

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

**Calcolo dell'usura di ruote ferroviarie:
simulazione mediante codice multibody**



Relatori

Prof. Antonio Gugliotta

Prof. Nicola Bosso

Ing. Nicolò Zampieri

Tutor aziendale

Pierangelo Farina

Candidato

Fiorello Valerio Toneatto

Marzo 2019

Alla mia famiglia

Ai miei amici

Abstract

La previsione dell'usura di ruota e rotaia è un problema cruciale nel campo ferroviario poiché influisce sulla stabilità di marcia del veicolo, quindi sulla sicurezza e sul comfort, e sui costi di manutenzione. Questi ultimi possono essere ridotti grazie ad una buona pianificazione degli interventi di manutenzione sulle ruote (ritornitura). Tra gli strumenti offerti dagli attuali software di simulazione multi-body, tra cui il codice commerciale SIMPACK, vi sono modelli per il calcolo del contatto ruota – rotaia e per il calcolo dell'usura. Il software SIMPACK è dotato, tra gli altri, del modello di contatto FASTSIM e di un modulo per il calcolo dell'usura di ruote e rotaia in cui sono implementate le leggi di usura di Krause/Poll ed Archard.

In questo lavoro vengono simulate la dinamica e l'usura di un modello *MBS* dell'automotrice ALn 663, già oggetto di studio di lavori precedenti, su un tracciato realizzato *ad hoc* e non corrispondente ad alcun tracciato realmente esistente. Questo è caratterizzato da curve di diverso raggio e diversa orientazione, intervallate da tratti rettilinei. Le ipotesi di base riguardo al tracciato sono: assenza di irregolarità, assenza di lubrificazione in curva (effetti ungi-bordo) ed usura delle rotaie trascurabile. Lo scopo di tale lavoro non è stimare l'usura per un determinato veicolo su un tracciato reale, ma studiare l'algoritmo di usura del software SIMPACK, effettuarne la validazione e/o proporre soluzioni al fine di migliorare l'algoritmo di calcolo, qualora vengano riscontrati problemi ed inefficienze. La prima parte del lavoro riporta una descrizione degli organi di rotolamento ferroviari, dei profili ruote e lo studio del contatto ruota – rotaia. Segue uno stato dell'arte relativo alla tribologia del contatto ruota – rotaia ed all'usura ferroviaria, riportando da letteratura gli studi ritenuti più interessanti. Il corpo successivo del lavoro mostra la realizzazione del modello numerico del veicolo, del tracciato ed i modelli di usura utilizzati nel software. Viene spiegata la routine esterna di gestione dei cicli di simulazione e di aggiornamento dei profili, vengono riportate le prime analisi di dinamica ed usura del veicolo al fine di validare il modello. Merita particolare attenzione lo studio preliminare dell'algoritmo di usura del software, basato su un'analisi dell'effetto sull'usura di due parametri caratterizzanti l'interpolazione e l'approssimazione dei profili: "*rediscretization step*" e "*approximation smoothing*". Ulteriore corpo del lavoro è inerente alla valutazione dell'usura delle ruote del veicolo. Viene studiato, in particolare, l'effetto del moltiplicatore d'usura sull'usura stessa e sulla dinamica del veicolo. I profili ruota simulati in SIMPACK, vengono successivamente analizzati in Matlab. Infine, vengono riportate le conclusioni e gli sviluppi futuri. È stato appurato che il parametro di *smoothing* ha una notevole influenza sull'approssimazione dei profili e, conseguentemente, sui risultati di usura, ma al contempo il suo effetto può essere valutato soltanto empiricamente; tale parametro comporta risultati non molto accurati nell'aggiornamento dei profili: risulta necessario, quindi, implementare una routine esterna, attraverso Matlab, che re-interpoli ed applichi lo *smoothing* correttamente sui profili usurati tra un ciclo di simulazione e quello successivo. Tale algoritmo esterno risulta abbastanza efficiente ed accurato nel calcolo dell'usura, eliminando gli errori di interpolazione attribuiti al software.

Indice

Abstract	i
Indice	ii
1 Introduzione	1
2 Stato dell'arte del sistema ferroviario	2
2.1 Organi di rotolamento.....	2
2.1.1 Introduzione.....	2
2.1.2 Rodiggio.....	2
2.1.2.1 La sala montata.....	3
2.1.2.2 L'assile.....	4
2.1.2.3 Le boccole.....	6
2.1.2.4 La ruota.....	7
2.1.2.5 Il profilo ruota.....	10
2.1.2.6 Progetto ed ottimizzazione profilo ruota.....	12
2.2 Il problema del contatto ruota – rotaia.....	14
2.2.1 Introduzione.....	14
2.2.2 Problema geometrico modello semplificato.....	14
2.2.2.1 Cinematica della sala montata e moto del dicorno.....	16
2.2.2.2 Il problema cinematico.....	19
2.2.2.3 Il problema normale.....	21
2.2.2.4 Il problema tangenziale.....	23
3 Stato dell'arte dell'usura ferroviaria	25
3.1 Lo studio dell'usura nei sistemi ferroviari.....	25
3.1.1 Usura rotaia.....	29
3.1.2 Usura ruota.....	30
3.1.3 Interazione ruota – rotaia.....	33
3.2 Modelli di usura.....	37
3.2.1 Modelli di usura energetici.....	37
3.2.2 Modelli di usura energetici: legge di Krause/Poll.....	38
3.2.3 Modelli di usura per scorrimento: legge di Archard.....	39
4 Modello numerico veicolo e tracciato	42
4.1 Simulazione dinamica di veicoli ferroviari con metodi numerici.....	42
4.1.1 Simulazione Multi-body.....	42
4.1.2 Software di simulazione multi-body Simpack.....	43

4.1.2.1 Pre-processor	43
4.1.2.2 Solutore	43
4.1.2.3 Post – processor	44
4.2 Descrizione del veicolo in esame e del modello multi-body.....	45
4.2.1 Descrizione del veicolo	45
4.2.2 Modello multi-body del veicolo	46
4.2.2.1 Sala portante e sala motrice	48
4.2.2.2 Boccola	51
4.2.2.3 Sospensioni primarie	54
4.2.2.4 Telaio carrello	56
4.2.2.5 Smorzatori	58
4.2.2.6 Sospensioni secondarie	60
4.2.2.7 Tamponi	62
4.2.2.8 Trave oscillante	65
4.2.2.9 Ralla	66
4.2.2.10 Cassa.....	67
4.3 Tracciato.....	68
4.3.1 Introduzione	68
4.3.2 Caratterizzazione tracciato.....	68
4.3.3 Modellazione del tracciato in Simpack	69
4.3.3.1 Piano orizzontale	70
4.3.3.2 Piano verticale.....	71
4.3.3.3 Sopraelevazione	72
4.3.3.4 Allargamento di scartamento in curva in Simpack.....	74
4.3.4 Funzione della velocità di riferimento.....	74
4.3.5 Modellazione della rotaia.....	76
4.4 Modelli di contatto ed usura in Simpack e routine esterna.....	77
4.4.1 Introduzione	77
4.4.2 Modello di Archard.....	78
4.4.3 Modello di Krause/Poll	80
4.4.4 Proprietà dei Rail – Wheel Pairs.....	81
4.4.5 Procedura di aggiornamento dei profili	83
4.4.5.1 Nomenclatura sale e ruote.....	83
4.4.5.2 Script di Simpack per la procedura di aggiornamento profili	86
4.4.6 Struttura generale del processo di simulazione.....	88

4.5 Simulazioni nominali	90
4.5.1 Simulazioni <i>Time Integration Measurements</i>	90
4.5.2 Modifiche sulla <i>Time Integration</i> del solutore	91
4.5.3 Simulazioni con profili ruote nuovi	91
4.5.3.1 Velocità.....	91
4.5.3.2 Fattore di svio ruota Y/Q	92
4.5.3.3 Fattore di scaricamento ruota $\Delta Q/Q$	94
4.5.3.4 Spostamento laterale y delle sale	95
4.5.3.5 Angolo di imbardata (yaw angle) ψ delle sale	96
4.5.3.6 Spostamento laterale y dei carrelli	97
4.5.3.7 Angolo di imbardata (yaw angle) ψ dei carrelli.....	98
4.5.3.8 Spostamento laterale y della cassa	99
4.5.3.9 Angolo di imbardata (yaw angle) ψ della cassa	100
4.5.3.10 Profondità di usura normale al profilo	101
4.5.3.11 Wear number γT	102
4.5.4 Simulazioni con profili ruota usurati e confronto con analisi dati Matlab.....	103
5 Studio preliminare dell'algoritmo di usura in Simpack	108
5.1 Introduzione	108
5.2 Simulazioni al variare del <i>rediscretization step</i>	109
5.3 Simulazioni al variare dell' <i>approximation smoothing</i>	113
6 Valutazione dell'usura ruote	128
6.1 Indici per la valutazione dell'usura e degli effetti sulla dinamica	128
6.1.1 Indici di usura	128
6.1.2 Fattori di dinamica del veicolo	130
6.2 Metodo di calcolo della profondità normale di usura	131
6.3 Effetto dell'usura sulla dinamica del veicolo.....	135
6.3.1 Effetto del livello di usura	135
6.3.2 Effetto del moltiplicatore di usura	142
6.4 Valutazione dell'usura al variare del moltiplicatore	146
6.4.1 Influenza dello smoothing.....	146
6.4.2 Indici di usura al variare del moltiplicatore.....	148
7 Nuovo algoritmo di valutazione dell'usura	150
7.1 Struttura generale	150
7.1.1 Funzione di smoothing in Matlab.....	152
7.2 Valutazione dell'usura al variare dello smoothing.....	153

7.3 Valutazione dell'usura e confronto tra i due algoritmi	159
7.4 Valutazione dell'usura al variare del moltiplicatore	166
7.5 Confronto dei risultati ottenuti con un modello velocizzato	172
7.5.1 Tempi computazionali	177
8 Conclusioni e sviluppi futuri	178
Ringraziamenti	179
Indice figure	180
Indice tabelle	185
Bibliografia	187

1 Introduzione

L'incessante miglioramento delle caratteristiche dei software di simulazione in ambito ingegneristico fornisce strumenti sempre più idonei a rappresentare la realtà dei fenomeni fisici agevolando il lavoro svolto da ingegneri ed esperti del settore, migliorando la qualità e la sicurezza e riducendo i costi di progettazione, produzione e/o manutenzione. Attualmente i regolamenti e le direttive nel settore ferroviario presentano condizionamenti non trascurabili: le restrizioni imposte dalle normative rendono difficoltoso e complesso il processo di modifica a causa delle procedure onerose di validazione (prove su banchi, prove su tracciato); come risulta complessa la validazione di efficienti modelli numerici che possano simulare quanto più realisticamente la dinamica del veicolo ed in particolare il contatto ruota – rotaia e tutti i fenomeni che ne derivano. E' noto che non sempre la simulazione numerica porta a risultati soddisfacenti e che le prove su tracciato dei veicoli ferroviari comportano percorrenze molto elevate, quindi tempi e costi elevati. Lo studio relativo al contatto ruota – rotaia ed all'usura che ne deriva è uno degli argomenti più interessanti in campo ferroviario negli ultimi decenni. I fenomeni di contatto ed usura ruota – rotaia influenzano la dinamica e la stabilità di marcia del veicolo: potrebbero non solo procurare un deterioramento delle parti meccaniche ed un regresso del comfort dei passeggeri, ma anche ridurre la sicurezza con l'aumento del rischio di deragliamento. E' certo che un'accurata manutenzione serve a prevenire questi problemi: altro aspetto da analizzare è appunto la gestione degli intervalli di manutenzione. Generalmente, la ritornitura delle ruote viene effettuata ogni 100000 km per un convoglio ad alta velocità che percorre anche più di 1000 km al giorno e viene effettuata almeno una volta all'anno per treni che viaggiano a velocità modeste e per brevi percorrenze (ad esempio, i regionali). Per i convogli che percorrono linee irregolari e tortuose, la ritornitura può essere effettuata ogni 50000 km o anche meno. Il monitoraggio dell'usura attraverso sistemi di sensori e la previsione della stessa attraverso adeguati modelli implementati nei software di simulazione multi-body, consentono un'ottimizzazione degli intervalli di manutenzione e quindi una riduzione dei costi di manutenzione. Inoltre, la simulazione attraverso codice multi-body può essere uno strumento di grande aiuto per l'ottimizzazione dei profili di partenza ed anche delle ruote e dell'intera sala adottando, per esempio, materiali innovativi. In questo modo è possibile che si verifichi un'usura più omogenea sulla ruota ed anche una diminuzione del materiale asportato per usura mantenendo costante la dinamica del contatto ruota – rotaia tra due successivi interventi di manutenzione. I software di simulazione multi-body presentano a volte, aspetti fuorvianti: è possibile che si verifichino errori nel calcolo del contatto e che i modelli di usura non siano molto precisi. Per questo è opportuno uno studio accurato di tali codici commerciali ed, eventualmente, implementare gli algoritmi di calcolo e/o sviluppare routine esterne efficienti, atte ad ottimizzare le simulazioni. Infatti, il presente lavoro non è mirato alla simulazione dell'usura di un determinato veicolo che percorre una specifica tratta, ma si pone come obiettivi principali lo studio dell'algoritmo di usura del software SIMPACK, la possibile validazione del modello di usura e/o la proposta di soluzioni per poter migliorare l'algoritmo di calcolo.

2 Stato dell'arte del sistema ferroviario

2.1 Organi di rotolamento

2.1.1 Introduzione

Le ruote per rotabili ferroviari sono collegate a due a due ad un asse, chiamato assile, sul quale appoggia il carico per mezzo delle boccole. Si chiama *sala montata* l'insieme di ruote e assile, mentre il sistema sale montate, boccole ed accessori viene definito *rodiggio*. Casi particolari sono le applicazioni di ruote montate folli su di un asse rigido, come nei veicoli stradali. In curva le ruote folli ruotano a velocità diverse sulla rotaia interna e su quella esterna, mentre quelle accoppiate sullo stesso assile hanno uguale velocità di rotazione e devono compensare con la conicità delle superfici di rotolamento il diverso sviluppo delle due rotaie. Si riporta di seguito una descrizione del rodiggio e di tutti gli elementi che lo compongono. [1] [2]

2.1.2 Rodiggio

Il rodiggio di un veicolo ferroviario è l'insieme di sale montate, boccole ed accessori, ossia la massa non sospesa del veicolo ferroviario. Il moto del rodiggio dipende dalle condizioni geometriche e dalla deformabilità del binario. Il rodiggio è montato al carrello tramite il sistema di sospensioni, primaria e secondaria. Attraverso il carrello e le sospensioni, il peso del veicolo e le sollecitazioni dinamiche derivanti dalle forze che si creano durante il movimento si scaricano sul rodiggio. Nei veicoli di trazione, cioè muniti di motore (automotrice, locomotiva), il rodiggio comprende il sistema di trasmissione del moto dal motore alle ruote. Il moto di un veicolo ferroviario avviene mediante trasmissione di forze orizzontali dalle ruote motrici alle rotaie. Esistono diverse tipologie di rodiggio e sono classificate da una serie di sigle, costituite da lettere e cifre, che consente di individuare il tipo ed il numero di sale appartenenti ad uno stesso carrello. In sintesi le principali funzioni del rodiggio sono:

- Trasmissione e bilanciamento dei carichi verticali dalle ruote alle rotaie;
- Guida del veicolo lungo il binario;
- Controllo delle forze dinamiche dovute al moto su irregolarità del tracciato, in curva, scambi ecc.;
- Efficiente smorzamento delle oscillazioni;
- Applicazione delle forze di trazione e frenata.

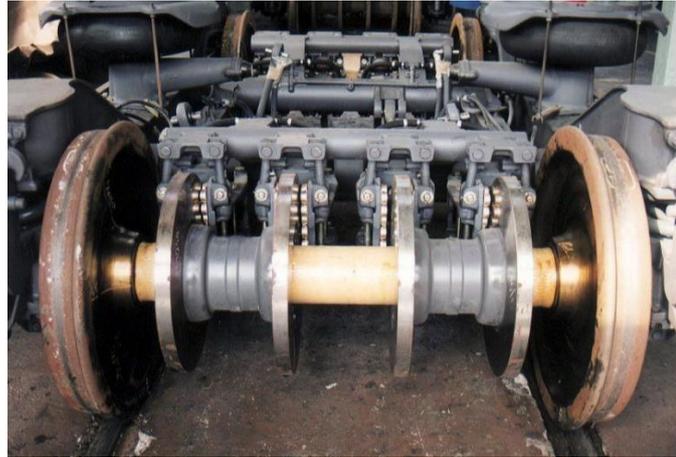
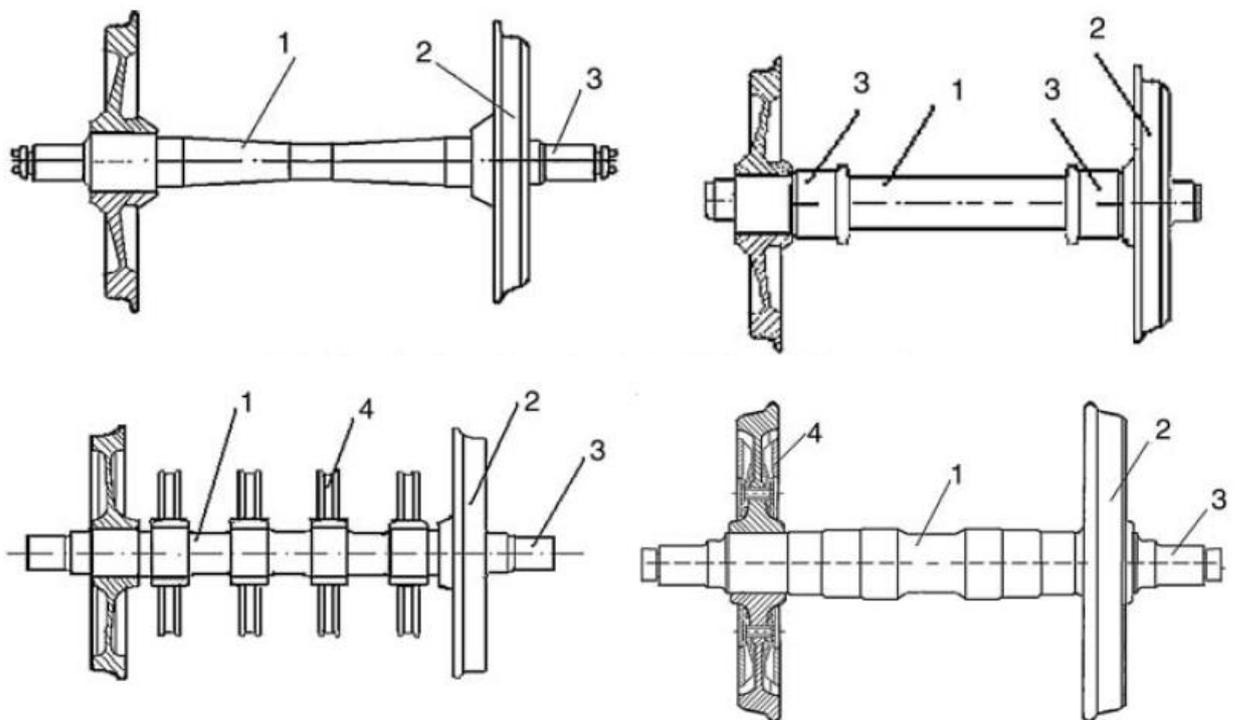


Figura 2.1 - Rodiggio con sistema frenante

2.1.2.1 La sala montata

La sala montata comprende le due ruote rigidamente connesse all'assile, differisce a seconda del tipo di trazione, elettrica o diesel, e può essere motrice o accoppiata. Si definisce sala motrice quella a cui è applicata una coppia motrice tramite accoppiamento con un motore, mentre la sala accoppiata è collegata alla motrice per mezzo di bielle ed ingranaggi. Una sala non accoppiata e che ha la sola funzione di sostenere il carico per asse applicato si definisce sala portante. Sulla sala montata troviamo, a seconda della tipologia, i dischi freno e la ruota condotta. Quest'ultima consente la trasmissione del moto tra motore e rodiggio, attraverso una trasmissione elastica.



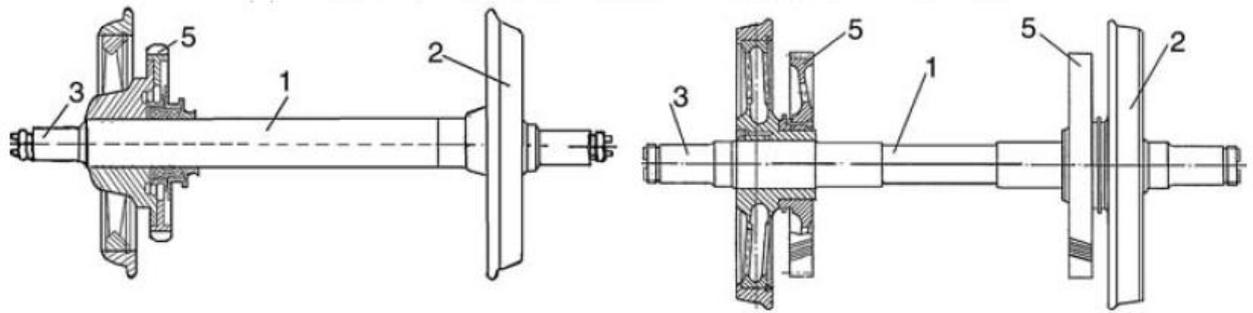


Figura 2.2 - Diversi tipi di sale montate: a) sala con boccole esterne e sala con boccole interne; b) sala con dischi freno sull'assile e sulla ruota; c) sala con posizione asimmetrica e simmetrica della ruota condotta (1, assile; 2, ruota; 3, boccola; 4, disco freno; 5, ruota condotta) [2]

La dimensione della sala è correlata alla dimensione del binario in base allo scartamento. Vengono indicati con $2s$ lo *scartamento di binario*, ossia la distanza tra gli intradossi delle rotaie misurata 14 mm al di sotto del piano di rotolamento, e con $2c$ lo *scartamento di bordino*, ossia la distanza tra gli estradossi del bordino (o flangia) misurata 10 mm al di sotto del piano di rotolamento. Esistono scartamenti diversi, a seconda dei Paesi, e quello europeo standard è di 1435 mm. Lo scartamento può variare di alcuni millimetri in curva per consentire un miglior equilibrio tra ruota esterna e ruota interna e quindi una migliore stabilità della sala. Si parla infatti di allargamento di scartamento.

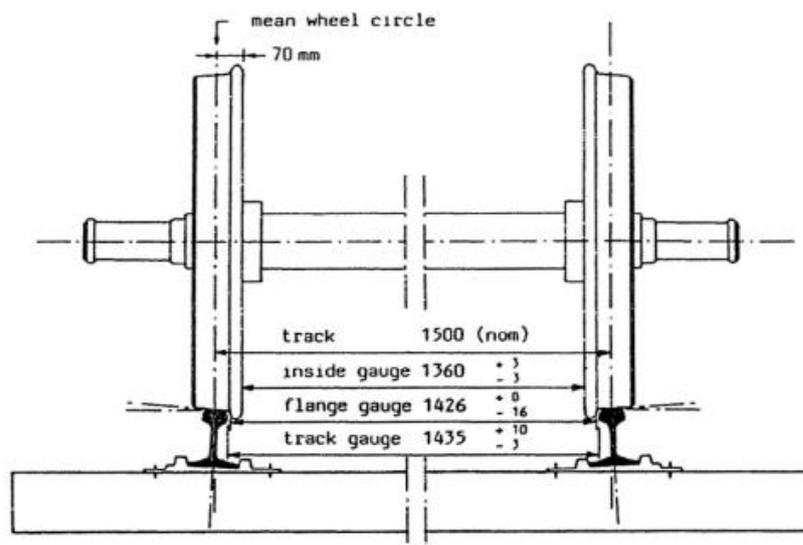


Figura 2.3 - Dimensioni principali di sala montata e binario

2.1.2.2 L'assile

L' assile (asse) è l'organo meccanico su cui vengono calettate le ruote, per interferenza, e che distribuisce uniformemente il peso del veicolo sulle ruote. L'assile è ottenuto per lavorazione di un grezzo fucinato e presenta un diametro variabile; in seguito alla fucinatura, viene lavorato al tornio. Le superfici su cui vengono forzate le ruote sono rettificate, con tolleranze di lavorazione piuttosto strette (grado 6 o 7). Il grado di rugosità è molto basso ($0,16\mu$ o $0,25\mu$) sulle superfici di appoggio dei cuscinetti

e delle guarnizioni di tenuta. Il calettamento dei centri ruota può essere effettuato sia alla pressa a freddo sia a caldo. Gli acciai comunemente usati per gli assili sono: 22MnCrV5 Normalizzato UNI 6551-69 (A2N); 31 NiCrMo12 bonificato UNI 6786-71; 30NiCrMoV12 bonificato UNI 6787-71; A1N secondo UIC 811. Gli assili sono particolarmente sollecitati a fatica, quindi è necessario utilizzare un materiale con buona resistenza a fatica, migliorare fattori di forma, ridurre gli effetti di intaglio e ricorrere a particolari trattamenti superficiali (brunitura, nitrurazione morbida, brillatura ecc.). Si deve ricorrere ad un coefficiente dinamico valutato come rapporto tra la resistenza a fatica illimitata e la sollecitazione totale dovuta ai momenti flettenti prodotti dal carico e dalla spinta sulle ruote e quelli dovuti alle elevate accelerazioni che agiscono sulle masse non sospese. Un valore tipico di coefficiente di sicurezza è di circa 2. L'assile può essere suddiviso in diverse parti:

- I fuselli;
- La portata di tenuta;
- La portata di calettamento;
- La portata di calettamento dei dischi freno;
- La portata di calettamento della corona dentata.

Alle estremità dell'assile si trovano i fuselli, parti su cui vengono montate le boccole che costituiscono, con la sospensione primaria, l'appoggio del carrello. Sulla superficie dei fuselli viene effettuata un'operazione di brunitura per eliminare le asperità dovute alla tornitura. Gli anelli interni vengono montati sul fusello con modeste interferenze e, in direzione assiale, sono bloccati tra uno spallamento ed un disco che viene serrato all'estremità dell'assile tramite viti mordenti. La portata di tenuta è adiacente al fusello e corrisponde all'otturatore della boccola. Sulla portata di calettamento viene forzata la ruota per interferenza: tale zona viene rettificata in seguito a tornitura. Infine si hanno la portata di calettamento dei dischi freno e la portata di calettamento della corona dentata, per la trasmissione del moto dai motori all'assile. La zona più critica da un punto di vista strutturale è il punto di mezziera della portata di calettamento ruota, in cui le sollecitazioni di momento flettente sono massime. Si riportano, rispettivamente, l'equazione che lega le sollecitazioni di flessione alla linea elastica e quella che lega sforzo di taglio T e momento flettente M :

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M}{EJ}; \quad T = \frac{dM}{dx} \quad (2.1)$$

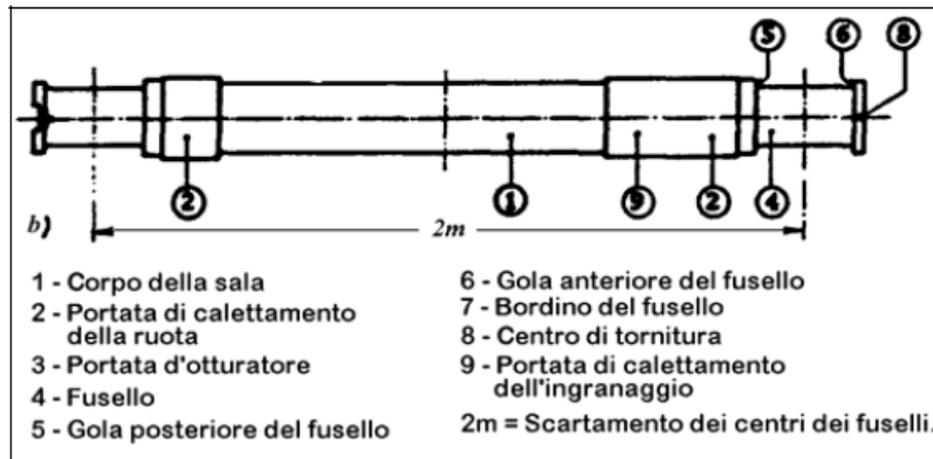


Figura 2.4 - Assile ferroviario

2.1.2.3 Le boccole

Le boccole sono gli elementi che collegano l'assile al telaio del carrello tramite le sospensioni. Trasmettono il peso, la forza d'inerzia e gli sforzi necessari per la trazione e la frenatura e permettono la rotazione relativa tra l'assile e gli elementi di sospensione. Le boccole insieme alla sala costituiscono la parte 'non sospesa' del rotabile. L'interfaccia tra le parti non sospese e le parti sospese è costituita dalla guida boccola e dalla sospensione primaria. Le boccole generalmente sono di due tipi: a strisciamento, non più utilizzate sui nuovi veicoli (si trovano ancora in esercizio su veicoli merce), e boccole a rotolamento.

Le prime hanno i vantaggi di poter rilavorare ed adattare il fusello se usurato, poter ottenere un certo spostamento trasversale ed infine hanno basso costo, ma hanno un elevato coefficiente d'attrito alla partenza e ad elevate temperature a velocità elevate. I cuscinetti con corpi volventi sono più complessi e costosi, ma in compenso sono caratterizzati da basso attrito e sono adeguati per le elevate velocità. Nei rotabili moderni vengono utilizzate boccole con cuscinetti a rotolamento, che possono essere a rulli cilindrici, conici o a botte. In alcuni casi, come treni ad alta velocità giapponesi e francesi, vengono utilizzati anche cuscinetti sferici.

Nei cuscinetti a rulli cilindrici si ha un minor attrito, quelli a rulli conici sono caratterizzati da un attrito maggiore e possono sostenere un maggior carico utile. I cuscinetti a rulli a botte sono pensati per elevate percorrenze e sono caratterizzati da un'oscillazione ammessa di $1,5 - 2^\circ$ che consente il superamento di sgombri anche senza gioco tra boccola e guide.

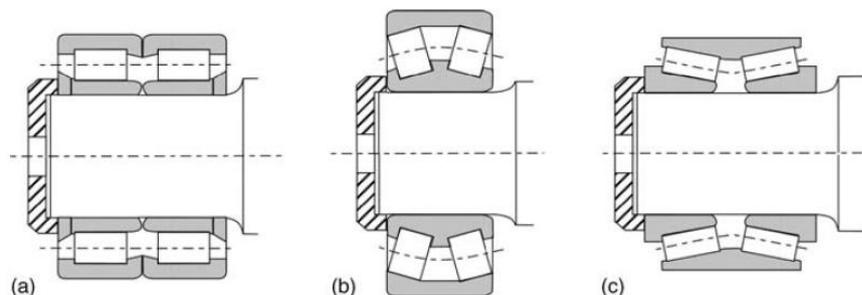


Figura 2.5 - Boccole: a) rulli cilindrici; b) rulli a botte; c) rulli conici

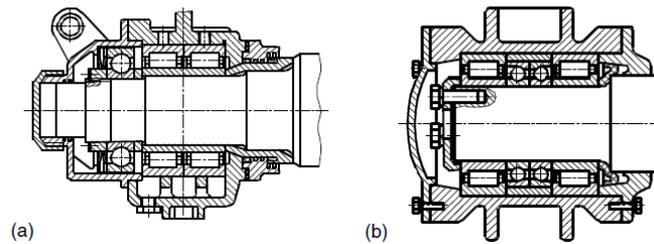
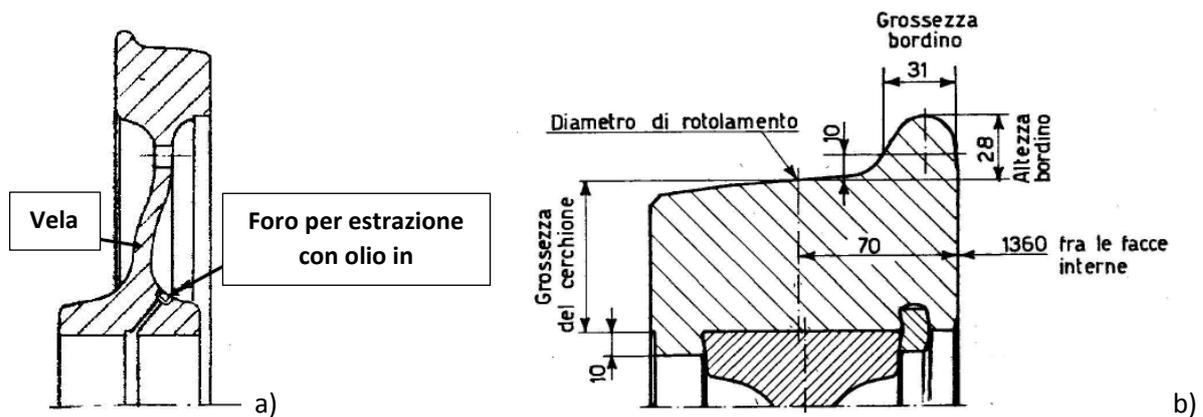


Figura 2.6 - Cuscinetti sferici

Le boccole montate sugli assi motori sono le più caricate e sollecitate e solitamente hanno dimensioni maggiori. I movimenti relativi lungo l'asse z sono sempre accompagnati dalla deformazione di elementi elastici, mentre la libertà di spostamento longitudinale e laterale è assicurata dalla presenza di piccoli giochi tra le boccole e le rispettive guide. A questo sistema si preferisce ora sostituire un vincolo elastico con rigidità elevata e controllata. I valori di rigidità longitudinale e laterale ed il loro rapporto hanno estrema importanza nella stabilità di marcia di veicoli ad alta velocità. [1] [3]

2.1.2.4 La ruota

La ruota ferroviaria ha una forma troncoconica e può essere monoblocco, con cerchione riportato, o elastica (usata per veicoli urbani). Nel secondo caso, il cerchione può essere sostituito più volte, utilizzando sempre il medesimo centro ruota. Il cerchione viene forzato a caldo (è richiesto un tiraggio da 1 a 1,2 mm per ogni metro di diametro). Il riscaldamento è ottenuto per induzione tramite flusso magnetico alterno, con sistema dell'elettro-magnete a giogo smontabile, che attraversa il cerchione. Una volta forzato, il cerchione viene fissato completamente, ribadendone l'orlo e bloccando il cerchietto di sicurezza.



