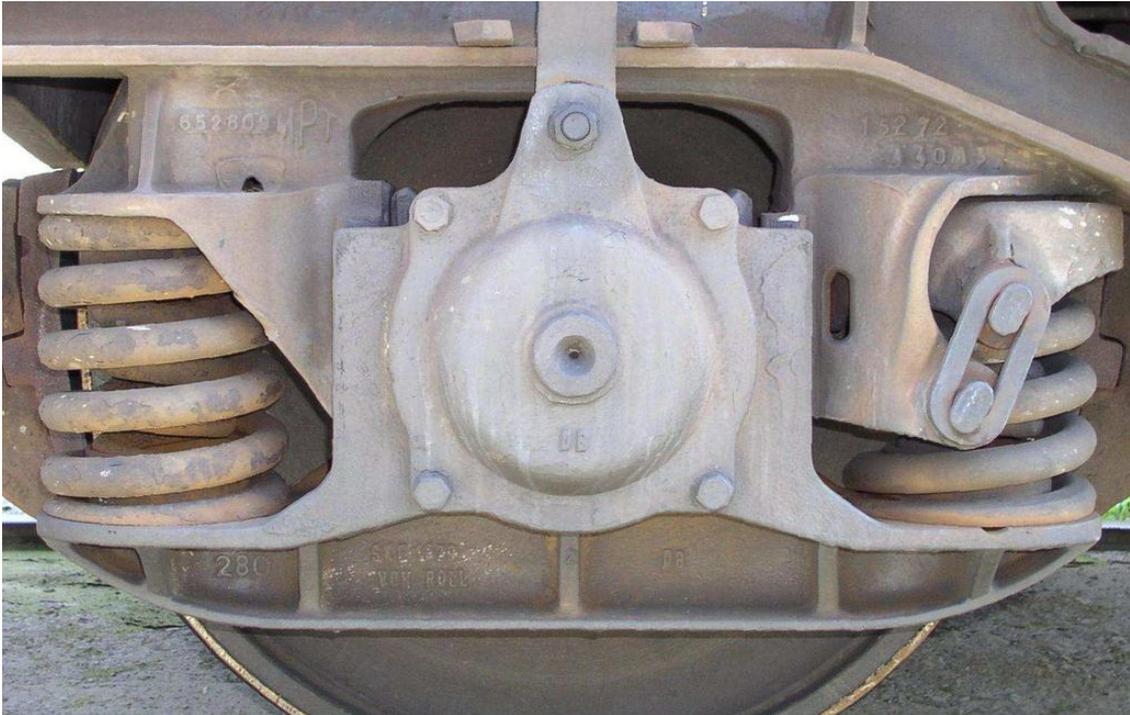


Figura 4.5: Dettaglio della sospensione primaria

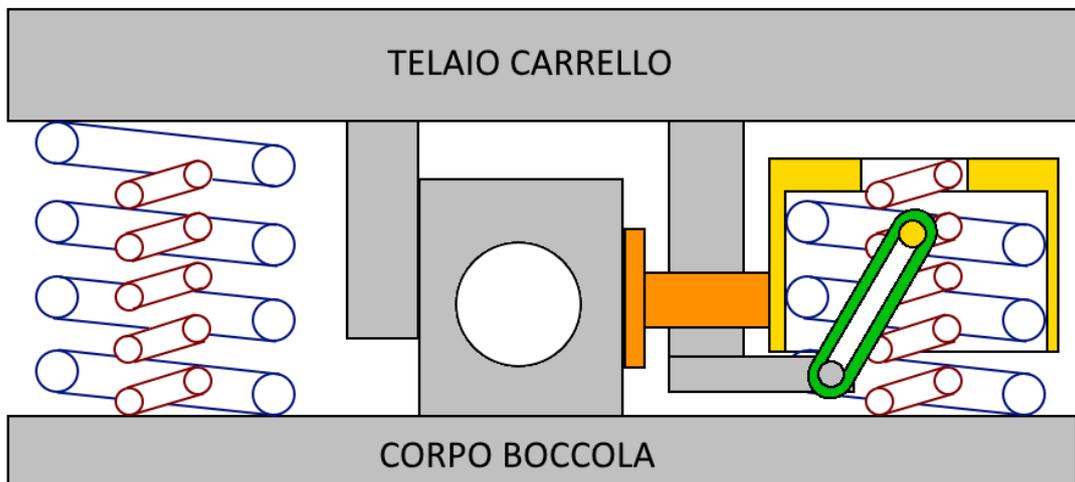


Figura 4.6: Schema della sospensione primaria

nella configurazione del sistema frenante: alcune di queste hanno il cilindro freno montato direttamente sul telaio del carrello e permettono il montaggio delle pinze,

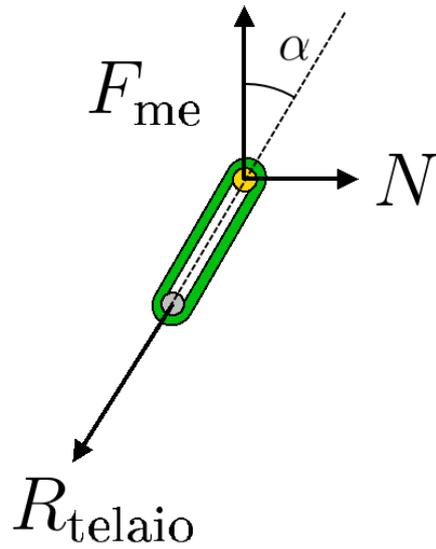


Figura 4.7: Schema di funzionamento sistema Lenoir-Link

in modo da elevare la velocità massima grazie alla frenatura con i dischi. Altre versioni invece montano solo quattro ceppi nel lato interno del telaio, eliminando le travi trasversali esterne e lasciando solo quella centrale. Ne risulta un carrello alleggerito che richiede meno manutenzione.



Figura 4.8: Versione alleggerita e con freni a disco

## 4.2 Modello Simpack

Il modello Simpack si compone di diversi elementi, chiamati bodies, i quali possiedono delle proprietà inerziali e delle proprietà geometriche, che possono essere impostate in modo indipendente.

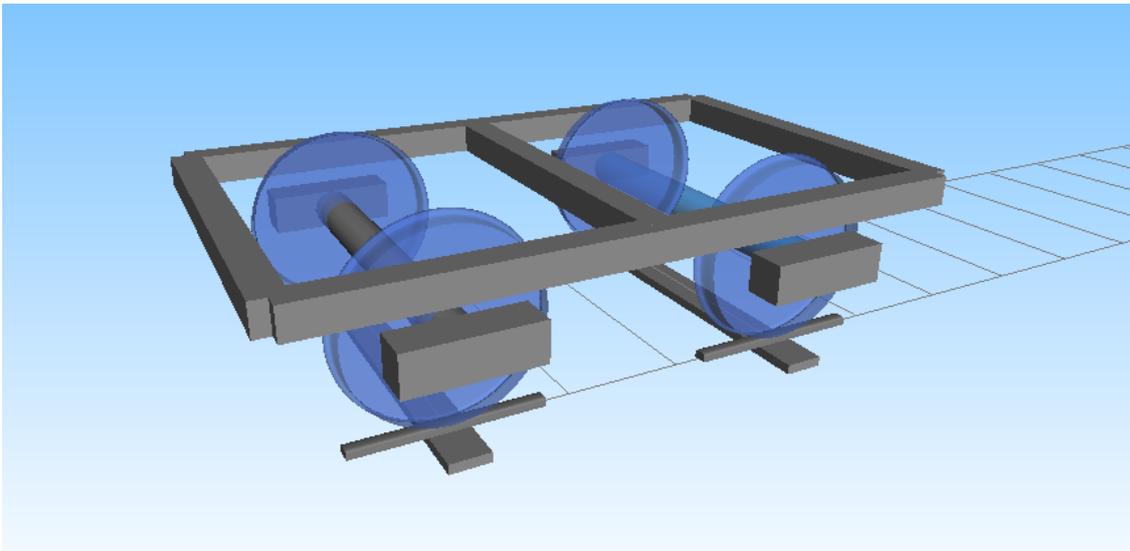


Figura 4.9: Il modello dell'Y25

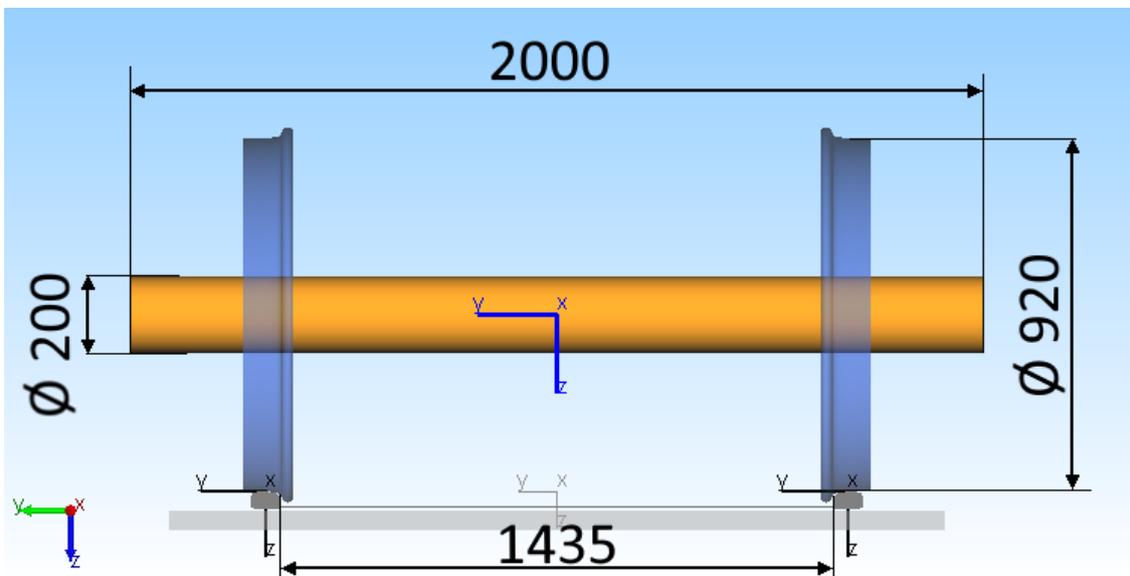


Figura 4.10: Sala montata

Tabella 4.1: Dimensioni della sala montata

Lunghezza	2000 mm
Scartamento	1435 mm
Diametro assile	200 mm
Diametro ruota	920 mm

Tabella 4.2: Dimensioni del corpo boccola

Lunghezza	630 mm
Larghezza	150 mm
Altezza	200 mm

I primi corpi realizzati sono gli assili (figura 4.10), formati da semplici elementi cilindrici con asse di rotazione orizzontale e trasversale al binario. Successivamente alla creazione del corpo si deve specificare il tipo di vincolo coinvolto. Questa scelta va compiuta con attenzione perché determina il tipo e anche il numero di equazioni che dovranno essere risolte ad ogni passo durante la soluzione del problema multibody. Nel nostro caso viene usato il vincolo *General Rail Track Joint*, che contempla sei gradi di libertà:

- $s$  posizione longitudinale;
- $y$  posizione laterale;
- $z$  posizione verticale;
- $\varphi$  angolo di rollio;
- $\psi$  angolo di imbardata;
- $\theta$  angolo di rotazione.

I primi valori (o derivate prime) assegnati ai gradi di libertà corrispondono alle posizioni (o velocità) iniziali del centro di massa del corpo. Successivamente, ad ogni passo dell'integrazione numerica, ogni dato viene aggiornato con quello derivante dall'evoluzione dinamica del modello. In condizioni normali di marcia, senza fenomeni di slittamento o pattinamento, il primo e l'ultimo parametro sono legati dalla relazione  $s = \theta r$ . Per la prima sala si imposta un'altezza verticale pari al raggio della ruota, con l'accortezza di usare un segno negativo. Ciò accade perché l'asse  $z$  è rivolto verso il basso nel nostro sistema di riferimento. Per la seconda sala si imposta anche la posizione longitudinale pari al passo del carrello, cioè a 1800 mm.

Successivamente alla definizione del vincolo si può proseguire con la creazione di un elemento *Rail Wheel Pair*. Questo è l'elemento cardine della simulazione del

contatto e si occupa anche di generare la geometria della ruota e della rotaia, con particolare precisione riguardo ai profili. Richiede che vengano forniti dati relativi al corpo rotante e al binario, tra cui i seguenti:

- marker corpo portante (assile) e relativo vincolo;
- lato rispetto al binario (destra o sinistra) e distanza dalla mezzeria;
- segno per la rotazione in avanzamento;
- diametro nominale e profilo della ruota;
- eventuali difetti della ruota;
- geometria del percorso e tipo di tracciato;
- parametri relativi al contatto:
  - modulo di Young;
  - modulo di Poisson;
  - coefficiente di attrito;
  - metodo di analisi e coefficienti correlati (Kalker).

L'operazione si effettua per le due ruote e si ottiene una sala montata completa. Successivamente si creano i corpi boccola, e si vincolano alla relativa sala attraverso giunti che permettono la sola rotazione attorno all'asse della sala, bloccando tutti gli altri gradi di libertà. Questo elemento riproduce un cuscinetto rigido e senza giochi. I marker utilizzati per definire il vincolo sono posti all'estremità dell'assile e nel centro di massa dei corpi boccola.

Per la costruzione del telaio si è fatto ricorso a un elemento formato da cinque elementi geometrici (figure 4.11 e 4.12), che però sono parte di un unico corpo di cui si conoscono le proprietà inerziali [15]. Sono state definite le posizioni di tutti i marker utilizzati per definire le forze generate dalla sospensione primaria (12 marker) e secondaria (3 marker).

Gli elementi della sospensione primaria (16 molle elicoidali) sono organizzati in coppie concentriche: la molla esterna ha una rigidezza di  $500kN/m$  ed è sempre in compressione. Questa viene inclusa nel modello con un elemento di tipo *Spring-Damper Parallel Cmp*, che esprime la rigidezza in tre componenti: quella verticale corrisponde alla rigidezza della molla, le due orizzontali invece svolgono il ruolo della guida boccola. Così si simula una guida prismatica senza inserire un vincolo ma ottenendo una situazione più fedele alla realtà. Però, a causa della forza applicata in punti geometrici, e non su superfici, è stato rimosso il grado di libertà relativo all'asse  $y$  e della rotazione del corpo boccola rispetto al telaio del carrello. In assenza di questo accorgimento il corpo boccola può ruotare perché le coppie di molle sono

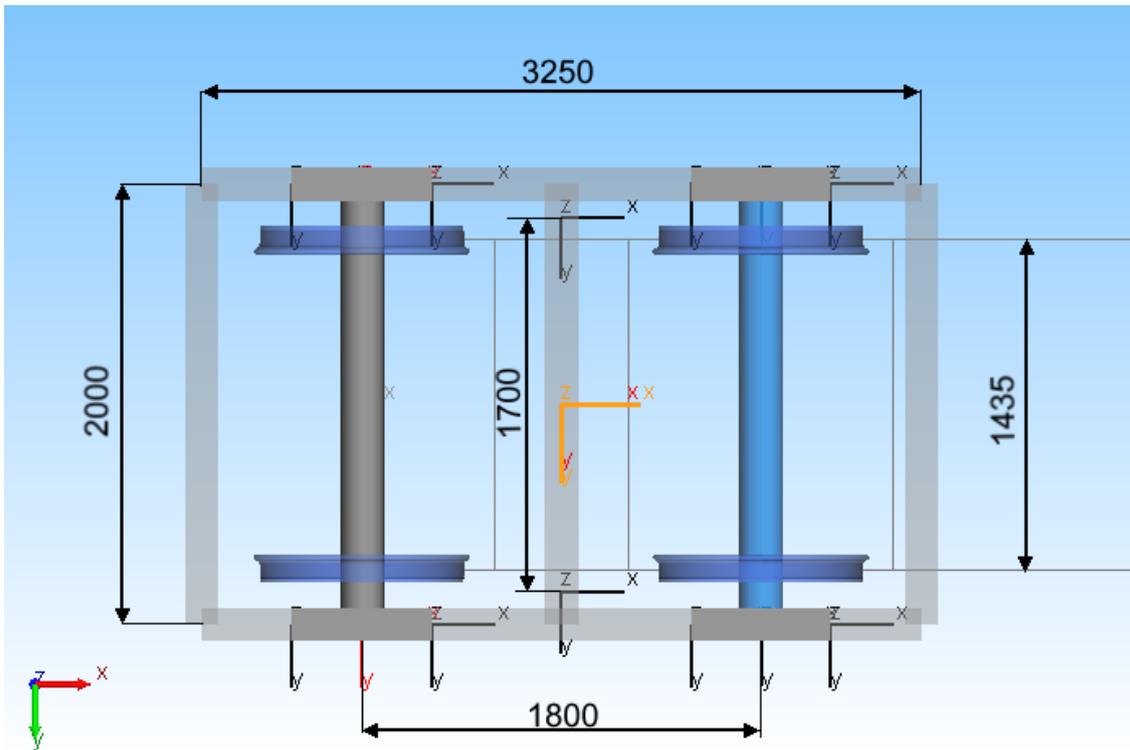


Figura 4.11: Carrello, vista superiore

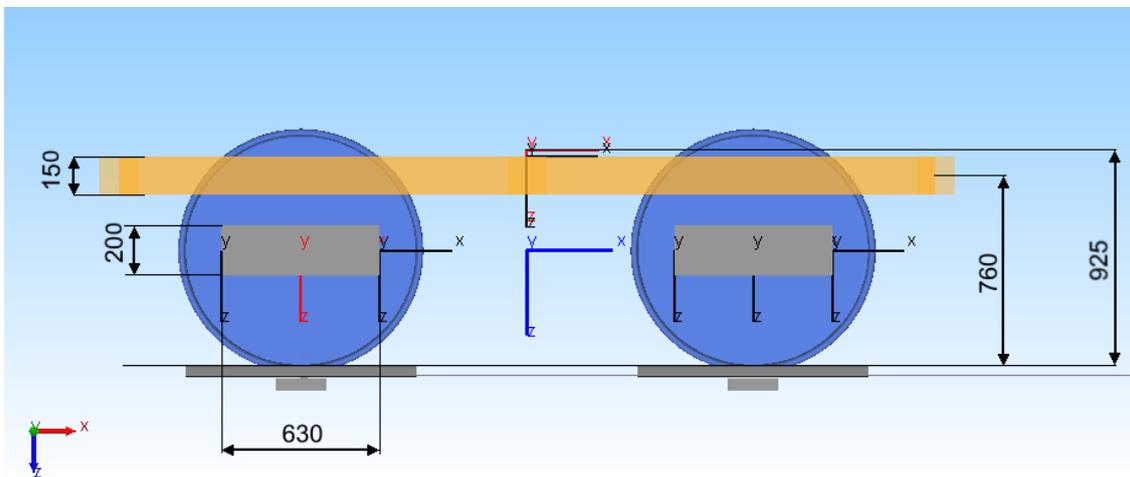


Figura 4.12: Carrello, vista laterale

indipendenti, ma lo smorzamento è applicato nella posizione centrale, quindi agisce solo sul moto verticale dell'asse e non sulle rotazioni.

La molla interna è inserita con un elemento dello stesso tipo, in cui si inserisce la sola rigidità verticale pari a 800 kN/m, e il parametro di corsa a vuoto

Tabella 4.3: Dimensioni del carrello

Lunghezza	3250 mm
Larghezza	2000 mm
Altezza	925 mm
Spessore profilato	150 mm
Passo	1800 mm
Scartamento pattini ad attrito	1900 mm

Tabella 4.4: Sospensione primaria

Rigidezza verticale molla esterna	500	kN/m
Rigidezza verticale molla interna	800	kN/m
Corsa a vuoto molla interna	26	mm
Rigidezza laterale parasale	100000	kN/m
Rigidezza longitudinale parasale	100000	kN/m
Smorzamento parasale	1000	Ns/m

pari a 26 mm. Una sospensione così modellata è bilineare come quella reale, e permette di valutare la forza di compressione della sola molla esterna, perché solo questa concorre al calcolo dello smorzamento ad attrito.

Gli elementi che sono stati usati per inserire le molle nel modello permettono anche la presenza di uno smorzatore in parallelo. Questa possibilità può essere sfruttata semplificando la riproduzione di sospensioni in cui è presente lo smorzamento idraulico, ma purtroppo nel carrello in questione l'attrito viscoso non rappresenta in modo esatto la forza di attrito che si oppone al moto verticale del corpo boccola. Per questo motivo si rende necessario utilizzare un elemento forza separato, chiamato *ForceTorque Expression Cmp* che applica una forza non più proporzionale alla differenza di velocità dei marker collegati, ma calcolata a partire da un'espressione inserita manualmente. Siccome la forza premente sulla superficie d'attrito è una componente di quella generata dalla compressione della molla esterna della sospensione primaria, è opportuno estrarre questo dato e moltiplicarlo per il coefficiente d'attrito.

L'attrito risultante deve contrastare il movimento, e cambia segno ad ogni inversione del moto. La discontinuità propria del fenomeno può essere un problema per l'integrazione numerica, per cui bisogna trasformare la formula del calcolo dell'attrito in una versione senza discontinuità:

$$F_a = \frac{v\chi}{\sqrt{1 + \left(\frac{v\chi}{\mu N}\right)^2}}$$

La formula [16] elimina la discontinuità nel punto 0 ma introduce una proporzionalità diretta tra forza d'attrito e velocità. La costante di proporzionalità  $\chi$  deve essere abbastanza elevata per fare in modo che il valore della forza raggiunga il suo massimo (o minimo) anche con basse velocità, nascondendo la linearità presente nell'intorno dello zero.

Tabella 4.5: Smorzamento ad attrito

Coefficiente di attrito	0.4
$\chi$	8000
Angolo anello Lenoir-link $\alpha$	20°

La sospensione secondaria è costituita da un giunto sferico rigido e una coppia di side-bearer in posizione laterale. Per il giunto si usa un constraint di tipo spherical. Questo elemento è simile al vincolo joint ma è possibile usarne più di uno per corpo. Come detto in precedenza, il joint è un vincolo che va definito per ogni corpo inserito nell'ambiente di simulazione, usato per definirne lo stato iniziale.

I side-bearer sono inseriti con elementi *Spring-Damper Parallel Cmp*, di cui si inserisce la sola rigidità verticale e il precarico. Viene trascurato lo smorzamento del moto di imbardata.

Tabella 4.6: Side bearer

Rigidità verticale	580	kN/m
Precarico	1000	kN

L'ultimo elemento inserito è il telaio del carro, un semplice parallelepipedo di cui si possono modificare le dimensioni e la massa, per simulare diversi carri e diverse condizioni di carico. La massa del telaio è impostata pari a 12 tonnellate per il caso in cui non è carico, in modo tale da ottenere una massa totale pari 21,5 tonnellate [17]. Il carrello Y25 può sopportare un carico per asse di 22,5 tonnellate, per cui la massa è stata aumentata nelle simulazioni fino a raggiungere il valore di 80 tonnellate, corrispondenti a una massa complessiva di 90 tonnellate distribuite su 4 assi.

Anche il binario e l'armamento sono inseriti nella simulazione attraverso l'uso di corpi e di forze. Durante la marcia lo scambio di forze che avviene tra ruota e rotaia è sempre reciproco, per cui bisogna valutare che se si necessita di una simulazione dettagliata allora il tracciato non può essere considerato come infinitamente rigido. Per simulare la rigidità del binario si fa ricorso a un corpo, che rappresenta l'armamento, collegato al sistema di riferimento inerziale fisso attraverso una molla e uno smorzatore. La massa e la rigidità sono scelte in modo tale da ottenere un comportamento equivalente, che considera in serie le caratteristiche della rotaia, del sistema di fissaggio, delle traversine e della massicciata. Le rotaie sono del tipo

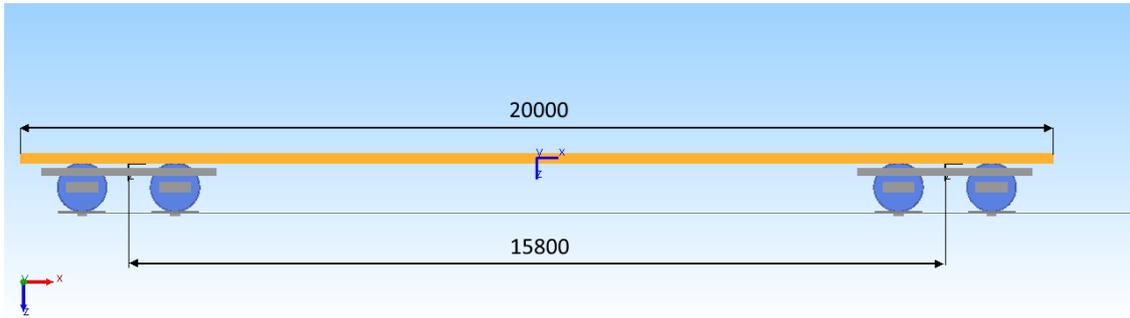


Figura 4.13: Carro, vista laterale

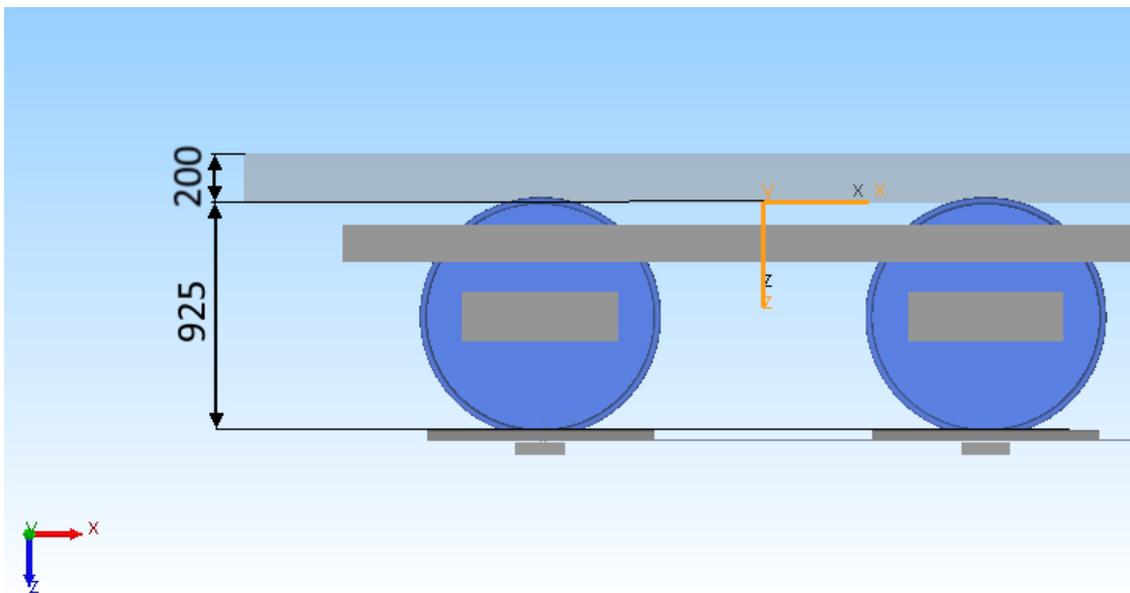


Figura 4.14: Carro, dettaglio vista laterale

UIC 60, presenti nel database di Simpack e riprodotte fedelmente nel profilo, posate con scartamento di 1435 mm un angolo di posa pari a  $1/20$ .

Dato che nella realtà le rotaie non sono perfettamente lisce e prive di imperfezioni, Simpack ci permette di introdurre la simulazione di queste irregolarità a partire dalla distribuzione statistica delle stesse lungo un percorso, chiamata spettro di linea. Gli spettri indicano il valore della deviazione in funzione della lunghezza d'onda, e vengono misurati per una linea perché indicano in modo generale lo stato di salute del binario. Se vengono superate le soglie stabilite dalle normative adottate dal gestore dell'infrastruttura si programmano gli interventi di manutenzione. Di solito sono consentiti difetti maggiori al crescere della lunghezza d'onda, perché la velocità necessaria affinché ci sia una sollecitazione con conseguenze negative sulla stabilità di marcia supera la velocità massima consentita nelle varie sezioni della

Tabella 4.7: Telaio di un carro Sggnss

Lunghezza	20	m
Larghezza	2.6	m
Altezza	0.2	m
Passo	15.8	m

Tabella 4.8: Caratteristiche dell'armamento del tracciato

Rigidità verticale	150000	kN/m
Rigidità laterale	40000	kN/m
Smorzamento verticale	188	kNs/m
Smorzamento laterale	8	kNs/m

linea.