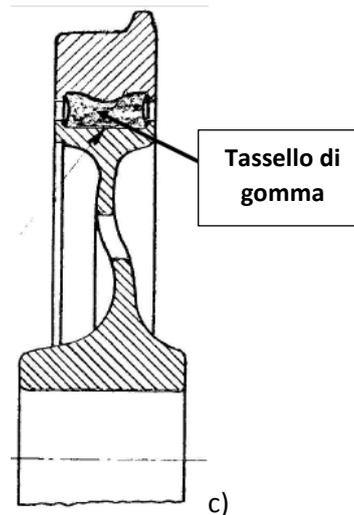


Figura 2.7 - a) Ruota monoblocco; b) ruota cerchiata; c) ruota resiliente

Le ruote monoblocco sono generalmente usate per le carrozze e per le ETR. Queste possono essere suddivise in tre parti:

- Corona cerchione, la parte più esterna che presenta il bordino (anche detto flangia);
- Disco centro ruota, tra la corona ed il mozzo;
- Mozzo ruota, parte centrale di collegamento con l'asse.

Il centro ruota è ottenuto per fucinatura e stampaggio o laminazione, o più raramente per fusione. Negli ultimi anni si è affinato il disegno, con una progressiva riduzione di diametro sul mozzo al fine di ridurre la concentrazione degli sforzi sull'asse, critica per la rottura a fatica. Il disco centro ruota è caratterizzato dalla particolare forma a vela che consente di eliminare le vibrazioni alle frequenze più basse, le quali portano il maggior contributo in termini di massa. Inoltre, tale profilo consente un vantaggio in termini strutturali in quanto, essendo più snello, si ottiene una riduzione di peso della sala montata. Tra il disco ed il mozzo è presente un canale per l'olio ad altissima pressione, per facilitare lo scalettamento della ruota quando è necessario cambiare l'asse o qualsiasi elemento. Il diametro ruota è generalmente compreso tra 0,9 e 1,4 m. A diametri più bassi corrispondono pressioni hertziane più elevate nel contatto ruota-rotaia, perciò è necessario aumentare il diametro quando il carico per asse è più elevato. La scelta del diametro è legata anche alla valutazione di altri fattori, come il peso ed i costi minori per diametri più piccoli, il rapporto di trasmissione, il dover rientrare nei limiti consentiti della sagoma internazionale (considerando tutti gli altri elementi) ecc. Per ogni ruota esiste una linea di fede, ovvero linea di usura, che indica il diametro minimo ammissibile che può essere raggiunto in seguito ad operazione di ritornitura. Una volta raggiunta tale linea di fede, visibile grazie ad un incavo concentrico sulla faccia della ruota, la ruota non è più tornibile.

Le ruote cerchiata sono generalmente adoperate per veicoli merci e per alcune locomotive. La ruota cerchiata si suddivide in:

- Centro ruota o mozzo;

- Cerchione, parte periferica della ruota;
- Corona o cartella, che collega il cerchione al mozzo, fissandolo attraverso il bloccaggio del cerchietto di sicurezza.

I cerchioni, essendo molto soggetti ad usura, sono realizzati in acciaio ad alta resistenza con un tenore abbastanza elevato di carbonio e manganese. Il cerchione viene collegato alla corona mediante calettamento a caldo ad una temperatura di 200 °C, realizzato per mezzo di un flusso magnetico. Quando il cerchione è ancora caldo, viene ribadito l'orlo e viene fissato il cerchietto di sicurezza. Quest'ultimo ha sezione rettangolare e viene inserito per metà in una scanalatura nel cerchione, mentre l'altra metà viene ribadita contro la corona. Si possono verificare scorrimenti tra cerchione e corona: vengono individuati tramite 4 contrassegni sulla faccia esterna della ruota, posti a 90° tra loro. Per ridurre il consumo dei cerchioni e le conseguenti ritorniture, vengono sempre più usati acciai bonificati o induriti superficialmente. In questo modo si ottengono durezza molto elevate e consumi ridotti, soprattutto per le ruote monoblocco, che però non si mantengono tali in seguito a successive riprofilature. Il trattamento di bonifica consente di ottenere elevate resistenze, grazie a cui la durata del cerchione viene raddoppiata rispetto ai materiali comuni; con il materiale bonificato la ritornitura è possibile con le macchine normali e dopo la riprofilatura il cerchione mantiene quasi immutate le sue caratteristiche di durezza. Il metodo di riprofilatura viene effettuato con torni speciali, con veicolo sospeso su attrezzatura e precarichi che sostituiscono il peso del veicolo sospeso sulle boccole, nella direzione delle macchine di ritornitura. In Figura 2.8 sono illustrati il profilo nuovo, il profilo usurato ed il profilo ottenuto in seguito a riprofilatura (ritornitura).

Le ruote elastiche (resilient wheels) vengono adoperate sui veicoli urbani (tram), per questo esulano da tale trattazione. Hanno vantaggi quali smorzare meglio le vibrazioni, ridurre il rumore e le sollecitazioni su centro ruota ed assili. Presentano i seguenti svantaggi: minore capacità di carico, invecchiamento della gomma, problemi con ceppi sul cerchione.

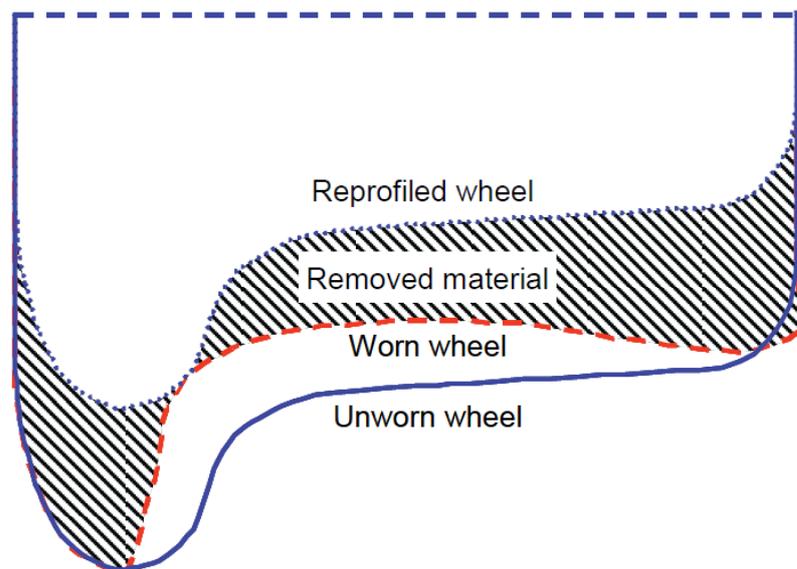


Figura 2.8 - Riprofilatura ruota

2.1.2.5 Il profilo ruota

Il profilo ruota viene identificato principalmente da: circolo di rotolamento, dimensioni del cerchione, dimensioni del bordino e conicità. Il circolo di rotolamento è individuato dalla posizione del punto di contatto ed identifica la sezione verticale della ruota su cui si misura il diametro nominale. Per il circolo di rotolamento si considera convenzionalmente che il contatto ruota – rotaia avvenga con sala in posizione simmetrica rispetto al binario. Il bordino (flangia) si trova sulla parte interna ed ha le funzioni di impedire il deragliamento e guidare la sala montata nel momento in cui il veicolo diventa instabile. La distanza tra la faccia attiva del bordino ed il profilo della rotaia è di 4 – 8 mm prima che si abbia il contatto tra flangia e rotaia. L'usura del profilo ruota produce un aumento di altezza del bordino, con un assottigliamento (riduzione della grossezza) ed un aumento dell'angolo di inclinazione. Questi parametri sono importanti per individuare il raggiungimento del limite d'usura e quindi l'eventuale necessità di ritornitura della ruota. Le condizioni di contatto variano ampiamente in funzione della pendenze di ruota e rotaia. Nel caso di contatto sulla tavola e sulla flangia, si considerano due diversi raggi di rotolamento e si ha un incremento del fenomeno di usura.

Il profilo ruota che veniva usato in passato era il *profilo FF. SS*. Tale profilo ha un circolo di rotolamento che dista 70 mm dalla faccia interna del cerchione. La grandezza del cerchione è misurata da un circolo ritornito 10 mm sopra il diametro interno ed il circolo di rotolamento. La grossezza del bordino è misurata a 10 mm dal circolo di rotolamento: vale 31 mm per una ruota nuova e non deve ridursi a meno di 20 mm. L'altezza del bordino, misurata a partire dal circolo di rotolamento, è di 28 mm per una ruota nuova e non deve superare i 36 mm a seguito di usura. Il profilo ha un'inclinazione di 1/20 sulla superficie di rotolamento, che corrisponde all'angolo di posa della rotaia in Italia, ed un angolo di 60° formato dalla tangente alla superficie flangia rispetto all'orizzontale.

Il profilo del cerchione deve essere considerato in accoppiamento con la rotaia e l'interazione ruota - rotaia si modifica con l'usura. E' stato quindi studiato un profilo con caratteristiche destinate a modificarsi poco con il procedere dell'usura, grazie alla sua conicità variabile: il profilo *ORE S 1002* (norme UIC). Tale profilo è stato calcolato sulla base del profilo *DB II*, trasformando i tre archi della ruota in una curva polinomiale di grado più elevato. La conicità variabile consente un miglior adattamento al profilo della rotaia, ottenendo una riduzione delle pressioni di contatto, al contrario del profilo conico a tavola dritta. Inoltre il raggio di attacco del bordino del profilo conico è più piccolo rispetto a quello del profilo S1002, sebbene i bordini dei due profili abbiano la stessa forma, che deve essere uguale per tutti i profili conformemente ai requisiti di sicurezza da deragliamento. [4]

La conicità della ruota nel punto di appoggio è un elemento fondamentale nell'accoppiamento. Ad uno spostamento trasversale dell'asse segue:

- Un angolo di rollio ϑ della sala montata;
- La ruota che si allontana dalla mezzeria del binario avrà un raggio di rotolamento r_1 maggiore di r , mentre la ruota che si avvicina al centro avrà un raggio di rotolamento r_2 minore di r ;
- Due angoli di contatto differenti γ_1 e γ_2 .

Inoltre la velocità periferica della ruota interna sarà minore di quella della ruota esterna e ciò, dovuto alla forma troncoconica, fa in modo da generare un effetto differenziale, limitando così lo slittamento della ruota a maggiore percorrenza. In realtà tale slittamento non può essere evitato del tutto, quindi l'usura dovuta allo slittamento è una caratteristica di tutti le ruote ferroviarie.

Il rapporto tra la differenza dei raggi di rotolamento ed il doppio dello spostamento trasversale y è definito conicità equivalente del sistema ruota – rotaia ed indica la conicità effettiva geometrica nella zona di contatto:

$$\gamma_e = \frac{r_1 - r_2}{2y} \quad (2.2)$$

Il range ottimale per la conicità equivalente è 0,1 – 0,4. Questa non è una caratteristica propria del profilo in quanto è funzione delle pendenze sia della ruota sia della rotaia e dipende anche dallo scartamento.

Il profilo *ORE S 1002* consente di mantenere quasi costante nel tempo il valore della conicità equivalente iniziale. Altri profili ruota sono il profilo *1/40th* (reverse slope di 15%) ed il profilo *EPS* (reverse slope di 10%), equivalente al profilo *P8* del Regno Unito con una flangia di spessore 30 mm.

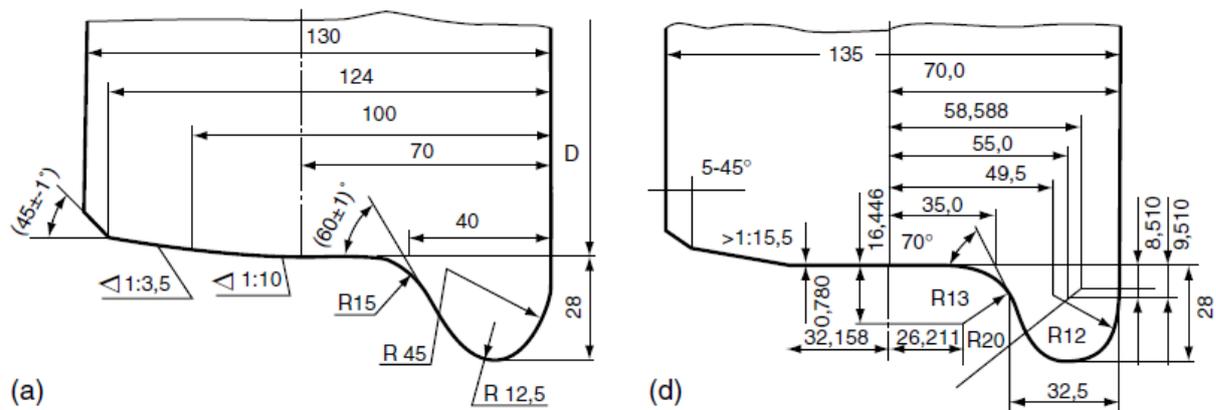


Figura 2.9 - Profili ruota per veicoli merci e passeggeri: a) Russia; d) Europa

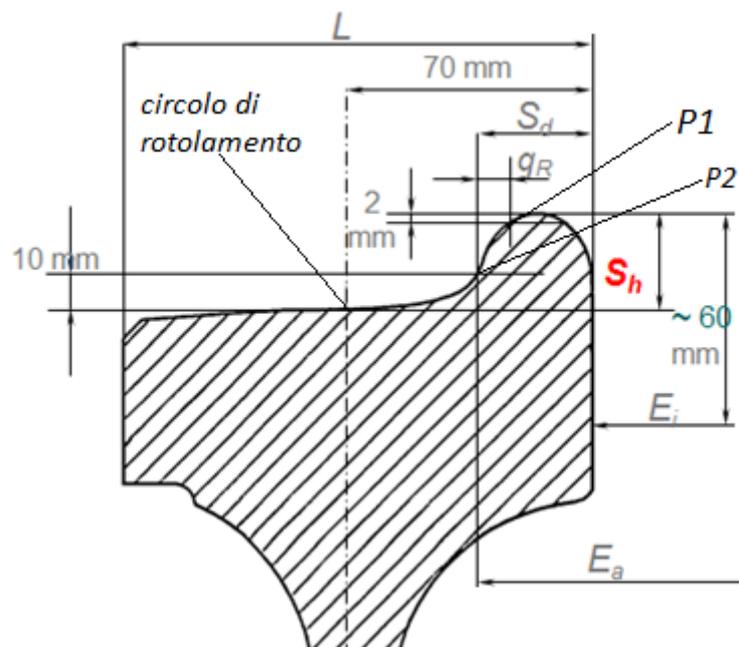


Figura 2.10 - Quote profilo ruota

La larghezza del profilo è generalmente compresa tra 125 e 135 mm, quella del bordino invece tra i 28 e i 32,5 mm. Il profilo del bordino è raccordato con inclinazione tra i 65° ed i 70°. Sull'estremità opposta al bordino si ha uno smusso di 45°, che facilita la circolazione su scambi. Il circolo di rotolamento è posto ad una distanza di 70 mm dalla faccia interna della ruota. La superficie di rivoluzione del bordino, ossia la faccia attiva a contatto con la rotaia, è delimitata dalle circonferenze passanti per i punti P1 e P2. La prima è una circonferenza fittizia con centro asse ruota e raggio pari a quello della circonferenza di fine bordino ridotto di 2 mm. La seconda circonferenza, di centro asse ruota, ha raggio pari a quello del circolo di rotolamento aumentato di 10 mm. In riferimento alla Figura 2.10, si hanno:

- Altezza del bordino S_h , calcolata tra il circolo di rotolamento ed il punto terminale del bordino;
- Lo spessore (o grossezza) del bordino S_d , calcolato come distanza tra la faccia interna ruota ed il punto P2;
- L'indice di pendenza della faccia attiva della flangia q_R , calcolata come distanza tra le proiezioni verticali dei punti P1 e P2. Questa quota è pari a 10,5 mm in un profilo nuovo e non deve scendere al di sotto di 6,5 mm. Una volta raggiunto tale valore, il profilo ruota usurato deve essere ri-tornito;
- La larghezza L della ruota, distanza tra faccia interna ed esterna;
- Lo scartamento interno E_i , distanza tra le due facce interne delle ruote;
- Lo scartamento esterno E_a , distanza tra i punti Q2 di ruota sinistra e ruota destra.

Secondo la UIC 510-2, S_h , S_d e q_R sono i parametri di usura della ruota.

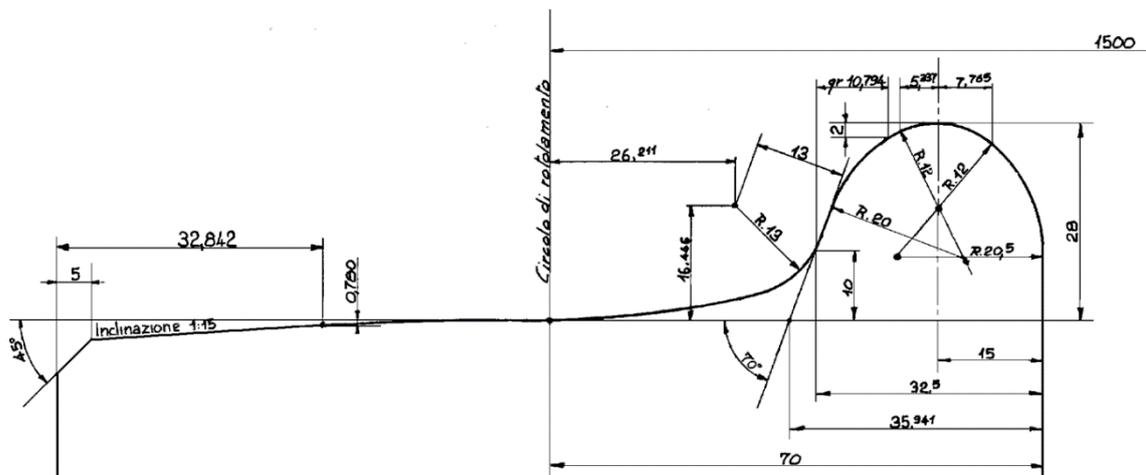


Figura 2.11 - Profilo ORE S1002

2.1.2.6 Progetto ed ottimizzazione profilo ruota

Il primo a considerare, in correlazione con il profilo ruota, il problema di *hunting* (oscillazione ed allontanamento dalla condizione di equilibrio della sala) è stato de Pater, il quale ha formulato tale problema come non lineare. Nel 1964 P. van Bommel, uno studente di Pater, ha condotto e pubblicato calcoli non lineari su profili ruota – rotaia per un veicolo a due assi, utilizzando una legge forza-scorrimenti sperimentata da Müller per la *ORE C-9 committee*. Tuttavia, in questi studi non è stata considerata la flessibilità longitudinale e laterale delle sospensioni. Nel 1990 Smith and Kalousek hanno

sviluppato una procedura numerica per progettare il profilo della ruota. Sebbene questa procedura sia stata studiata per veicoli con assili sterzanti, alcuni aspetti possono essere applicati correttamente a sistemi convenzionali. Casini e Tacci, nel 1996, hanno usato una serie di archi per sviluppare un nuovo profilo adattato alla rete italiana. Nel 1990 Leary *et al.* hanno progettato un profilo ruote per il Nord America, basandosi su due tecniche: profilo usurato medio e profili basati sullo sviluppo delle forme delle rotaie. Nel 2003 Shen ha proposto una procedura di ottimizzazione numerica, in cui viene usata la funzione dell'angolo di contatto per la progettazione del profilo ruota. Persson e Iwnicki nel 2004 e, successivamente, Novales *et al.* nel 2006 hanno utilizzato una procedura di ottimizzazione diretta basata su un algoritmo genetico: sono stati scelti due profili ruota esistenti come profili di partenza e da questi sono stati poi generati i nuovi profili, ricostruiti in base a combinazioni casuali delle proprietà dei profili iniziali; ciascun profilo 'figlio' è stato valutato tramite simulazione al computer, calcolando un indice di penalizzazione e valutandone l'idoneità attraverso l'inverso di tale indice. Magel e Kalousek nel 2004 hanno progettato un profilo per ridurre la RCF (fatica per contatto di rotolamento). Zakharov e Zharov nel 2000 e, successivamente, Zakharov e Goryacheva nel 2003 hanno condotto ricerche sui problemi del contatto ruota – rotaia sulle ferrovie russe; le politiche di selezione dei profili e le applicazioni sono descritte da Zakharov *et al.* [2006]. In alcuni casi l'ottimizzazione dell'interfaccia ruota – rotaia non può essere eseguita unicamente attraverso la modifica dei profili. Uno studio dell'ITM NASU (Ucraina) ha portato ad una complessa modernizzazione di carrelli convenzionali a tre assi per veicoli merci. È stato sviluppato un profilo ruota ad 'un punto' di contatto non lineare per ridurre l'usura del bordino. Questo profilo è stato poi implementato su un carrello migliorato per veicoli merci. I test eseguiti per tre anni (circa 190000 km) hanno dimostrato che tale modernizzazione ha portato ad un aumento della velocità a veicolo scarico di 30 – 40 km/h, ad una diminuzione dell'usura del bordino di un fattore due e ad ulteriori benefici (Ushkalov ed altri [2002]). [4]

Nel progetto di una nuova ruota ci si focalizza su cinque aspetti fondamentali del contatto ruota – rotaia:

- Usura delle superfici di contatto;
- Fatica di contatto per rotolamento (RCF);
- Stabilità su tracciato dritto;
- Stabilità in curva (minimizzazione di Y/Q e forze di trazione);
- Requisiti di sicurezza.

Questi concorrono tutti insieme a determinare le condizioni dell'interfaccia ruota – rotaia. Un ottimo profilo è un buon compromesso tra stabilità, curvatura, usura ed RCF. Magel e Kalousek (2002) [5] hanno formulato un criterio per il contatto ruota – rotaia ottimale. Per ottimizzare i profili di ruota e rotaia si dovrebbero soddisfare i seguenti requisiti:

- Evitare stress di contatto maggiori di tre volte lo snervamento a taglio del materiale;
- Evitare il contatto conforme;
- Progettare un'appropriata capacità sterzante;
- Assicurare una conicità equivalente che sia nell'intervallo di conicità del binario;
- Fissare quanti più punti di contatto possibile lungo la tavola della ruota.

Le proprietà cinematiche del contatto ruota – rotaia, come raggio di rotolamento, angolo di contatto ed angolo di rollio della sala variano con il movimento trasversale della ruota, relativamente alla rotaia. La dipendenza tra queste variabili geometriche e la posizione laterale della ruota è definita dalle forma

delle sezioni trasversali di ruota e rotaia, che definiscono le proprietà dinamiche e cinematiche della sala e le proprietà fisiche, quali gli sforzi di contatto, gli scorrimenti, l'usura. La differenza dei raggi di rotolamento tra le due ruote (RRD) in funzione dello spostamento laterale della sala è una delle principali caratteristiche del contatto e definisce il comportamento della sala. Gli step per il progetto di una nuova ruota sono: misure dei profili attuali di ruota e rotaia; scelta di un target per la funzione RRD; soluzione del problema inverso; simulazione del comportamento dinamico. Il procedimento è iterativo, quindi se vengono soddisfatti i requisiti si ottiene il profilo ottimizzato, altrimenti si ritorna al secondo step.

2.2 Il problema del contatto ruota – rotaia

2.2.1 Introduzione

Lo studio del contatto ruota – rotaia differisce a seconda degli obiettivi e può essere geometrico, statico o dinamico. L'analisi geometrica riguarda la forma di ruota e rotaia e le relative posizioni, senza prendere in considerazione il veicolo ed il suo moto: i risultati sono i parametri dei vincoli del contatto ruota-rotaia. L'analisi statica fornisce gli sforzi normali di contatto sotto determinate condizioni di carico. La validazione dinamica viene generalmente eseguita tramite software di simulazione del veicolo, che fornisce informazioni dettagliate sulla dinamica del veicolo e l'interazione ruota - rotaia, comprendendo forze normali, tangenziali, spostamenti, scorrimenti, velocità, accelerazioni ed altri parametri dinamici che riguardano la superficie di contatto. In tal caso, i parametri di contatto sono influenzati anche dalla velocità, dalle caratteristiche di veicolo/carrello e dalla geometria del tracciato. Lo studio delle forze che si generano al contatto è un problema complesso e si può suddividere in quattro problemi distinti (non risolvibili separatamente) [3]:

- Problema geometrico,
- Problema cinematico,
- Problema normale (elastico),
- Problema tangenziale.

Gli ultimi due, tramite le teorie di Hertz e Kalker, consentono di individuare i fondamentali parametri di contatto: superficie di contatto, pressione di contatto e forze tangenziali.

2.2.2 Problema geometrico modello semplificato

Un modello semplificato consente di calcolare analiticamente le forze scambiate tra ruota e rotaia. Lo spostamento laterale y della sala rispetto all'asse di mezzzeria del binario genera, oltre ai tre effetti già menzionati nel sotto-paragrafo 2.1.25, una risultante delle reazioni orizzontali non nulla: si genera una forza di richiamo gravitazionale che tende a riportare la sala in mezzzeria. In riferimento allo schema di Figura 2.12, le reazioni delle rotaie sulle ruote sinistra e destra sono F_S ed F_D e si possono scomporre nelle componenti laterali, H_S e H_D , e verticali, Q_S e Q_D . Per l'equilibrio verticale risulta:

$$2Q = Q_S + Q_D \quad (2.3)$$

Dove $2Q$ è il carico verticale. Trascurando l'effetto del decentramento si ha:

$$Q = Q_S = Q_D \quad (2.4)$$

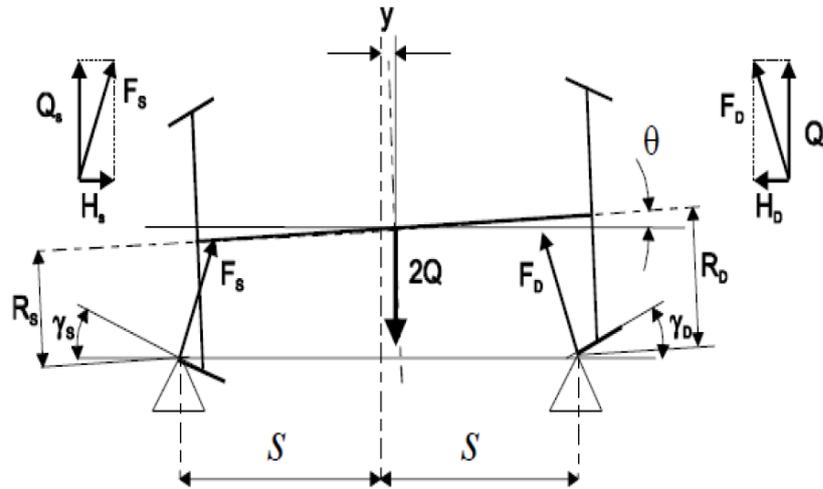


Figura 2.12 - Forze agenti sulla sala in condizioni statiche

Le forze laterali e le forze normali alla superficie di contatto possono essere scritte secondo le relazioni (2.5) – (2.8):

$$H_S = Q \tan \gamma_S; \quad (2.5)$$

$$H_D = Q \tan \gamma_D; \quad (2.6)$$

$$F_S = \frac{Q}{\cos \gamma_S}; \quad (2.7)$$

$$F_D = \frac{Q}{\cos \gamma_D} \quad (2.8)$$

Dove γ_S e γ_D sono gli angoli di contatto. Per l'equilibrio laterale risulta:

$$F_{rich} = H_S + H_D = Q * (\tan (\gamma_S) - \tan (\gamma_D)) \quad (2.9)$$

Tale risultante non nulla è la forza di richiamo, che risulta proporzionale al peso agente sulla sala. Tramite opportuni passaggi algebrici, considerando l'angolo di rollio ϑ , la relazione precedente può essere scritta in funzione della conicità del cerchione λ , dello spostamento laterale y e della lunghezza di semi-scartamento s nel seguente modo:

$$F_{rich} = H_S + H_D = Q * \left(\tan \left(\lambda - \left(\frac{\lambda y}{s} \right) \right) - \tan \left(\lambda + \left(\frac{\lambda y}{s} \right) \right) \right) \cong -2Q \frac{\lambda y}{s} \quad (2.10)$$

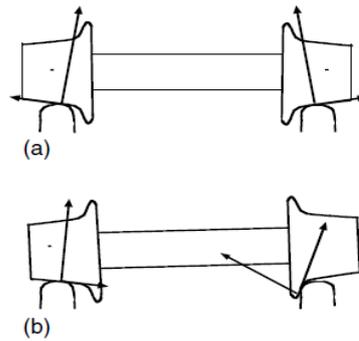


Figura 2.13 - Forze agenti sulla sala montata: a) posizione centrale; b) posizione decentrata con effetto della forza di richiamo

In tale modello semplificato si considera una sala con profili conici e senza bordini. Si può estendere tale modello al caso reale, considerando i parametri geometrici in funzione non lineare rispetto ad y . In generale, per profili nuovi di ruota e rotaia, si possono avere quattro tipi di contatto (Figura 2.14):

- Contatto tavola ruota – testa rotaia;
- Contatto radice flangia ruota – bordo rotaia;
- Contatto flangia ruota – bordo rotaia;
- Contatto tavola esterna ruota – testa rotaia.

I diversi tipi di contatto si verificano a seconda se il veicolo stia percorrendo un tracciato dritto o una curva larga oppure stretta. Questi si possono schematizzare con contatto ad un punto, a due punti o contatto conforme. Quest'ultimo si verifica quando il raggio degli archi circolari della radice del bordino è uguale a quello del bordo rotaia. Se il raggio alla radice della flangia è maggiore del raggio del bordo rotaia, allora si verifica idealmente il contatto ad un punto. Per ricavare i punti di contatto al variare dello spostamento laterale della sala si adottano metodi numerici. [4]

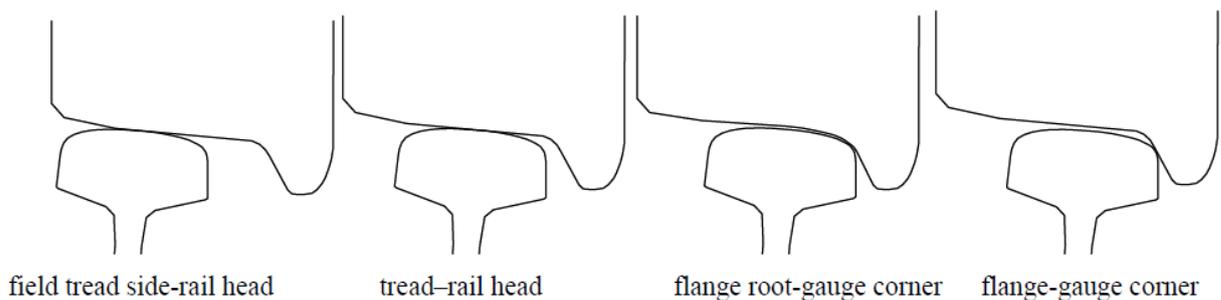


Figura 2.14 - Diversi tipi di contatto ruota - rotaia

2.2.2.1 Cinematica della sala montata e moto del dicono

Il primo approccio consiste nell' esaminare il moto di una sala montata che si sposta lungo un binario perfettamente rettilineo. La conicità delle ruote domina il movimento, per piccoli spostamenti, poiché non interviene il contatto dei bordini. Considerando rigidi l'asse delle ruote ed il binario, la sala montata ha due principali gradi di libertà:

- Lo spostamento laterale y ;
- L'angolo di imbardata ψ .

Se durante il rotolamento la sala montata si sposta lateralmente, la ruota che si sposta su quel lato si trova a rotolare su un raggio maggiore mentre l'altra ruota si trova a ruotare su un raggio minore. Se si ha puro rotolamento (condizione ideale ma non reale), la sala montata viene riportata in asse con il binario grazie alla forza di richiamo ed al profilo conico. Tuttavia, in seguito a tali spostamenti laterali si sviluppa lungo il binario una traiettoria quasi sinusoidale: tale movimento è detto oscillazione cinematica di serpeggio ed è stato descritto per la prima volta da George Stephenson nel libro "Observations on Edge and Tram Railways", 1821. [4]

La prima formulazione matematica sull'oscillazione cinematica per ruote coniche viene attribuita a Klingel nel 1883. Egli ha dimostrato che la frequenza di oscillazione è proporzionale alla velocità ed alla radice quadrata dell'angolo conico. La formulazione di Klingel assume l'ipotesi che il puro rotolamento venga mantenuto durante il moto, ma in realtà non è così a causa dello scorrimento.

Si ha una relazione tra la lunghezza d'onda L_K e la conicità γ , il raggio ruota r e la distanza laterale tra i punti di contatto s :

$$L_K = 2\pi \sqrt{\left(\frac{rs}{2\gamma}\right)} \quad (2.11)$$

Conicità inferiori producono lunghezze d'onda maggiori ed accelerazioni laterali inferiori, riducendo l'effetto di serpeggio. L'accelerazione laterale è proporzionale all'ampiezza dello spostamento trasversale ed al quadrato della frequenza. Secondo la teoria di Klingel, indicando con V la velocità del veicolo, si ha che la frequenza è pari a:

$$f = \frac{V}{L_K} \quad (2.12)$$

La teoria del movimento di Klingel dipende soltanto dalle caratteristiche geometriche del binario e della sala e rappresenta un effetto globale dell'interazione ruota – rotaia.

Quando il centro di gravità della sala è spostato rispetto alla mezzeria del binario di una quantità Δy , si genera quindi una differenza dei raggi di rotolamento che è funzione dello spostamento trasversale:

$$\Delta r(y) = r_1(y) - r_2(y) \quad (2.13)$$

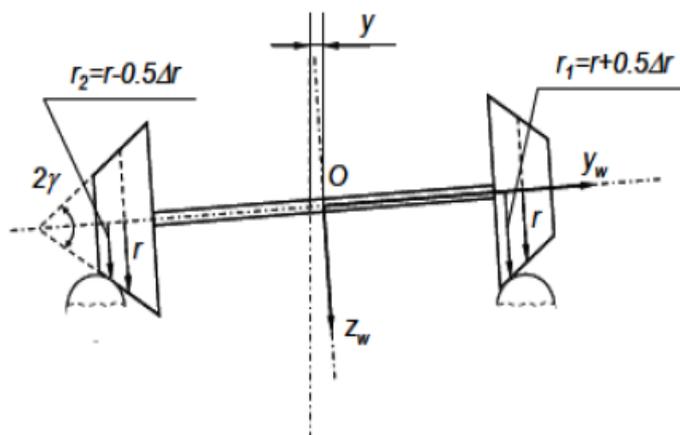


Figura 2.15 - Raggi di rotolamento corrispondenti allo spostamento trasversale y della ruota

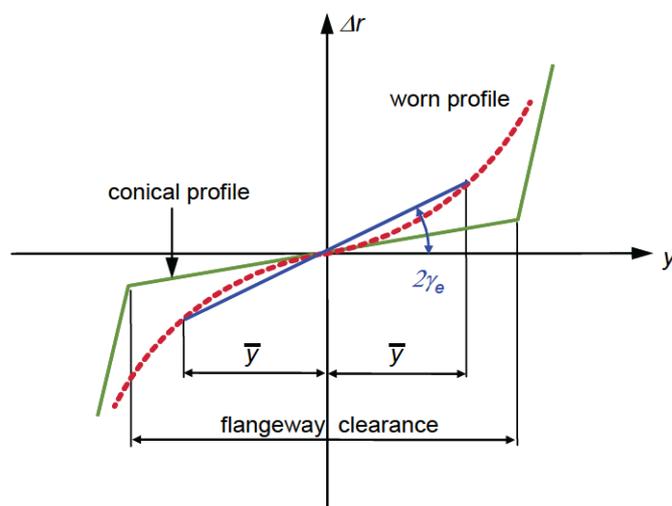


Figura 2.16 - Funzione RRD (curve $y - \Delta r$)

La conicità, in sintesi, influisce sull'interazione ruota – rotaia nel seguente modo:

- Un valore elevato di γ contrasta gli effetti centrifughi sui binari curvi, ma genera il movimento periodico di serpeggio su percorso dritto che porta ad una riduzione del comfort;
- Un valore basso di γ incrementa la qualità di corsa, ma in curva può facilitare il contatto tra bordino (flangia) e rotaia, producendo usura eccessiva di ruota e rotaia.

Il profilo delle ruote odierne non è conico ma ha una forma curvilinea che combacia con il profilo della rotaia. La conicità equivalente (si rimanda alla definizione nel sotto-paragrafo 2.1.2.5) fornisce una misura quantitativa dell'influenza dell'interazione ruota – rotaia sulla qualità di corsa. I valori soglia della conicità equivalente sono definiti nella UIC CODE 518 (2005) [6]. La conicità equivalente deve essere inferiore a 0,5 per garantire la stabilità del veicolo e superiore a 0,1 per generare le forze di richiamo appropriate: ci si attiene quindi ad un range di 0,2 – 0,3.

Per quanto riguarda la cinematica in curva, Redtenbacher ha formulato una relazione tra lo spostamento trasversale y , il raggio della curva R , il raggio ruota r , la conicità γ e la distanza dei punti di contatto $2b$:

$$\Delta r = \frac{2br}{R} ; y = \left(\frac{rb}{\gamma R} \right) \quad (2.14)$$

Si nota come per ruote di diametri piccoli r , a parità di raggio di curva R , si hanno Δr più piccoli.

Il modello geometrico semplificato può essere utilizzato per definire le condizioni limite della marcia in curva. In particolare si individua un fattore di condizione limite per il deragliamento: $\phi = (Y/Q)_{lim}$. Solitamente si utilizza un fattore limite pari a 0,8 e pari a 0,6 per le locomotive e veicoli tramviari.

2.2.2.2 Il problema cinematico

La teoria semplificativa del contatto si basa sulle seguenti ipotesi: ruota e rotaia rigide; contatto in un unico punto e forze concentrate; velocità traslazionale e circonferenziale ruota uguali fino al raggiungimento del limite di attrito. Come verrà illustrato di seguito, le velocità relative nella zona di contatto ed i micro-scorrimenti sono importanti per il problema del contatto. Inoltre, le forze esercitate dagli altri componenti del veicolo (carrello, attraverso le sospensioni) influiscono sulle forze trasmesse nella zona di contatto, correlate alle velocità relative di ruota e rotaia in funzione dei micro-slittamenti. Il primo a comprendere il micro-scorrimento fu Carter e, successivamente, sono stati ottenuti risultati simili da Poritsky e Cain. Carter elaborò un modello di contatto considerando corpi elastici ed aree di contatto non puntiformi ed ipotizzò all'interno dell'area di contatto una zona di scorrimento ed una di adesione con proporzioni variabili a seconda del carico applicato. Jhonson risolse approssimativamente un caso tridimensionale, considerando un modello in cui una sfera elastica rotola su un piano elastico. Ciò si basa sull'assunzione che l'area di adesione sia circolare e tangenziale all'area di contatto al bordo di attacco. Lo stesso Jhonson introdusse la rotazione di spin, rispetto ad un asse normale all'area di contatto, a cui attribuì un ulteriore micro-scorrimento. Haines ed Ollerton (successivamente Vermeulen e Jhonson) hanno studiato il caso generale in cui l'area di contatto è considerata ellittica, limitando lo studio allo scorrimento in direzione del moto ed assumendo che la distribuzione bidimensionale degli sforzi di Carter si mantenga su una fascia parallela alla direzione del moto. De Pater ha sviluppato risultati per piccoli ed ampi spostamenti, nel caso di area di contatto circolare, senza alcuna assunzione sull'area di adesione ed assumendo un coefficiente di Poisson nullo. Kalker, invece, ha fornito una trattazione completa del caso generale tridimensionale, considerando un coefficiente di Poisson non nullo ed uno scorrimento ed un momento arbitrari in condizioni di attrito a secco e per corpi elastici ideali. [7] Al giorno d'oggi, grazie all'ausilio di moderni calcolatori e software di calcolo sempre più avanzati, ci si spinge su modelli tridimensionali per la simulazione numerica del contatto. Tuttavia, per simulare efficientemente la dinamica del veicolo sono necessari modelli empirici o bidimensionali del contatto ruota – rotaia.

Nella fase di trazione si ha che il percorso L per cui avanzano le ruote è minore di πnD e si ha pertanto uno scorrimento pari a:

$$\varepsilon = \frac{\pi nD - L}{\pi nD} \quad (2.15)$$

Durante la fase di frenata, invece, il percorso L risulta maggiore di πnD , quindi si ha uno scorrimento pari a:

$$\varepsilon = \frac{L - \pi nD}{L} \quad (2.16)$$

Nella fase iniziale si ha proporzionalità lineare tra la forza F trasmessa tra ruota e rotaia, mentre all'aumentare dello scorrimento tale forza varia con un esponenziale decimale, gradualmente decrescente. Questi micro-scorrimenti risultano, in un primo tratto, proporzionali all'elasticità dei materiali al contatto ruota – rotaia, dopodiché si crea uno scorrimento relativo tra l'impronta della ruota e della rotaia, prima sulla parte posteriore dell'impronta per poi estendersi fino alla parte anteriore. Questi vengono detti pseudo-slittamenti. Gli scorrimenti relativi laterali dipendono dall'angolo di deriva ϑ_T con cui la ruota incontra la rotaia: per piccoli angoli gli scorrimenti interessano la parte terminale, per poi interessare una parte più ampia dell'impronta all'aumentare di tale angolo. La reazione laterale Y tra ruota e rotaia non risulta applicata al centro dell'impronta ma in un punto spostato rispetto al centro di una quantità l_a , detta dissassamento. Ne segue quindi un momento $Y * l_a$, detto anche di auto-allineamento, che tende a riportare la ruota nel suo piano di simmetria rispetto alla direzione longitudinale. All'aumentare dell'angolo di deriva, Y aumenta e l_a diminuisce. [8]

Nel caso reale bisogna considerare la sala montata collegata al carrello tramite le sospensioni: si hanno quindi forze normali e tangenziali significative. In caso di moto di serpeggio, per cui si hanno piccoli spostamenti relativi, gli pseudo-slittamenti appartengono al tratto rettilineo. In questo tratto, per piccoli valori di ε , la forza di trazione al contatto F è proporzionale allo scorrimento:

$$F = F_0 * \varepsilon \quad (2.17)$$

In cui $F_0 = \frac{dF}{d\varepsilon}$. Per valori elevati di pseudo-slittamento si ha:

$$F = \int \frac{dF}{d\varepsilon} * d\varepsilon \quad (2.18)$$

L'andamento poi si differenzia tra forze longitudinali e laterali. Nel tratto iniziale, si può utilizzare la teoria di Hertz per determinare deformazioni e tensioni locali e di conseguenza il valore di F_0 . Per quanto riguarda le forze d'attrito al contatto e per determinare la F_0 in senso longitudinale F_{0x} e laterale F_{0y} , si fa riferimento alla teoria di Kalker.

Le tangenti alle curve di pseudo-slittamento F_0 si mantengono costanti all'aumentare della velocità, mentre il valore assoluto dello sforzo in corrispondenza del blocco ruota e lo strisciamento della ruota diminuiscono, passando da attrito volvente ad attrito radente. Gli scorrimenti, infatti, sono mediamente minori all'aumentare della velocità. [8]

I micro-scorrimenti longitudinale, laterale e di spin, considerati compresenti per la prima volta da Kalker, possono essere espressi in funzione delle velocità relative secondo le seguenti espressioni:

$$\xi = \frac{V_x}{V_{roll}} = \frac{V_{wx} - V_{rx}}{V_{roll}} \quad (2.19)$$

$$\eta = \frac{V_y}{V_{roll}} = \frac{V_{wy} - V_{ry}}{V_{roll}} \quad (2.20)$$

$$\phi = \frac{\Omega_z}{V_{roll}} = \frac{\Omega_{wz} - \Omega_{rz}}{V_{roll}} \quad (2.21)$$

Dove V_x e V_y sono le velocità di scorrimento lungo gli assi x ed y , Ω_z è la velocità angolare attorno all'asse z e V_{roll} è la velocità di rotolamento. [4]

2.2.2.3 Il problema normale

La teoria di Hertz dimostra che, se due corpi elastici vengono spinti l'uno contro l'altro nelle seguenti condizioni:

- Comportamento elastico;
- Semi-spazi infiniti;
- Raggio di curvatura ampio rispetto alla dimensione del contatto;
- Curvature costanti sulla zona di contatto;

Si ha che:

- La superficie di contatto è un'ellisse;
- La superficie di contatto è considerata piana;
- La pressione di contatto è rappresentata da una semi-ellissoide.

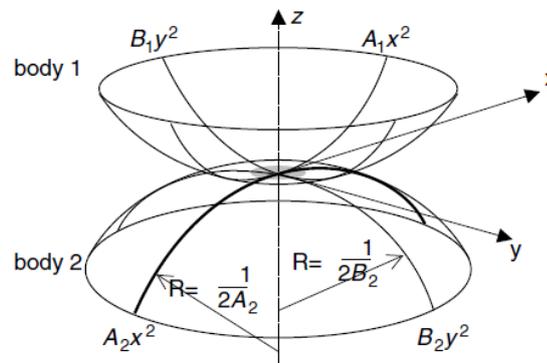


Figura 2.17 - Schematizzazione dei corpi a contatto nella teoria di Hertz

La ruota e la rotaia sono considerate come due superfici non conformi che vengono portate l'una vicino all'altra fino a raggiungere il contatto in un punto. Il piano di contatto è tangente alle due superfici nel punto di contatto. Il sistema di coordinate ha origine nel punto di contatto, con z asse normale al piano di contatto e x e y gli assi orientati nelle direzioni delle curvature principali delle superfici di contatto. Le superfici della ruota e della rotaia in prossimità del punto di contatto sono espresse in forma quadratica nel proprio sistema di riferimento:

$$z_w = A_1 x_w^2 + B_1 y_w^2 \quad (2.22)$$

$$z_r = A_2 x_r^2 + B_2 y_r^2 \quad (2.23)$$

Dove: $A_1 = \left(\frac{1}{2R_{wx}}\right)$; $B_1 = \left(\frac{1}{2R_{wy}}\right)$; $A_2 = \left(\frac{1}{2R_{rx}}\right)$; $B_2 = \left(\frac{1}{2R_{ry}}\right)$; R_{wx} e R_{wy} sono i raggi di curvatura della ruota, mentre R_{rx} e R_{ry} sono i raggi di curvatura della rotaia. In generale A_2 può essere trascurato, in quanto la rotaia può essere considerata rettilinea in direzione x e quindi il corrispondente raggio di curvatura sarà infinito. La distanza tra i due corpi è pari alla somma delle due distanze:

$$d = |z_w| + |z_r| = Ax^2 + By^2 \quad (2.24)$$

Con A e B strettamente positivi, ossia le curvature relative principali:

$$A = \frac{1}{2\left(\frac{1}{R_{wx}} + \frac{1}{R_{rx}}\right)}; \quad B = \frac{1}{2\left(\frac{1}{R_{wy}} + \frac{1}{R_{ry}}\right)}$$

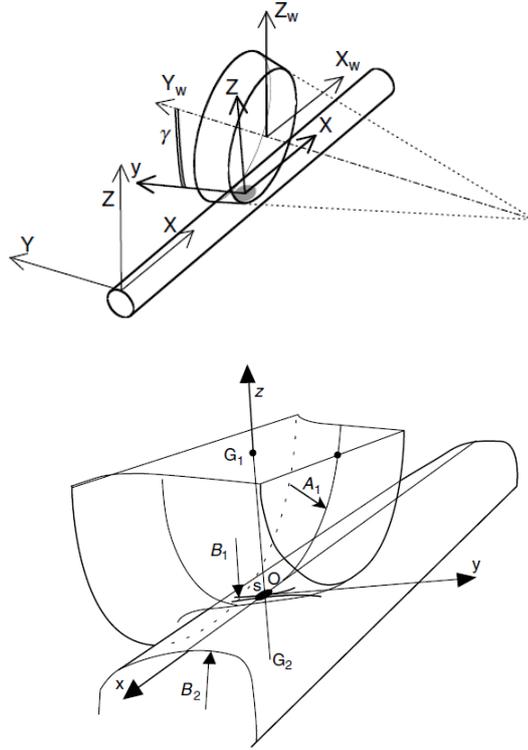


Figura 2.18 - Individuazione dell'area di contatto: a) schematizzazione ruota conica e rotaia cilindrica; b) superfici reali di ruota e rotaia

Detti a e b il semiasse maggiore dell'ellisse in direzione Ox ed il semiasse minore dell'ellisse in direzione Oy rispettivamente, si osserva che i rapporti A/B e a/b variano allo stesso modo: se $A > B$, allora $a > b$. Se $A = B$ e quindi $a = b$ si ha un'area di contatto circolare. I valori dei semiasse a e b e della distanza δ tra i centri dei due corpi sono espressi dalle relazioni:

$$a = m \left[\frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E} * \left(\frac{1}{A+B} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.25)$$

$$b = n \left[\frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E} * \left(\frac{1}{A+B} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.26)$$

$$\delta = r \left[\left(\frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E} \right)^2 (A+B) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.27)$$

Tali espressioni sono in funzione del modulo di Poisson ν , del modulo di Young E , della forza normale N con cui sono compressi i corpi e dei parametri adimensionali m , n e r , detti coefficienti di Hertz.

Considerando una distribuzione ellittica di pressione, si ha un valore di pressione medio pari a $N/\pi ab$ ed un valore massimo di pressione contatto: $\sigma_{max} = \frac{1,5N}{\pi ab}$, dove πab è l'area superficiale dell'ellisse. In campo ferroviario, il valore massimo della pressione di contatto supera in genere i 1000 MPa. Sebbene questo sia un valore superiore al limite di snervamento di molti materiali, bisogna tener presente che il limite elastico non viene raggiunto poiché si tratta di un caso ben più complesso (triassiale) del caso tensionale monoassiale. [7]

2.2.2.4 Il problema tangenziale

Le componenti tangenziali delle forze di scorrimento al contatto sono legate alle velocità relative tra i due corpi e pertanto problema tangenziale e problema cinematico non possono essere studiati separatamente. Si hanno la forza normale N , la forza di scorrimento longitudinale F_x e la forza di scorrimento laterale F_y .

Il momento di micro-scorrimento, dovuto alla rotazione relativa delle zone di contatto attorno all'asse normale al contatto, corrisponde ad una coppia ϕ che può essere trascurata rispetto al momento M_z dovuto alle forze longitudinali.

Il contatto ruota – rotaia è ad attrito volvente. Si differenzia dal modello di attrito radente di Coulomb per un'area di adesione ed un'area di slittamento, che si sviluppa progressivamente all'aumentare della coppia di trazione e della velocità di slittamento (Carter). La transizione è caratterizzata dalla pendenza iniziale o "forza anti-scivolo", la forza che si avrebbe se il coefficiente di attrito μ fosse infinito, e da una curva di saturazione S . Nella prima fase la forza di trazione è proporzionale allo scorrimento ($F = f\xi$), mentre nella seconda fase, incrementando la forza, si arriva a saturazione ($F = \mu N$).

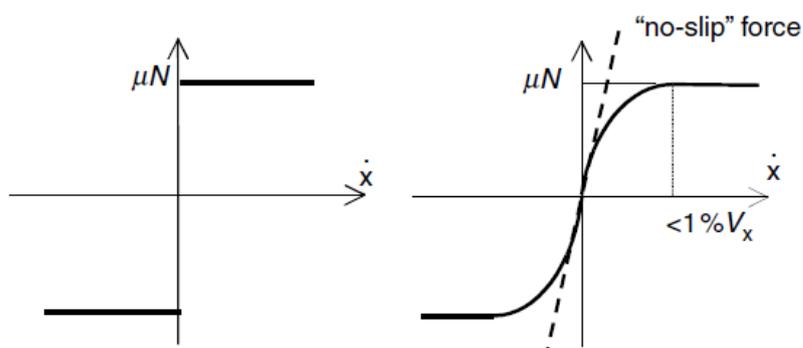


Figura 2.19 - Modello di Coulomb e modello di Carter

Carter ha descritto una semplice superficie di contatto 2D, ma è stato il primo a fornire un'espressione adeguata della forza relativa allo scorrimento in direzione longitudinale, essendo quest'ultimo calcolato come:

$$\xi = (V_0 - \omega R_0)/V_0 \quad (2.28)$$

dove V_0 è la velocità di avanzamento del veicolo, ω la velocità angolare e R_0 il raggio di rotolamento. Rocard ha descritto la relazione lineare tra l'angolo di imbardata e la forza di guida nella direzione laterale, sia per pneumatici in gomma sia per ruote ferroviarie. Johnson e Kalker hanno stabilito l'espressione definitiva di rigidità di scorrimento, introducendo coefficienti variabili che dipendono dal rapporto a/b dell'ellisse di contatto. [7]

Per bassi valori di micro-scorrimenti, la relazione può essere considerata lineare. Per valori di micro-scorrimenti più elevati, che si instaurano ad esempio durante il contatto del bordino, la relazione diventa altamente non lineare e la forza di scorrimento tende al valore limite determinato dalla forza normale e dal coefficiente d'attrito nell'area di contatto. In questo caso, la relazione non include l'effetto di saturazione delle forze d'attrito, ad esempio, non assicura che $F_{lat} \leq \mu N$.

Kalker ha tenuto conto dell'effetto del micro-scorrimento di spin sulla distribuzione delle pressioni tangenziali in direzione longitudinale e laterale ed ha sviluppato tre modelli di contatto:

- Modello lineare;
- Modello completo, CONTACT;
- Modello semplificato, FASTSIM.

Secondo la teoria lineare di Kalker, la forza longitudinale F_x , la forza laterale F_y e lo spin M_z che si sviluppano nell'area di contatto sono espressi dalla (2.29):

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} = -Gab \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} & \sqrt{ab} c_{23} \\ 0 & -\sqrt{ab} c_{23} & ab c_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ \eta \\ \phi \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

In cui G è il modulo di elasticità tangenziale del materiale, a e b sono i semiassi dell'ellisse di contatto, che dipendono dalle proprietà del materiale di ruota e rotaia e dalla forza normale di contatto. I parametri c_{ij} sono i coefficienti di Kalker che dipendono dal modulo di Poisson e dal rapporto a/b e le quantità ξ , η , ϕ sono rispettivamente i micro-scorrimenti longitudinale, laterale e di spin. [4]

Il modello CONTACT è adatto ai casi non lineari, in particolare al caso di aree di contatto ellittiche, basandosi sulla teoria di Hertz per il calcolo dell'area di contatto e sull'ipotesi di quasi-identità, secondo cui le pressioni tangenziali non modificano la distribuzione delle pressioni normali e di conseguenza la forma dell'area di contatto. L'algoritmo CONTACT è stato implementato in diversi software, ma richiede tempi di calcolo molto elevati per le simulazioni dinamiche.

Altri simulatori sono dotati di algoritmi con teorie semplificate, tra cui FASTSIM, metodi di interpolazione (Polach), metodi euristici (Shen-Hedrick-Elkins). L'algoritmo FASTSIM, presente anche in Simpack, è stato elaborato dallo stesso Kalker ed ha un errore di calcolo intorno al 25% rispetto a CONTACT, ma è circa 2000 volte più veloce rispetto a CONTACT. FASTSIM assume che il comportamento elastico dei materiali nella zona di contatto sia isoentropico:

$$u_x = f\sigma_x; \quad u_y = f\sigma_y \quad (2.30)$$

Dove σ_x e σ_y sono le tensioni tangenziali, u_x ed u_y sono gli spostamenti relativi nel piano dell'area di contatto. Non si riportano le equazioni della teoria di Kalker poiché esentano lo scopo di questo lavoro.

3 Stato dell'arte dell'usura ferroviaria

3.1 Lo studio dell'usura nei sistemi ferroviari

La parte iniziale del lavoro da me svolto comprende lo studio e la ricerca bibliografica sul fenomeno dell'usura di ruota e rotaia, dalla tribologia in campo ferroviario all'analisi di leggi sull'usura e di modelli differenti, derivanti dalle sperimentazioni in campo ferroviario dell'ultimo ventennio. Infine, vengono esaminate le leggi di usura utilizzate nel modulo *Wheel profile wear* del codice Simpack. L'usura delle ruote ferroviarie comporta conseguenze importanti sulla dinamica e sulla stabilità del veicolo: possono verificarsi vibrazioni e sollecitazioni che, a loro volta, facilitano il consumo delle componenti meccaniche (ad esempio le sospensioni); la modifica dei profili di ruota e rotaia può compromettere la stabilità del veicolo ed aumentare il rischio di deragliamento; inoltre la variazione dei profili porta a costi di manutenzione più elevati. E' importante quindi trovare un modello di usura affidabile per ottimizzare i profili ed ottenere un'usura più uniforme, al fine di aumentare il tempo medio di intervento di manutenzione. Allo stesso tempo, ottimizzando i profili di partenza, è possibile ridurre la quantità massima di materiale usurato e mantenere circa costante la prestazione dinamica del contatto ruota – rotaia tra due interventi di riparazione. Tutto ciò consente di ottimizzare i costi, migliorare il comfort dei passeggeri ed aumentare la sicurezza dei veicoli.

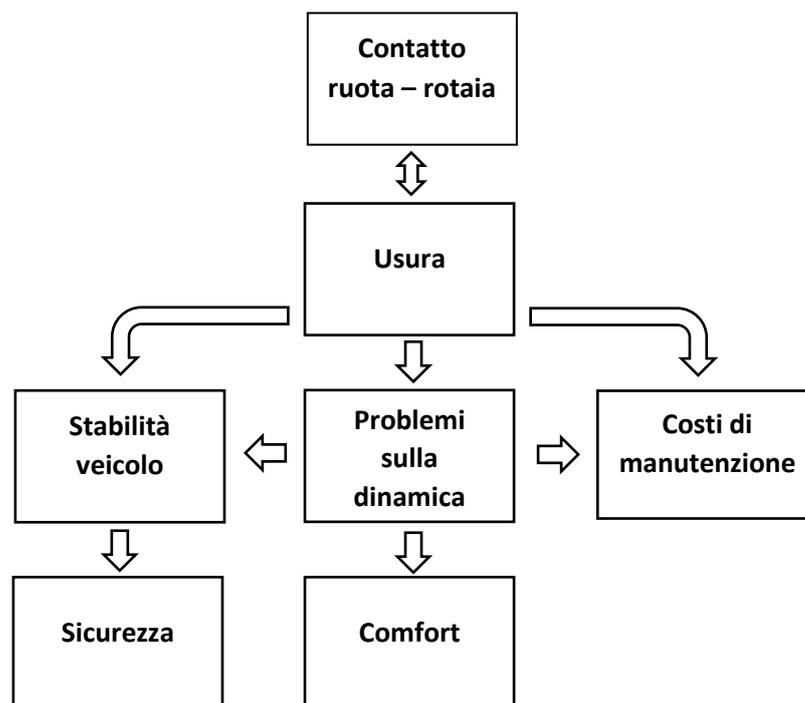


Figura 3.1 - Conseguenze dell'usura dei profili di ruota e rotaia

La tribologia è lo studio dell'attrito, dell'usura e della lubrificazione e quindi di tutti i problemi che scaturiscono durante il moto relativo di superfici interagenti sottoposte a carico. Lo studio dell'usura ferroviaria si concentra sulla zona di contatto tra ruota e rotaia (di circa 1 cm^2). Al contrario di altri

sistemi, come i cuscinetti, il contatto ruota-rotaia costituisce un sistema aperto: è esposto a sporco, particelle e lubrificazione naturale, dovuta a pioggia, umidità e foglie, i quali influiscono sul contatto e sulle forze trasmesse. Come è stato già introdotta, esistono diverse tipologie di profili ruota. Questi cambiano in maniera differente durante il ciclo di vita a causa dell'usura e risulta molto difficile conseguire uno studio ed una previsione accurati. L'usura si verifica quando due superfici sotto carico si muovono relativamente una rispetto all'altra. Bisogna tener presente che il moto di rotolamento puro è ideale. Infatti il moto di rotolamento prevede sempre un moto di slittamento. L'applicazione di lubrificante serve a ridurre l'attrito ed i danni dovuti all'usura. E' importante ricordare che l'usura e l'attrito sono parametri di sistema e non parametri del materiale, quindi è importante lo studio del sistema. [9]

L'usura è perdita o spostamento di materiale tra due superfici a contatto. Tra ruota e rotaia si possono avere simultaneamente diversi meccanismi di usura: lo spostamento di materiale può verificarsi attraverso trasferimento da una superficie ad un'altra per adesione o per deformazione plastica locale; l'usura abrasiva si verifica quando sono a contatto particelle ad elevata durezza e particelle con una durezza inferiore; l'usura ossidativa consiste nella rimozione di strati di ossido delle superfici a contatto per reazione chimica ed elettrochimica; quella per delaminazione consiste nel distacco di strati di materiale fine.

La più semplice classificazione è quella tra usura "lieve" e "severa". La prima è caratterizzata da una superficie liscia, mentre la seconda da una superficie scabrosa. Un'ulteriore classificazione viene riportata nei paragrafi successivi.

I due tipi di usura che interessano maggiormente il contatto ruota – rotaia sono l'adesione e la delaminazione. L'usura adesiva è relativamente lieve e produce sottilissimi trucioli sulla superficie dopo un elevato numero di cicli: Bolton ha analizzato queste particelle, misurando una lunghezza media di 100 μm ed uno spessore di 10 μm . In seguito ad usura di tipo adesivo le superfici di ruota e rotaia rimangono brillanti. La delaminazione è un tipo di usura più severa e produce 'lamelle' più grandi (dell'ordine di 400 μm di lunghezza e 20 μm di spessore) ed una superficie maggiormente scabrosa rispetto all'usura adesiva. [10]

L'usura si verifica a causa dello scorrimento che, soprattutto in curva, può avere un'elevata componente in corrispondenza della testa della rotaia. E' bene osservare che un incremento delle condizioni di carico porta ad un certo punto ad un rapido cambiamento del tasso di usura (perdita di volume per distanza di slittamento). Il passaggio da usura lieve ed accettabile ad un'usura severa/catastrofica dipende principalmente dal tipo di superficie. Oltre alla superficie ed al tipo di lubrificazione, la temperatura della superficie influenza la transizione da usura lieve ad usura severa/catastrofica, come mostrato da Lewis e Dwyer-Joyce. [11]



Figura 3.2 - Evoluzione profili ruota e rotaia (caso di prova Stoccolma)

Ritornando al problema del contatto, è difficile effettuare misurazioni dirette dell'area di contatto tra ruota e rotaia. Un interessante approccio per misurare l'area di contatto per una vasta gamma di profili ruota e rotaia usurati è presentato da Marshall: consiste in una tecnica di riflessione ad ultrasuoni, i cui risultati sono stati confrontati con le aree di contatto calcolate ottenendo una buona approvazione del metodo. Le topografie delle superfici misurate con questa tecnica sono state usate come dati di input per il contatto di superfici scabrose. [9]

Riprendendo i metodi di Hertz e Kalker, quello di Hertz è l'approccio più usato nella simulazione dinamica del veicolo grazie alle sue risoluzioni in forma semplice chiusa. Il programma numerico del contatto di Kalker dipende sempre dall'assunzione del semispazio, ma non è limitato alle zone di contatto ellittiche. In questo caso le superfici di contatto sono meshate con elementi rettangolari, aventi tensioni normali e tangenziali costanti per ogni elemento rettangolare. Telliskivi e Olofsson (2001) [12] hanno sviluppato un modello ad elementi finiti del contatto ruota-rotaia, che include la deformazione plastica, utilizzando i profili ruota-rotaia misurati come dati di input. Questi hanno comparato i metodi tradizionali (Hertz e Contact) con le dettagliate soluzioni ad elementi finiti della ruota in contatto con il bordo della rotaia e con il fungo (testa), come è rappresentato rispettivamente a sinistra ed a destra della Figura 3.3.

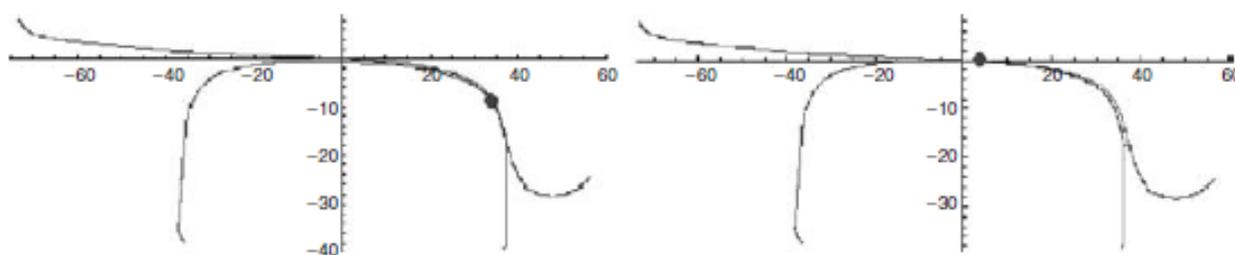


Figura 3.3 - Posizione del punto di contatto nei due casi di carico: contatto sul bordo e contatto sul fungo.

I risultati mostrano che per il secondo caso riportato in figura la differenza di pressione di contatto massimo tra Contact/Hertz ed il modello ad elementi finiti è minima. Per il primo caso, invece, la differenza di pressione di contatto tra il modello e Contact/Hertz è di circa 3 GPa. Sempre nel libro di Iwnicki [9] viene riportato il caso di studio di Stoccolma, le cui prove sono servite per validare modelli di usura e di frattura delle superfici ruota/rotaia. I risultati del test di Stoccolma sono riportati in un

diagramma della pressione di contatto in funzione della velocità di slittamento. Si può riscontrare una netta differenza tra il contatto testa rotaia – tavola ruota ed il contatto bordo rotaia – flangia ruota in termini di velocità di slittamento e pressione di contatto. Per il contatto testa rotaia – tavola ruota, la velocità di scorrimento e la pressione di contatto non sono mai al di sopra di 0,1 m/s e 1,5 GPa, rispettivamente, mentre per il contatto bordo rotaia – flangia le massime velocità raggiunte sono di 0,9 m/s e la pressione massima di contatto osservata raggiunge i 2,7 GPa, come riportato in Figura 3.4. Questi sono i risultati della simulazione con una curva di raggio 303 m, utilizzando il software Medyna per il caso Stoccolma.

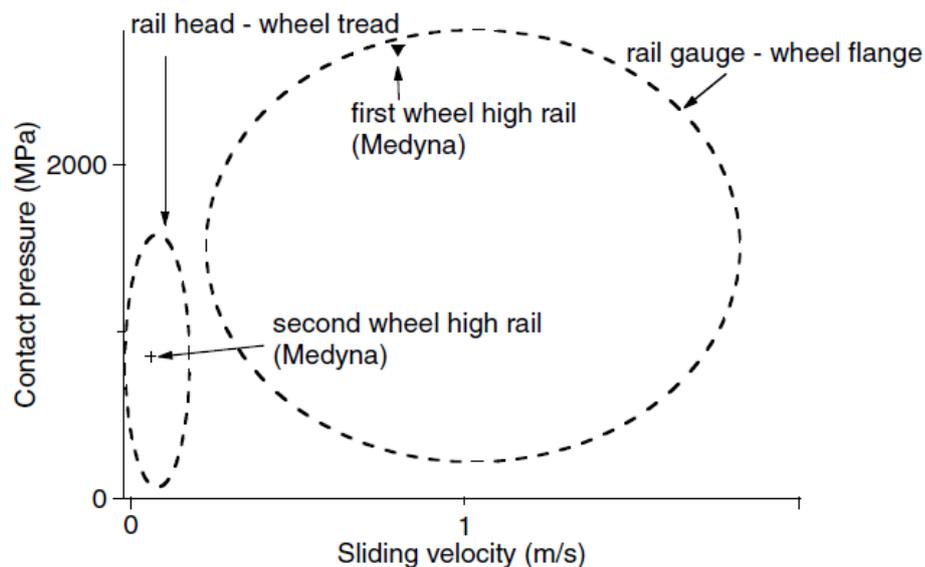


Figura 3.4 - Pressione di contatto - velocità di slittamento per il caso Stoccolma

Il fenomeno dell'usura di ruota e rotaia, come già accennato, dipende da molteplici fattori quali la geometria del tracciato, la larghezza dello scartamento in curva, il profilo iniziale e la sua evoluzione, i materiali di ruota e rotaia ecc.