In questo modello la PSD è stata realizzata a partire dalla normativa ORE B176, che indica i coefficienti per ottenere la curva limite per tre modalità in cui il difetto si può presentare, e sono stati usati quelli relativi al difetto verticale di maggiore intensità (sono previsti due livelli).

$$S(\Omega) = \frac{b_0 + b_2\Omega^2}{a_0 + a_2\Omega^2 + a_4\Omega^4 + a_6\Omega^6}$$

- $b_0 = 1.440846 \cdot 10^{-7}$
- $b_2 = 0$
- $a_0 = 2.8855 \cdot 10^{-4}$
- $a_2 = 6.803895 \cdot 10^{-1}$
- $a_4 = 1$
- $a_6 = 0$

L'eccitazione è generata con 50 frequenze, dai 0.01 ai  $1 \text{ m}^{-1}$

Nell'immagine 4.15 vediamo uno schema di costruzione del carrello, in cui si evidenziano tutti gli elementi coinvolti nella realizzazione di una sola sala montata. Nella figura 4.16 osserviamo invece come è stato realizzato il modello del carro, in special modo il collegamento tra i carrelli e il telaio attraverso la ralla e i pattini ad attrito. In blu abbiamo i seguenti vincoli joint:

- 2: Revolute beta;
- 7: General Rail Track Joint;

Tabella 4.9: Dati inerziali dei corpi

	Quantità	Massa [kg]	$I_{xx}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$I_{yy}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$I_{zz}$ [kgm <sup>2</sup> ]
Sala montata	4	1225	750	140	750
Corpo boccola	8	148	0,77	5,40	5,19
Telaio carrello (tara)	1	12000	6800	400000	407000
Ballast	4	330	110	1	111

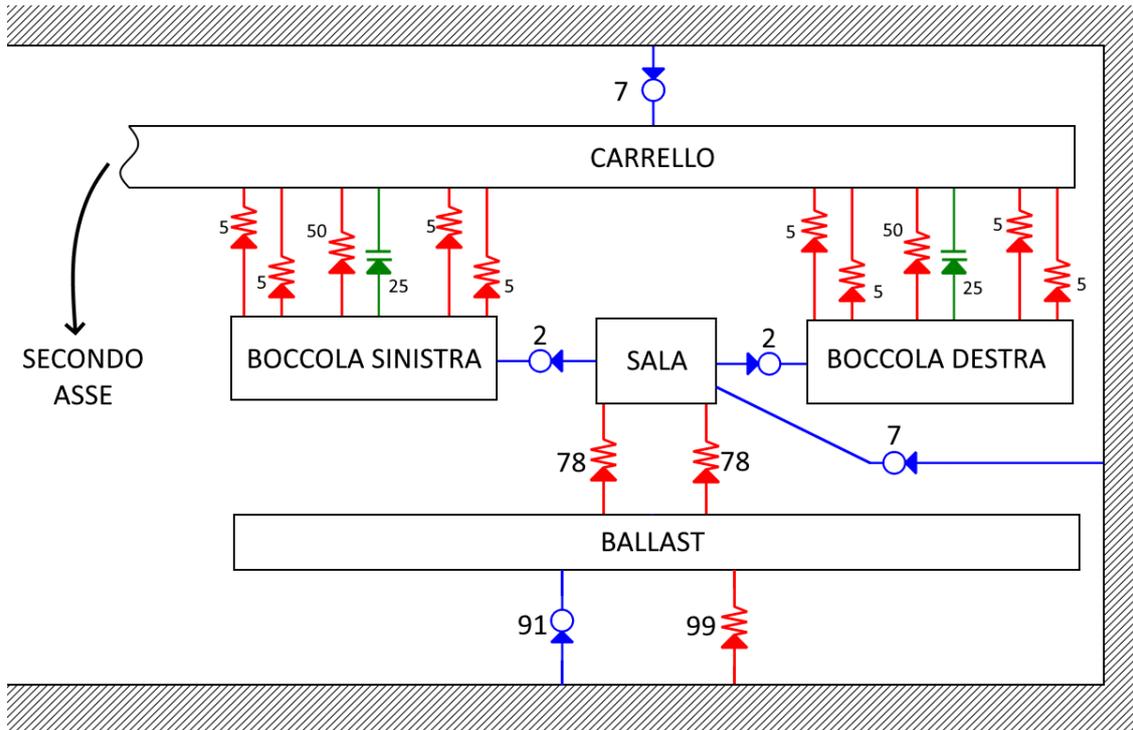


Figura 4.15: Schema 2D del carrello

- 91: Rail Track Sleeper.

In rosso sono invece indicati gli elementi di tipo forza:

- 5: Spring-Damper Parallel Cmp;
- 50: ForceTorque Expression Cmp;
- 78: Rail-Wheel Interface;
- 99: Rail Track Ballast Cmp.

Infine in verde troviamo i constraint, cioè i vincoli definiti attraverso l'uso dei moltiplicatori di Lagrange:

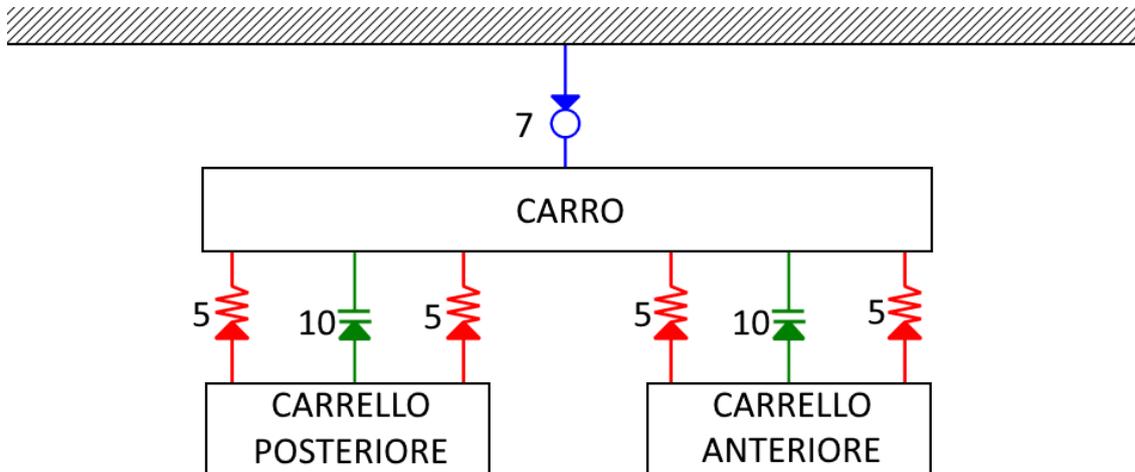


Figura 4.16: Schema 2D del carro

- 10: Spherical;
- 25: User Defined - Lock Rotatioin in beta.



## Capitolo 5

# Analisi della sfaccettatura

Quando, a causa di guasti o di una frenata energica in condizioni di scarsa aderenza, avviene il bloccaggio delle ruote, lo scorrimento di queste sulle rotaie provoca l'asportazione di materiale e la formazione di una zona chiamata sfaccettatura (figura 5.1). Questa zona interrompe la regolarità del profilo e causa la trasmissione di forze impulsive al sistema di sospensione e al carro, ad ogni rotazione completa dell'asse. La configurazione della sospensione determina poi gli effetti negativi di questa sollecitazione, che riduce la vita a fatica degli elementi coinvolti, partendo dal centro ruota e dall'assile, passando per la boccola, la molla della sospensione primaria, il telaio del carrello e infine il collegamento di questo con il veicolo.



Figura 5.1: Sfaccettatura [18]

Esistono particolari apparecchiature elettroniche installate nell'impianto frenante che riducono l'azione del freno quando viene riconosciuta una velocità di rotazione inferiore alla media degli altri assi, ma queste agiscono solo quando il bloccaggio

è già in atto, e soprattutto non vengono installate sui carri merci per i motivi già evidenziati nei capitoli precedenti.

Per questa ragione vengono effettuati periodicamente dei controlli su tutte le componenti di un carro. Nel documento “Norme per la verifica tecnica dei veicoli - Parte II: Istruzioni per la verifica dei veicoli [19]” vengono riportate le condizioni limite ammesse in esercizio per le ruote, tra le quali troviamo i valori massimi consentiti per la lunghezza della sfaccettatura. Ogni qual volta che durante un controllo si misuri un valore superiore a quello limite il veicolo viene segnalato come non ammesso a circolare sulla rete nazionale; invece, se il difetto ha dimensioni compatibili con l’esercizio, allora viene segnalato come da visitare alla prima occasione utile.

Tabella 5.1: Estratto dalle Norme Verifiche Tecniche Veicoli

Valori limite della lunghezza delle sfaccettature	
Per veicoli viaggiatori con velocità ( $v$ ) $160 < v \leq 200$	$\leq 30$ mm <sup>(e)</sup>
Per veicoli viaggiatori con velocità ( $v$ ) $v \leq 160$	$\leq 60$ mm
Carri con: $v \leq 120$ km/h, $d \geq 630$ mm, carico assiale $\leq 20,5$ t/asse	$\leq 60$ mm
Carri con: $v \leq 120$ km/h, $d \geq 630$ mm, carico assiale $> 20,5$ t/asse	$\leq 30$ mm
Carri con: $v \leq 120$ km/h, $d < 630$ mm	

Nel modello Simpack la sfaccettatura è stata introdotta inserendo un valore di *radius deviation*, cioè la differenza tra il raggio nominale della ruota senza difetto, e il raggio effettivo misurato in una ruota con sfaccettatura. La differenza tra i due raggi viene calcolata con una funzione definita a tratti e con derivata prima discontinua, perché ha un valore diverso da zero solo in una piccola area. Questa riproduzione può essere considerata esatta solo quando la sfaccettatura è comparsa da poco. Se la ruota percorre molti chilometri si assiste a un progressivo arrotondamento delle zone estreme della parte appiattita e una conseguente mitigazione

degli effetti del difetto. L'usura del cerchione va con il tempo a ridurne lo spessore; quindi, l'estensione della sfaccettatura tende a ridursi. Questo fenomeno è accelerato quando il mezzo ha il sistema di frenatura a ceppi.

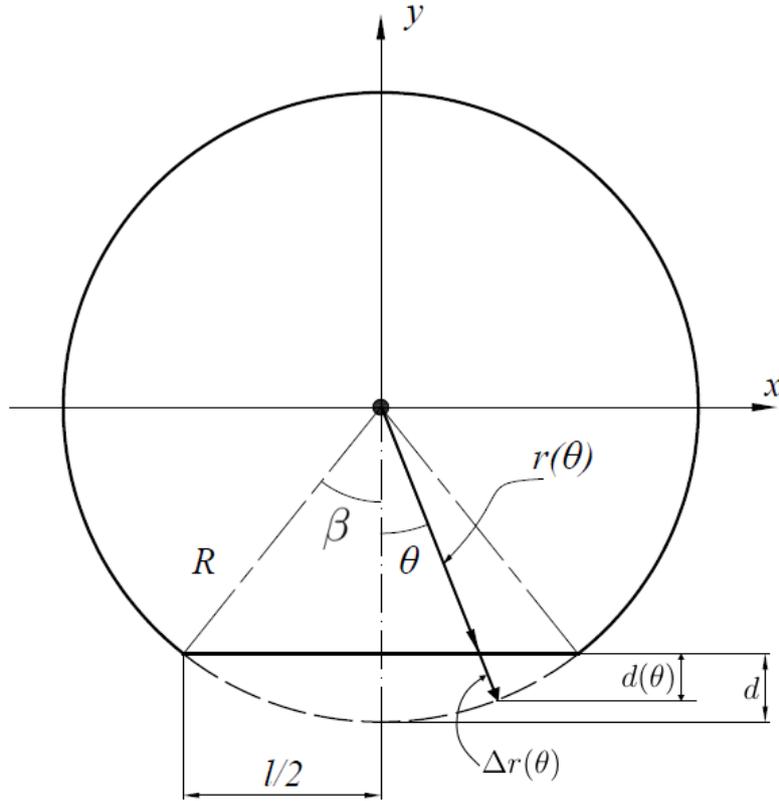


Figura 5.2: Schema di una sfaccettatura

$$\beta = \arcsin\left(\frac{l}{2R}\right) \quad (5.1)$$

$$\begin{aligned} r_{\min} &= R \cos \beta \\ &= R \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \end{aligned} \quad (5.2)$$

Le formule (5.1) e (5.2) definiscono l'angolo sotteso dalla zona di ruota danneggiata e il raggio minimo relativo. Per calcolare l'altezza del materiale asportato in direzione verticale in funzione della coordinata  $x$  (5.3) facciamo riferimento all'immagine 5.2, poi procediamo ad esprimere questa quantità in funzione dell'angolo e a trovare la sua componente radiale (5.4), che corrisponde proprio alla riduzione del raggio.

Ricordando che  $\sin \theta = \frac{x}{R}$  e che  $d(\theta) = \Delta r(\theta) \cos \theta$ :

$$\begin{aligned} d(x) &= \sqrt{R^2 - x^2} - r_{\min} \\ &= R\sqrt{1 - \left(\frac{x}{R}\right)^2} - R\sqrt{1 - \sin^2 \beta} \end{aligned} \quad (5.3)$$

$$\begin{aligned} d(\theta) &= R\sqrt{1 - \sin^2 \theta} - R\sqrt{1 - \sin^2 \beta} \\ \Delta r(\theta) &= \frac{d(\theta)}{\cos \theta} \\ &= \frac{R \left( \sqrt{1 - \sin^2 \theta} - \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \right)}{\cos \theta} \\ &= \frac{R}{\cos \theta} (\cos \theta - \cos \beta) \\ &= R \left( 1 - \frac{\cos \beta}{\cos \theta} \right) \end{aligned} \quad (5.4)$$

La funzione è definita nell'intervallo (-180/180) con la sfaccettatura centrata nell'angolo 0, poi con una traslazione il difetto è stato spostato in avanti di mezzo giro. In questo modo all'avvio della simulazione la sfaccettatura non si trova già a contatto con la rotaia evitando di incontrare errori di calcolo già ai primi step di integrazione numerica. Nell'immagine 5.3 possiamo vedere il grafico della riduzione del raggio in funzione dell'angolo espresso in gradi, quando il difetto ha una lunghezza pari a 60 mm, su una ruota con un diametro di 920 mm che corrisponde al valore più ampio permesso dalla normativa quando il carico assiale non supera le 20,5 tonnellate. Osserviamo come la funzione ci restituisce una variazione nulla per la quasi totalità della circonferenza, con l'eccezione di una zona di ampiezza limitata in cui è avvenuta un'asportazione di materiale. In figura 5.4 è riportato il dettaglio della zona in cui è presente il difetto. Quando la sfaccettatura ha la lunghezza massima consentita l'altezza del materiale asportato è di circa 1 mm.

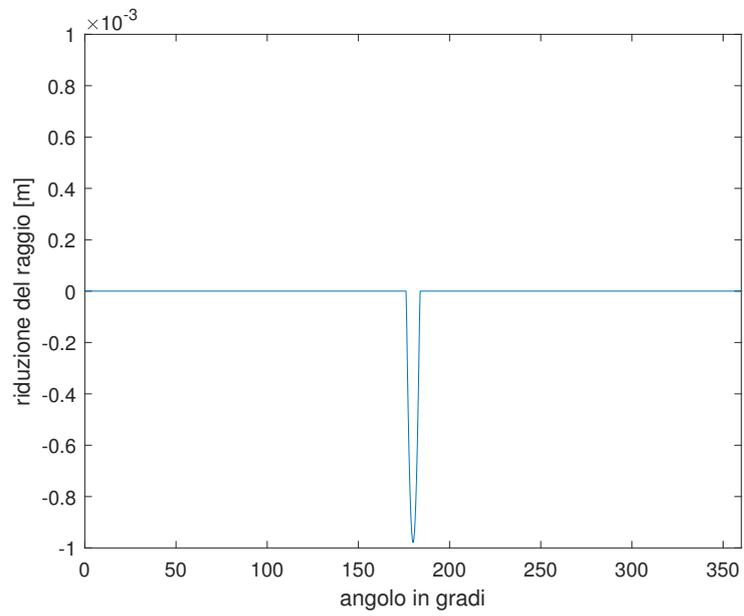


Figura 5.3: Riduzione del raggio in funzione dell'angolo

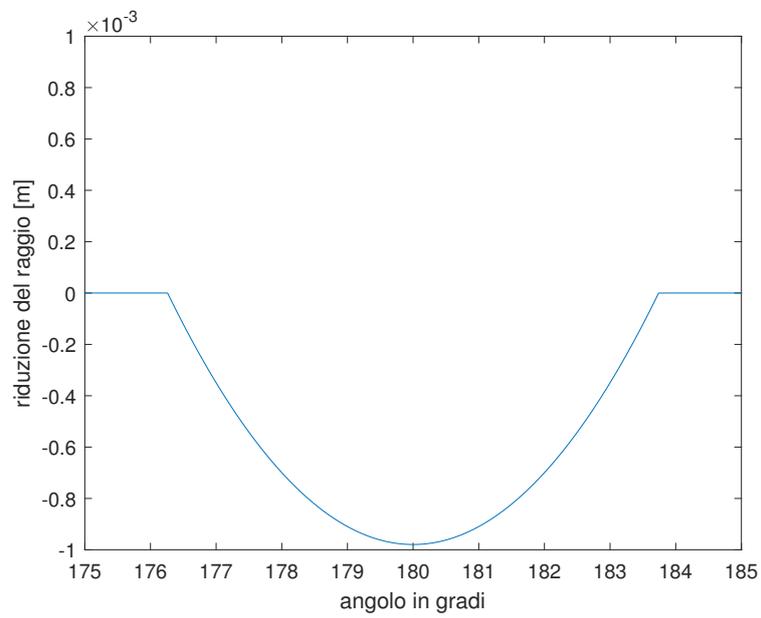


Figura 5.4: Dettaglio della funzione



## Capitolo 6

# Risultati della simulazione

La simulazione calcola gli stati di ogni elemento in ciascun passo compiuto dall'integratore, sulla base delle forze generate dai relativi elementi. Il vantaggio dell'uso di un software di questo genere è la rapidità con cui si possono variare le condizioni di simulazione: quasi ogni elemento è un parametro da variare liberamente per verificare l'influenza sul comportamento, oppure per cercare il valore di ottimo per limitare la trasmissione delle forze impulsive. Le grandezze che più ci interessa conoscere sono le seguenti:

1. accelerazione verticale dell'asse;
2. forza di compressione delle molle della sospensione;
3. forza d'attrito dello smorzatore;
4. velocità relativa tra asse e carrello.

Per comprendere cosa osserviamo nei vari grafici facciamo un esempio con una situazione tipica di un carro: la manovra a vuoto. Questo movimento può avvenire alla velocità massima di 30 km/h su ogni binario di circolazione e di stazionamento. Osserviamo in primo luogo ciò che accade quando non è presente alcun difetto sul profilo delle ruote, che quando sono nuove hanno un diametro di 920 mm. La simulazione ha una durata di 15 secondi, ma per apprezzare meglio i risultati non andremo a considerare i primi 5 secondi. A causa delle condizioni iniziali del modello la sospensione non è già compressa per contrastare il peso del carro, quindi all'avvio della simulazione si assiste a un'oscillazione, che si riduce grazie allo smorzamento fino a raggiungere le condizioni stazionarie.

Nella figura 6.1 osserviamo l'accelerazione verticale di tre elementi: un'asse, il carrello di cui fa parte, e il carro. Più nello specifico l'accelerazione è quella del BRG di ogni elemento, che sia per l'asse che per il carro corrisponde al centro di massa. Nonostante il grafico possa sembrare privo di informazioni rilevanti veniamo a conoscenza dell'ampiezza dell'accelerazione dovuta alle irregolarità del binario.

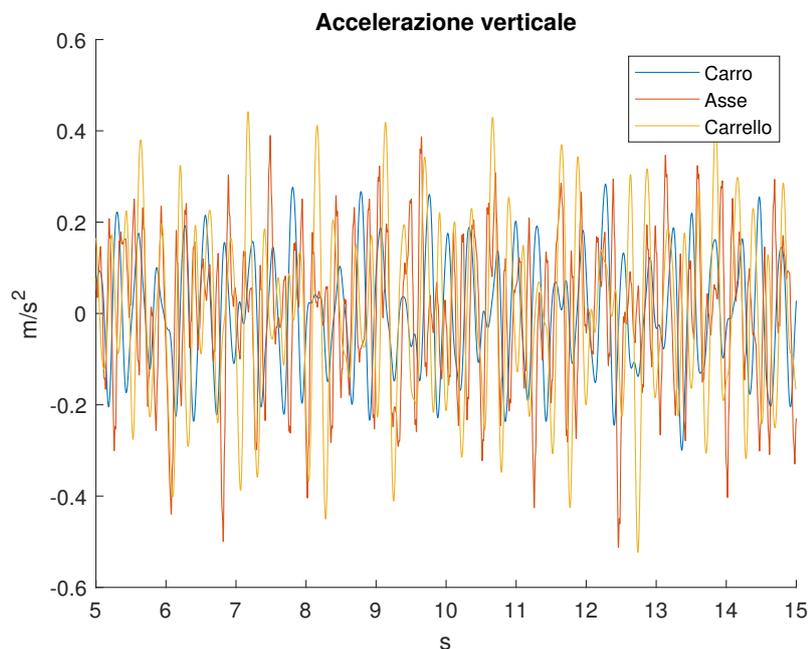


Figura 6.1: Accelerazione verticale di un asse, di un carrello e del carro

Se eventuali difetti presenti sulla ruota provocano accelerazioni simili allora non si nota nessuna differenza. Dunque l'ampiezza del rumore (accelerazione in assenza di difetti) è la soglia che discrimina quanto grande deve essere un difetto per essere riconosciuto dal segnale registrato da un accelerometro.

Possiamo quindi affermare che gli assi del carro scarico subiscono accelerazioni con picchi in valore assoluto inferiori ai  $0,5 \text{ m/s}^2$ . A causa della sospensione queste piccole accelerazioni vengono trasmesse anche alla massa sospesa con la stessa ampiezza.

Dall'analisi delle forze relative alla sospensione di un asse (figura 6.2) si apprezza il funzionamento della bilinearità di questa: quando il carro è scarico le molle interne non vengono caricate e il peso del veicolo viene distribuito in totale sulle sedici molle esterne. La forza media corrisponde a circa  $10 \text{ kN}$ , esattamente  $1/16$  del peso della massa sospesa (telaio dei carrelli e del carro), pari a  $16140 \text{ kg}$ .

In figura 6.3 osserviamo la forza d'attrito che si oppone al moto verticale della sala: ha lo stesso andamento della velocità relativa tra questa e il telaio del carrello. Come già illustrato in fase di costruzione del modello, il sistema Lenoir-Link permette di ottenere una forza che non è proporzionale alla velocità del modello ma a una frazione della forza che comprime la sospensione, quindi alla massa sospesa che oscilla. Ovviamente ad ogni cambio di segno della velocità corrisponde un cambio di segno della forza d'attrito, ma l'ampiezza di quest'ultima dipende dalla compressione delle molle esterne. A causa della bassa velocità ci troviamo nella zona

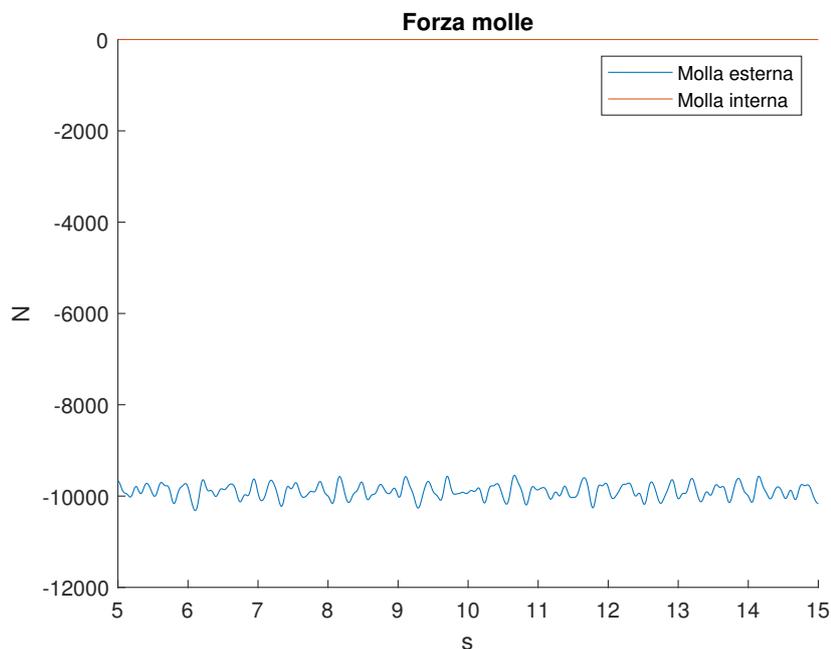
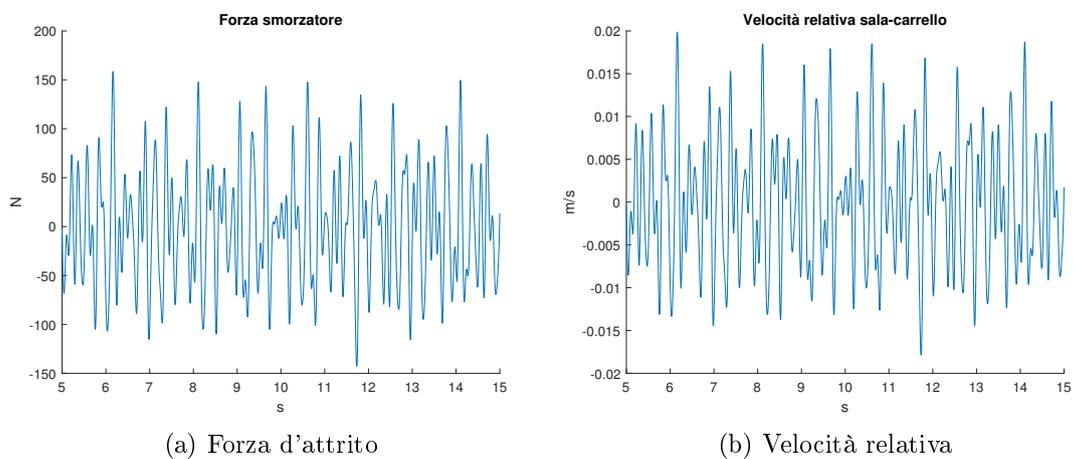


Figura 6.2: Forze esercitate dalla sospensione primaria



(a) Forza d'attrito

(b) Velocità relativa

Figura 6.3: Dettaglio dello smorzamento Lenoir-Link

lineare della funzione che descrive lo smorzamento, ma ai fini della simulazione non è un problema perché la forza d'attrito risultante è comunque molto bassa rispetto alle altre forze che agiscono sull'asse (inferiore al 2 %).

## 6.1 Dimensione del difetto

Come primo parametro da variare scegliamo la lunghezza della sfaccettatura, perché è l'oggetto di questo studio. Si indaga l'effetto generato analizzando anche le differenze che si misurano sugli altri assi del carro, per verificare la propagazione delle forze attraverso telai e sospensioni.

Per cominciare scegliamo una sfaccettatura lunga 60 mm, la più lunga per cui viene consentita al carro la circolazione fino alla prima occasione utile per effettuare la manutenzione, e manteniamo costanti tutti gli altri parametri. Siamo così in grado di valutare le conseguenze della presenza del difetto più facilmente, perché saranno identificabili con maggiore immediatezza. Poi proseguiamo riducendo la dimensione della sfaccettatura fino a raggiungere la lunghezza minima per cui si riesce a riscontrarne la presenza. Come osserviamo in figura 6.4 una sfaccettatura lunga

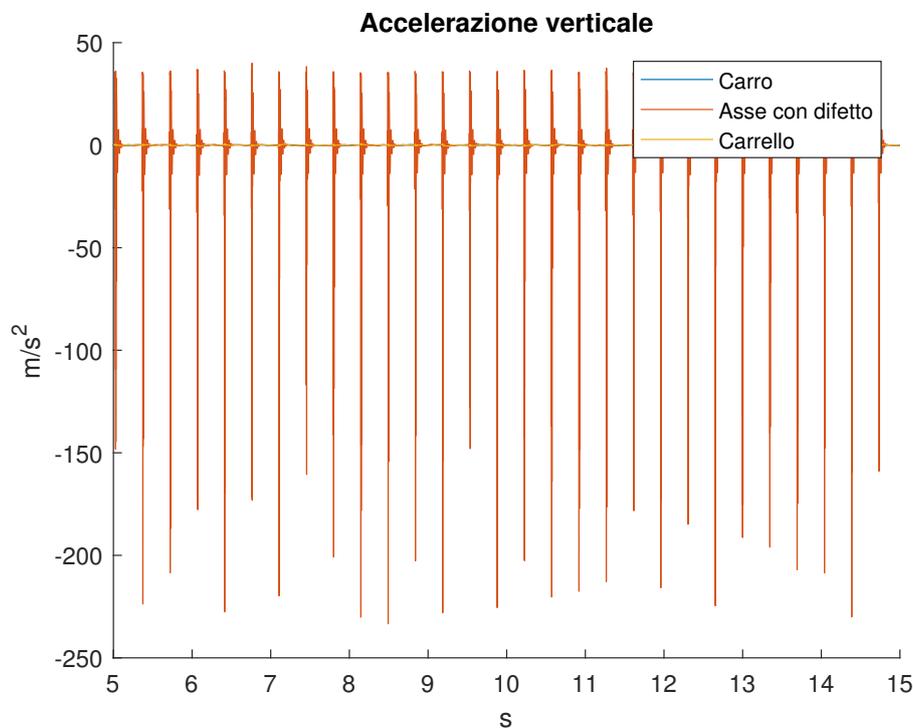


Figura 6.4: Accelerazione verticale, 30 km/h,  $l=60$  mm

60 mm provoca delle grandi accelerazioni, in particolare quelle negative. Osservando la disposizione della terna di riferimento, riconosciamo che il verso positivo delle accelerazioni verticali è rivolto in basso. Per questa ragione ogni picco negativo nel grafico delle accelerazioni è la conseguenza di un urto che avviene tra la ruota e la rotaia quando ad ogni rotazione dell'asse questo cade sul binario. Con un'analisi più attenta del fenomeno, limitandoci ad un intervallo di tempo ristretto, vediamo come ci sia inizialmente un'accelerazione verso il basso a causa del moto di caduta

della sala, poi avviene l'urto che risulta in un picco negativo, e successivamente la sala rimbalza fino a raggiungere nuovamente una posizione di equilibrio. Il modo in cui avviene il rimbalzo dipende dalla rigidità della ruota e del binario, che è simulata grazie all'inserimento dei corpi *ballast* all'interno del modello. Una parte della quantità di moto viene ceduta alla massicciata, che quindi è responsabile della velocità che possiede la sala dopo l'urto.