Si può suddividere lo studio di questo fenomeno in campo ferroviario in tre filoni principali, seppur siano in relazione uno con l'altro:

- Usura rotaia;
- Usura ruota e ottimizzazione del profilo ruota;
- Interazione ruota-rotaia.

Sebbene l'interazione ruota-rotaia sia lo studio completo del problema, è possibile analizzare separatamente i casi di ruota e rotaia. Infatti nel modello studiato nel presente lavoro di tesi, come sarà esposto nelle prossime righe, è stata analizzata l'usura dei profili ruota senza considerare l'usura della rotaia.

3.1.1 Usura rotaia

La rotaia è un profilato di acciaio, la cui sezione è una trave simile ad una doppia T simmetrica, montata su una struttura portante detta traversa e costituisce l'elemento guida e di supporto del veicolo. I vari tipi di tracciato si suddividono in:

- Tracciato tradizionale (*Ballasted track*);
- Tracciato tranviario;
- Tracciato su viadotto (*Slab Track*), che comporta un basamento in cemento armato.

Quello di nostro interesse è il tracciato tradizionale, le cui rotaie impiegate sono di tipo Vignole (la forma tipica a fungo) e realizzate in acciai di buona qualità: si usa un acciaio ad alto tenore di carbonio ed elevati tenori di Manganese, Silicio ed anche Cromo per ridurre l'usura. Le rotaie europee sono realizzate sulla specifica dell'UIC (UIC 60 – UIC 50 equivalenti alle UNI 50 e UNI 60 italiane).

In seguito vengono sintetizzati i lavori ritenuti più interessanti, riportati in diversi articoli scientifici.

In "Influence of gauge width on rail side wear on track curves" del 2006 [13] si argomenta lo studio dell'influenza dell'ampiezza dello scartamento in curva sull'usura del bordo della rotaia, in corrispondenza del contatto con il bordino (flangia) della ruota, dovuta a numerosi fattori tra cui: piano tracciato, profilo longitudinale, condizioni tecniche del rotabile e del tracciato, tipo di acciaio di ruota e rotaia, intensità dei carichi trasportati e carichi assiali. I fattori che maggiormente influenzano l'usura del lato della fungo rotaia sono: 1) lo scorrimento della flangia ruota; 2) la pressione della flangia ruota sul lato del fungo rotaia. Altri fattori rilevanti sono la qualità dell'acciaio della rotaia, la sua composizione chimica e la sua microstruttura. Quindi è importante la valutazione della lunghezza della distanza di slittamento sulla parte laterale della rotaia. Nel modello matematico viene definito un volume di materiale asportato, proporzionale alla distanza di slittamento l ed al carico normale N ed inversamente proporzionale alla resistenza del materiale H :

$$V_N = \frac{Nfl}{H} \quad (3.1)$$

Viene definito un indice empirico di usura, proporzionale al carico normale N della ruota sulla rotaia, al coefficiente d'attrito f , alla distanza di slittamento della ruota sulla rotaia l_s ed inversamente proporzionale all'area di contatto:

$$R_{N1} = \frac{Nfl_s}{A} \quad (3.2)$$

Tale espressione dimostra che per ridurre l'indice di usura, occorre il carico normale e la distanza di slittamento sulla parte laterale del fungo rotaia.

I risultati sperimentali di tali prove condotte su una linea in Lituania hanno dimostrato come l'ampliamento dello scartamento in curva influisca sulla diminuzione dell'usura della testa della rotaia: per curve con raggio superiore a 650 m, l'intensità d'usura non è molto alta e quindi non c'è bisogno di ampliare lo scartamento (scartamento russo standard di 1520 mm); per curve con raggio compreso tra 400 m e 650 m, si dovrebbe aumentare lo scartamento a 1524 mm per ottenere una diminuzione dell'usura; per curve con raggio tra 350 m e 400 m, dovrebbe essere aumentato a 1530 mm; infine per curve con raggio minore di 350 m, dovrebbe essere aumentato a 1535 mm.

Nell'articolo "The application of contact mechanics to rail profile design and rail grinding" di Magel e Kalousek del 2002 [5] viene condotto uno studio di progetto del profilo rotaia e della sua ottimizzazione, partendo dallo studio della geometria del contatto ruota-rotaia, il quale influenza enormemente il tasso di usura e di fatica di ruota-rotaia e la stabilità di marcia. Per l'ottimizzazione dei profili viene utilizzato un processo, definito *Pummeling*, ossia un processo di controllo della distribuzione dei contatti ruota-rotaia per mantenere una geometria del contatto favorevole. Questo consiste nel gestire in sinergia la severità e la frequenza del contatto in diversi punti della superficie, riducendo al minimo l'usura istantanea e garantendo una distribuzione dell'usura omogenea sulla superficie e quindi favorevole. Per quanto riguarda la ruota, questo comporta che il profilo geometrico rimane stabile per un lungo periodo. Ci sono due modi per ottenere il *pummeling*: variare lo scartamento, aumentandolo di 10 – 12 mm nelle sezioni più veloci e diminuendolo di un paio di mm nelle parti alle basse velocità; il secondo è ottenere diversi profili della rotaia, per ogni parte che entra in contatto con la ruota ed ottenere più di una banda di contatto.

3.1.2 Usura ruota

Il lavoro sicuramente più interessante è quello riportato nell'articolo "A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear" di Braghin *et al.* del 2006 [14] in cui viene descritto un veloce modello di previsione dell'usura della ruota ferroviaria. Tale modello si basa su un codice multibody del veicolo, su un modello di analisi del contatto locale con l'algoritmo CONTACT93 di Kalker [15] (successivamente utilizzato solo come riferimento per testare le approssimazioni di FASTSIM) e su un modello di usura locale confrontato con test sperimentali su banco a doppio disco (*twin disc*). I risultati finali hanno portato ad affermare che dopo i 200.000 km il tasso di usura diventa molto alto e inizia a ridursi parecchio lo spessore della flangia, mentre dopo circa 300.000 km viene raggiunto il minimo valore del parametro di controllo dell'usura S_d e la ruota deve essere ritornata. L'articolo fa riferimento ad altri studi, tra cui quello di Jender e Berg [16]: questi hanno sviluppato un modello simile con il codice multibody *Gensys*, usando FASTSIM per il contatto ed applicando il modello d'usura di Archard; il profilo ruota viene aggiornato ogni qual volta è raggiunta una profondità di usura pari a 0,1 mm oppure raggiunta una distanza di percorrenza pari a 1500 km. Si riporta, inoltre, l'indice del tasso di usura di Derby come approccio energetico rispetto al lavoro sull'area di contatto: $KT\gamma/A$, dove T è la forza di trazione, γ lo scorrimento, K un coefficiente d'usura e A l'area di contatto. Si sottolinea che i regimi di usura della testa e della flangia sono differenti, perciò è consigliabile utilizzare diverse costanti di usura per ciascuna. Durante le prove su banco a doppio disco, vengono variati i valori di γ e T per ricavare diversi coefficienti d'usura: si ottengono tipicamente valori di $T\gamma/A$ dell'ordine dei 10 N/mm^2 per la testa e 20 N/mm^2 per il contatto flangia. Si fa riferimento al lavoro di Lewis e Dwyer-Joyce [11], in cui vengono individuati i tre regimi di usura (lieve, severa e catastrofica) in termini di tasso d'usura e caratteristiche (ossidativa, delaminazione ecc.) e si ottiene un livellamento del tasso d'usura alla prima transizione dovuto al cambiamento da scorrimento parziale a scorrimento totale. Inoltre viene studiata la temperatura al variare dello scorrimento e viene comparata con il tasso di usura. Nel lavoro di Braghin [14] viene attribuito un coefficiente di usura per ogni regione: K_1 , K_2 e K_3 , come mostrato in Figura 3.5. Il contatto generalmente avviene nelle prime due regioni e raggiunge la regione K_3 solo in curve severe. Nella Tabella 3.1 vengono riportati i regimi ed i coefficienti di usura per i materiali dei due dischi.

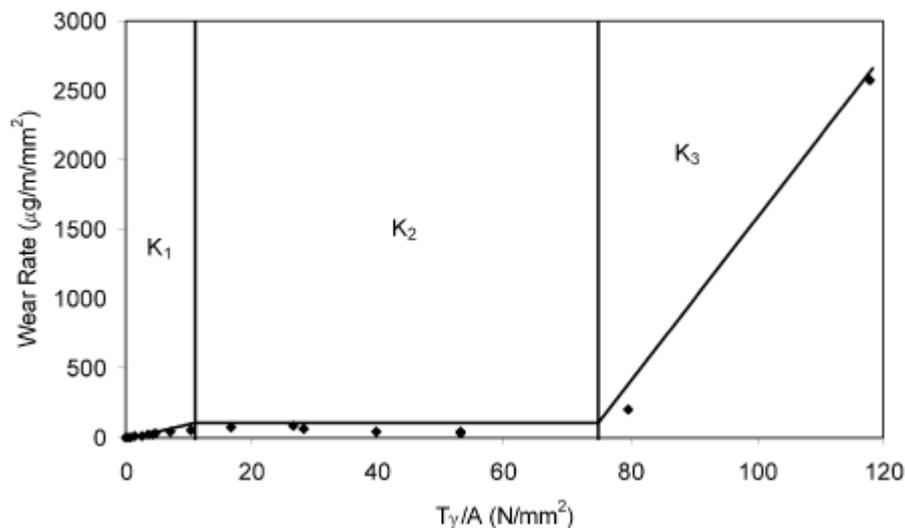


Figura 3.5 - Tasso di usura per i diversi indici di usura $T\gamma/A$

Tabella 3.1 - Regimi e coefficienti di usura per i materiali R8T della ruota e UIC60900 A per la rotaia

Regime	$T\gamma/A$ (N/mm ²)	Wear rate (µg/m/mm ²)
K1	$T\gamma/A < 10.4$	$5.3T\gamma/A$
K2	$10.4 < T\gamma/A < 77.2$	55.0
K3	$77.2 < T\gamma/A$	$61.9T\gamma/A$

Nelle simulazioni, con lo scopo di velocizzare la previsione dell'usura del profilo, il volume d'usura viene moltiplicato per un fattore n , scelto per avere un ammontare di usura al di sotto di una determinata soglia che deve essere abbastanza bassa con lo scopo di ottenere piccole variazioni di risultati. Successivamente il profilo viene aggiornato e si calcola in base ad n la corrispondente distanza percorsa. I parametri di controllo dell'usura sono Q_r , S_h ed S_d , rispettivamente indice di inclinazione, indice di altezza ed indice di spessore della flangia, riportati in Figura 2.10.

Il modello d'usura, basato sui tre regimi, adotta l'ipotesi di "usura regolare" (considerata lungo il profilo trasversale) ed è correlata alla distanza percorsa $v\Delta t$ (dove Δt è il tempo che intercorre tra due step di integrazione), alla circonferenza corrispondente al raggio di rotolamento R , alla densità ρ del materiale ed all'indice di usura secondo la (3.3):

$$\delta(x, y) = K \left(\frac{T\gamma}{A} \right) * \left(\frac{v\Delta t}{\rho} \right) * \left(\frac{v\Delta t}{2\pi R} \right) \quad (3.3)$$

La profondità d'usura δ viene poi sommata lungo la direzione longitudinale ed addizionata al vettore dell'usura cumulativa. La miglior strategia di *smoothing* del profilo è una combinazione tra una media mobile applicata alla cumulativa della profondità d'usura prima dell'aggiornamento ed una spline cubica di *smoothing* applicata ai profili aggiornati prima di procedere ad una nuova iterazione. I risultati ottenuti sono stati poi comparati con le prove sperimentali su un roller-rig per sale montate in scala

1:1. In conclusione, la ri-tornitura della ruota a circa 200.000 km raddoppia la vita di esercizio della ruota e quindi minimizza i costi del ciclo di vita totale.

In "Prediction model for wheel profile wear and rolling contact fatigue" di B. Dirks, R. Enblomb del 2011 [17] si studia la previsione dell'usura e della RCF (*rolling contact fatigue*), fatica nei contatti a rotolamento, utilizzando un metodo che combina un modello multi-body tridimensionale, un modello di usura ed un modello di RCF. Vengono utilizzati due diversi modelli di previsione di RCF, FI-model e DI-model, rispettivamente uno basato sulla teoria di Shakedown e l'altro sull'energia dissipata nel contatto ruota-rotaila. Quest'ultimo considera lo scorrimento di spin e si ha un implemento dell'usura rispetto al primo modello, soprattutto durante le simulazioni in curve strette. Per i contatti a pieno slittamento, il FI-model può sottostimare la probabilità di usura, mentre il DI-model può sovrastimarla per elevati scorrimenti. Si fa riferimento a due modelli di usura, uno legato all'energia di attrito al contatto ed il modello di Archard, che viene utilizzato nelle prove svolte da Dirksa. Il modello e la legge di Archard verranno esposti in dettaglio nei paragrafi successivi. Tale lavoro viene proseguito da B. Dirks, R.Enblom, M.Berg e riportato in un articolo del 2016 [18], in cui vengono comparate simulazioni e risultati sperimentali per tre diversi tipi di carrello. Da questo lavoro, in particolare, si evince che: non c'è differenza sostanziale del danno da RCF tra le ruote appartenenti ai diversi tipi di carrello e che il danno da RCF su tali ruote può essere considerato lieve, mentre si ottiene un tasso d'usura molto più basso su ruote appartenenti ad un carrello portante rispetto a quelle di un carrello motore.

In "Wear modelling in rail – wheel contact" di Ramalho del 2015 [19] si riporta lo studio dell'usura considerando gli effetti della pressione di contatto, della velocità lineare, dell'indice di scorrimento (percentuale) e dell'influenza della deformazione da incrudimento. L' esperimento viene effettuato utilizzando un tribometro a doppio disco. Risulta particolarmente interessante l'approccio per il calcolo dei parametri dell'usura. Questo si basa sulla legge di Archard, nella forma proposta da Czichos, in cui il tasso di usura k è funzione del volume asportato V e della severità del contatto $F_N X$. Si analizza separatamente l'effetto di ogni variabile che contribuisce all'usura e vengono stabiliti dei fattori peso, analizzando l'evoluzione del tasso d'usura specifico per ogni parametro: i fattori peso sono calcolati normalizzando il tasso di usura specifico rispetto ad un valore selezionato nel punto medio del range dei parametri; infine si fitta la migliore linea trend dei risultati. Applicando tale metodo, è possibile ottenere un coefficiente specifico di usura per ogni condizione di contatto, conoscendo il tasso d'usura specifico delle condizioni test standard. Ciò è espresso nelle seguenti relazioni:

$$k = \frac{k_{st}}{f_{cp} * f_s * f_{cr}} ; \quad (3.4)$$

$$f = \frac{k_{st}}{k} \quad (3.5)$$

Dove f_{cp} è il fattore peso della pressione di contatto, f_s il fattore peso della velocità di slittamento, f_{cr} il fattore peso del tasso di scorrimento e k_{st} è il tasso di usura specifico nelle condizioni standard (pressione di contatto di 500 MPa, velocità di slittamento di 1 m/s e tasso di scorrimento di 1%). Infine f è il fattore peso normalizzato e k il tasso di usura specifico.

3.1.3 Interazione ruota – rotaia

L'articolo "Wheel flange/rail head wear simulation" di Zakharov *et al.* del 1998 [20] riporta le prove di usura effettuate alla macchina di Amsler, tribometro capace di realizzare contatto di rotolamento puro, rotolamento accompagnato da strisciamento e strisciamento puro. Il modello di usura del sistema flangia ruota – testa rotaia presente le seguenti ipotesi: l'usura dipende dagli scorrimenti, ma non dalla velocità assoluta e dagli effetti termici; la dipendenza del coefficiente d'attrito dai componenti di scorrimento nelle prove di simulazione è considerata la stessa del sistema reale; l'usura viene considerata stazionaria. Nel presente lavoro vengono individuate quattro tipologie d'usura: *mild*, *severe*, *heavy*, *catastrophic*. Viene individuato un diverso parametro per la descrizione dei meccanismi di usura: $p\lambda$, che è il prodotto tra la pressione di contatto e lo scorrimento. Il parametro $T\lambda/A$ differisce da quest'ultimo di $\pi f/4$, dove f è il coefficiente d'attrito.

Sempre Zakharov e Zharov nel 2002 dimostrano in "Simulation of mutual wheel/rail wear" [21] che l'usura *steady-state* di ruota-rotaia dipende dai profili iniziali dei due corpi. Le equazioni derivate dal modello consentono di determinare il profilo ottimale di flangia ruota – testa rotaia che fornisce il tasso d'usura totale minimo della ruota. L'analisi di questi profili mostra che l'usura si manifesta in modo tale che la distribuzione di pressione lungo il profilo tende a concentrarsi nell'area di contatto in prossimità della parte bassa della flangia, che coincide con l'area di scartamento della rotaia, e ciò favorisce guasti per deformazione plastica e fatica. Il tasso d'usura è sempre studiato come funzione del parametro $p\lambda$. Viene suggerito un tasso d'usura I (mg/(m mm)) per le ruote della macchina di Amsler secondo la (3.6):

$$I = k\rho \left(\frac{P}{E}\right) \lambda^2 \quad (3.6)$$

Dove E è il modulo di Young, ρ la densità, P il carico per unità di lunghezza e λ lo slittamento relativo, che varia da 0 a 1.

In particolare, si definisce un tasso di volume d'usura specifico con la seguente espressione:

$$I^* = \left(\frac{k}{E}\right) p^* \lambda^2 \quad (3.7)$$

Dove p^* è la pressione di contatto nei corrispondenti punti dell'area di contatto.

Nell'articolo viene esplicitato il modello matematico per l'usura reciproca di ruota e rotaia, le cui formule non vengono qui riportate.

L'articolo "Wheel/rail damage and its relationship to track curvature" di Kalousek del 2004 [22] riporta lo studio del danno, in termini sia di usura sia di RCF, di ruota - rotaia in relazione alla curvatura del tracciato ed a diverse tipologie di carrelli. Ogni carrello, differente soprattutto per i valori di rigidità delle sospensioni, si comporta in maniera differente rispetto agli altri in ogni categoria di tracciato (con curvature differenti), a seconda della combinazione della curvatura del profilo ruota e rotaia, del diametro ruota e dello scartamento. Alla base di tale studio vi è il fenomeno di specchiatura nel contatto ruota-rotaia, illustrato in Figura 3.6, che comporta un'usura reciproca di ruota e rotaia nell'area di contatto. Ciò è meno ovvio nel caso di danno per RCF.

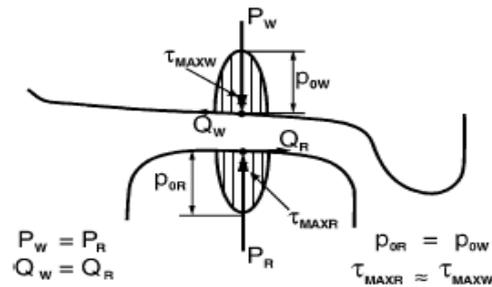


Figura 3.6 - Fenomeno di specchiatura nel contatto ruota-rotaia

Lo studio si concentra sulla concavità del profilo ruota, che incide sia sull'usura sia sul danneggiamento da RCF sia sull' *hunting* del carrello. Dalle prove effettuate su diversi tipi di carrello si evince che la tavola ruota sviluppa rapidamente un'area concava che è abbastanza conforme con la testa della rotaia in tracciato tangente e questo è dovuto particolarmente all'elevata rigidità gravitazionale. Questo rapido incremento di conicità porta ad una necessaria ri-tornitura dei profili ad un chilometraggio minore rispetto a quello calcolato per l'*hunting*. Si propone quindi una riduzione della concavità dei profili: passando da un'usura concava ad un profilo semi-concavo, si riduce enormemente la differenza Δr del raggio di rotolamento tra profili ruota nuovi e profili totalmente usurati. Questo porta ai seguenti benefici: riduzione delle pressioni di contatto; riduzione dell'usura globale di flangia ruota – rotaia risulta e necessità di minor lubrificazione; riduzione della frequenza iniziale di propagazione per RCF tra bordo ruota ed angolo esterno di scartamento rotaia; riduzione dell'*hunting* dei carrelli con ruote usurate; ottenere una traslazione del profilo di usura; ulteriori benefici, difficili da quantificare.

Lo studio sui possibili meccanismi di formazione di usura concava viene affrontato anche da Sawley e Wu in "The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction" del 2005. [23] Vengono effettuate simulazioni di treni in servizio in Nord America, attraverso il programma NUCARS. L'analisi dinamica dimostra che la forma concava della ruota riduce l'abilità del carrello a sterzare, provocando un incremento della resistenza al rotolamento e delle forze laterali ruota-rotaia. Questo comporta un maggior consumo di carburante, un'accelerata usura delle rotaie ed un danneggiamento delle traversine in legno. Dal lavoro svolto ne consegue che un ottimo ed economico criterio per la rimozione dei profili usurati è quando il profilo raggiunge un valore limite di usura conica pari a 3 mm, che corrisponde ad una pendenza negativa del grafico del raggio di rotolamento e, conseguentemente, porta ad avere *hunting*.

Telliskivi e Olofsson in "Wheel – rail wear simulation" del 2004 [24] sviluppano un modello per la simulazione del cambiamento di forma nel contatto ruota-rotaia, implementando il modello ad elementi finiti introdotto qualche anno prima. L'aspetto più importante di questo lavoro è una corretta formulazione del contatto: il contatto 'a due punti'. Il calcolo dell'usura segue la legge di Archard e la matrice del volume di usura W è linearmente proporzionale alla distanza di slittamento u_r ed al carico normale P , inversamente proporzionale alla durezza H e nella procedura viene aggiornata ad ogni step:

$$W_{i,j} = \left(\frac{k}{H}\right) P_{i,j} \sqrt{(u_{x\ i,j\ sliding}^2 + u_{y\ i,j\ sliding}^2)} \quad (3.8)$$

Un modello tangenziale di Winkler, che include gli effetti delle celle circostanti, è stato usato per calcolare il campo degli spostamenti e degli sforzi elastici tangenziali. La distanza di slittamento u_r è dipendente dall'attrito per ogni singola cella in contatto. In queste simulazioni è stato assegnato un

coefficiente d'attrito pari a 0,6 ed una durezza di 3 GPa, mentre è stato determinato un coefficiente di usura di $5 * 10^{-3}$.

I risultati del modello ad elementi finiti, sia in caso di modello con materiale lineare-elastico sia elasto-plastico, sono utilizzati per calibrare il problema normale di Winkler (continuo elastico con coefficiente di rigidità noto) per i due casi di contatto sul fungo e sul bordo. I due casi presentano zone di contatto con una rilevante differenza nella curvatura dei corpi a contatto. In particolare, si ottiene che l'usura in termini di massa persa per scorrimento risulta 2,5 volte maggiore per il modello elasto-plastico rispetto a quello lineare-elastico e ciò è dovuto ad una più ampia area di contatto e maggiori componenti di spin che causano più grandi slittamenti tra i due corpi. Da uno studio più accurato del contatto in curva, ne è seguito il modo di contatto a due punti: il contatto sulla testa della rotaia dovuto alla gravità ed il contatto sul bordo dovuto alla forza centrifuga in curva. Questo meccanismo di contatto produce un effetto di combinazione tra usura e deformazione plastica. Infine vengono diagrammati i risultati di usura in termini di massa persa e cumulativa di massa persa durante le simulazioni. Altri importanti parametri di analisi sono il cambiamento dell'area di contatto e della pressione di contatto: con l'avanzare delle simulazioni si ha un aumento dell'area di contatto ed una diminuzione della pressione di contatto.

Lewis ed Olofsson in "Mapping rail wear regimes and transitions" del 2004 [25] presentano i dati sperimentali in forma di mappe di usura: vengono identificati cinque regimi di usura ed altrettanti transizioni. Si sottolinea che l'indice di usura per il regime severo è stato ridotto di un ordine di grandezza negli ultimi 20 anni, anche grazie al cambiamento dei materiali di ruota e rotaia, mentre risulta ancora difficile per il regime lieve rilevare qualche cambiamento nelle combinazioni dei materiali ruota/rotaia studiati. Combinando le mappe di usura con le simulazioni multi-body, si possono prevedere gli indici ed i regimi di usura per il contatto flangia ruota – bordo rotaia e tavola ruota – testa rotaia. Dalle prove in scala reale si evince che l'usura misurata sul bordo rotaia risulta sei volte maggiore rispetto a quella misurata sulla testa. Nelle prove effettuate su *pin-on-disk* il tasso d'usura in regime catastrofico risulta quattro volte maggiore rispetto a quello in regime lieve. Vengono altrettanto confrontate prove effettuate su *twin disk* (doppio disco) e *pin-on-disk* per rotaia UIC60 900° e per ruote di acciaio R7, analizzando l'effetto della temperatura: questa comporta un decadimento della tensione di snervamento dei materiali ed, in particolare, si ha transizione da regime severo a regime catastrofico tra i 200 e i 300 °C.

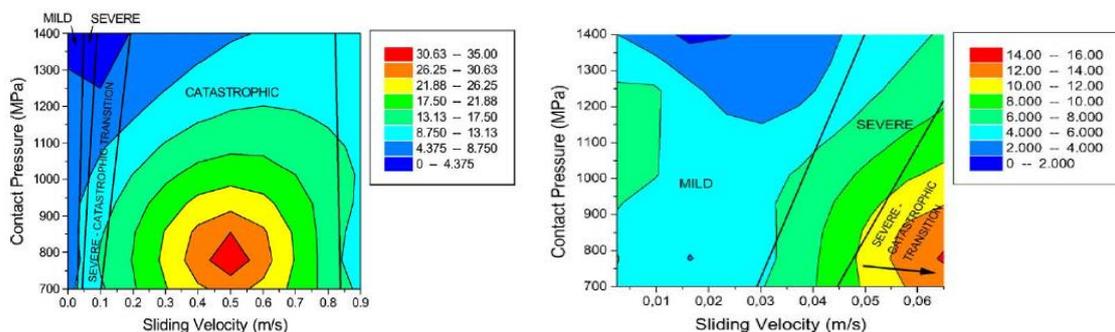


Figura 3.7 - Mappe dei coefficienti di usura per materiale rotaia UIC60 600A e materiale ruota R7

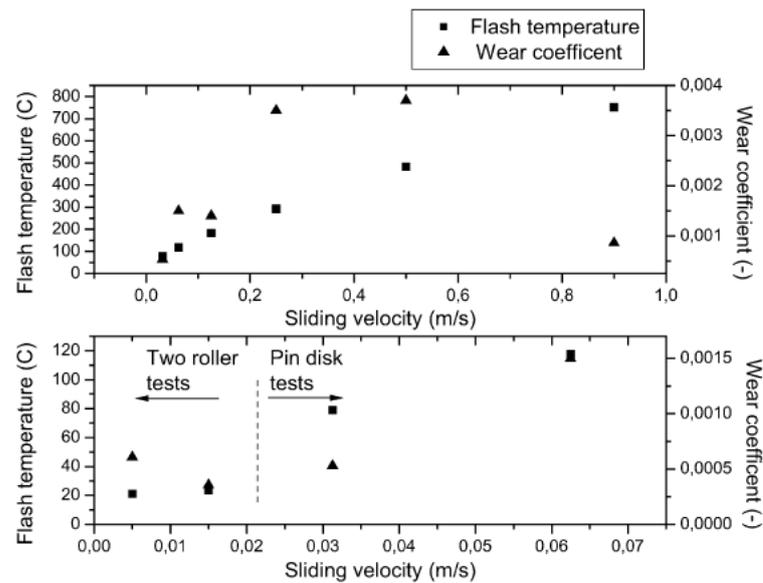


Figura 3.8 - Temperature al contatto e coefficienti di usura per prove su pin-on-disk e twin-disk

Nel 2008 Tournay [26] propone due regimi di contatto, quello degli sforzi e quello dell'usura, che corrispondono a due estremi. L'usura si concentra sulla flangia della ruota e sul bordo della rotaia e con l'aumentare della stessa cambiano la geometria del contatto ruota-rotaia e la conicità della ruota, con conseguenti ripercussioni sulla stabilità del veicolo. L'usura sulla flangia/bordo rotaia diminuisce grazie alla combinazione di lubrificazione, migliori sospensioni del veicolo ed un tracciato prevalentemente diritto. Per ridurre il regime di stress, vanno adottate le seguenti strategie: un'ampia distanza di scartamento, miglior variabilità del tracciato, effetto dell'attrito sulla tavola e sulla testa della rotaia, miglioramento delle sospensioni, ulteriori limiti sulla concavità dei profili usurati.

Xuesong *et al.* (2009) [27] sviluppano un modello matematico per analizzare gli effetti della curvatura di binario e treno sull'usura e sugli sforzi di contatto di ruota e rotaia. In particolare, vengono analizzati gli effetti della velocità in curva, dell'inclinazione e della sopra-elevazione del tracciato. Il modello numerico comprende i modelli di contatto in rotolamento, basato sulla teoria di Kalker, un modello di usura (massa persa per unità di area che è proporzionale al lavoro di attrito per unità di area) ed infine un modello di dinamica per l'analisi delle forze di tutto il sistema rotaia – ruota. I risultati numerici hanno portato alle seguenti conclusioni: 1) la differenza di carico normale tra ruota sinistra e destra cresce con la velocità in curva e di conseguenza aumenta l'usura ed il massimo sforzo normale di contatto ha una fluttuazione. Il miglioramento del profilo consente di ridurre gli stress di contatto, ma è un progetto complicato; 2) aumentare la sopra-elevazione in curva contribuisce ad un miglioramento del comportamento in curva e degli sforzi di contatto ed una riduzione dell'usura della rotaia; 3) l'inclinazione della rotaia (*cant*) ha grande influenza sull'usura e sugli sforzi di contatto. Il cambiamento dell'inclinazione porta ad un cambiamento del moto della sala, come gli spostamenti laterali e l'angolo di imbardata. Quindi la scelta della giusta inclinazione ed il miglioramento dei profili ruota/rotaia vengono considerati simultaneamente per la manutenzione del tracciato curvo.

L'immagine riportata in Figura 3.9 illustra un profilo rotaia non usurato, un profilo ruota nuovo ed un profilo ruota usurato, suddivisi per zone in base al tipo di contatto.

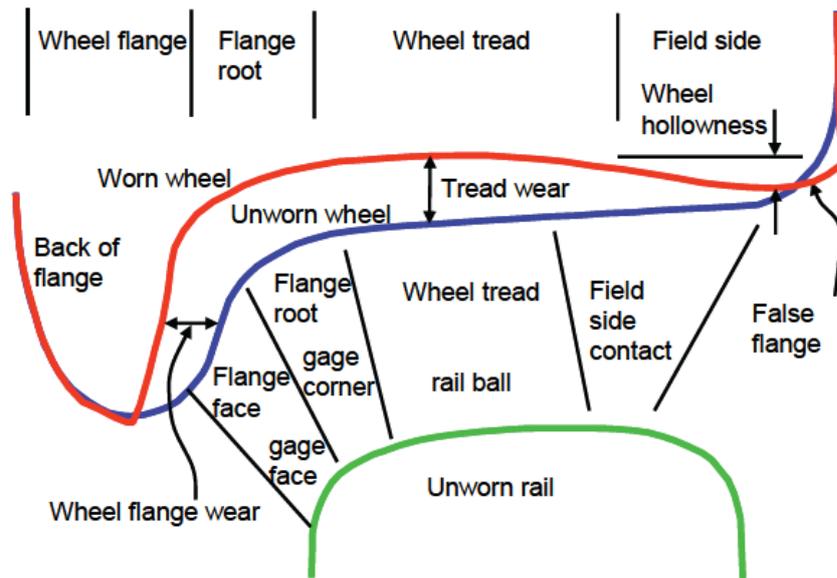


Figura 3.9 - Profilo rotaia non usurato e profili ruota nuovo ed usurato

3.2 Modelli di usura

Nella letteratura dell'interazione ruota – rotaia vengono descritti due tipi base di modelli d'usura [10]:

- Modelli energetici, in cui si assume che il materiale asportato è funzione dell'energia dissipata nell'area di contatto;
- Modelli di scorrimento, in cui il materiale asportato dipende dalla combinazione di distanza di scorrimento, forza normale e durezza del materiale.

3.2.1 Modelli di usura energetici

Il tasso di usura può essere correlato all'energia di attrito spesa durante lo scorrimento in ogni contatto ruota – rotaia. Viene identificato un numero di usura come la somma dei prodotti delle forze di scorrimento T e degli scorrimenti γ , nelle direzioni longitudinale e laterale. In molti casi il contributo del termine di spin è ritenuto trascurabile.

$$Wear\ number = T\gamma = T_x\gamma_x + T_y\gamma_y \quad (3.9)$$

Tale *Wear number*, come verrà illustrato in seguito, viene calcolato durante una *Time Integration* in SIMPACK. Diverse ricerche dimostrano che il tasso di usura per il regime severo può essere modellato più accuratamente attraverso l'indice di usura $T\gamma/A$ (N/mm^2), già menzionato nei paragrafi precedenti, e si fa riferimento ai regimi e coefficienti di usura in funzione di tale indice come riportato in Tabella 3.1 da Braghin *et al.* [14]

I modelli di usura basati sul trasferimento di energia utilizzano generalmente le forze nette di scorrimento calcolate per l'area di contatto. Nel modello di Ricerca BR, McEwen e Harvey [28], l'indice di usura è calcolato usando le forze totali tangenziali e gli scorrimenti.

Alcuni ricercatori come Lewis *et al.* e Kik *et al.*, hanno utilizzato questo modello localmente, discretizzando l'area di contatto, e calcolando l'indice di usura per ogni elemento secondo la (3.10):

$$\frac{T\gamma}{A} = \frac{|\tau s|}{v} * 10^{-6} \quad (3.10)$$

Dove A è l'area di contatto, τ la pressione tangenziale sull'elemento infinitesimo, s la velocità di scorrimento e v la velocità a regime del veicolo. Una volta noto l'indice per ogni elemento, si determina il regime di usura ed il corrispondente coefficiente come da Tabella 3.1.