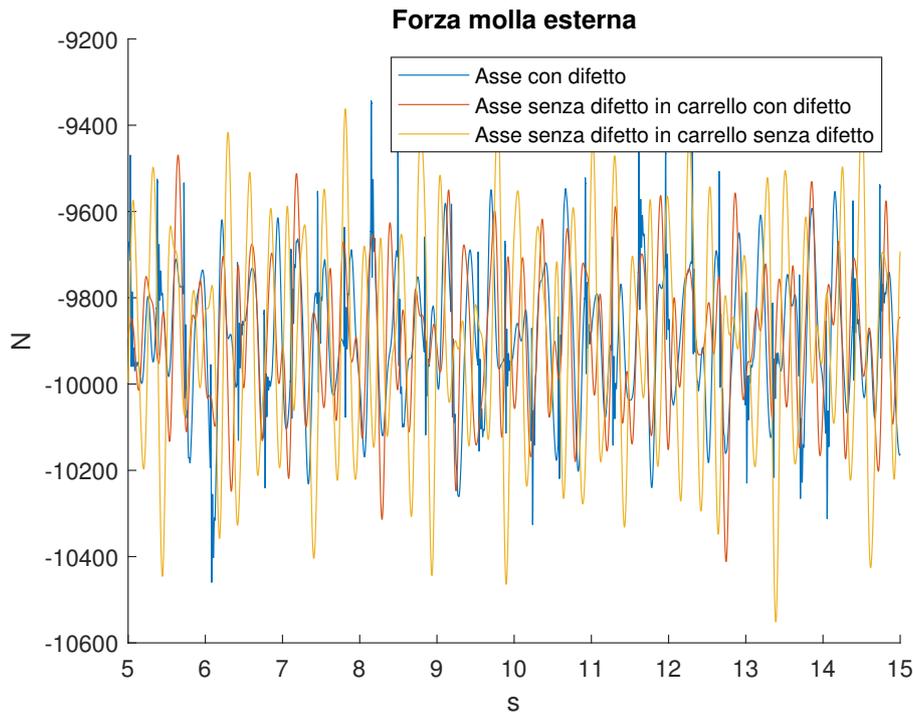


Figura 6.5: Effetto sulla sospensione primaria

La forza di compressione della molla esterna, come osserviamo in figura 6.5, non presenta picchi in corrispondenza degli urti. Questa assenza di picchi è un indice del comportamento della sospensione: le variazioni di altezza dell'asse sono contenute e quindi la deformazione della molla non causa grandi cambiamenti nella forza. Dal confronto tra le sospensioni dei vari assi possiamo vedere che l'ampiezza delle oscillazioni è di circa 1000 N, sia in assenza di difetto che in presenza.

Come per il caso precedente le molle interne della sospensione rimangono scariche e non intervengono per sostenere il carico.

Nella figura 6.7 osserviamo le accelerazioni orizzontali degli elementi coinvolti: anche queste ci indicano la presenza di sfaccettature sulla ruota. Ogni volta che la parte appiattita del profilo tocca la rotaia la forza di contatto non è più allineata all'asse di rotazione, ma viene distribuita su tutta l'area del difetto. In queste condizioni l'assile continua la rotazione a causa del suo momento di inerzia, ma il suo moto orizzontale subisce comunque un rallentamento che viene contrastato

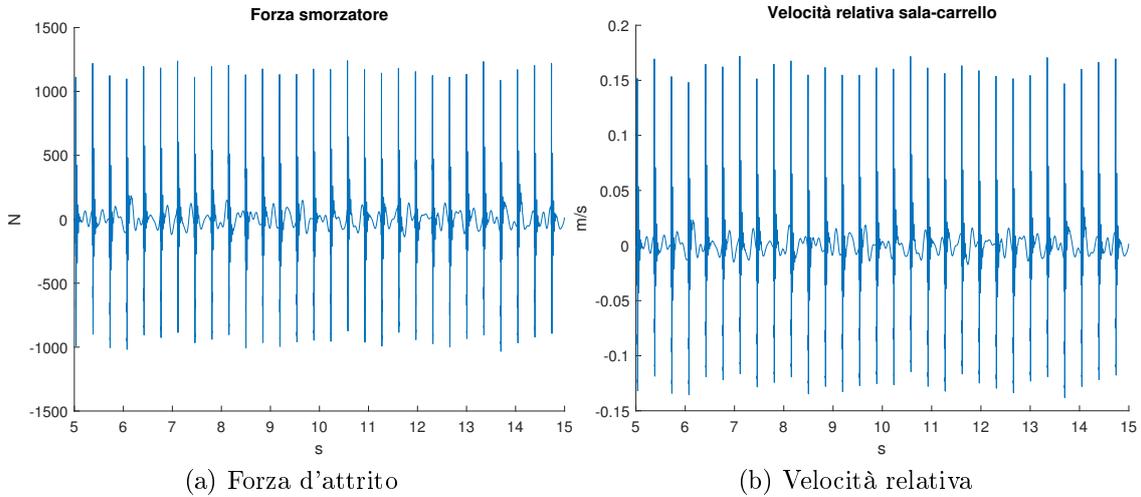


Figura 6.6: Dettaglio dello smorzamento Lenoir-Link con difetto  $l=60$  mm

dall'inerzia del resto del veicolo. Nonostante l'accelerazione in direzione longitudinale sia di un ordine di grandezza inferiore rispetto a quella verticale è ancora maggiore della soglia del rumore presente in viaggio a una velocità costante, ed è rilevabile dagli accelerometri. La forza longitudinale viene trasmessa al telaio del carrello attraverso il parasale, che ha una rigidità molto elevata ( $100$  MN/m), per cui un accelerometro montato sul telaio del carrello misura un'accelerazione pari a  $1/10$  di quella misurata da uno montato nella boccola. A sua volta il carrello trasmette una forza sia alla sala senza difetto, sia al carro, quindi, a meno di altri fenomeni che possono interessare il moto longitudinale (frenatura, ganci di trazione non adeguatamente serrati,...) è possibile intuire la presenza di un difetto di questo genere quando il periodo del segnale corrisponde alla velocità di marcia.

In figura 6.8 osserviamo come le accelerazioni cambiano con la riduzione della lunghezza della sfaccettatura. Si assiste principalmente a un decremento dei picchi negativi, dato che l'urto tra ruota e rotaia avviene con una velocità inferiore, e sotto i  $10$  mm c'è anche una riduzione dei picchi positivi. Quando la dimensione del difetto è sufficientemente piccola la ruota non rimbalza e non abbandona mai il contatto con il profilo della rotaia, e ne risultano dei picchi simmetrici dovuti al semplice moto di rotolamento di un corpo non circolare.

Quando le dimensioni sono molto ridotte (circa  $2$  mm) si registrano variazioni di accelerazione quasi indistinguibili da quelle dovute all'irregolarità verticale del tracciato

In figura 6.9 Abbiamo un'ulteriore conferma della assenza del distacco osservando la forza di contatto verticale. Se durante la marcia questa quantità raggiunge un valore nullo allora significa che non ci sono aree di contatto attraverso le quali avviene lo scambio di forze, e la rotaia non svolge la sua funzione di guida. Se nel

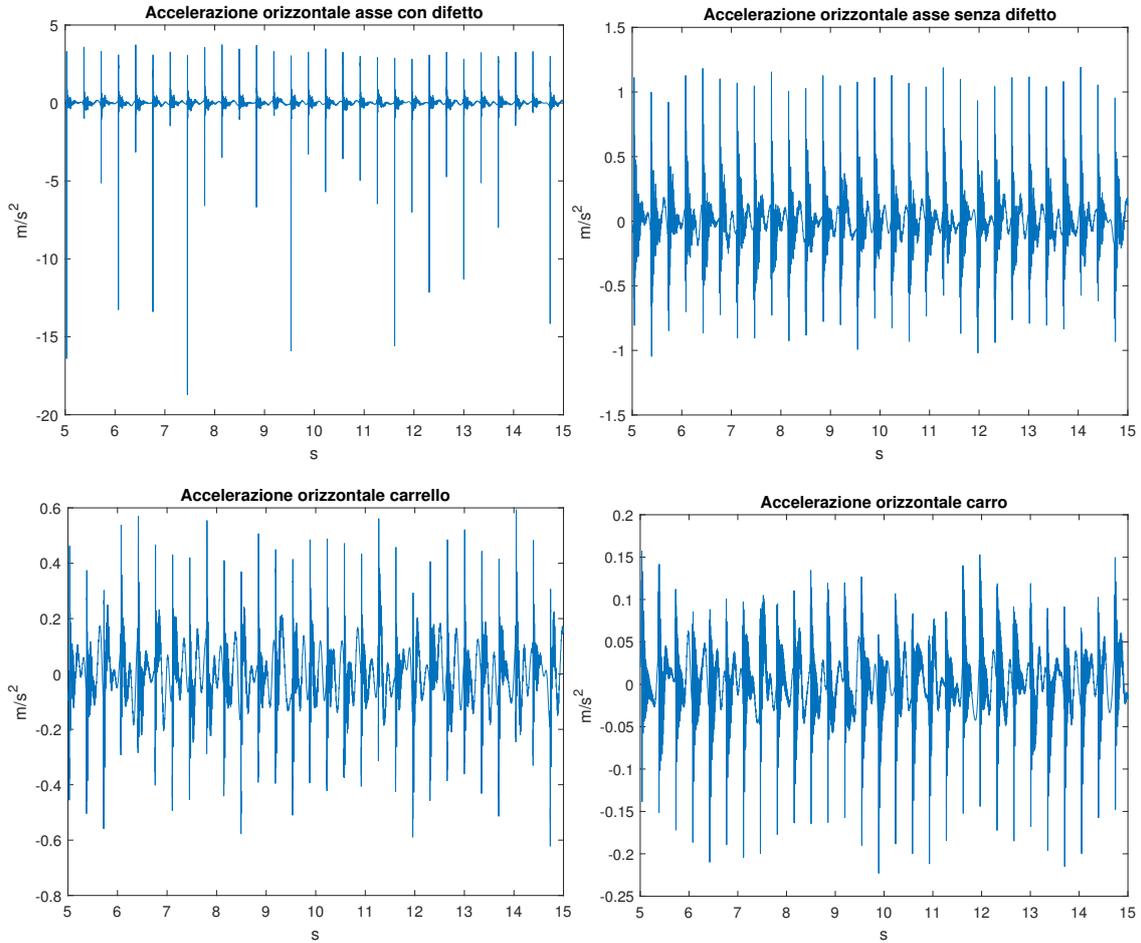


Figura 6.7: Accelerazioni orizzontali

suo moto verticale la sala si solleva più dell'altezza del bordino c'è il rischio che avvenga uno svio. Quando la velocità non supera i 30 km/h l'escursione dell'asse dovuta alla presenza del difetto è molto limitata, addirittura inferiore a quella causata dall'irregolarità del binario.