Kik *et al.* ricavano dalla relazione precedente un numero di usura in forma di energia dissipata al contatto, mentre Enblom e Berg [29] mostrano che tale formula può essere convertita in un flusso di densità di energia. Si riportano di seguito le due formule:

$$E_g = \sqrt{\left((T_x \gamma_x^2) + (T_y \gamma_y^2)\right)}; \quad (3.11)$$

$$\dot{E}_d = \frac{E_g v}{A} \quad (3.12)$$

Dove v è la velocità del veicolo (m/s).

3.2.2 Modelli di usura energetici: legge di Krause/Poll

La legge di usura di Krause/Poll [30] mette in relazione il volume di materiale asportato per usura con l'energia dissipata per attrito nel contatto ruota – rotaia secondo la (3.13):

$$V = \begin{cases} C_m W_{fric} & \text{se } \frac{P_{fric}}{A} \leq 4 \text{ W/mm}^2 \\ C_s W_{fric} & \text{altrimenti} \end{cases} \quad (3.13)$$

Dove:

- V è il volume di materiale asportato per usura;
- C_m e C_s sono i coefficienti di usura lieve (*mild*) e severa;
- W_{fric} è l'energia dissipata per attrito;
- P_{fric} è la potenza d'attrito;
- A è l'area di contatto.

Tale legge è presente, insieme con la legge di Archard, nel modulo *Wheel Profile Wear* del codice multibody SIMPACK. Una volta attivata la legge di Krauss/Poll, il *Result Element* determina l'energia d'attrito dalla potenza d'attrito durante l'intervallo di tempo (*output step*):

$$W_{fric} = P_{fric} \Delta t_{out} \quad (3.14)$$

A sua volta la potenza di attrito è calcolata moltiplicando il *Wear number* ($|T_x \gamma_x| + |T_y \gamma_y| + |M_z \varphi_z|$, in SIMPACK $|T_x v_x| + |T_y v_y| + |M_z \varphi_z|$) con la velocità di scorrimento di riferimento per ogni termine. Valori sperimentali dei coefficienti di usura lieve e severa sono:

- $C_m = 2,5 * 10^{-10} \frac{m^3}{J}$;
- $C_s = 2,5 * 10^{-9} \frac{m^3}{J}$.

La legge di Krauss/Poll può essere espressa anche in termini di massa asportata per unità di area Δm , proporzionale al lavoro di attrito per unità di superficie w_f (N/m):

$$\Delta m = C w_f \left(\frac{kg}{m^2} \right) \quad (3.15)$$

Dove C è un coefficiente in kg/Nm e dipende da vari fattori, tra cui i materiali di ruota e rotaia, la temperatura, la lubrificazione ecc. Dividendo ambo i membri dell'equazione precedente si ricava la profondità di usura Δz del materiale:

$$\Delta z = \frac{\Delta m}{\rho} = \frac{C w_f}{\rho} \quad (m) \quad (3.16)$$

Il lavoro di attrito per unità di superficie può essere ottenuto dall'integrazione in dt della potenza d'attrito per unità di superficie p_f (N/ms), in un certo intervallo di tempo:

$$w_f = \int_0^t p_f dt \quad (3.17)$$

La potenza d'attrito per unità di superficie, a sua volta, viene calcolata come prodotto delle pressioni tangenziali τ e le velocità di scorrimento s :

$$p_f = |\tau s| = |\tau_x s_x + \tau_y s_y| \quad \left(\frac{N}{ms} \right) \quad (3.18)$$

3.2.3 Modelli di usura per scorrimento: legge di Archard

La legge di usura di Archard è la quella su cui si basa la maggior parte dei modelli di usura, come dimostrano anche gli articoli scientifici menzionati nei paragrafi precedenti. Archard calcola l'usura come volume di materiale asportato $V_{wear} (m^3)$, che è proporzionale al carico normale ed alla distanza di scorrimento nell'area di contatto ed inversamente proporzionale alla durezza del materiale:

$$V_{wear} = k \left(\frac{F_z S}{H} \right) \quad (3.19)$$

Dove F_z (N) è la forza normale di contatto, S (m) la distanza di scorrimento nell'area di contatto, H (N/m^2) è la durezza del materiale più tenero tra le superfici a contatto e k è il coefficiente di usura, che dipende dalla pressione di contatto e dalla velocità di scorrimento.

La legge di usura può anche essere espressa come profondità di usura. Jendel [16] divide l'equazione di Archard per l'area incrementale di contatto $dx dy$, ottenendo la profondità di usura al centro del singolo elemento della mesh:

$$\Delta z_{wear}(x,y) = k \left(\frac{p_z S}{H} \right) \quad (3.20)$$

Questa legge è utilizzata in molti centri di ricerca ed implementata su diversi codici multi-body, come GENSYS, VAMPIRE e lo stesso codice commerciale SIMPACK. Parimenti al modello di usura basato sul trasferimento di energia, il modello di scorrimento di Archard discretizza l'area di contatto in piccoli elementi. Dal confronto tra i diversi modelli, quello di Archard risulta più accurato ed è consigliato soprattutto se richiesta un'analisi della distribuzione di usura lunga la tavola della ruota. In Figura 3.10 è rappresentato il grafico di usura con i coefficienti di usura di Archard, in funzione della pressione di contatto (carico normale) e velocità di scorrimento.

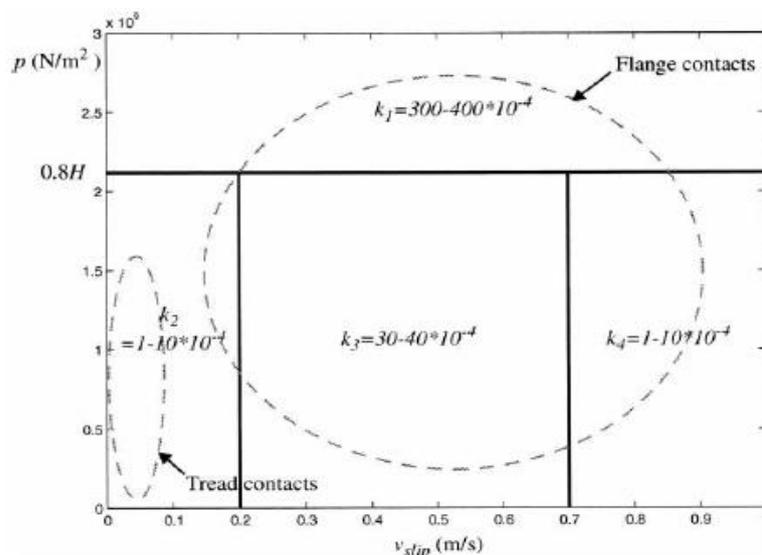


Figura 3.10 - Mappa di usura con i coefficienti di usura di Archard

Quando si ha contatto sulla tavola della ruota, lungo rettilinei o curve ad ampio raggio, si hanno bassi valori di pressione di contatto e velocità di scorrimenti ed un coefficiente di usura nel range 10^{-4} – $10 * 10^{-4}$. Quando il veicolo si trova in prossimità di una curva a corto raggio si ha il contatto flangia ruota – bordo rotaia, per cui aumentano i valori di pressione di contatto (diminuzione dell'area di contatto) e velocità di scorrimento e di conseguenza aumenta il coefficiente di usura fino ad un massimo di $400 * 10^{-4}$. Passando in condizioni 'a secco' il coefficiente di usura può variare di circa due ordini di grandezza. In Tabella 3.2 vengono riportati i coefficienti di usura secondo Enblom e Berg. [31] Bosso e Zampieri in "Experimental and Numerical Simulation of Wheel – Rail Adhesion and Wear Using a Scaled Roller Rig and a Real-Time Contact Code" (2013) [32] propongono nuovi valori del coefficiente di usura k per diversi range di velocità di slittamento, come risultati delle prove su roller – rig in scala e comparati con algoritmo di contatto in tempo reale RTCONTACT. I valori dei coefficienti di usura per la ruota e per il roller sono riportati in Tabella 3.3.

Tabella 3.2 - Valori dei coefficienti di usura secondo Enblom e Berg

Wear coefficient K	$v_{\text{slip}} < 0.2 \text{ m/s}$	$0.2 \text{ m/s} < v_{\text{slip}} < 0.7 \text{ m/s}$	$v_{\text{slip}} > 0.7 \text{ m/s}$
$P > 0.8 * H \text{ MPa}$		$K_1 = 300 - 400 \times 10^{-4} \text{ m/km}$	
$P < 0.8 * H \text{ MPa}$	$K_2 = 1 - 10 \times 10^{-4} \text{ m/km}$	$K_3 = 30 - 40 \times 10^{-4} \text{ m/km}$	$K_4 = 1 - 10 \times 10^{-4} \text{ m/km}$

Tabella 3.3 - Valori dei coefficienti di usura secondo Bosso e Zampieri (m/km)

Wear coefficient K	v_{slip}						
	<0.1	0.1 ÷ 0.2	0.2 ÷ 0.3	0.3 ÷ 0.4	0.4 ÷ 0.5	0.5 ÷ 0.7	>0.7
Wheel							
$P > 0.8 * H \text{ MPa}$				370×10^{-4}			
$P < 0.8 * H \text{ MPa}$	1×10^{-4}	3.6×10^{-4}	8.5×10^{-4}	29×10^{-4}	31.8×10^{-4}	18×10^{-4}	1×10^{-4}
Roller							
$P > 0.8 * H \text{ MPa}$				520×10^{-4}			
$P < 0.8 * H \text{ MPa}$	2×10^{-4}	7.8×10^{-4}	13.3×10^{-4}	48.2×10^{-4}	53×10^{-4}	21.7×10^{-4}	2×10^{-4}

4 Modello numerico veicolo e tracciato

4.1 Simulazione dinamica di veicoli ferroviari con metodi numerici

4.1.1 Simulazione Multi-body

Un sistema multi-body è un sistema meccanico basato su un insieme di corpi rigidi o flessibili collegati tra loro in modo da avere un moto relativo. Gli elementi che lo costituiscono sono:

- Corpi (rigidi e/o flessibili);
- Vincoli o coppie cinematiche, che limitano i gradi di libertà del sistema;
- Forze esterne.

In una simulazione multi-body si analizza generalmente il moto di sistemi di corpi rigidi, valutando preventivamente se la flessibilità dei corpi è trascurabile. Quando sono presenti corpi la cui flessibilità non può essere trascurata, è possibile analizzarli come insieme di corpi rigidi vincolati tra loro e caratterizzati da elementi elastici e smorzamenti concentrati, oppure si può importare un modello di corpo flessibile proveniente da una precedente analisi FEM.

Occorre conoscere opportunamente la struttura che si vuole analizzare e gli obiettivi. Inoltre è necessario che il modello sia sviluppato opportunamente in base al problema specifico da analizzare, apportando le opportune semplificazioni, tali da velocizzare e facilitare la simulazione senza influire negativamente sui risultati.

I codici multi-body sono utilizzati per lo studio della cinematica e della dinamica dei sistemi meccanici, quindi in particolare per lo studio della dinamica dei veicoli. In un problema cinematico viene analizzato il moto del sistema indipendentemente dalle forze applicate ed è nota la configurazione o il moto di uno o più corpi, i cui elementi (input) sono pari ai gradi di libertà del meccanismo. Una volta note le leggi di moto degli elementi di input, la simulazione cinematica permette di conoscere configurazione, velocità, accelerazione. Il problema dinamico, invece, considera le forze che agiscono sui corpi e le caratteristiche inerziali degli elementi e può essere inverso o diretto. Il primo consiste nel determinare un sistema di forze e coppie rispetto ad un moto assegnato del sistema: conoscendo velocità ed accelerazioni di tutti gli elementi, si calcolano le forze di inerzia che dovranno essere in equilibrio con le forze esterne e le reazioni vincolari. Nel problema dinamico diretto si calcola il moto del sistema a partire dalle forze esterne note. La simulazione dinamica prevede l'integrazione di un sistema di equazioni differenziali solitamente non lineare.

In ambito veicolistico, ad esempio, i codici multi-body per lo studio degli autoveicoli hanno in dotazione elementi che simulano il contatto tra pneumatico ed asfalto e strumenti per il calcolo degli indici di comfort, mentre i codici inerenti al campo ferroviario simulano il contatto ruota – rotaia e permettono di valutare la stabilità ed i fattori di sicurezza contro il deragliament.

I principali campi applicativi della simulazione multi-body sono:

- Automotive;
- Veicoli su rotaia;
- Aerospazio;

- Veicoli speciali;
- Sistemi di trasmissione e meccanismi;
- Automazione/robotica;
- Turbine ed eolico;
- Studio di modelli complessi;
- Altri settori.

4.1.2 Software di simulazione multi-body Simpack

Il software di simulazione multi-body SIMPACK è prodotto da SIMULIA [33], il brand di Dassault Systèmes specifico per le simulazioni. Questo software commerciale, anche molto utilizzato nelle università, è stato realizzato per l'analisi dinamica di sistemi meccanici e mecatronici di vario genere, negli ambiti elencati nel paragrafo precedente. SIMPACK è stato sviluppato per uno studio completo che comprende analisi statiche, quasi statiche, transienti non lineari, analisi agli autovalori ed è particolarmente adatto per l'analisi transiente alle alte frequenze. La più importante caratteristica di questo software di simulazione multi-body (MBS) non lineare è quella di includere le altre frequenze di corpi flessibili. Inoltre, il veloce metodo di analisi di sistemi lineari aiuta gli ingegneri a capire le vibrazioni di bassa ampiezza. Il software viene ampiamente utilizzato per lo studio della dinamica dei veicoli ferroviari e presenta un modulo per l'usura dei profili ferroviari.

Il software SIMPACK, come anche gli altri codici multibody, è suddiviso nei seguenti moduli:

- Pre-processor (Simpack Pre);
- Solutore (Simpack Solver);
- Post-processor (Simpack Post).

4.1.2.1 Pre-processor

Il Pre-processor è l'interfaccia principale del software, attraverso cui è possibile costruire il modello oppure importarlo: l'interfaccia può essere CAD o FEM. La finestra di interfaccia del Pre-processor del software contiene tutti gli strumenti per creare/modificare il modello prima di avviare una simulazione, online o offline, attraverso il solutore. L'interfaccia è una finestra grafica completa, fornita di tutte le librerie necessarie per creare qualsiasi modello. Tale interfaccia include visualizzazione grafica 2D e 3D, con il plottaggio di tabelle, grafici ed animazioni in tempo reale.

4.1.2.2 Solutore

Il solutore è il modulo atto alla simulazione vera e propria, con il quale è possibile effettuare analisi nel dominio del tempo o della frequenza, e vi si accede dall'interfaccia grafica del Pre-processor. Il solutore può eseguire le seguenti analisi:

- *Test Call*, la quale inizializza il modello e ne valuta tutti gli elementi di modellazione ai fini delle prove (analisi statica);
- *Time integration*, la quale calcola il comportamento del modello multib-ody nel tempo;
- *Measurements* (misure), la quale legge risultati intermedi tra i vari tipi di simulazione e co-simulazione e genera da questi un intero set di risultati;
- *Cinematica*, la quale consente di conoscere configurazione, velocità e accelerazione degli elementi del sistema;
- *Autovalori*, per determinare frequenze, smorzamenti, modi ed energie del modello, o meglio lo studio dei movimenti del meccanismo in un intorno della configurazione di equilibrio: analisi delle vibrazioni del sistema;
- *Esportazione di matrici spaziali*, al fine di esportare in Matlab le quattro matrici A,B, C e D;
- *Equilibrio*, che conduce il modello ad un equilibrio quasi-statico (per il calcolo dell'equilibrio e per la generazione delle caratteristiche forza-spostamento);
- *Precarichi*, attraverso cui il solutore cerca di portare il modello in un certo equilibrio, calcolando i precarichi necessari (forze nominali) all'interno di *Force Elements* ed alcuni *Control Elements*. Viene molto usato per i calcoli dell'equilibrio iniziale di modelli di veicolo, in particolare per i treni.

4.1.2.3 Post – processor

Il Post-processor (Simpack Post) fornisce gli strumenti necessari ad analizzare i risultati ottenuti tramite il solutore. Questo è dotato di un'interfaccia a se stante molto facile da utilizzare, in cui viene caricato il file risultati in formato 'sbr', e da cui si possono plottare con facilità grafici 2D, 3D ed animazioni dei risultati voluti. Inoltre, vi è la possibilità di filtrare i risultati, utilizzando una gamma di filtri presenti in libreria.

4.2 Descrizione del veicolo in esame e del modello multi-body

4.2.1 Descrizione del veicolo

La scelta del veicolo ferroviario è stata condizionata da precedenti lavori di tesi, in cui è stata esaminata la linea ferroviaria Aosta – Pré-Saint Didier per le sue caratteristiche ed irregolarità. Essendo tale tratta percorsa da automotrici ALn 663, è stato preso come riferimento questo tipo di veicolo. Nel presente lavoro, a causa delle difficoltà riscontrate durante le simulazioni su tale tratta, si è scelto di esaminare il modello su un tracciato ideale, priva di irregolarità. Quindi, creato il tracciato, sono state effettuate simulazioni dinamiche e di usura delle ruote sul modello multibody dell'automotrice ALn 663.

Le automotrici ferroviarie ALn 663 [34] sono veicoli ferroviari leggeri delle Ferrovie dello Stato Italiane a scartamento normale, motore diesel (bimotore), del tipo a 2 carrelli, a trasmissione idromeccanica con cambio meccanico a 5 marce. Esistono due tipi, serie 1000 e serie 1100, e sono stati prodotti tra il 1983 al 1993 dalla FIAT ferroviaria di Savigliano. Il nome ALn 663 è dovuto al numero di posti a sedere, ossia 63 (di cui 12 di 1° classe e 51 di 2° classe). Ogni automotrice è dotata di un asse motore per ogni carrello e di due motori diesel sovralimentati FIAT tipo 8217.32.036 a 6 cilindri orizzontali, tarati a 170 kW, potenza in condizioni UIC di 280 Cv, con cilindrata pari a 13798 cm³ e posizionati sotto il pavimento della cassa tra i perni dei carrelli. I veicoli sono differenziati per rapporti ponte diverse per le due serie:

- La serie 1000 (ALn 663 serie 1001÷1016) è caratterizzata da un rapporto corto, ideale per le tratte con pendenze importanti, ed ha una velocità massima di 120 km/h;
- La serie 1100 (ALn 663 serie 1101÷1204) è caratterizzata da un rapporto più lungo e può raggiungere una velocità massima di 130 km/h.

Il veicolo preso in riferimento nel caso di studio è la serie 1000, con velocità massima di 120 km/h. L'automotrice si iscrive nella sagoma limite UIC Fiche 505-1. Le automotrici accoppiate possono percorrere in linea curve di raggio minimo $R = 250$ m ed in casi di velocità ridotta anche $R = 120$ m. Un'automotrice singola, non accoppiata, può percorrere in velocità ridotta curve di raggio minimo $R = 90$ m. Si ha un gancio di trazione laterale con tenditore a vite ed organi di repulsione a due respingenti laterali, aventi elementi in gomma all'interno. Sulle testate sono disposti gli accoppiatori pneumatici ed elettrici per la marcia in accoppiata. Il comando multiplo permette di manovrare, da un unico banco, tre automotrici accoppiate senza limitazione di velocità. Il banco di manovra, detto "unificato", dispone di combinatore a pettine che integra i comandi di cambio, frizioni, acceleratori e freno. La trasmissione del moto da ciascun motore alla rispettiva sala motrice comprende:

- Giunto idraulico e frizione a secco (gruppo unico con il motore);
- Albero di trasmissione tra frizione e cambio, a manicotto scorrevole e dotato di giunti elastici per proteggere dalle vibrazioni;
- Cambio meccanico a 5 rapporti;
- Albero di trasmissione tra cambio e ponte, tubolare e dotato di giunti cardanici ad albero estensibile;
- Ponte con inversore.

L'automotrice è dotata di telaio carrello FIAT a doppio collo di cigno di passo pari a 2540 mm, con sospensioni primarie e secondarie ad elica. Il trascinamento tra telaio carrello e trave oscillante è

ottenuto mediante bielle disposte diagonalmente in opposizione. Gli attacchi di ogni biella sulla trave oscillante e sul carrello giacciono sul piano orizzontale che contiene il perno di trascinamento. Le boccole sono collegate al telaio carrello longitudinalmente attraverso il corpo boccola, con un'articolazione in gomma per trasmettere le sollecitazioni del piano orizzontale. Completa il collegamento un braccio di sicurezza fissato al telaio carrello, che ha la funzione di tampone laterale in caso di elevate spinte trasversali.



Figura 4.1 - Automotrice ALn 663

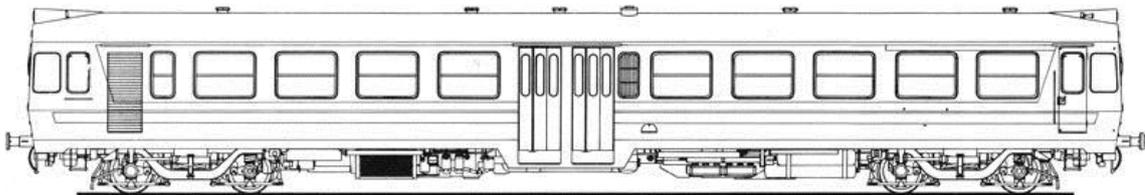


Figura 4.2 - Automotrice ALn 663, vista laterale

4.2.2 Modello multi-body del veicolo

Il modello dell'automotrice è stato realizzato direttamente tramite il software multibody Simpack. Per creare un modello di veicolo ferroviario è possibile partire da tre tipi di Template:

- *General*;
- *Rail_Track*;
- *Rail_Wheelset*.

Gli ultimi due sono *template* preimpostati per la creazione di un tracciato e di una sala ferroviaria. In questo caso il modello è stato realizzato partendo dal *General*, avendo così la possibilità di costruire interamente la sala ferroviaria in base alle caratteristiche della sala dell'automotrice di riferimento. Si riporta in sintesi la sequenza di realizzazione del modello: il sistema di riferimento deve avere la z verso il basso; si parte dalla creazione dell'assile attraverso un cilindro (la sala deve essere sollevata di una quantità pari al raggio della ruota); si creano le boccole; si assegna il vincolo (Joint) rispetto al tracciato (*General Rail Track Joint*); si crea quindi un nuovo *Body* per la ruota; si assegnano i *Markers*, i *Joints*, le *SubVars* (ossia le variabili), le proprietà di massa e rigidità per ogni assile, ruota e boccola; successivamente si creano le sospensioni, il carrello, la trave oscillante, gli ammortizzatori, i tamponi e tutti gli elementi di connessione; infine si crea la cassa. Dato che la geometria del veicolo non è rilevante ai fini della simulazione per l'usura delle ruote, è stato creato un modello con geometrie semplici: la cassa è stata schematizzata con un parallelepipedo ed il carrello stesso ed altri elementi sono stati semplificati geometricamente. Tutti i componenti vengono modellati assegnandone le proprietà di massa, rigidità, elasticità del materiale e smorzamento. Una volta definiti i *Markers* (sistemi di riferimento locali) per ogni componente, si assegnano i *Force Elements* (elementi forza) tra i componenti: si specificano il tipo (*Type*), i *Markers* di riferimento (*From – To*) e si assegnano i valori o espressioni. I principali elementi costituenti il carrello vengono modellizzati nella sezione *Bodies* (corpi rigidi); tutti gli altri elementi "non rigidi", come le sospensioni, gli ammortizzatori ed i tamponi, vengono creati direttamente nella sezione *Force Elements*. Una volta assegnate le proprietà di massa, si possono calcolare i precarichi (*Preload Force*). Il modello dell'automotrice ALn 663 realizzato con Simpack è riportato in Figura 4.3.

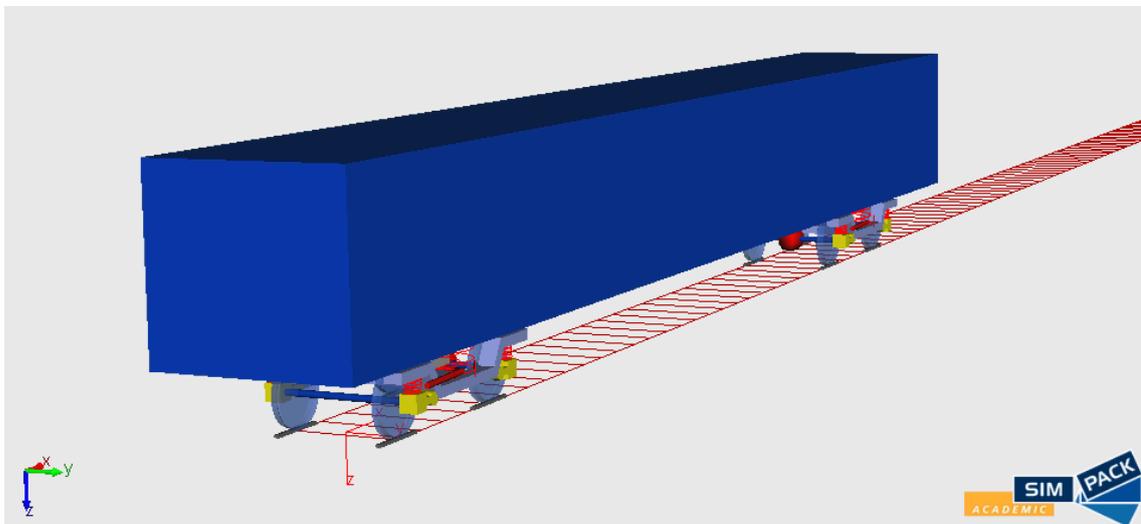


Figura 4.3 - Interfaccia Simpack Pre, modello automotrice

I componenti che costituiscono il modello del veicolo sono:

- Sale (motrici e portanti);
- Boccole;
- Sospensioni primarie;
- Telaio carrello;

- Smorzatori (verticali, orizzontali e trasversali);
- Sospensioni secondarie;
- Tamponi;
- Trave oscillante;
- Ralla;
- Cassa.

Nel presente modello è stato applicato un alleggerimento delle masse non sospese, al fine di un eventuale confronto con i lavori sviluppati in precedenza, pertanto sono stati ridotti del 50 % i valori di massa ed inerzia delle sale montate.

4.2.2.1 Sala portante e sala motrice

L'automotrice è dotata di due carrelli e otto sale, di cui due portanti e due motrici. Ogni carrello ha una sala portante ed una sala motrice (Figura 4.4), la quale è dotata di ponte inversore modellizzato con un elemento prismatico irregolare. Il ponte è collegato al cambio tramite albero di trasmissione. Le due sale esterne del veicolo sono portanti e le due sale centrali sono motrici, sulle quali vengono applicate nel modello due funzioni contraddistinte di coppia motrice e coppia frenante a seconda del verso di percorrenza dell'automotrice. Le coppie vengono applicate tramite *Force Elements* sui *Markers* di ciascun prisma irregolare che modella il ponte inversore.

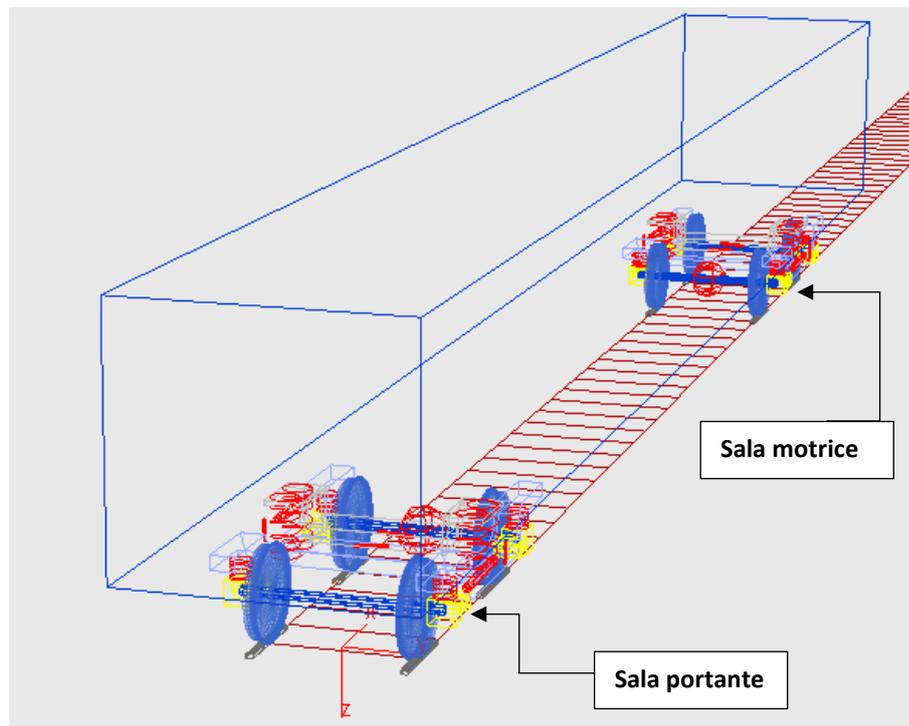


Figura 4.4 - modello Simpack, sala portante e sala motrice

Le seguenti figure riportano un ingrandimento della sala portante con i sistemi di riferimento locali (Figura 4.5) e della sala motrice con ponte inversore e con i sistemi di riferimento locali (Figura 4.6).

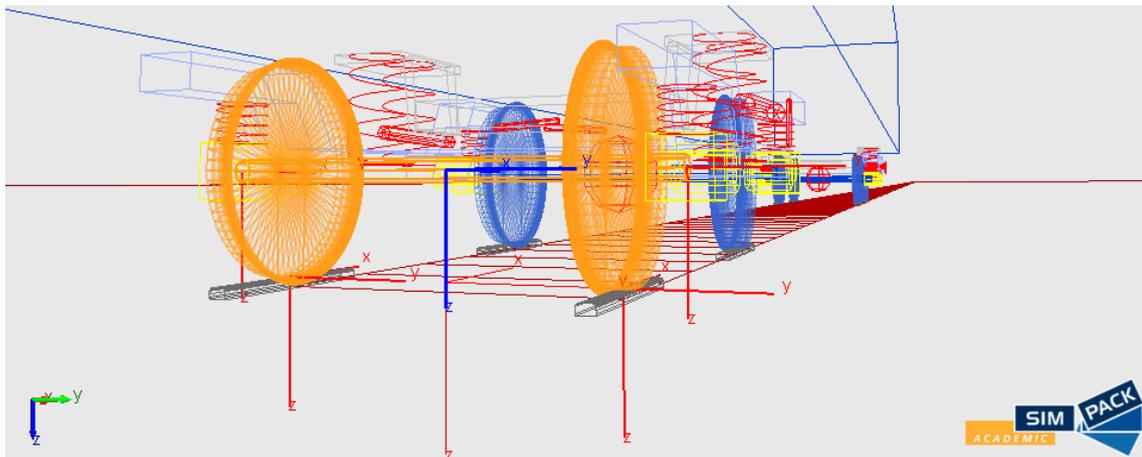


Figura 4.5 - Particolare modello, sala portante

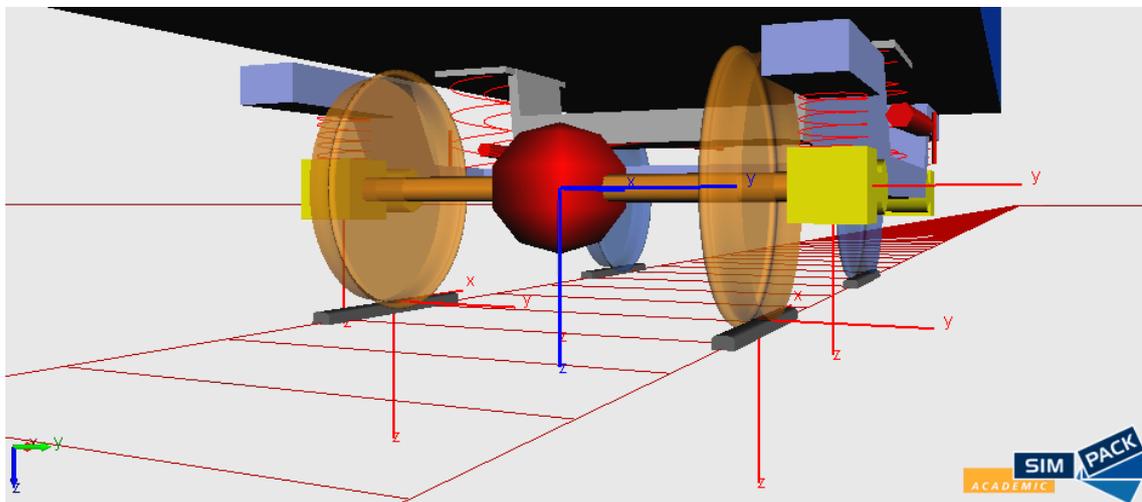


Figura 4.6 - Particolare modello, sala motrice con ponte inversore

Le funzioni di coppia variano in funzione della velocità del veicolo fino al valore di coppia massimo consentito, a seconda del range di velocità e delle leggi fornite dal costruttore (Figura 4.7). I valori di coppia massima per range di velocità e la velocità di riferimento del veicolo (quella che si desidera che il veicolo raggiunga nei diversi tratti e che verrà analizzata in seguito) sono inseriti come funzioni input all'interno della sezione *Input Functions*, nella finestra principale *Model Tree*. Nella sezione *Expressions* vengono inserite le leggi di coppia massima, coppia motrice, coppia frenante e velocità. Una volta raggiunto il valore limite di coppia motrice, il software non fornisce più velocità al veicolo anche se non è stata raggiunta la velocità voluta per quel determinato tratto. La coppia frenante invece non ha nessuna limitazione e viene fornita completamente quando richiesto, fino a quando termina l'azione.

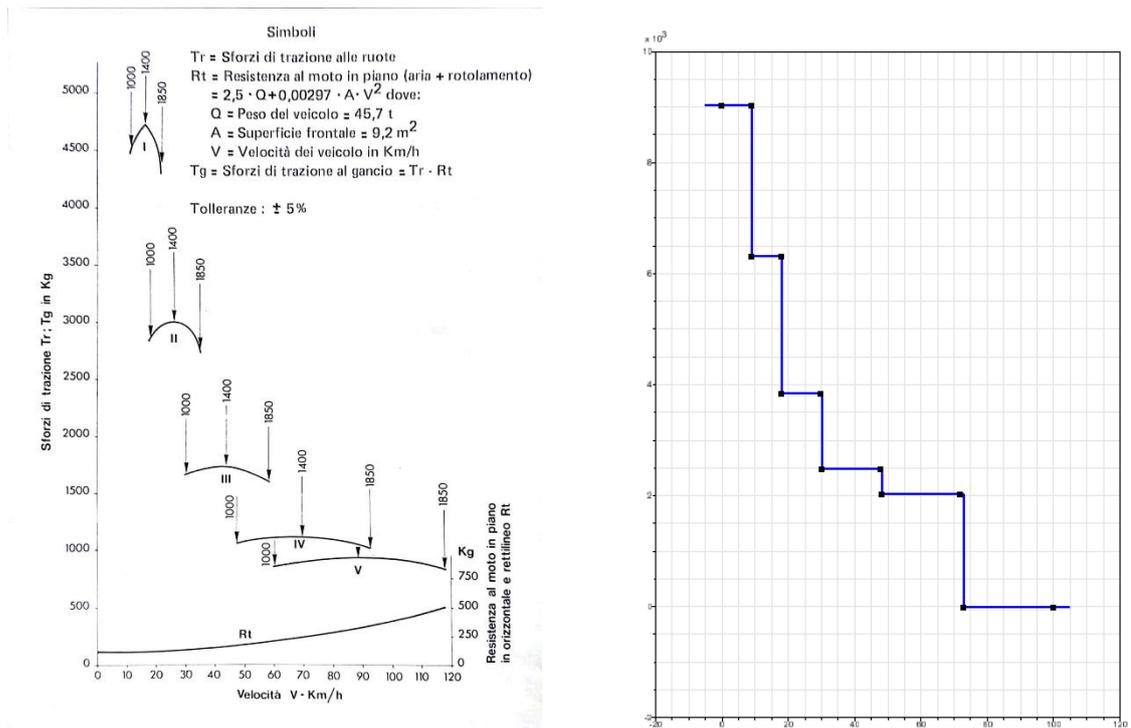


Figura 4.7 - a) Sforzi di trazione ruote in funzione della velocità, ALn 663 serie 1001- 1016 [34]; b) Coppia massima in funzione della velocità in ambiente Simpack

Vengono riportate qui di seguito le leggi che descrivono la coppia massima per ogni range di velocità, la coppia motrice e la coppia frenante nelle espressioni (4.1) – (4.3).

Coppia motrice massima:

$$IFCTNX (abs(JOINTST(\$J_Sala,6,1)),\$I_CM)*1000 \quad (4.1)$$

Coppia motrice:

$$-min(1000*max(JOINTST(\$J_Sala,6,1))*0.46+IFCTNX (TIME,\$I_VRIF),0),\$X_Cmax)+\$X_CBr \quad (4.2)$$

Coppia frenante:

$$min(-1000*min(JOINTST(\$J_Sala,6,1))*0.46+IFCTNX (TIME,\$I_VRIF),0),25000) \quad (4.3)$$

dove VRIF è l' *Input Function* della velocità, che dipende dalla tratta ed è stata inserita tramite file in formato *afs*.

La sala motrice ha una massa e valori di inerzia maggiori rispetto a quelli della sala portante, considerando in aggiunta la massa e le inerzie del ponte (sebbene questo sia stato modellizzato all'interno del *Body* del telaio carrello). Dopo essere stati calcolati tali valori, sono stati inseriti nel modello nella sezione *SubVars*. Si riportano qui di seguito i valori di massa ed inerzia delle sale ferroviarie (ridotti del 50 % rispetto ai valori di costruzione dell'automotrice di riferimento).

Tabella 4.1 - Valori di massa ed inerzia delle sale

	Quantità	Massa [kg]	I_{xx} [kg m ²]	I_{yy} [kg m ²]	I_{zz} [kg m ²]
Sala portante	2	600	350	45	350
Sala motrice	2	700	375	55	375

4.2.2.2 Boccola

Le boccole utilizzate sulle automotrici ALn 663 ed ALn 668 sono le SKF-RIV (Figura 4.8). La boccola è costituita da corpo boccola, braccio e *silent block*, che è l'elemento di collegamento al telaio carrello e permette l'elasticità della boccola sia in senso longitudinale sia trasversale. Il braccio è fuso in un unico pezzo con il corpo boccola. La simmetria verticale consente di utilizzare le stesse boccole per tutte le ruote del carrello. Sono dotate di rulli a botte, poiché il veicolo è destinato a percorrere linee secondarie [3].

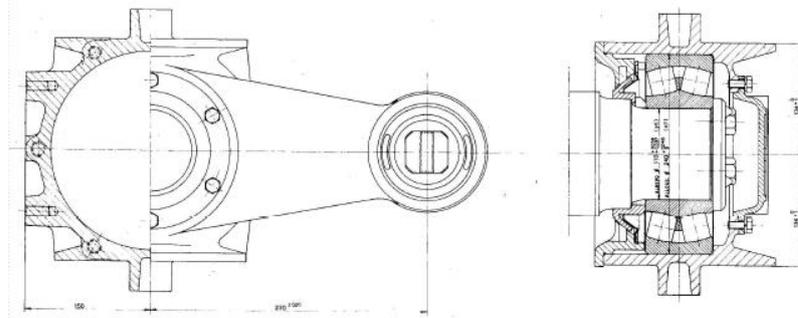


Figura 4.8 - Boccola SKF-RIV per ALn 668 e ALn 663

In ambiente Simpack sono stati modellati il corpo boccola, il braccio ed il *silent block*, rispettivamente con due cuboidi (parallelepipedi) ed un cilindro. Occorre tener presente che il corpo boccola prevede una sede per l'alloggiamento della sospensione primaria con tassello in gomma. La Figura 4.9 rappresenta la schematizzazione della boccola su interfaccia Simpack.

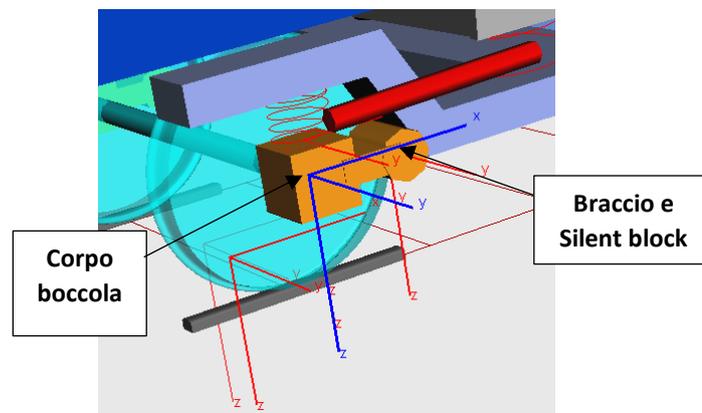


Figura 4.9 - Particolare modello, boccola

Qui di seguito vengono riportate le caratteristiche di massa e di inerzia fornite dal costruttore (Tabella 4.2).

Tabella 4.2 - Valori di massa ed inerzia delle boccole

	Quantità	Massa [kg]	I_{xx} [kg m ²]	I_{yy} [kg m ²]	I_{zz} [kg m ²]
Boccola	8	100	0,5	0,5	0,5

In Tabella 4.3 vengono riportate le caratteristiche di rigidità e smorzamento delle boccole in tutte le direzioni inserite come *Force Elements*, indicandone i *Markers*, i corpi di riferimento ed il *Type*. Quest'ultimo è *Bushing Cmp*, il quale fornisce le caratteristiche di rigidità e smorzamento nelle sei direzioni disaccoppiate, lineari o non lineari.

Tabella 4.3 - Caratteristiche di rigidità e smorzamento delle boccole

<i>Force Element</i>	$\$F_{B11}$	$\$F_{B12}$	$\$F_{B21}$	$\$F_{B22}$
Corpo i	TC	TC	TC	TC
Corpo j	B11	B12	B21	B22
From Marker (i)	$\$M_{TC_BB11}$	$\$M_{TC_BB12}$	$\$M_{TC_BB21}$	$\$M_{TC_BB22}$
To Marker (j)	$\$M_{B11_BB}$	$\$M_{B12_BB}$	$\$M_{B21_BB}$	$\$M_{B22_BB}$
Type	43: Bushing Cmp	43: Bushing Cmp	43: Bushing Cmp	43: Bushing Cmp
Nominal force in x [N]	0,06879	0,06879	-0,06879	-0,06879
Nominal force in y [N]	3,33e-09	-3,33e-09	8,17e-10	8,17e-10
Nominal force in z [N]	-2997,105	-2997,105	-2997,105	-2997,105
Nominal torque in al [Nm]	-3,00e-09	8,95e-11	3,61e-09	3,61e-09

<i>Force Element</i>	<i>\$F_B11</i>	<i>\$F_B12</i>	<i>\$F_B21</i>	<i>\$F_B22</i>
Nominal torque in be [Nm]	-989,045	-989,045	989,045	989,045
Nominal torque in ga [Nm]	2,04e-09	-2,67e-09	-2,39e-09	-2,39e-09
Transl. Stiffness in x [N/m]	2308235,3	2308235,3	2308235,3	2308235,3
Transl. Stiffness in y [N/m]	245250	245250	245250	245250
Transl. Stiffness in z [N/m]	3924000	3924000	3924000	3924000
Rot. Stiffness in al [Nm/rad]	12647	12647	12647	12647
Rot. Stiffness in be [Nm/rad]	1000	1000	1000	1000
Rot. Stiffness in ga [Nm/rad]	12647	12647	12647	12647
transl. Damping in x [Ns/m]	1000	1000	1000	1000
transl. Damping in y [Ns/m]	1000	1000	1000	1000
transl. Damping in z [Ns/m]	1000	1000	1000	1000
Rot. Damping in al [Nms/rad]	0,01	0,01	0,01	0,01
Rot. Damping in be [Nms/rad]	0,01	0,01	0,01	0,01
Rot. Damping in ga [Nms/rad]	0,01	0,01	0,01	0,01

4.2.2.3 Sospensioni primarie

Le boccole dell'ALn 663 sono dotate di sede per l'alloggiamento della sospensione primaria. Per ogni boccola c'è una sospensione primaria costituita da molla ad elica. In SIMPACK le sospensioni primarie non sono state create come corpi (*Bodies*) ma schematizzate come *Force Elements* ed il tipo (*Force Type*) utilizzato per modellare la sospensione è il *Flexicoil Springs Cmp*. Questa tipologia descrive una o due molle ad elica impilate con un approccio più dettagliato e fornendo la possibilità di impostare i parametri geometrici della molla ad elica. Tale elemento non fornisce una forza nominale, ma necessita dell'informazione sulla lunghezza indeformata delle molle elicoidali.

In Tabella 4.4 vengono riportate tutte le caratteristiche della sospensione primaria assegnate all'interno della *Force Element Properties* in SIMPACK (ogni colonna riporta le caratteristiche della sospensione primaria il cui nome assegnato nel software è riportato nella prima riga). Le sospensioni primarie modellizzate sono visibili in Figura 4.12.

Tabella 4.4 - Caratteristiche della sospensione primaria

<i>Force Element</i>	$\$F_S11$	$\$F_S12$	$\$F_S21$	$\$F_S22$
Type	81: Flexicoil Springs Cmp			
Corpo i	TC	TC	TC	TC
Corpo j	B11	B12	B21	B22
From Marker i	$\$M_TC_S11$	$\$M_TC_S12$	$\$M_TC_S21$	$\$M_TC_S22$
To Marker j	$\$M_B11_SS$	$\$M_B12_SS$	$\$M_B21_SS$	$\$M_B22_SS$
Total height at nominal load [m]	0,172	0,172	0,172	0,172
Nominal height of elical springs [m]	0,172	0,172	0,172	0,172
Hel.1: em, Young's modulus [N/m ²]	206000000000	206000000000	206000000000	206000000000
Hel.1: nue, Poisson number	0,3	0,3	0,3	0,3

<i>Force Element</i>	$\$F_S11$	$\$F_S12$	$\$F_S21$	$\$F_S22$
Hel.1: d, Diameter of wire [m]	0,025	0,025	0,025	0,025
Hel.1: rf, Radius of spring [m]	0,075	0,075	0,075	0,075
Hel.1: n, Number of Turns	6,26	6,26	6,26	6,26
Hel.1: h0, Unloaded height [m]	0,261	0,261	0,261	0,261
Hel.2: em, Young's modulus [N/m ²]	206000000000	206000000000	206000000000	206000000000
Hel.2: nue, Poisson number	0,3	0,3	0,3	0,3
Hel.2: d, Diameter of wire [m]	0,035	0,035	0,035	0,035
Hel.2: rf, Radius of spring [m]	0,113	0,113	0,113	0,113
Hel.2: n, Number of Turns	4,5	4,5	4,5	4,5
Hel.2: h0, Unloaded height [m]	0,261	0,261	0,261	0,261
Rubber at from mk: Stiffnes x [N/m]	0	0	0	0
Rubber at from mk: Stiffnes y [N/m]	0	0	0	0
Rubber at from mk: Stiffnes z [N/m]	0	0	0	0
Rubber at from mk: Rot.stiff.x [Nm/rad]	0	0	0	0
Rubber at from mk: Rot.stiff.y [Nm/rad]	0	0	0	0

<i>Force Element</i>	$\$F_S11$	$\$F_S12$	$\$F_S21$	$\$F_S22$
Rubber at to mk: Stiffness x [N/m]	200000	200000	200000	200000
Rubber at to mk: Stiffness y [N/m]	200000	200000	200000	200000
Rubber at to mk: Stiffness z [N/m]	23298000	23298000	23298000	23298000
Rubber at to mk: Rot.stiff.x [Nm/rad]	200000	200000	200000	200000
Rubber at to mk: Rot.stiff.y [Nm/rad]	200000	200000	200000	200000

4.2.2.4 Telaio carrello

Le automotrici Aln 663 e Aln 662 montano un telaio carrello di terza generazione FIAT a doppio collo di cigno, privo di parti sospese. La Figura 4.10 e la Figura 4.11 rappresentano le due viste del carrello, mentre la Figura 4.12 mostra la schematizzazione del carrello sul modello realizzato in SIMPACK. Si evidenziano alcuni elementi collegati al telaio carrello, tra cui: le boccole, le sospensioni primarie e secondarie, l'asta di trascinamento (ammortizzatore anti-serpeggio), il ponte inversore, la trave oscillante, la ralla. Osservando attentamente le due viste è possibile individuare gli altri elementi, quali ammortizzatori verticali e trasversali, tamponi, asta di spinta tra trave oscillante e telaio carrello, perni per rulli appoggio cassa, ecc.

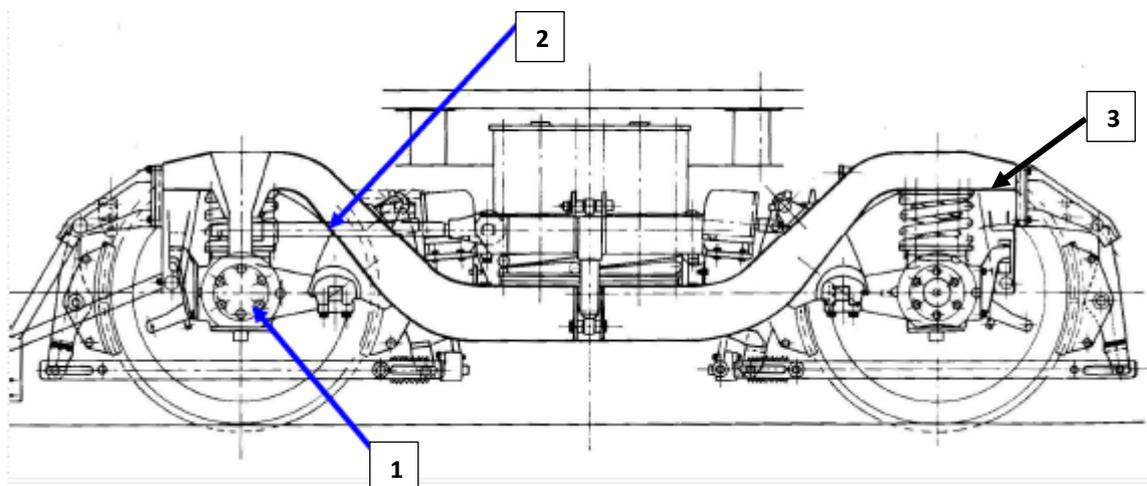


Figura 4.10 - Telaio carrello FIAT, vista laterale: (1) boccola; (2) asta trascinamento; (3) sospensione primaria

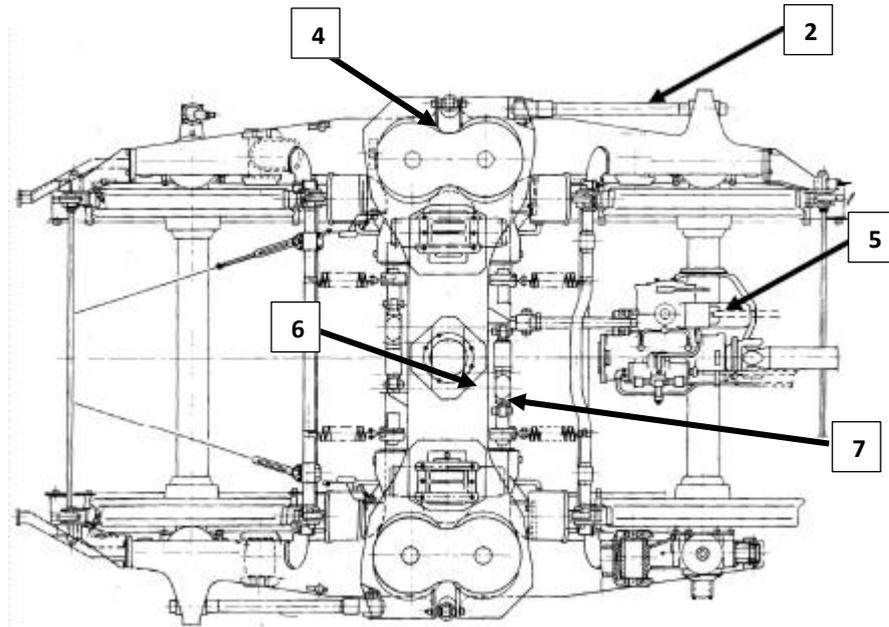


Figura 4.11 - Telaio carrello FIAT, vista superiore: (4) sospensione secondaria e appoggi cassa; (5) ponte inversore; (6) ralla; (7) trave oscillante

Il telaio carrello è stato modellizzato con tre corpi differenti presi dalla libreria del software nella sezione *Type*: i longheroni sono stati realizzati con un elemento specifico, chiamato *22: Wheel Rail Bogie*; la base centrale è realizzata con un cuboide, *1:Cuboid*; inoltre è stato attribuito al corpo del telaio carrello anche il ponte inversore, realizzato con un prisma irregolare (*16:Ellipsoid*). Scomporre il corpo del telaio carrello in tre *Bodies* consente di facilitare l'inserimento dei *Markers*, sistemi di riferimento locali, sui quali vengono poi applicati gli elementi forza, chiamati *Force Elements* in SIMPACK. La figura seguente illustra il carrello modellizzato in SIMPACK.

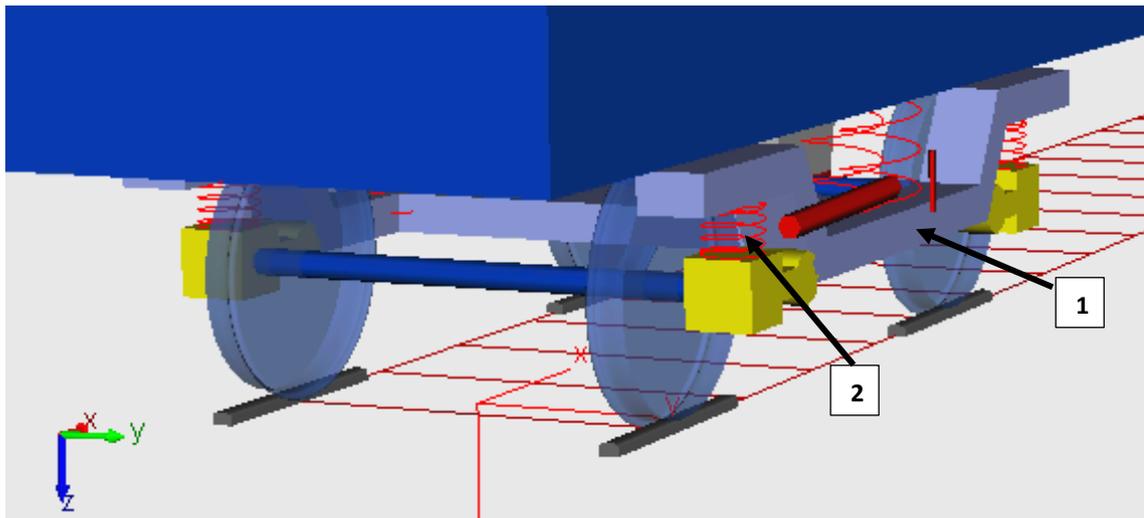


Figura 4.12 - Modello Simpack, particolare del carrello: (1) telaio carrello; (2) sospensione primaria lato destro del quarto assile

La Tabella 4.5 riporta i valori di massa ed inerzia del telaio carrello FIAT dell'automotrice ALn 663. La massa è fornita dal costruttore, mentre i momenti di inerzia sono stati ricavati dalla geometria e dalla massa, dove x_b , y_b e z_b sono le coordinate del baricentro dell'intero corpo carrello (visualizzate nella finestra proprietà).

Tabella 4.5 - Valori di massa, inerzia e coordinate baricentro telaio carrello

Quantità	Massa [kg]	I_{xx} [kg m ²]	I_{yy} [kg m ²]	I_{zz} [kg m ²]	x_b [m]	y_b [m]	z_b [m]	
Telaio carrello	2	1000	500	900	400	0	0	-0,2

4.2.2.5 Smorzatori

Gli smorzatori (anche detti ammortizzatori) sono quegli elementi del carrello che migliorano le prestazioni dinamiche del veicolo, garantendo sicurezza e comfort. In un carrello ferroviario sono presenti: ammortizzatori verticali della primaria, ammortizzatori verticali della secondaria, ammortizzatori trasversali, ammortizzatori anti-serpeggio, ammortizzatori anti-rollio, ecc. Generalmente, possono essere denominati come ammortizzatori orizzontali, verticali e trasversali, in base al sistema di riferimento ed al moto del veicolo.

In SIMPACK sono stati modellati come *Force Elements* e presentano una geometria cilindrica (Figura 4.13). Il tipo dell'elemento forza attribuito agli smorzatori è *Spring-Damper Parallel PtP*, cioè un elemento caratterizzato da molla e smorzatore in parallelo e dove *PtP* sta per "point to point". Nella

finestra delle proprietà di ciascun elemento, vengono inseriti i *Markers* ed i parametri caratterizzanti, cioè lunghezza nominale, rigidità, smorzamento e precarico.

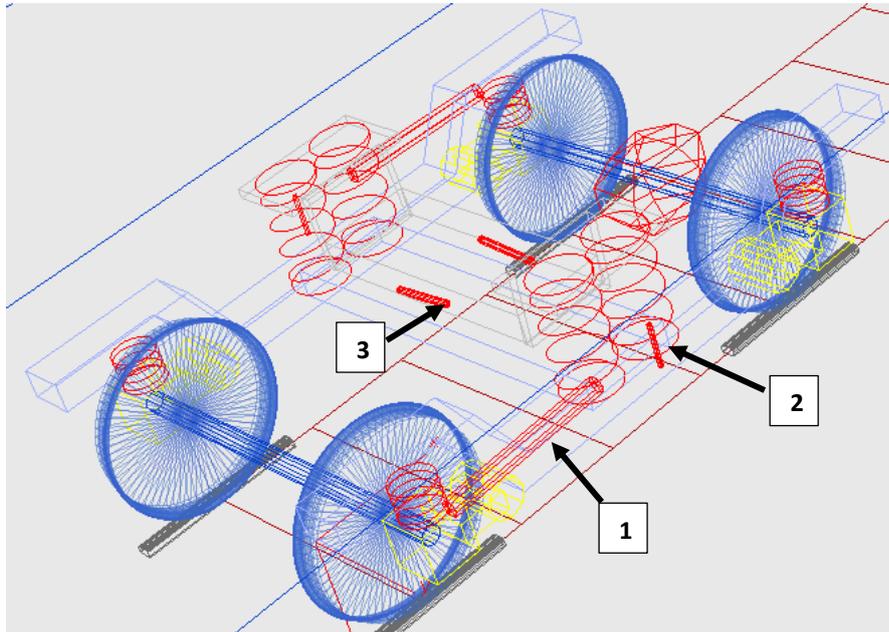


Figura 4.13 - Modello Simpack, particolare smorzatori: (1) smorzatore orizzontale; (2) smorzatore verticale; (3) smorzatore trasversale

In Tabella 4.6 sono riportati i parametri degli smorzatori orizzontali.

Tabella 4.6 - Caratteristiche smorzatori orizzontali

Force Element	Corp o i	Corp o j	Marker i	Marker j	Type	Nomin al length [m]	Stiffnes [N/m]	Dampi ng [Ns/m]	Preloa d force [N]
\$F_tr1	TC	TO	\$M_TC_T R1	\$M_TO_T R1	Spring - Damp er Paralle l PtP	0,881	100000 00	100	-8,560
\$F_tr2	TC	TO	\$M_TC_T R2	\$M_TO_T R2	Spring - Damp er Paralle l PtP	0,881	100000 00	100	-8,560

In Tabella 4.7 sono riportati i parametri degli smorzatori verticali delle secondarie.

Tabella 4.7 - Caratteristiche smorzatori verticali

Force Element	Corp o i	Corp o j	Marker i	Marker j	Type	Nominal length [m]	Stiffness [N/m]	Damping [Ns/m]	Preload force [N]
\$F_AV1	TC	TO	\$M_TC_A V1	\$M_TO_A V1	Spring-Damper Parallel PtP	0,229	0	12000	0
\$F_AV2	TC	TO	\$M_TC_A V2	\$M_TO_A V2	Spring-Damper Parallel PtP	0,229	0	12000	0

Si nota che in questo caso i valori di rigidità e precarico sono nulli, al contrario degli smorzatori orizzontali. La tabella successiva riporta i parametri relativi agli smorzatori trasversali o laterali.

Tabella 4.8 - Caratteristiche smorzatori trasversali (laterali)

Force Element	Corp o i	Corp o j	Marker i	Marker j	Type	Nominal length [m]	Stiffness [N/m]	Damping [Ns/m]	Preload force [N]
\$F_AL1	TC	TO	\$M_TC_AL1	\$M_TO_AL1	Spring-Damper Parallel PtP	0,353	0	5000	0
\$F_AL2	TC	TO	\$M_TC_AL2	\$M_TO_AL2	Spring-Damper Parallel PtP	0,353	0	5000	0

4.2.2.6 Sospensioni secondarie

Le sospensioni secondarie del veicolo di riferimento sono quattro molle ad elica, disposte a due a due per ciascun longherone tra il telaio del carrello e la trave oscillante. Sono state modellizzate utilizzando le *Force Elements* di tipo *Shear Spring Cmp*: questa tipologia rappresenta una molla ad elica su cui agiscono forze verticali e laterali, così come taglio, momenti flettenti e torsionali. Viene utilizzata in applicazioni quali molle ad elica caratterizzate da ampia deformazione a taglio ed in particolare per la sospensione secondaria (eventualmente anche primaria) di un veicolo ferroviario. La modellazione

delle sospensioni secondarie è riportata in Figura 4.14 e la Tabella 4.9 ne riporta i parametri inseriti nelle finestre delle proprietà.

Tabella 4.9 - Caratteristiche sospensioni secondarie

<i>Force Element</i>	$\$F_{ss11}$	$\$F_{ss12}$	$\$F_{ss21}$	$\$F_{ss22}$
Type	79: Shear spring Cmp	79: Shear spring Cmp	79: Shear spring Cmp	79: Shear spring Cmp
Corpo i	TC	TC	TC	TC
Corpo j	TO	TO	TO	TO
From Marker i	$\$M_{TC_SS11}$	$\$M_{TC_SS12}$	$\$M_{TC_SS21}$	$\$M_{TC_SS22}$
To Marker j	$\$M_{TO_SS11}$	$\$M_{TO_SS12}$	$\$M_{TO_SS21}$	$\$M_{TO_SS22}$
I_nom_z Nominal height [m]	-0,588	-0,588	-0,588	-0,588
F_nom_x Nominal force [N]	5,302	5,302	5,302	5,302
F_nom_y Nominal force [N]	-0,983	-0,983	-0,983	-0,983
F_nom_z Nominal force [N]	39853,006	39853,006	39853,006	39853,006
I_nom_x Nominal torque [Nm]	0	0	0	0
I_nom_y Nominal torque [Nm]	0	0	0	0
I_nom_z Nominal torque [Nm]	0	0	0	0
cx Long. shear stiff. [N/m]	50000	50000	50000	50000

<i>Force Element</i>	$\$F_{ss11}$	$\$F_{ss12}$	$\$F_{ss21}$	$\$F_{ss22}$
cy Lateral shear stiffness [N/m]	50000	50000	50000	50000
cz Vertical stiffness [N/m]	300000	300000	300000	300000
cr Roll bending stiff [Nm/rad]	700000	700000	700000	700000
cp Pitch bend. stiff. [Nm/rad]	700000	700000	700000	700000
ct Torsional stiff. [Nm/rad]	10000	10000	10000	10000

4.2.2.7 Tamponi

I tamponi di fine corsa sono tasselli in gomma di varie forme che servono a limitare e smorzare lo spostamento relativo tra cassa e carrello. Oltre alla funzione di fine corsa, questi sono elementi antivibranti che smorzano le vibrazioni ed il rumore grazie alle caratteristiche di elasticità e incomprimibilità della gomma. Sono stati modellizzati con *Force Elements* di tipo *Spring-Damper Parallel Ptp*, così come per gli smorzatori elencati precedentemente. In questo caso sono state costruite per punti due *Input Functions*, una per la rigidità e l'altra per lo smorzamento, ciascuna delle quali ha come input un file in formato '*afs*' contenente le coordinate della funzione. Le due funzioni vengono costruite con un'interpolazione cubica, detta *akima*. L'andamento dello smorzamento presenta un primo tratto cedevole per poi crescere velocemente. Le figure seguenti riportano le due funzioni dei tamponi.

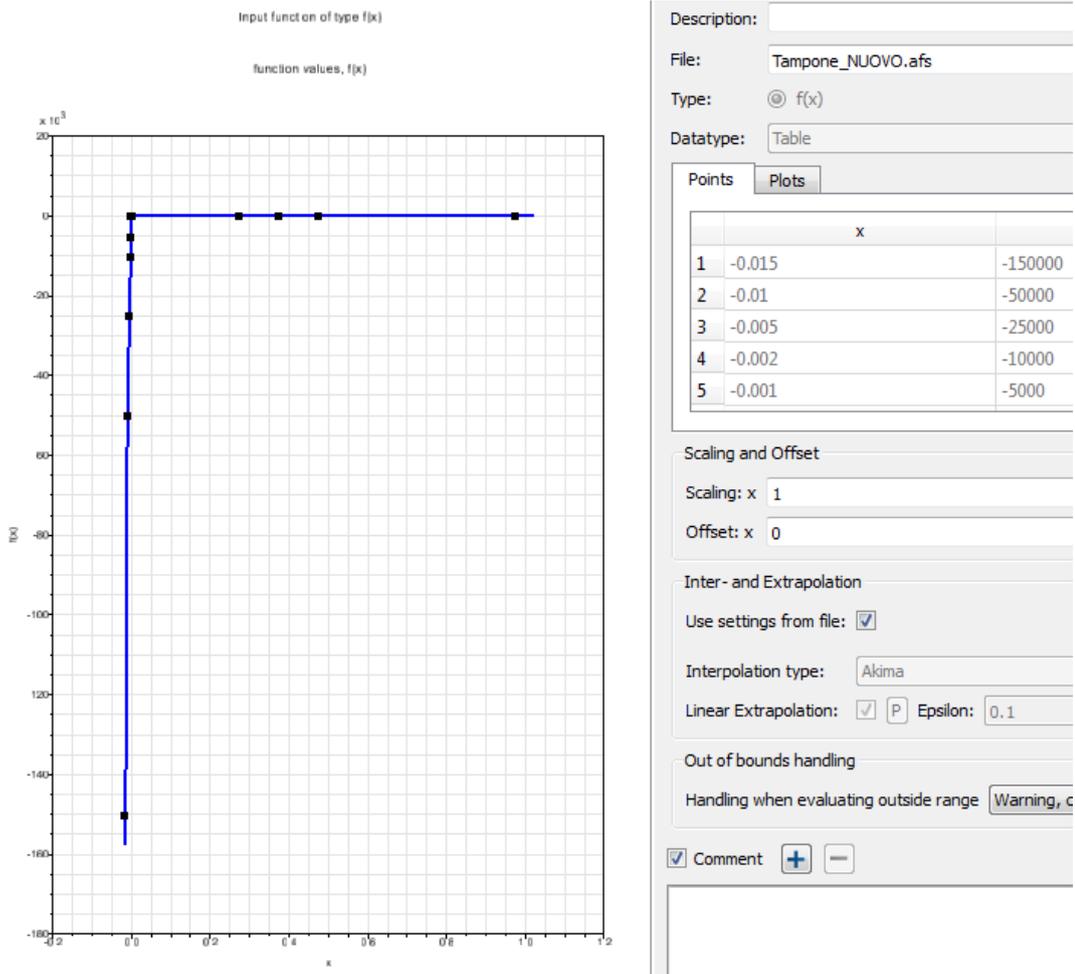


Figura 4.14 - Funzione rigidezza tampone

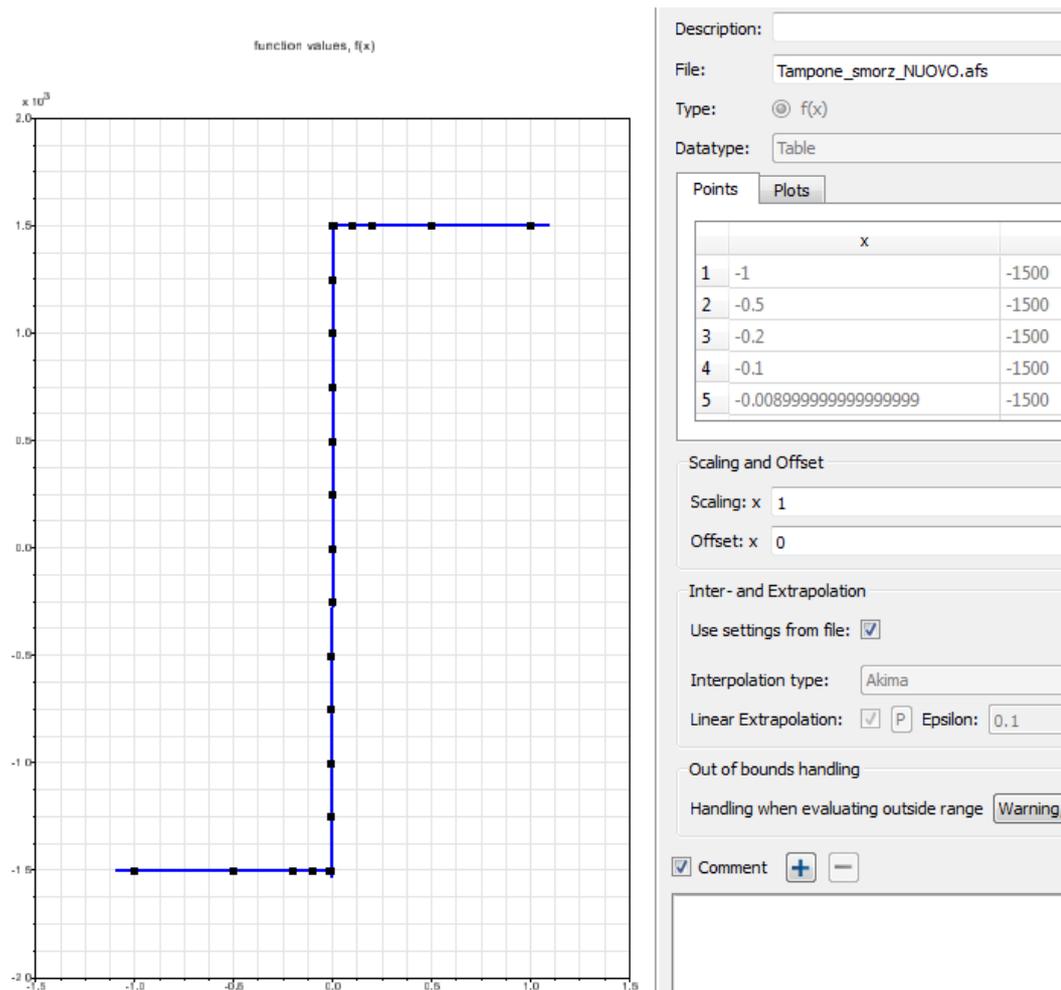


Figura 4.15 - Funzione smorzamento tampone

La Tabella 4.10 riporta i parametri relativi ai tamponi.