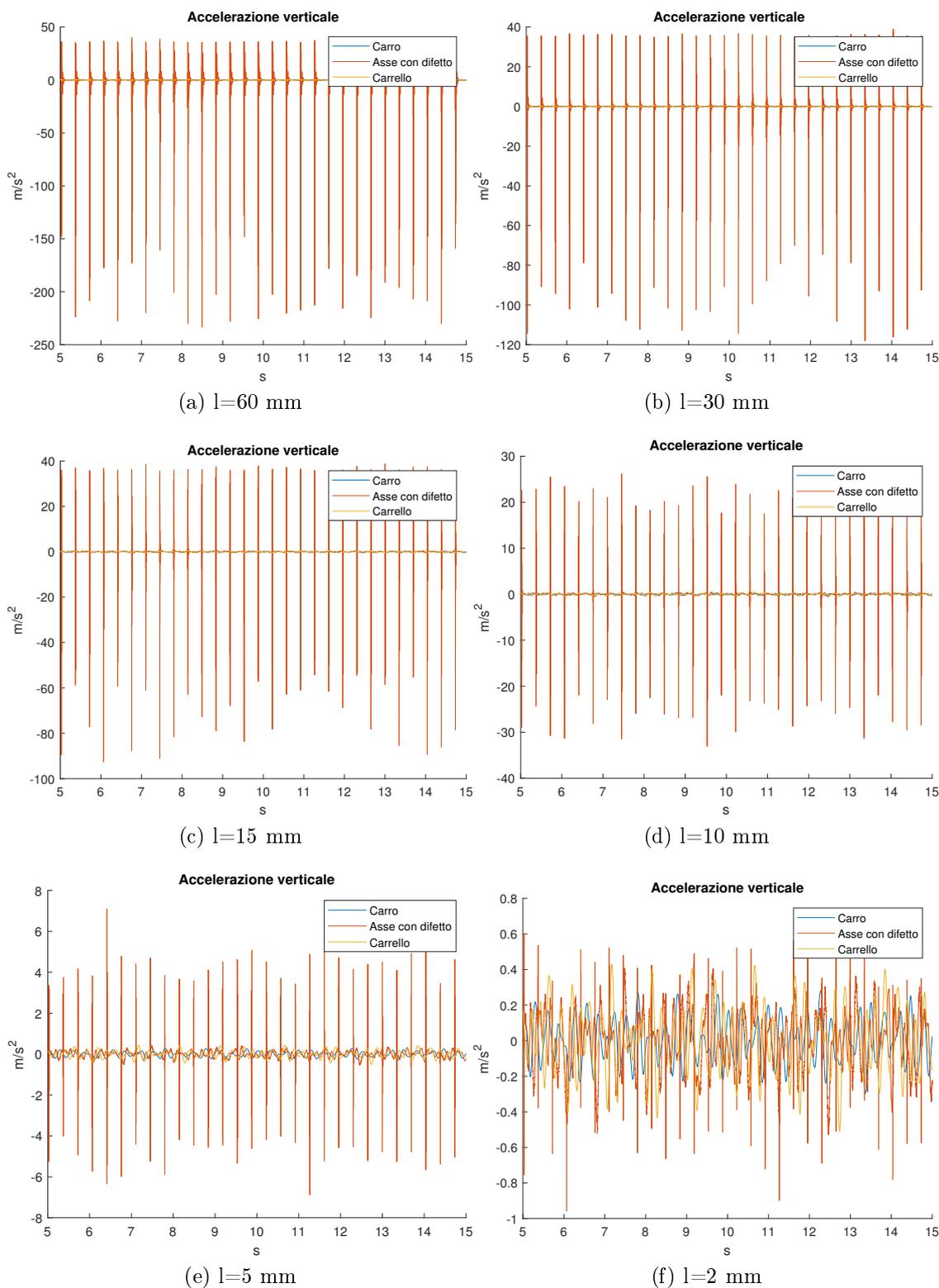


Figura 6.8: Accelerazioni verticali al variare della lunghezza del difetto  $l$

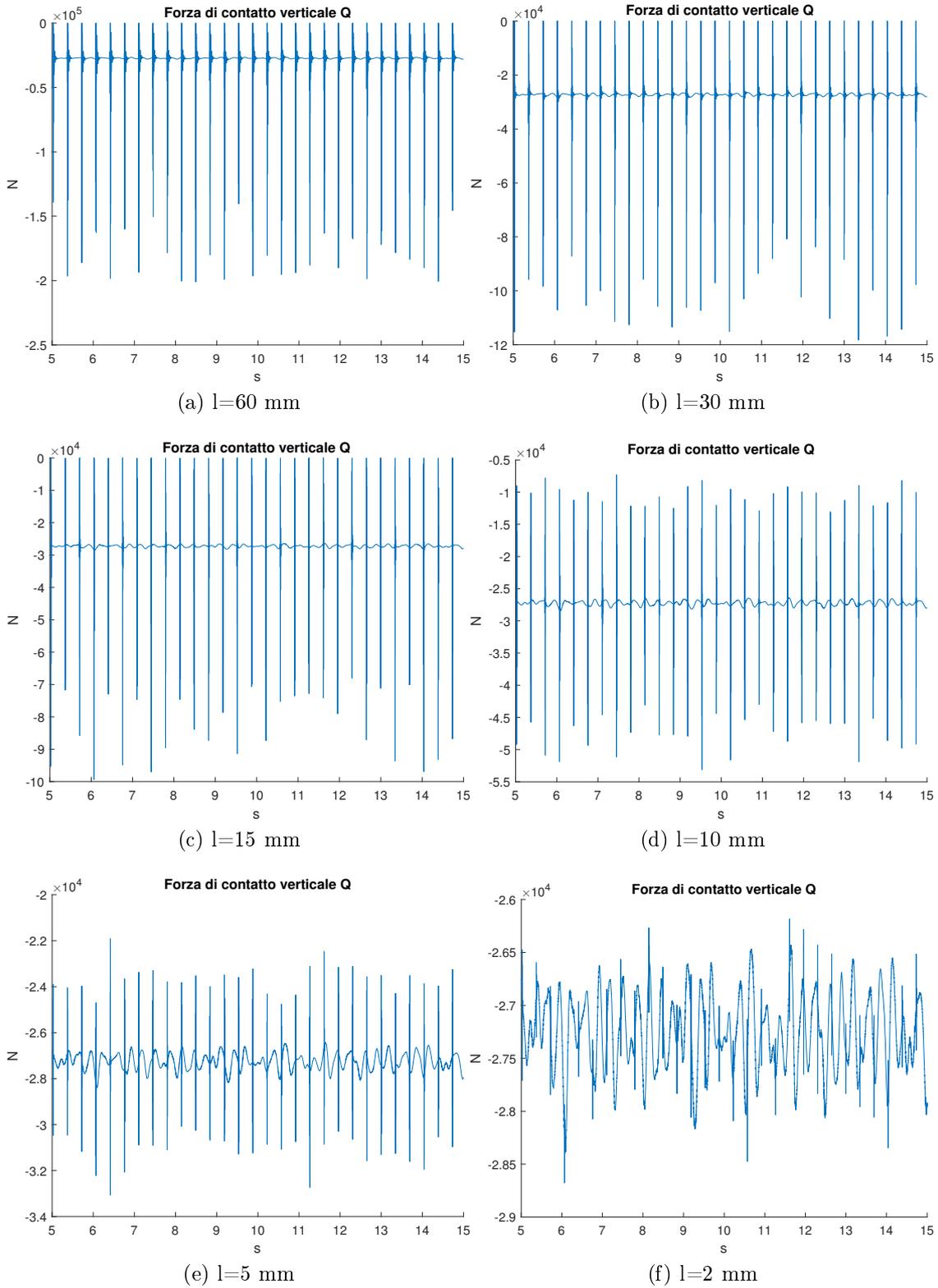


Figura 6.9: Forza di contatto verticale  $Q$  - Variazione con la lunghezza del difetto

## 6.2 Velocità del carro

Adesso che conosciamo le conseguenze della presenza di un difetto sulla dinamica del carro proviamo a incrementarne la velocità, partendo dai 2 km/h fino a raggiungere la velocità massima tipica dei treni merci: 100 km/h.

Osservando i grafici ottenuti variando la velocità di marcia si nota che avviene un incremento dell'accelerazione negativa, cioè quella che si ha dopo l'urto della ruota contro la rotaia, ma la crescita si arresta quando raggiunge un valore limite pari a circa  $1000 \text{ m/s}^2$ . I picchi perdono anche la loro regolarità, perché ogni urto avviene in condizioni differenti. Il moto di rimbalzo della sala non si esaurisce in una rotazione della stessa, quindi può accadere che quando la sfaccettatura si presenti al binario non ci sia contatto tra le parti, oppure che questo avvenga con una forza ridotta.

Quando la velocità è molto ridotta le accelerazioni sono quasi trascurabili, e nel grafico si osserva uno smorzamento di tipo viscoso, a causa della linearità della funzione del calcolo dello smorzamento ad attrito.

6.2 – Velocità del carro

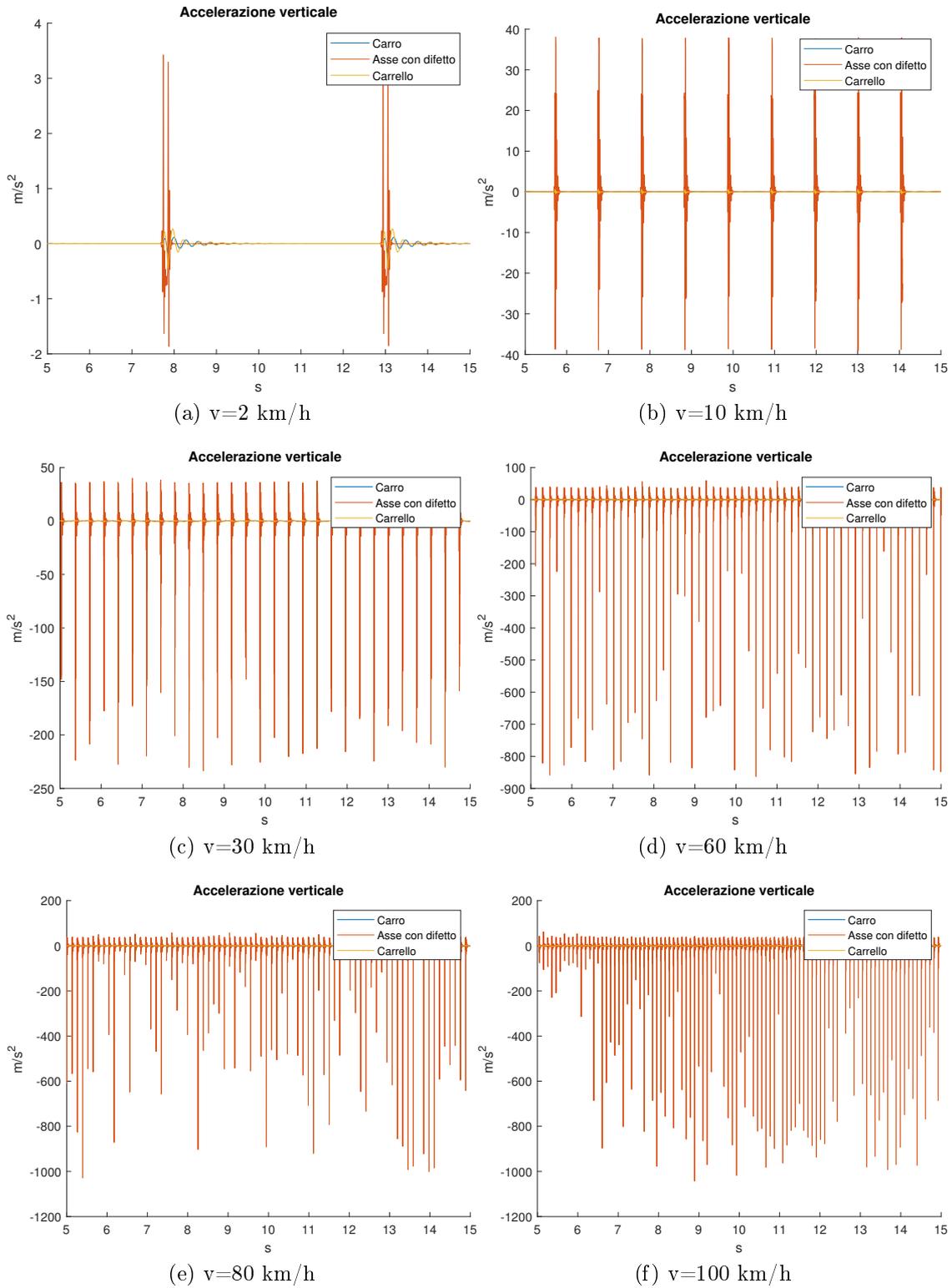


Figura 6.10: Accelerazioni verticali al variare della velocità

### 6.3 Livello del carico

Il terzo parametro che possiamo variare è proprio la massa del carro. Questo valore va a modificare di molto ciò che si può evincere dai grafici, soprattutto quelli che mostrano le forze della sospensione primaria. Anche in assenza di difetti sulle ruote le sospensioni sono molto più sollecitate, sia quelle esterne di tara che quelle interne di carico.

In figura 6.11 la forza di compressione ci suggerisce che la situazione evolve in modo abbastanza complesso. All'aumentare del carico è necessaria una forza maggiore per sostenere il peso, e di conseguenza anche la deformazione degli elementi elastici cresce. Entrano quindi in funzione le molle interne della sospensione, che lavorano in parallelo a quelle esterne. Dato che sono più rigide (800 kN/m rispetto ai 500 kN/m di quelle esterne) la loro forza aumenta rapidamente, fino a raggiungere quasi quella delle molle esterne quando il carro trasporta il suo carico massimo consentito. Osservando questo grafico inoltre possiamo notare che l'oscillazione iniziale non si esaurisce entro i primi cinque secondi, ma prosegue per un tempo maggiore. Si verifica questo fenomeno perché a pieno carico la posizione di equilibrio è più bassa rispetto a quando il carro è vuoto, quindi la prima oscillazione ha un'ampiezza maggiore. Date le differenti condizioni iniziali si motiva il diverso tempo necessario a raggiungere lo stato di equilibrio.

Per comprendere l'effetto che il carico ha sul comportamento in presenza di sfaccettatura si compie sempre un'analisi dell'accelerazione verticale (figura 6.12), come abbiamo fatto concentrandoci sulle variazioni degli altri parametri. Incrementando il carico si ha un effetto inaspettato: i picchi positivi, cioè quelli che si registrano dopo un urto mentre la sala ricade sul binario, aumentano la loro altezza. In realtà il fenomeno è semplice da spiegare, e la risposta risiede nelle forze che spingono l'asse verso il basso. In assenza di contatto la forza di gravità e la forza di compressione sono le uniche che agiscono sulla sala, quindi l'accelerazione dipende esclusivamente da questi due valori e dalla massa del corpo in movimento. Quando il carro trasporta molta merce aumenta la forza di compressione, quindi anche l'accelerazione. Superando 60 tonnellate l'altezza dei picchi positivi raggiunge quella dei picchi negativi, quindi la forza premente è sufficiente a impedire che l'asse si distacchi dal binario.

Complessivamente si assiste a una riduzione della frequenza di risonanza per il primo modo di vibrare (verticale del carro), ma dato che la forza media di compressione della sospensione primaria è cresciuta, aumenta anche la forza d'attrito dello smorzatore.