Tabella 4.10 - Caratteristiche tamponi

Force Element	Corp o i	Corp o j	Marker i	Marker j	Type	Nomin al length [m]	Input Functi on F_c(l)	Input Function F_d(l _d)	Prelo ad force [N]
\$F_t1 1	TC	TO	\$M_TC_T 11	\$M_TO_A L1	4: Spring - Damp er Parall el PtP	0,025	\$I_tx	\$I_C1__Ldam per	0
\$F_t1 2	TO	TC	\$M_TO_T 12	\$M_TC_T 12	4: Spring - Damp. P. Ptp	0,025	\$I_tx	\$I_C1__Ldam per	0

Force Element	Corp o i	Corp o j	Marker i	Marker j	Type	Nomin al length [m]	Input Functi on F_c(l)	Input Function F_d(Id)	Prelo ad force [N]
\$F_t2 1	TC	TO	\$M_TC_T 21	\$M_TO_T 21	4: Spring - Damp er Parall el PtP	0,025	\$I_tx	\$I_C1__Ldam per	0
\$F_t2 1	TO	TC	\$M_TO_T 22	\$M_TC_T 22	4: Spring - Damp er Parall el PtP	0,025	\$I_tx	\$I_C1__Ldam per	0

4.2.2.8 Trave oscillante

La trave oscillante è l'elemento sul quale poggia la cassa del veicolo per mezzo della ralla ed è un sostegno sospeso mediante dei tiranti al telaio del carrello. La sua funzione è quella di permettere un movimento trasversale della cassa quando il carrello percorre una curva. Anche questo elemento è stato modellato con più corpi, per esattezza è stato costruito con cinque cuboidi. La Figura 4.16 mostra la modellazione della trave oscillante in SIMPACK. In Tabella 4.11 vengono riportati i valori di massa, inerzia e le coordinate del baricentro dell'elemento.

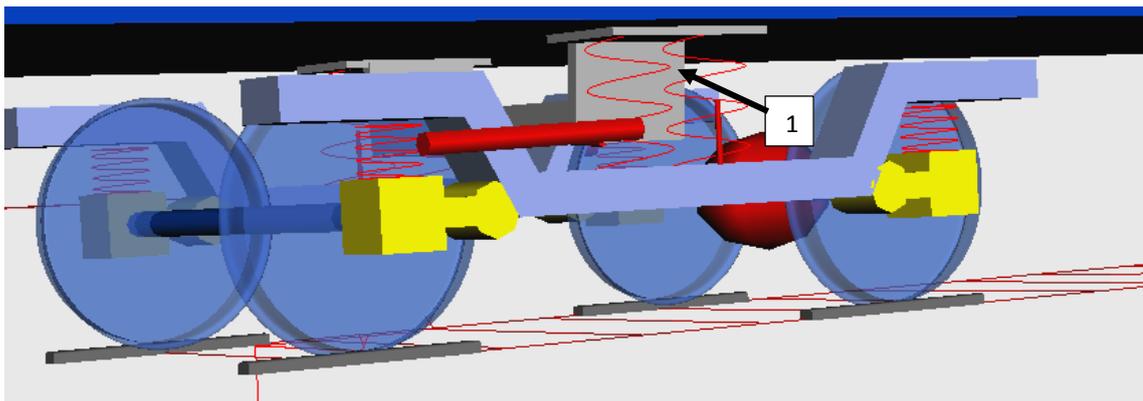


Figura 4.16 - Modello Simpack, particolare della trave oscillante (1)

Tabella 4.11 - Valori di massa, inerzia e coordinate baricentro trave oscillante

	Quantità	Massa [kg]	I_{xx} [kg m ²]	I_{yy} [kg m ²]	I_{zz} [kg m ²]	x_b [m]	y_b [m]	z_b [m]
Telaio carrello	2	400	1350	200	1500	0	0	0

4.2.2.9 Ralla

La ralla è l'elemento posto al centro della trave oscillante che costituisce l'accoppiamento meccanico ralla – perno tra la cassa ed il carrello, dove il perno è parte della cassa del veicolo. La ralla è un tipo di cuscinetto assiale per impieghi a bassa velocità di rotazione ed elevato carico assiale, infatti consente la rotazione relativa tra la cassa e la trave oscillante ed ha la funzione di scaricare il peso della cassa sul carrello. Quindi su ciascuna ralla agisce metà del peso della cassa. Oltre al carico assiale, può sopportare momento flettente e carico trasversale.

In SIMPACK la ralla è stata inserita come *Force Element* dal *Marker* della trave oscillante al *Marker* della cassa ed è del tipo *Bushing*, così come per le boccole. Sono stati definiti i parametri di rigidità e smorzamento nelle varie direzioni e la forza normale lungo l'asse z dovuta al peso della cassa. Tali caratteristiche vengono riportate nelle tabelle seguenti, in riferimento alla ralla del primo carrello (il cui nome nel modello è $\$F_RL1$). Infatti cambiano solamente i copri ed i *Markers* di riferimento, ma i parametri sono equivalenti per i due elementi ralla.

Tabella 4.12 - Caratteristiche ralla (a)

Force Element	Corpo i	Corpo j	Marker i	Marker j	Type	Nominal force in x [N]	Nominal force in y [N]	Nominal force in z [N]
$\$F_RL1$	TO	Cassa	$\$M_TO_RL$	$\$M_Cassa_1$	43: Bushing Cmp	0	0	155488,51

Tabella 4.13 - Caratteristiche ralla (b)

Force Element	Nominal torque in al [Nm]	Nominal torque in be [Nm]	Nominal torque in ga [Nm]	Transl. Stiffness in x [N/m]	Transl. Stiffness in y [N/m]	Transl. Stiffness in z [N/m]	Rot. Stiffness in al [Nm/rad]	Rot. Stiffness in be [Nm/rad]
$\$F_RL1$	0	0	0	10000000	10000000	10000000	100000000	10000000

Tabella 4.14 - Caratteristiche ralla (c)

Force Element	Rot. Stiffness in ga [Nm/rad]	Transl. Damping in x [Ns/m]	Transl. Damping in y [Ns/m]	Transl. Damping in z [Ns/m]	Rot. Damping in al [Nms/rad]	Rot. Damping in be [Nms/rad]	Rot. Damping in ga [Nms/rad]
\$F_RL1	0	1000	1000	1000	1000	100	1

4.2.2.10 Cassa

La cassa dell'automotrice è stata modellizzata con un semplice parallelepipedo (del tipo *Cuboid* in Simpack), di dimensioni 22,640 m, 2,878 m e 2,628 m (rispettivamente lungo gli assi di riferimento x , y e z). Nel modello è stato inserito il sistema di riferimento principale della cassa in corrispondenza del centro di uno dei due carrelli. E' stato successivamente aggiunto un *Marker* al centro cassa rispetto la coordinata x per poter poi applicarvi un sensore al fine di poter monitorare, eventualmente, le misure rispetto alla posizione centrale.

In Figura 4.17 è illustrata la schematizzazione della cassa e la Tabella 4.13 riporta i valori di massa, inerzia e le coordinate del baricentro della cassa rispetto al sistema di riferimento scelto.

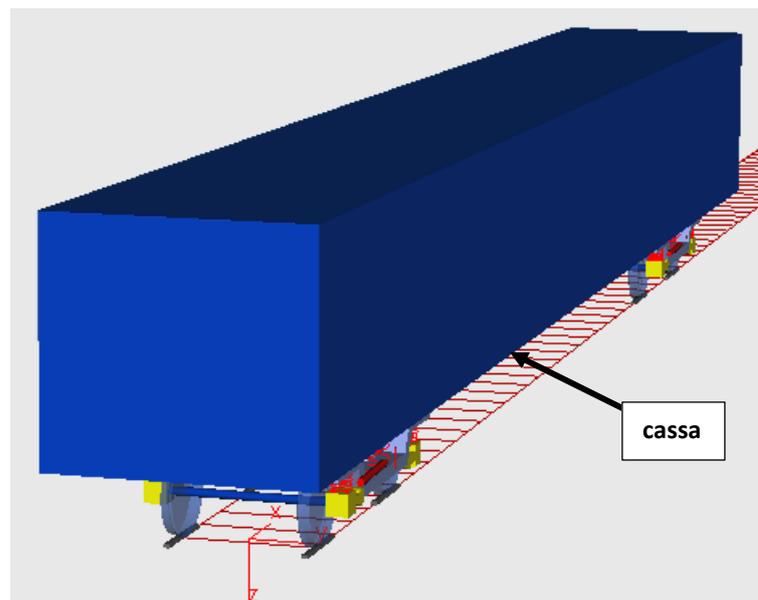


Figura 4.17 - Modello Simpack, cassa

Tabella 4.15 - Valori di massa, inerzia e coordinate baricentro cassa

Quantità	Massa [kg]	I_{xx} [kg m ²]	I_{yy} [kg m ²]	I_{zz} [kg m ²]	x_b [m]	y_b [m]	z_b [m]	
Cassa	1	31700	120000	1000000	1200000	7,970	0	-1,3

4.3 Tracciato

4.3.1 Introduzione

Il caso preso in esame in precedenti lavori di tesi, la linea Aosta-Prè Saint Didier, ha riscontrato complicazioni riguardo la validazione del modello d'usura in SIMPACK, in quanto questa tratta è costituita da numerose irregolarità (ad es. pendenze e continue variazioni dello scartamento dovuto alle curve di raggio inferiore a 275 m) che incidono molto sul fenomeno di usura e risulta pertanto difficile l'ottimizzazione dei vari parametri, al fine di ottenere risultati quanto più vicini ai dati reali. Si è deciso quindi di costruire un tracciato ideale semplice, in modo tale da avere un fenomeno d'usura abbastanza distribuito e privo di anomalie. Infatti, il presente lavoro non è mirato alla simulazione dell'usura di un determinato veicolo che percorre una specifica tratta, ma si pone come obiettivi principali lo studio dell'algoritmo di usura del software SIMPACK, la possibile validazione del modello di usura e/o la proposta di soluzioni per poter migliorare l'algoritmo di calcolo. In sviluppi futuri, si può pensare di estendere un algoritmo di usura valido ad diversi casi di riferimento a linee reali.

Per la realizzazione di tale tracciato, si tiene conto delle seguenti ipotesi:

- Non sono presenti irregolarità (eccetto l'eventuale allargamento di scartamento in curva);
- Non c'è lubrificazione in curva;
- Non si considera l'usura della rotaia (rotaia sempre nuova).

4.3.2 Caratterizzazione tracciato

Il tracciato così realizzato è composto da: un tratto iniziale rettilineo di 1000 m; una successione di curve a raggio crescente a destra, intervallate da rettilinei di lunghezza pari a 200 m, partendo da un raggio minimo di 200 m fino ad arrivare ad un massimo di 2000 m con un passo di 100 m; un tratto rettilineo di 1000 m; una successione di curve a raggio decrescente a sinistra (valore negativo), intervallate da rettilinei di lunghezza pari a 200 m, partendo da un raggio di -2000 m fino ad arrivare ad un raggio di -200 m; un tratto finale rettilineo di 1000 m. Una volta stabilita la lunghezza dei tratti in rettilineo, è stata adottata la seguente procedura per determinare la lunghezza delle curve in funzione del raggio. Ogni curva è costituita da tre tratti:

- Raccordo parabolico (clotoide) tra rettilineo e curva piena;
- Curva piena;
- Raccordo parabolico (clotoide) tra curva piena e rettilineo.

Per calcolare la lunghezza L del raccordo iniziale e finale è stata utilizzata l'espressione dello sghembo γ del binario (o variazione di pendenza trasversale):

$$\gamma = \left(\frac{h_1 - h_2}{L} \right) * 1000 \quad (4.1)$$

Dove $(h_1 - h_2)$ è la differenza di livello trasversale o differenza tra i valori di sopraelevazione tra il tratto rettilineo (per cui nel caso in esame si ha sopraelevazione nulla) e la curva, L è la distanza in metri tra i due punti tra cui è calcolata la differenza di sopraelevazione, ossia la lunghezza del clotoide. Avendo fissato una pendenza di γ pari a 3, avendo attribuito ad ogni curva i valori di sopraelevazione

in funzione della velocità e del raggio di curva secondo la tabella da normativa (Figura 4.19), è stata calcolata la lunghezza L per ciascun tratto.

Il tracciato è stato realizzato in simmetria (Figura 4.18), al fine di far percorrere al veicolo le stesse curve prima a destra e poi a sinistra, ottenendo così una distribuzione più uniforme del contatto e dell'usura su tutte le ruote. Dato che in SIMPACK non è possibile invertire il verso di percorrenza del modello, sarà necessario invertire le posizioni degli assi e quindi delle ruote ogni qual volta verrà simulato il percorso nel verso opposto.

Il percorso di lunghezza totale pari a 20,352 km è caratterizzato da una percentuale di curve del 51 % circa (50,86 % per l'esattezza) e da una percentuale in rettilineo del 49 % circa (49,14 % per l'esattezza). Il percorso non è tortuoso, dato che ci sono poche curve a corto raggio e non sono presenti irregolarità. Essendo però la percentuale di percorso in curva leggermente maggiore di quella di percorso in rettilineo, si ha un maggior contatto sulla flangia delle ruote e sicuramente una maggiore usura rispetto ad un percorso prevalentemente in rettilineo. Per questo motivo si possono effettuare simulazioni per un percorrenza totale di 50000 km, piuttosto che 100000 km.

4.3.3 Modellazione del tracciato in Simpack

Sono state realizzate tabelle dati in Excel e successivamente trasferite in SIMPACK, creando un nuovo tracciato nella sezione *Tracks* ed inserendo nella finestra delle proprietà il file dati in formato '*trc*'. Il file si compone in tre parti:

- Caratterizzazione piano orizzontale;
- Caratterizzazione piano verticale;
- Sopraelevazione.

In Figura 4.18 è mostrata la rappresentazione del tracciato, cioè la vista del piano orizzontale, visualizzata all'interno della finestra di *Track Properties*.

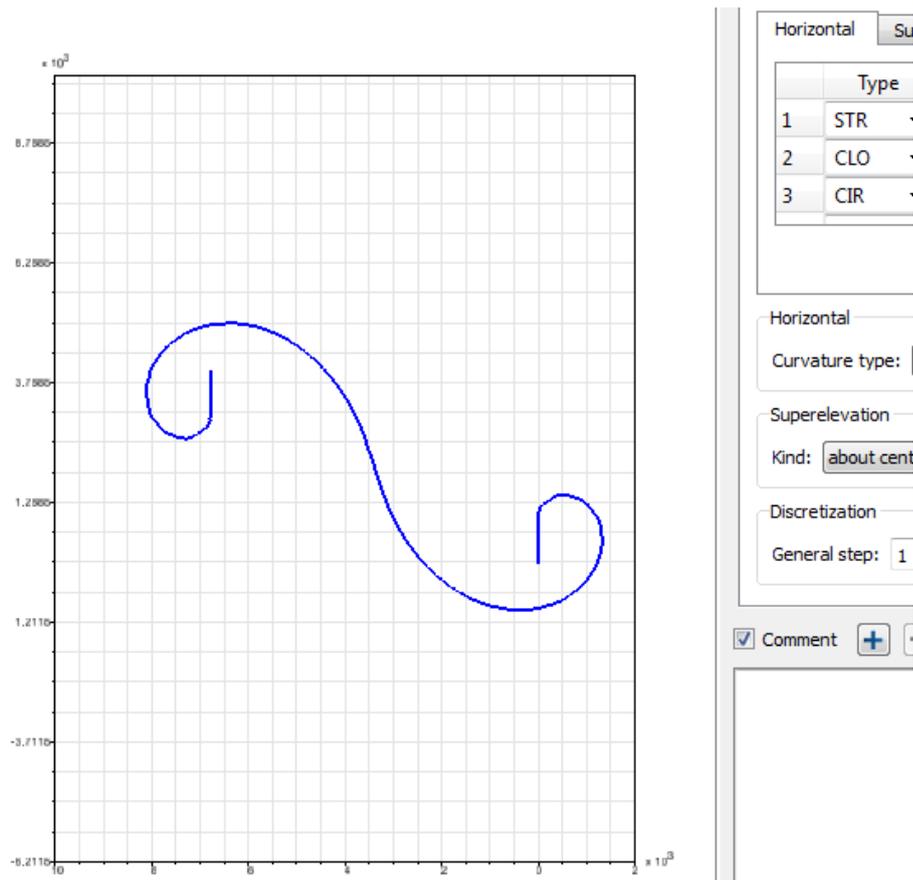


Figura 4.18 - Modellazione tracciato in Simpack (vista piano orizzontale - Track Properties)

4.3.3.1 Piano orizzontale

Questa sezione è composta da 7 colonne, elencate qui di seguito:

- I. Indica il chilometro progressivo di partenza del tratto considerato;
- II. Indica il chilometro di fine tratto considerato;
- III. Contiene il simbolo (numero) per la directory di riconoscimento per Simpack, in questo caso 084;
- IV. Indica il tipo di tratto considerato: 0 identifica il rettilineo, 1 la curva piena e 2 il raccordo parabolico tra curva e rettilineo;
- V. Indica la lunghezza effettiva del tratto in metri;
- VI. Varia a seconda del tipo di tratto. E' nullo per un tratto rettilineo e per tratto di raccordo parabolico (clotoide) successivo ad un tratto rettilineo. Per una curva piena e per un tratto di raccordo parabolico successivo ad una curva, identifica il valore del raggio di curva;
- VII. Varia a seconda del tipo di tratto. E' nullo per un tratto rettilineo e per una curva piena, mentre identifica il valore del raggio di curva a fine raccordo, cioè per un raccordo parabolico successivo ad una curva piena.

Tabella 4.16 – Esempio 1 caratterizzazione tracciato (piano orizzontale)

Start_km	End_km	Dir	Type	Par1	Par2	Par3
0,000	1,000	084	0	1000,00	0,00	0,00
1,000	1,054	084	2	54,00	0,00	200,00
1,054	1,270	084	1	216,00	200,00	0,00
1,270	1,324	084	2	54,00	200,00	0,00
1,324	1,524	084	0	200,00	0,00	0,00
...

Tabella 4.17 – Esempio 2 caratterizzazione tracciato (piano orizzontale)

Start_km	End_km	Dir	Type	Par1	Par2	Par3
...
9,676	10,676	084	0	1000,00	0,00	0,00
10,676	10,703	084	2	27,00	0,00	-2000,00
10,703	10,811	084	1	108,00	-2000,00	0,00
10,811	10,838	084	2	27,00	-2000,00	0,00
10,838	11,038	084	0	200,00	0,00	0,00
...

4.3.3.2 Piano verticale

Il piano verticale descrive le pendenze di ciascun tratto. Il software elabora i dati e simula l'automotrice o in salita o in discesa, a seconda della diversa pendenza. Anche in questo caso è composto da 7 colonne:

- I. Indica il chilometro progressivo di partenza del tratto considerato;
- II. Indica il chilometro di fine tratto considerato;
- III. Contiene il simbolo (numero) per la directory di riconoscimento per Simpack, in questo caso 085;
- IV. Indica la tipologia di pendenza: 0 per un tratto a pendenza costante, 1 per un tratto a pendenza variabile con legge lineare;
- V. Indica la lunghezza effettiva del tratto in metri;
- VI. Varia in funzione del tipo di tratto. Indica il valore di pendenza costante oppure il valore della pendenza iniziale, per un tratto a pendenza variabile;
- VII. Varia in funzione del tipo di tratto. Se il tratto è a pendenza costante assume valore nullo, altrimenti indica il valore di pendenza finale del tratto.

In questo caso di studio è stato considerato un tracciato completamente in piano, cioè con pendenza nulla. E' stata sufficiente una sola riga per il piano verticale dell'intero percorso, composto da prima curve tutte a destra e poi curve tutte a sinistra (inverso), per una lunghezza totale di 20,352 km.

Tabella 4.18 - Esempio caratterizzazione tracciato (piano verticale)

Start_km	End_km	Dir	Type	Par1	Par2	Par3
0,000	20,352	085	0	20352,00	0,00	0,00

4.3.3.3 Sopraelevazione

Questa sezione caratterizza la sopraelevazione del tracciato in funzione delle curve, cioè la pendenza trasversale delle rotaie. E' composta da 7 colonne:

- I. Indica il chilometro progressivo di partenza del tratto considerato;
- II. Indica il chilometro di fine tratto considerato;
- III. Contiene il simbolo (numero) per la directory di riconoscimento per Simpack, in questo caso 086;
- IV. Indica il tipo di sopraelevazione: 0 per sopraelevazione costante, 2 per sopraelevazione variabile;
- V. Indica la lunghezza effettiva del tratto in metri;
- VI. Varia in funzione del tipo di tratto. Indica il valore di sopraelevazione costante oppure il valore di sopraelevazione iniziale, nel caso di tratto con sopraelevazione variabile;
- VII. Varia in funzione del tipo di tratto. Se il tratto ha sopraelevazione costante questo assume valore nullo, altrimenti indica il valore di sopraelevazione finale del tratto.

I valori di sopraelevazione h iniziale e finale di ciascun tratto, inseriti nelle ultime due colonne della tabella, dipendono dal raggio di curva e dalla velocità corrispondente a ciascun raggio di curva. Sono stati scelti consultando la tabella da normativa riportata in Figura 4.19, adatta a treni pesanti con accelerazione non compensata di $0,6 \text{ m/s}^2$, limitando la velocità ad un valore massimo di 120 km/h . Le Tabelle 4.17 e 4.18 riportano alcuni esempio del file con la sezione di sopraelevazione per alcune parti del tracciato.

L'accelerazione non compensata e la sopraelevazione sono due parametri importanti per la stabilità in curva ed il comfort dei passeggeri e sono legate tra loro dalla relazione (4.2), ricavata imponendo l'equilibrio delle forze orizzontali in curva:

$$h = \left(\frac{s}{g}\right) \left(\frac{v^2}{R} - a_{nc}\right); a_{nc} = \frac{v^2}{R} - h \frac{g}{s} \quad (4.2)$$

In cui h è la sopraelevazione in m, v la velocità in curva in m/s, R è il raggio di curva in m, g è l'accelerazione di gravità (m/s^2), s è lo scartamento in m (approssimato a $1,5 \text{ m}$) ed a_{nc} l'accelerazione non compensata in m/s^2 .

Quindi è stato verificato il valore di accelerazione non compensata per ciascun raggio di curva, riferendosi alla tabella delle sopraelevazioni. Il valore massimo risulta prossimo a $0,6 \text{ m/s}^2$ e quindi rispetta il limite (quest'ultimo pari a $0,6 \text{ m/s}^2$ per treni pesanti, $0,8 \text{ m/s}^2$ per elettro/automotrici passeggeri costituite da materiale leggero per arrivare ad un limite di $1,8 \text{ m/s}^2$ per i treni ad alta velocità).

4.3.3.4 Allargamento di scartamento in curva in Simpack

Una volta scritto il file 'trc', viene caricato nella sezione *Tracks* del modello in SIMPACK. All'interno della finestra sono visibili le tre sezioni (orizzontale, verticale e sopraelevazione) e la modellazione del tracciato (Figura 4.18). Se sono presenti curve di raggio inferiore a 275 m è previsto l'allargamento di scartamento, i cui effetti sulla stabilità di marcia e sull'usura di ruote e rotaia non possono essere trascurati. Per l'allargamento di scartamento si è fatto riferimento alla normativa successiva alla 2002: si ha uno scartamento pari a 1435 mm per curve di raggio $R \geq 275$ m; aumenta di 5 mm per ogni intervallo riportato in Figura 4.20 al diminuire dei raggi di curvatura, fino ad un massimo di 1465 mm per raggi di curvatura $R < 150$ m.

Raggio della curva		Scartamento
da	a	
∞	275 m	1435 mm
< 275 m	250 m	1440 mm
< 250 m	225 m	1445 mm
< 225 m	200 m	1450 mm
< 200 m	175 m	1455 mm
< 175 m	150 m	1460 mm
	< 150 m	1465 mm

Figura 4.21 - Allargamento di scartamento

Il software classifica l'allargamento di scartamento in curva come un'eccitazione esterna: nella sezione *Input Functions* viene creata la funzione 'irregolarità', in cui si inserisce un file input in formato 'tre'. È stato utilizzato un file Matlab per regolare l'allargamento di scartamento a seconda del raggio di curva: questo script legge il file del tracciato orizzontale in codice ASCII e per ogni raggio di curva attribuisce un valore di scartamento, generando un file in formato 'tre' che viene poi letto dal software. Tale file è composto da 5 colonne: la prima indica la lunghezza di ciascun tratto (*s*), le altre quattro (*Delta y*, *Delta z*, *Delta phi*, *Delta g*) rappresentano le varie eccitazioni. L'allargamento dello scartamento è caratterizzato dalla quinta colonna, ossia *gauge excitacion*, i cui valori rappresentano la differenza tra lo scartamento allargato e lo scartamento in rettilineo per ciascun tratto.

Inizialmente, avendo il tracciato solo due curve inferiori a 275 m, l'allargamento di scartamento si verifica due volte (per le curve di raggio $R = 200$ m). Come viene mostrato in seguito, durante le analisi delle simulazioni si è deciso di testare il modello anche su un tracciato privo di allargamento di scartamento, portando le due curve di raggio $R = 200$ m ad un raggio di 280 m.

4.3.4 Funzione della velocità di riferimento

Dato il tipo di tracciato costituito da curve di raggio crescente a destra, tratto rettilineo e successivamente curve di raggio decrescente a sinistra, è stata costruita una funzione di velocità rispetto al tempo caratterizzata da un andamento crescente a tratti, limitato di volta in volta al valore massimo ammissibile in una determinata curva (Figura 4.19), un tratto a velocità costante e poi un andamento decrescente a salti. La velocità massima dell'automotrice ALn663 serie 1000 è pari a 120 km/h, viene raggiunta prima della curva di raggio 700 m e mantenuta costante per un lungo tratto.

Tale valore diminuisce a partire dalla curva a sinistra di raggio 700 m e si porta ad 1 m/s nell'ultimo tratto di frenata. Anche se in realtà il veicolo parte da fermo, è necessario inserire nel modello una velocità iniziale di 1 m/s per il corretto funzionamento: si imposta dall'interfaccia grafica, all'interno della sezione *Globals*, settando ad 1 il valore di *vehicle initial velocity* nella finestra *Vehicle Globals*. I tratti di moto uniformemente accelerato sono caratterizzati da accelerazione pari a $0,5 \text{ m/s}^2$, finché non viene raggiunta la velocità ammissibile per ciascuna curva, mentre i tratti in frenata sono caratterizzati da decelerazione pari in modulo a $0,5 \text{ m/s}^2$. La velocità massima consentita in ciascun tratto dipende dal raggio di curva ed è consultabile dalla tabella di Figura 4.19. Il foglio di calcolo per la funzione di velocità è costituito da quattro colonne: tempo, spazio percorso, velocità e accelerazione. Attraverso le equazioni del moto uniformemente accelerato vengono calcolati velocità e spazio percorso, avendo come input l'accelerazione e l'intervallo di tempo $\Delta t = 2 \text{ s}$. Ogni qual volta viene raggiunto il valore di velocità ammissibile per una data curva, si porta a 0 l'accelerazione/decelerazione e si ha moto uniforme. Si continua finché non si raggiunge la fine del tracciato (in questo caso la funzione di velocità viene impostata fino ad una percorrenza di 20190 m, che corrisponde ad un tempo di 750 s).

Una volta pronto il file dati velocità, è stata creata una funzione per la velocità di riferimento *VRIF* in *Input Functions*: il file è costituito da due colonne, in una sono riportati gli intervalli temporali (le *x* della funzione) e nell'altra sono riportati i corrispondenti valori di velocità in m/s; il file in formato '*afs*' viene inserito all'interno dell'*Input Function Properties* di *VRIF*, come mostrato in Figura 4.21.

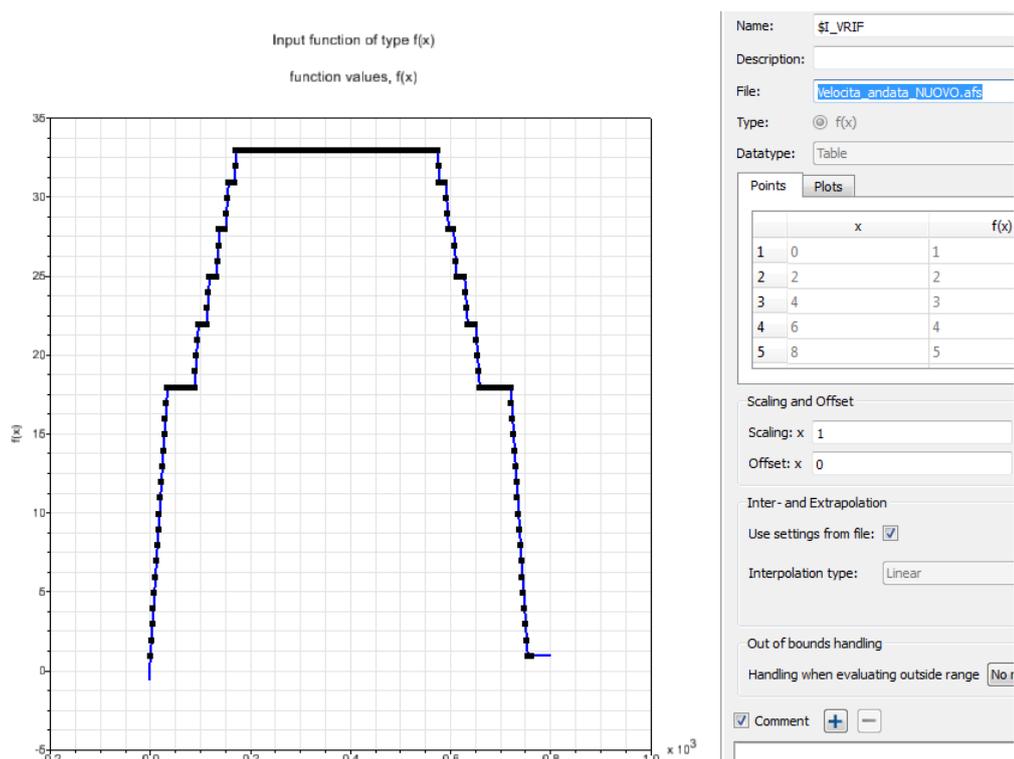


Figura 4.21 - Andamento della velocità di riferimento veicolo

Costruita la funzione velocità, si scrivono le equazioni di coppia motrice e coppia frenante (4.1) - (4.3) legate alla funzione velocità. L'andamento della funzione velocità di riferimento rispetto al tempo

viene successivamente confrontato con l'andamento di velocità del veicolo durante la simulazione, visualizzato in *Simpack Post* alla fine di una *Time Integration*, sotto la voce *joint vel* e selezionando la velocità in direzione longitudinale della cassa.

4.3.5 Modellazione della rotaia

Il profilo rotaia utilizzato è UIC60, presente nella libreria del software in formato 'prf'. La Figura 4.22 rappresenta il profilo rotaia UIC60 visualizzato all'interno della *Rail Properties* di SIMPACK, mentre in Tabella 4.19 vengono riportati i parametri caratterizzanti la rotaia.