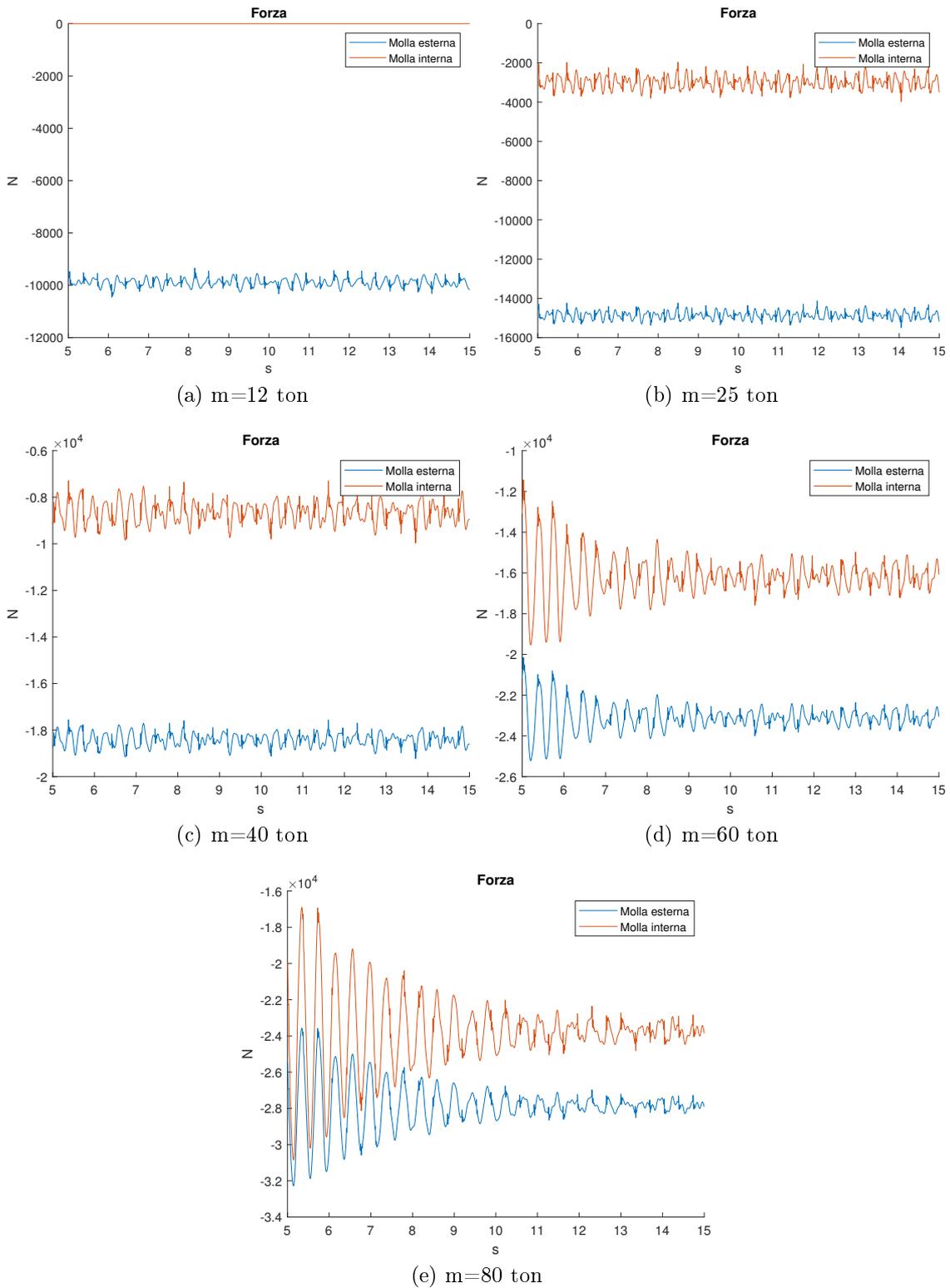


Figura 6.11: Forza di compressione della sospensione primaria

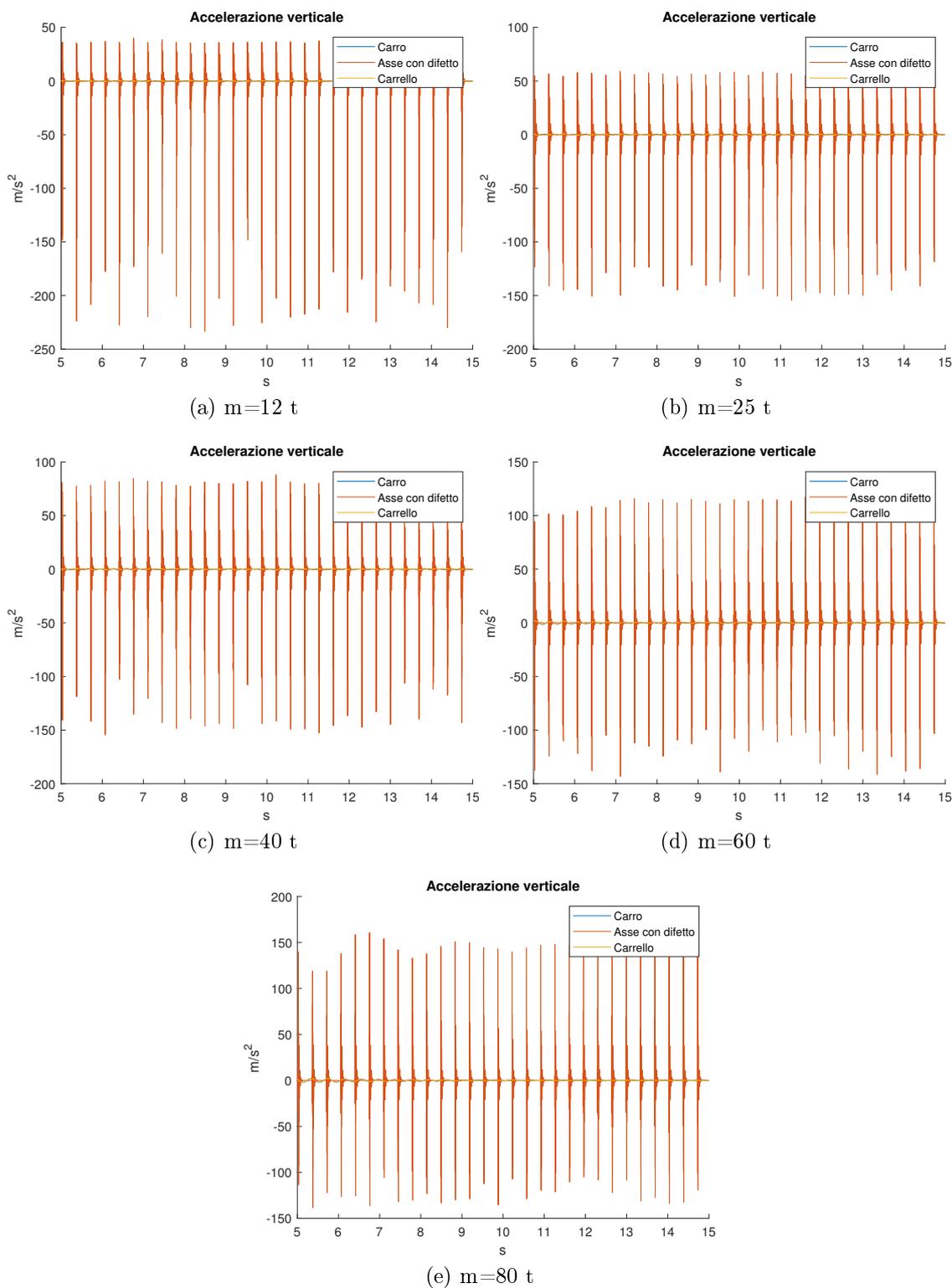


Figura 6.12: Accelerazioni verticali al variare del carico

## 6.4 Confronti

Vediamo ora cosa succede ai valori medi, massimi e minimi delle accelerazioni quando si incontrano diverse situazioni. Studiamo questi valori perché sono quelli più semplici da raccogliere e valutare attraverso l'uso di accelerometri.

Abbiamo già evidenziato come una sfaccettatura di maggiori dimensioni introduca una discontinuità nel profilo della ruota responsabile del successivo urto contro la rotaia. Siccome l'indice dell'entità dell'urto è l'accelerazione verso l'alto ( $z$  negativa) noi riconosciamo una crescita dell'accelerazione minima (in valore assoluto) in funzione della lunghezza con uno sviluppo lineare, la cui pendenza dipende dalla velocità se questa è inferiore a 60 km/h. Oltre questa soglia la velocità ha un effetto trascurabile sull'accelerazione minima (figure 6.13b e 6.14b).

Le medesime considerazioni si effettuano visualizzando il valore RMS (*Root Mean Square*) dell'accelerazione. Questo dato può essere usato per riconoscere la presenza di difetti sulla ruota perché viene poco influenzato da fenomeni che possono avvenire in modo casuale, e non periodico. Per fare un esempio, si può registrare un picco di accelerazione anche quando il veicolo supera una giunzione tra le rotaie non saldata, oppure ogni volta che una ruota attraversa il cuore di un deviativo.

L'accelerazione massima (figure 6.13a e 6.14a) in funzione della lunghezza della sfaccettatura invece non presenta una crescita lineare quando la velocità è maggiore di 30 km/h, perché dipende dalla forza con cui l'asse viene spinto verso il binario. Al di sotto di questa velocità non si presenta un distacco tra ruota e rotaia, allora anche questo valore cresce linearmente. Quando la lunghezza del difetto è ridotta ( $< 10$  mm) non si assiste alla non linearità.

Complessivamente, per ogni lunghezza del difetto, si osserva un incremento di tutti i valori presi in oggetto al crescere della velocità, a causa della maggiore energia presente nel sistema. Quando la sala montata ruota più rapidamente l'urto tra la parte anteriore del difetto, che raggiunge per ultima la rotaia, avviene con una maggiore velocità relativa, e di conseguenza l'inversione del moto verticale è più improvviso.

Il valore RMS mostra nuovamente un incremento lineare, che si può considerare come più significativo rispetto all'accelerazione minore, perché quest'ultima presenta dei picchi ad altezze differenti, come già illustrato nei grafici in figura 6.10

Infine la variazione del carico, illustrata in figura 6.15, evidenzia aspetti differenti rispetto ai casi precedenti. Nello specifico è stato studiato l'effetto della variazione su un carro che si muove a velocità costante pari a 30 km/h, con una sfaccettatura lunga 60 mm.

L'accelerazione massima aumenta linearmente, perché in tale modo cresce la forza premente sul binario. L'accelerazione minima invece decresce fino a quando si raggiunge il peso che non permette più il distacco della sala dal binario.

Il valore RMS rimane costante, perché complessivamente la variazione dei due valori precedenti si compensa.

In conclusione ricordiamo che i grafici ottenuti in queste pagine derivano da simulazioni di durata pari a dieci secondi, in cui è stata valutata la sola presenza dei difetti sulla ruota. Per questo motivo una valutazione in tempo reale su un carro andrebbe eseguita analizzando accelerazioni raccolte in diverse finestre temporali, escludendo così vari fenomeni occasionali che possono alterare le accelerazioni massima e minima raggiunte in quei frangenti di tempo.

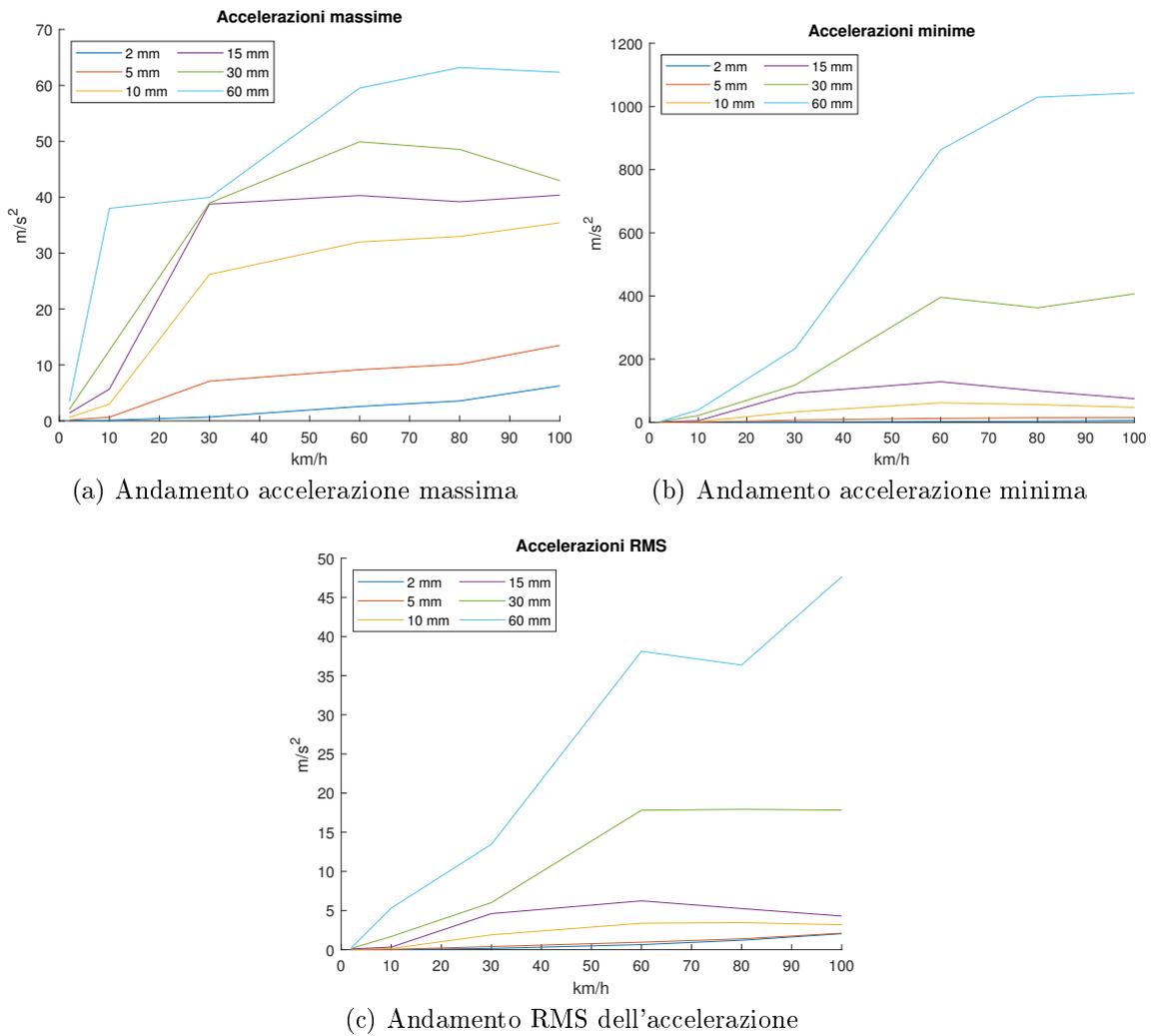


Figura 6.13: Effetti della variazione della velocità con diverse lunghezze del difetto

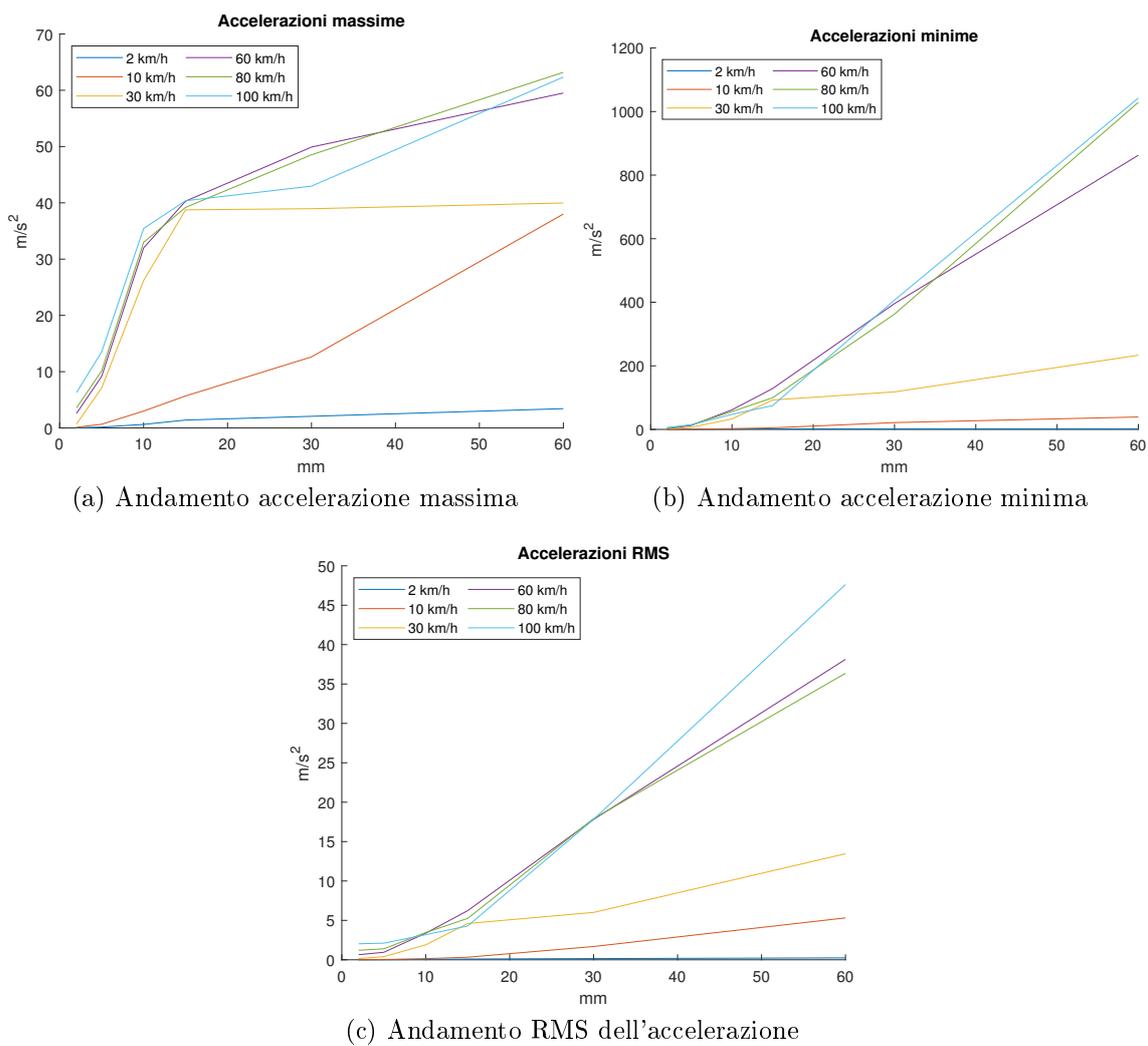
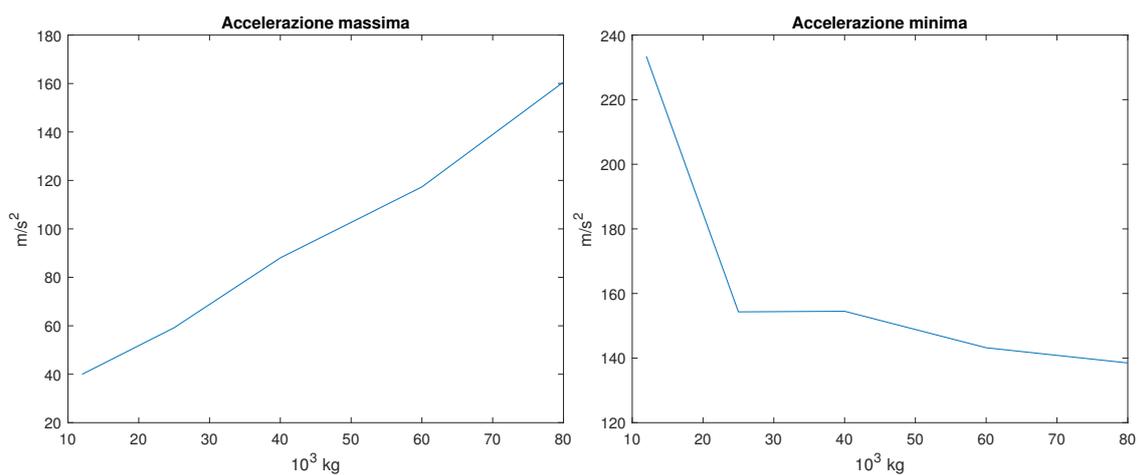
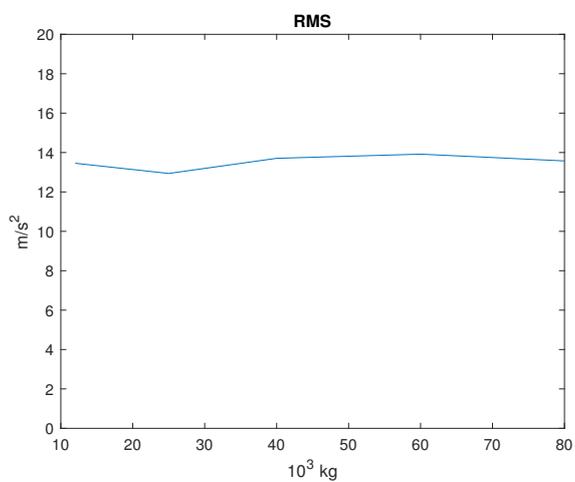


Figura 6.14: Effetti della variazione della dimensione del difetto alle diverse velocità



(a) Andamento accelerazione massima

(b) Andamento accelerazione minima



(c) Andamento RMS dell'accelerazione

Figura 6.15: Accelerazioni al variare del carico trasportato



## Capitolo 7

# Conclusione e sviluppi futuri

Lo sviluppo di questo progetto si è focalizzato sulla realizzazione di un modello adatto a rappresentare un carro e soprattutto i suoi carrelli, del tipo Y25, con particolare attenzione agli elementi che hanno un ruolo rilevante nel determinare il comportamento in presenza di difetti. Dall'analisi dei risultati si comprende come sia possibile riconoscere la presenza di sfaccettature attraverso la misura del valore efficace dell'accelerazione, senza che avvenga l'apposita visita al materiale.

Tutte le analisi sono state effettuate su un tracciato rettilineo, per cui non c'è una differenza tra accelerazioni e forze misurate a destra o a sinistra. Data una distribuzione simile delle curve in entrambe le direzioni nel corso di un viaggio è stata assunta come situazione preponderante quella di marcia in rettilineo. In futuro potrebbe essere utile indagare gli effetti di un difetto nella marcia in curva, sia a causa della diversa posizione dei punti di contatto tra ruota e rotaia nei due lati, sia per la posizione degli accelerometri, che potrebbero essere montati in corrispondenza della boccola posta nel lato interno o esterno della curva.

Inoltre potrebbe essere possibile sviluppare un algoritmo che riesca anche a valutare la dimensione del difetto sulla base della velocità misurata dai medesimi sensori, e quindi definire dei livelli di urgenza d'intervento.



# Elenco delle tabelle

4.1	Dimensioni della sala montata . . . . .	29
4.2	Dimensioni del corpo boccola . . . . .	29
4.3	Dimensioni del carrello . . . . .	32
4.4	Sospensione primaria . . . . .	32
4.5	Smorzamento ad attrito . . . . .	33
4.6	Side bearer . . . . .	33
4.7	Telaio di un carro Sggns . . . . .	35
4.8	Caratteristiche dell'armamento del tracciato . . . . .	35
4.9	Dati inerziali dei corpi . . . . .	36
5.1	Estratto dalle Norme Verifiche Tecniche Veicoli . . . . .	40

# Elenco delle figure

1.1	Un carrello moderno per l'alta velocità [1] . . . . .	2
1.2	Un impianto RTB sulla linea [3] . . . . .	3
1.3	Evoluzione del danneggiamento del cuscinetto . . . . .	5
1.4	Sistema SKF . . . . .	6
1.5	Sistema Nexxiot . . . . .	7
1.6	Sistema Pjm . . . . .	8
1.7	. . . . .	8
1.8	Sistema Siemens . . . . .	9
1.9	Sistema Bosch . . . . .	9
1.10	Generatore per boccola Schaeffler . . . . .	10
2.1	Carrello ORE per veicoli merci, con sospensione primaria a balestra	12
2.2	Diversi tipi di guida boccola . . . . .	13
2.3	Carrello F75 per veicoli passeggeri, con molle flexicoil usate per realizzare la sospensione secondaria . . . . .	15
2.4	Geometria del contatto ruota-rotaiia . . . . .	16
2.5	Posizioni del punto di contatto con lo spostamento laterale della sala	17
2.6	Area di contatto . . . . .	17
4.1	Un carro pianale articolato dotato di tre carrelli Y25 . . . . .	23
4.2	Un carrello Y25, in arancione sono evidenziati i pattini ad attrito .	24
4.3	Disegno del carrello, vista laterale . . . . .	24
4.4	Disegno del carrello, vista superiore . . . . .	25
4.5	Dettaglio della sospensione primaria . . . . .	26
4.6	Schema della sospensione primaria . . . . .	26
4.7	Schema di funzionamento sistema Lenoir-Link . . . . .	27
4.8	Versione alleggerita e con freni a disco . . . . .	27
4.9	Il modello dell'Y25 . . . . .	28
4.10	Sala montata . . . . .	28
4.11	Carrello, vista superiore . . . . .	31
4.12	Carrello, vista laterale . . . . .	31
4.13	Carro, vista laterale . . . . .	34

4.14	Carro, dettaglio vista laterale . . . . .	34
4.15	Schema 2D del carrello . . . . .	36
4.16	Schema 2D del carro . . . . .	37
5.1	Sfaccettatura [18] . . . . .	39
5.2	Schema di una sfaccettatura . . . . .	41
5.3	Riduzione del raggio in funzione dell'angolo . . . . .	43
5.4	Dettaglio della funzione . . . . .	43
6.1	Accelerazione verticale di un asse, di un carrello e del carro . . . . .	46
6.2	Forze esercitate dalla sospensione primaria . . . . .	47
6.3	Dettaglio dello smorzamento Lenoir-Link . . . . .	47
6.4	Accelerazione verticale, 30 km/h, l=60 mm . . . . .	48
6.5	Effetto sulla sospensione primaria . . . . .	49
6.6	Dettaglio dello smorzamento Lenoir-Link con difetto l=60 mm . . . . .	50
6.7	Accelerazioni orizzontali . . . . .	51
6.8	Accelerazioni verticali al variare della lunghezza del difetto l . . . . .	52
6.9	Forza di contatto verticale - Variazione con la lunghezza del difetto . . . . .	53
6.10	Accelerazioni verticali al variare della velocità . . . . .	55
6.11	Forza di compressione della sospensione primaria . . . . .	57
6.12	Accelerazioni verticali al variare del carico . . . . .	58
6.13	Effetti della variazione della velocità con diverse lunghezze del difetto . . . . .	61
6.14	Effetti della variazione della dimensione del difetto alle diverse velocità . . . . .	62
6.15	Accelerazioni al variare del carico trasportato . . . . .	63

# Bibliografia

- [1] Italo - Nuovo Trasporto Viaggiatori, cur. *Italo EVO*. 2017. URL: [https://italospa.italotreno.it/static/upload/leo/leo\\_1881.jpg](https://italospa.italotreno.it/static/upload/leo/leo_1881.jpg).
- [2] Rete Ferroviaria Italiana, cur. *Il Sistema RTB/RTF*. 2019. URL: <https://www.rfi.it/it/Sicurezza-e-tecnologie/tecnologie/ccs/tecnologie-di-terra/il-sistema-rtb-rtf.html>.
- [3] Ducati Energia, cur. *RTB*. 2022. URL: <https://www.ducatienergia.com/media/products/140613-1751-rtb-breve-descrizione-ita.pdf>.
- [4] Alfonso Fernandez. *Deterioration Stages*. 2022. URL: <https://power-mi.com/content/deterioration-stages>.
- [5] SKF, cur. *Reliable condition monitoring with SKF Insight Rail*. 2021. URL: [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196809b4f14-18760-EN--Insight-rail-brochure\\_tcm\\_12-583061.pdf#cid-583061](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196809b4f14-18760-EN--Insight-rail-brochure_tcm_12-583061.pdf#cid-583061).
- [6] Nexxiot, cur. *An Innovative Load Monitoring Solution Loadtracker*. 2022. URL: <https://nexxiot.com/loadtracker/>.
- [7] PJM, cur. *Waggontracker*. 2019. URL: <https://pjm.co.at/en/waggontracker/>.
- [8] Levelsystem, cur. *AxleRing*. 2022. URL: [https://www.level.systems/wp-content/uploads/2022/06/AxleRing\\_EN\\_22.pdf](https://www.level.systems/wp-content/uploads/2022/06/AxleRing_EN_22.pdf).
- [9] Siemens Mobility GmbH, cur. *Controlguide CTmobile*. 2018. URL: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:0333328f-768e-4b39-b83e-f4a16650d74f/rz-sie-controlguidectmobile-broschuere-eng.pdf>.
- [10] Schaeffler Italia S.r.l., cur. *Generatore per boccole ferroviarie*. 2022. URL: <https://www.schaeffler.it/it/prodotti-e-soluzioni/industrial/soluzioni-di-settore/veicoli-su-rotaiameccatronica/>.
- [11] Perpetuum Ltd, cur. *Perpetuum Brochure*. 2018. URL: [https://eurailclusters.com/wp-content/uploads/2018/09/PR\\_Perpetuum-Brochure-201862.pdf](https://eurailclusters.com/wp-content/uploads/2018/09/PR_Perpetuum-Brochure-201862.pdf).
- [12] Nicola Bosso. *Progettazione di veicoli ferroviari, metropolitani e ad alta velocità*. 2020.
- [13] Nicola Bosso. *Applicazioni di sistemi multibody*. 2022.

- [14] Ahmed A. Shabana. *Dynamics of multibody systems*. A cura di Cambridge. 2013.
- [15] Nicola Bosso, Antonio Gugliotta e Nicolò Zampieri. «Wheel flat detection algorithm for onboard diagnostic». In: *Measurement* 123 (2018), pp. 193–202. ISSN: 0263-2241. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.03.072>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263224118302574>.
- [16] N. Bosso, A. Gugliotta e A. Soma. «Multibody simulation of a freight bogie with friction dampers». In: *ASME/IEEE Joint Railroad Conference*. 2002, pp. 47–56. DOI: 10.1109/RRCON.2002.1000092.
- [17] Greenbrier Europe, cur. *Product catalog*. 2018. URL: [https://www.greenbrier-europe.com/fileadmin/user\\_upload/Produkte/2018\\_ENG\\_GBRX\\_Internet.pdf](https://www.greenbrier-europe.com/fileadmin/user_upload/Produkte/2018_ENG_GBRX_Internet.pdf).
- [18] Bobo11. *Flat spot*. 2007. URL: [https://en.wikipedia.org/wiki/Flat\\_spot](https://en.wikipedia.org/wiki/Flat_spot).
- [19] Rete Ferroviaria Italiana, cur. *Norme per la verifica tecnica dei veicoli - Parte II: Istruzioni per la verifica dei veicoli*. 2006.