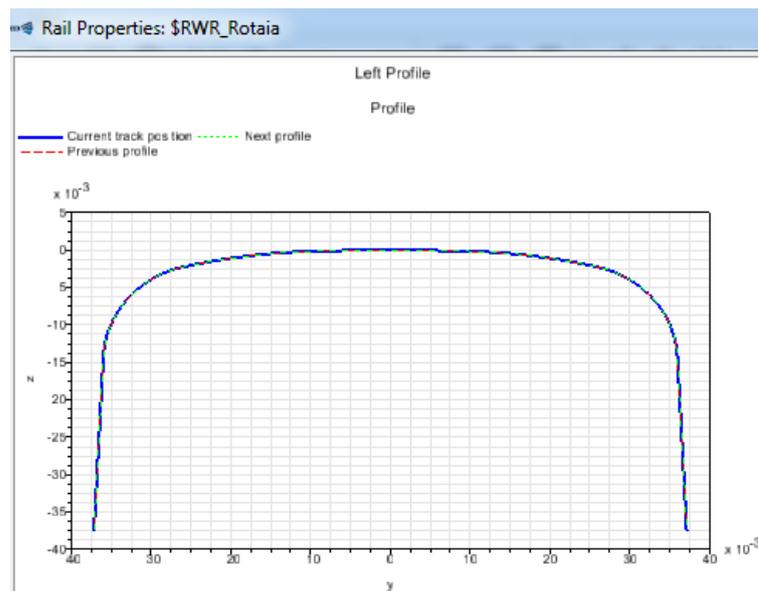


Figura 4.22 - Profilo rotaia UIC60 in Simpack

Tabella 4.21 - Parametri rotaia

Parametro	Valore
Rail Cant (1:n)	40
Rediscretization step	5e-05
Lateral rail distance method	From gauge at first rail profile
Track gauge [m]	1,435
Gauge measurement position [m]	0,014

4.4 Modelli di contatto ed usura in Simpack e routine esterna

4.4.1 Introduzione

I modelli di usura utilizzati in campo ferroviario sono stati riportati nel secondo capitolo. Nelle pagine seguenti vengono ripresi i due modelli di usura del software SIMPACK, Krause/Poll ed Archard, con riferimenti al modello di contatto ed ai parametri impostati nei due modelli di usura e viene descritta la procedura di aggiornamento dei profili. Inoltre, viene riportato un diagramma di flusso che rappresenta la struttura generale del modello di simulazione.

Per il calcolo del contatto è stato utilizzato il *Rail-Wheel Contact FASTISM*, il quale determina le forze tangenziali tra ruota e rotaia secondo il metodo *FASTSIM* di J.J. Kalker. Tale modello è quello standard per la dinamica dei veicoli, in particolare ferroviari. Il metodo assume che l'area di contatto sia ellittica e discretizza l'ellisse di contatto, creando una griglia di elementi, la cui discretizzazione è costante in direzione longitudinale. Quindi determina le forze tangenziali attraverso un'integrazione numerica semplificata degli sforzi tangenziali negli elementi della griglia. In ciascun elemento, la pressione di contatto normale p , la distanza di scorrimento d o Δs e la profondità di usura z secondo Archard sono espressi, rispettivamente, dalle seguenti equazioni (4.4) - (4.6):

$$p(x, y) = \frac{3N}{2\pi ab} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}; \quad (4.4)$$

$$d(x, y) = \Delta x \sqrt{(\xi - \phi y)^2 + (\eta + \phi x)^2}; \quad (4.5)$$

$$z(x, y) = \frac{3Nk\Delta x}{2\pi abH} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \sqrt{(\xi - \phi y)^2 + (\eta + \phi x)^2} \quad (4.6)$$

Dove x ed y sono la direzione longitudinale e trasversale del piano di contatto; (x, y) sono le coordinate cartesiane dell'area di contatto; ξ , η e ϕ sono gli scorrimenti longitudinale, laterale e di spin; N la forza normale di contatto; a e b i semiassi dell'ellisse di contatto; k il coefficiente d'usura; H la durezza del materiale più dolce tra i due a contatto. [35]

Per impostare il metodo di contatto basta cliccare su *Rail-Wheel Contacts* nella finestra *Model Tree*, poi su *Creat Rail-Wheel Contact* e selezionare il tipo di metodo tra quelli presenti in libreria: *6:FASTSIM*. Il modello di usura viene attivato per ciascuna ruota nei *Result Elements*, impostando nella sezione *Type* la voce *84: Wheel Profile Wear*: tra i parametri da inserire vi è la possibilità di scelta tra le due leggi di usura. A seconda della legge utilizzata, vengono inseriti i coefficienti di usura, due per la legge di Krause/Poll e quattro per la legge di Archard. Tali coefficienti sono costanti e sono riferiti ai diversi regimi di usura.

4.4.2 Modello di Archard

La legge di Archard è stata già esposta nel Capitolo 2. Si riporta di seguito l'espressione ed i diversi coefficienti in base ai regimi di usura [30]:

$$V = N \frac{\Delta s}{H} = \begin{cases} k_1 \text{ if } p > fH & (\text{catastrofico}) \\ k_2 \text{ if } p \leq fH \text{ and } v_s \leq v_1 & (\text{lieve 1}) \\ k_3 \text{ if } p \leq fH \text{ and } v_1 < v_s \leq v_2 & (\text{severo}) \\ k_4 \text{ if } p \leq fH \text{ and } v_2 < v_s & (\text{lieve 2}) \end{cases} \quad (4.7)$$

Dove:

- V è il volume di materiale asportato per usura;
- N la forza normale di contatto;
- Δs la distanza di scorrimento;
- H la durezza del materiale più dolce tra i due a contatto;
- k_i i coefficienti di usura per i regimi catastrofico, lieve 1, severo e lieve 2;
- p la pressione di contatto;
- f la frazione di durezza H sopra la quale si verifica regime catastrofico;
- v_s è la velocità di scorrimento (relativa);
- v_1 e v_2 sono le velocità limite alle quali i regimi di usura passano da lieve 1 a severo e da severo a lieve 2.

In Figura 4.23 è illustrata la mappa dei regimi di usura e la Figura 4.24 mostra i parametri inseriti nel software, dove: *C mild 1* corrisponde a k_2 ; *C mild 2* corrisponde a k_4 ; *C severe* corrisponde a k_3 ; *C seizure* corrisponde a k_1 .

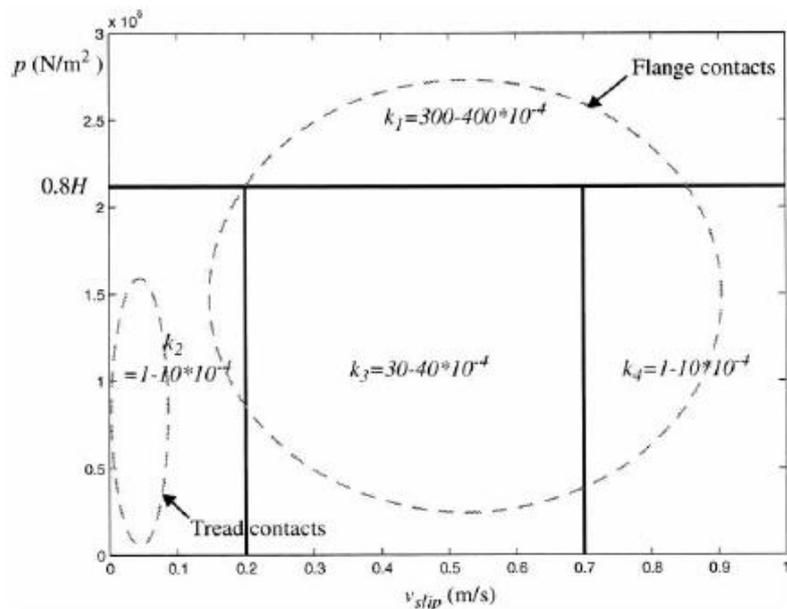


Figura 4.23 – mappa coefficienti di usura archard in funzione della pressione di contatto e della velocità di slittamento

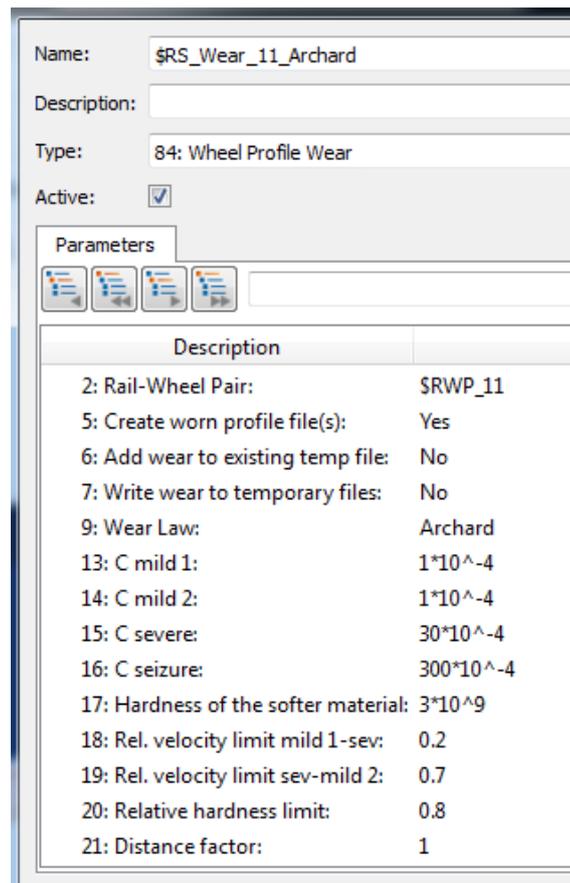


Figura 4.24 - Parametri modello di Archard in Simpack

Per la scelta dei valori dei coefficienti di usura si fa riferimento alle mappe e tabelle di usura riportate nel Capitolo 2. I valori impostati sono:

- $k_2 = k_4 = 1 \cdot 10^{-4}$;
- $k_3 = 30 \cdot 10^{-4}$;
- $k_3 = 300 \cdot 10^{-4}$;
- $H = 3 \cdot 10^9 \text{ MPa}$;
- $v_1 = 0,2 \text{ m/s}$;
- $v_2 = 0,7 \text{ m/s}$;
- $f = 0,8$;
- *moltiplicatore (distance factor) = 1*

L'ultimo parametro è il fattore di distanza, anche detto moltiplicatore di usura: se tale fattore è pari ad 1 non c'è effetto del moltiplicatore; inserendo un valore maggiore di 1, l'usura viene moltiplicata lungo la direzione normale per tale fattore prima che vengano forniti i risultati di output e che venga aggiornato il file relativo al profilo ruota. E' utile per diminuire i tempi di calcolo ma è affetto da una minor accuratezza. Ad esempio, se si utilizza un fattore di distanza pari a 10, l'usura normale al profilo calcolata dopo un singolo ciclo di simulazione (per un percorso di 20,352 km nel caso in esame) viene moltiplicata per 10, come se il veicolo avesse percorso 10 volte quel ciclo. La ridotta accuratezza di tale risultato è dovuta al fatto che in questo caso non si tiene conto dell'evoluzione dei profili di usura *step-*

by-step. Nei prossimi capitoli verrà affrontato meglio l'effetto del moltiplicatore di usura, effettuando un confronto tra i risultati di simulazioni con fattore unitario e risultati di simulazioni con fattori maggiori di 1.

4.4.3 Modello di Krause/Poll

Si riporta di seguito la legge di Krause/Poll, secondo cui il volume di materiale asportato per usura è proporzionale all'energia dissipata per attrito nel contatto ruota – rotaia:

$$V = \begin{cases} C_m W_{fric} & \text{se } \frac{P_{fric}}{A} \leq 4 \text{ W/mm}^2 \\ C_s W_{fric} & \text{altrimenti} \end{cases} \quad (4.8)$$

Dove:

- V è il volume di materiale asportato per usura;
- C_m e C_s sono i coefficienti di usura lieve (*mild*) e severa;
- W_{fric} è l'energia dissipata per attrito;
- P_{fric} è la potenza d'attrito;
- A è l'area di contatto.

La Figura 4.25 riporta i parametri impostati in SIMPACK per il modello di Krause/Poll.

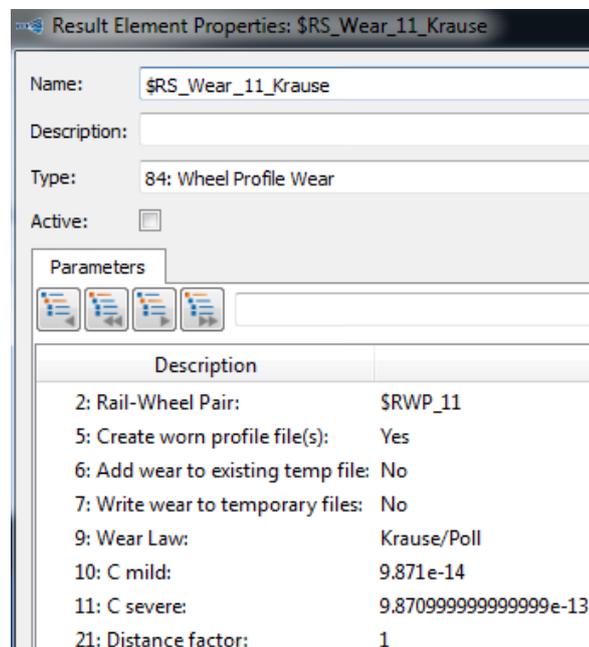


Figura 4.25 - Parametri modello di Krause/Poll in Simpack

4.4.4 Proprietà dei Rail – Wheel Pairs

Si riportano di seguito le proprietà impostate per ciascuna ruota e per il contatto ruota – rotaia all'interno della finestra *Rail – Wheel Pair Properties*. La Tabella 4.20 riporta i parametri ruota, mentre le figure dalla 4.26 alla 4.29 illustrano il profilo, il gradiente, la curvatura ed infine il contatto ruota – rotaia in SIMPACK, riferiti al profilo ORE S1002.

Tabella 4.22 - Parametri ruota Rail – Wheel Pair

Parametro	Valore/impostazione
Raggio nominale [m]	0,46
Distanza tra sistema rif. Profilo e Wheel Markers [m]	0,75
Rediscretization steps [m]	5e-05
Forza normale	Hertzian
Contatto normale	Equivalent elastic
Modulo di Young [GPa]	210
Coeff. Poisson	0,28
Smorzamento contatto [Ns/m]	100000
Forze tangenziali	FASTSIM
Coeff. di attrito	0,4

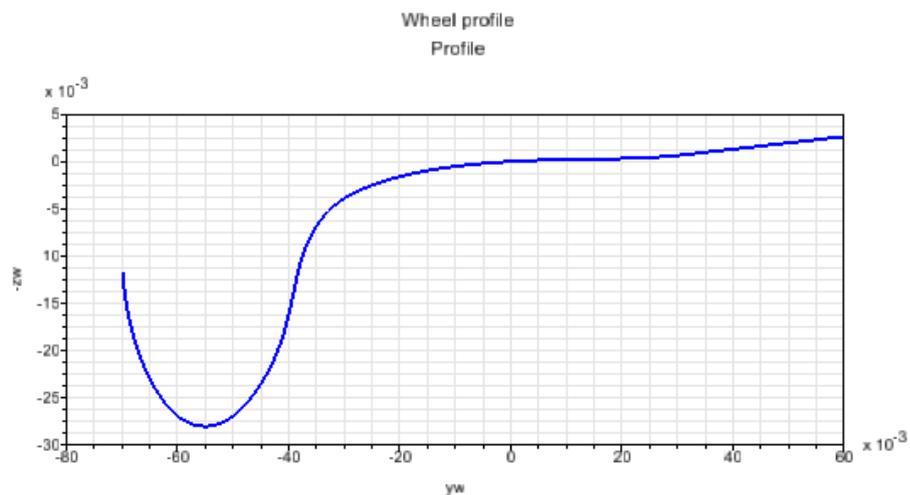


Figura 4.26 - Profilo ORE S1002 in Simpack

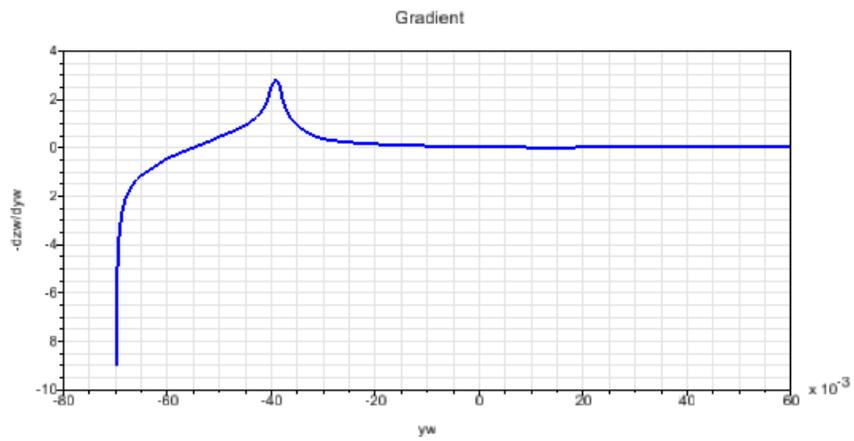


Figura 4.27 - Gradiente profilo ORE S1002

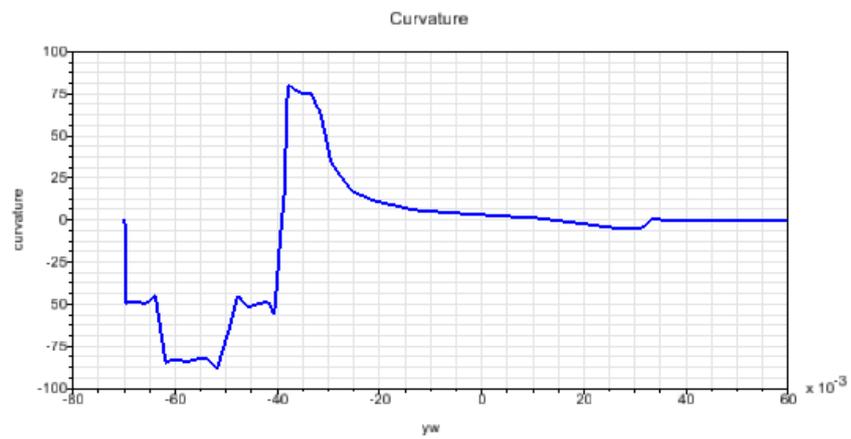


Figura 4.28 - Curvatura profilo ORE S1002

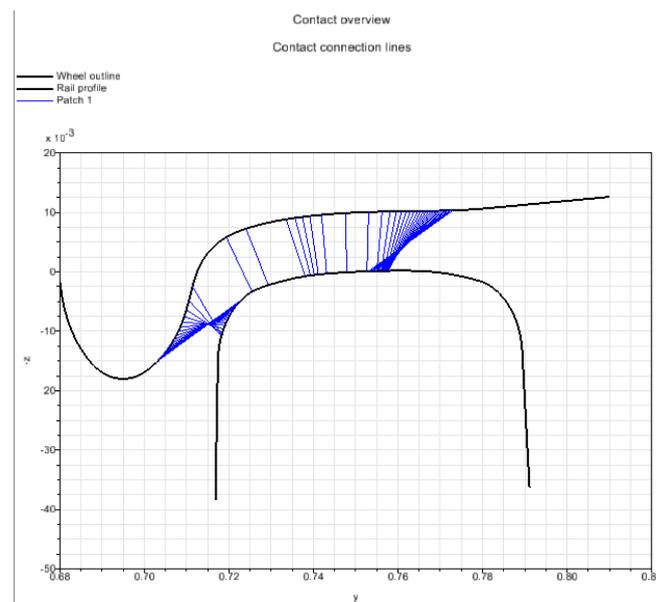


Figura 4.29 - Contatto ruota – rotaia e linee di contatto in Simpack

4.4.5 Procedura di aggiornamento dei profili

Per poter effettuare diversi cicli di simulazione, affinché il veicolo percorra il tracciato n volte tra andata e ritorno, sono necessari un file script di Simpack in formato 'sjs' ed un file *batch*. Quest'ultimo legge il file eseguibile di Simpack in formato 'spck' ed avvia i cicli di simulazione, il cui numero viene specificato dall'utente nel file *batch* a seconda dei chilometri di percorrenza desiderati. Lo script in formato 'sjs' serve per salvare lo stato al termine di un ciclo di simulazione, aggiornare i profili ed iniziare un nuovo ciclo di simulazione e viene richiamato nell'ultima riga del file *batch*. All'interno dello script di Simpack sono state implementate righe di codice per la procedura di aggiornamento dei profili ruote: quando il veicolo arriva a fine corsa (fine ciclo), dato che non è possibile invertire il veicolo, è necessario invertire i profili delle ruote. Non è necessario effettuare modifiche alla funzione di velocità, in quanto la simmetria delle curve del tracciato implica una funzione simmetrica della velocità. Le righe di codice che interessano tale procedura verranno spiegate in seguito. Durante una singola simulazione o singolo ciclo, corrispondente ad una percorrenza di 20,352 km, il profilo ruota rimane invariato. Al termine di tale simulazione, ottenuta la distribuzione di usura sulla ruota, il profilo ruota viene aggiornato usando il metodo di *smoothing* di interpolazione spline cubica.

4.4.5.1 Nomenclatura sale e ruote

Le sale vengono numerate dalla 1 alla 4: le sale 1 e 2 sono rispettivamente la prima e la seconda del primo carrello; le sale 3 e 4 sono rispettivamente la prima e la seconda del secondo carrello. Per le ruote si utilizzano due cifre: la prima indica la sala di appartenenza e la seconda indica la posizione, cioè 1 per la ruota destra e 2 per la ruota sinistra. Ad esempio, la ruota 11 è la ruota destra della prima sala, la ruota 22 è la ruota sinistra della seconda sala. In Figura 4.30 è riportato lo schema delle sale dell'automotrice durante la corsa di andata. La Figura 4.31 mostra lo schema di nomenclatura ruote della sala 1 e sala 2, cioè del primo carrello, e la Figura 4.32 mostra lo schema di nomenclatura ruote della sala 3 e sala 4 (secondo carrello), sempre durante la corsa di andata.



Figura 4.30 - Nomenclatura sale, corsa di andata

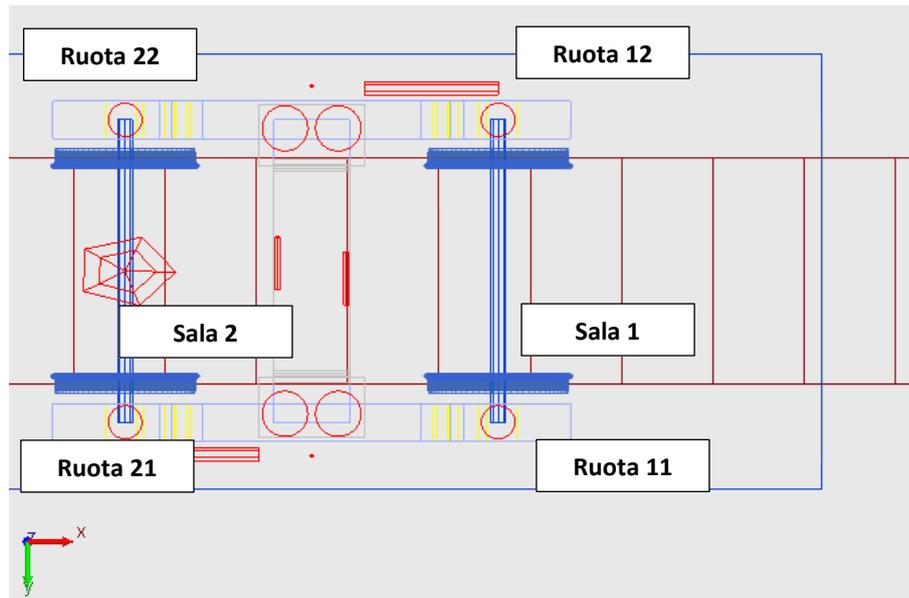


Figura 4.31 - Nomenclatura ruote primo carrello, corsa di andata

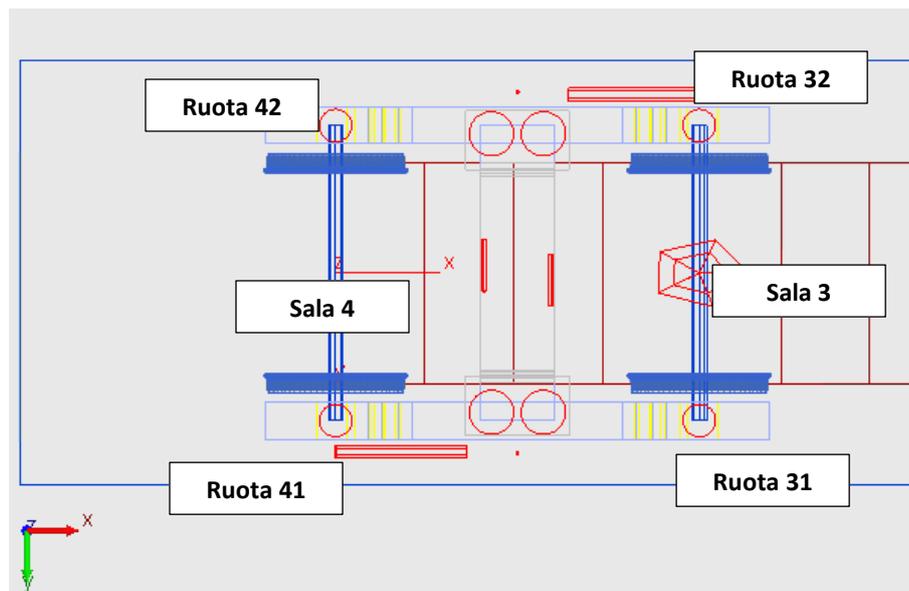


Figura 4.32 - Nomenclatura ruote secondo carrello, corsa di andata

Poiché le prime sale di ciascun carrello sono le più sollecitate, rispetto al senso di marcia, si avrà una maggior usura sulle ruote appartenenti alle sale 1 e 3 durante la corsa di andata ed una maggior usura sulle ruote appartenenti alle sale 2 e 4 durante la corsa di ritorno con tale configurazione. La nomenclatura delle sale e delle ruote del modello in realtà non cambia con l'inversione di marcia, ma vengono invertiti i profili usurati delle ruote. Questa variazione è presente nelle righe dello script di SIMPACK ed è come se si avesse una nuova configurazione delle sale e delle ruote, riportata nelle figure seguenti.

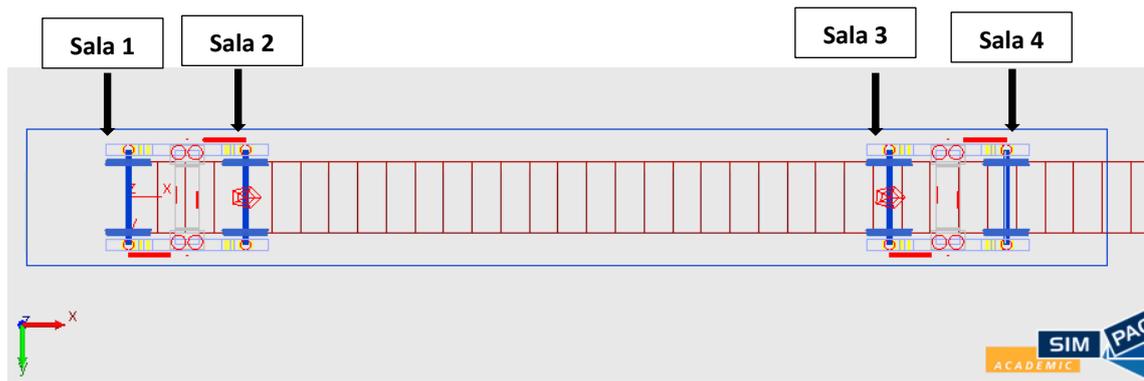


Figura 4.33 - Nomenclatura fittizia sale, corsa di ritorno

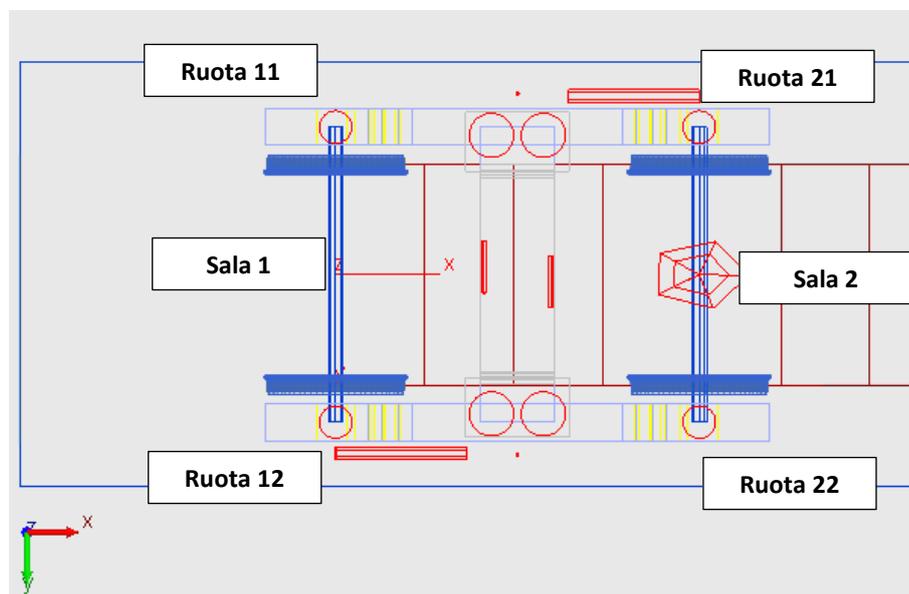


Figura 4.34 - Nomenclatura fittizia ruote primo carrello, corsa di ritorno

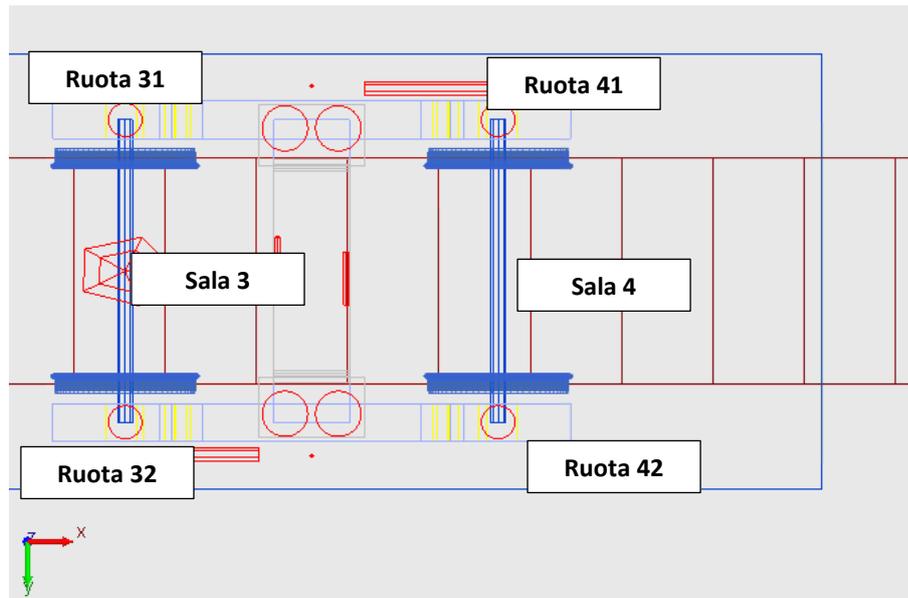


Figura 4.35 - Nomenclatura fittizia ruote secondo carrello, corsa di ritorno

Le simulazioni di usura generano un file profilo ruota usurato per ciascuna ruota con la seguente nomenclatura: *NomeModello.wear01XX.prw*, in cui *XX* sono due cifre che indicano la ruota ed il tipo di legge usata. Per il modello di Krause/Poll tale numero varia da 01 a 08 per le ruote dalla 11 alla 42, mentre per il modello di Archard tale numero varia da 09 a 16 per le ruote dalla 11 alla 42.

4.4.5.2 Script di Simpack per la procedura di aggiornamento profili

Lo script di Simpack *'sjs'* è uno sviluppo del QtScript, il quale è basato sul ECMAScript ed è un linguaggio di programmazione orientato agli oggetti. Lo script *'sjs'* serve a salvare lo stato in seguito ad una simulazione (*Time Integration*) e tale stato può essere utilizzato per iniziare una nuova simulazione. Viene altresì utilizzato per la procedura di aggiornamento dei profili tra lo stato finale di un ciclo di simulazione e lo stato iniziale del successivo. Il file è richiamato nell'ultima riga di codice del file *batch* attraverso il comando *simpac-slv*. Le prime righe dello script servono a definire le variabili interne ed esterne. Un ciclo *for* racchiude tutte le operazioni, tra cui le righe di comando per aprire il modello e poi salvare lo stato iniziale in un determinato *state set*. Altro importante comando è quello di avvio simulazione, cioè *Time Integration*. Si riportano di seguito le righe di comando dello script ritenute più importanti:

```

var myModelName = args[0];
var myModel = Spck.openModel(myModelName);
stato_iniz = myModel.createStset();
Spck.Slv.integ(myModel);
Spck.Slv.meas(myModel);

```

La procedura di aggiornamento profili consiste nell'invertire all'interno dei *Rail – Wheel Pairs* i profili ruota generati dal modulo *Wheel Profile Wear* al termine di ogni ciclo, cioè prima che il veicolo percorra il tracciato in direzione opposta. La Tabella 4.21 riporta lo scambio dei profili ruota, generati con il modello di Archard, tra la corsa di andata e quella di ritorno.

Tabella 4.23 - Scambio profili ruota tra corsa di andata e corsa di ritorno

Ruota	Wheel Profile ANDATA	Wheel Profile RITORNO
11	NomeModello.wear0109.prw	NomeModello.wear0116.prw
12	NomeModello.wear0110.prw	NomeModello.wear0115.prw
21	NomeModello.wear0111.prw	NomeModello.wear0114.prw
22	NomeModello.wear0112.prw	NomeModello.wear0113.prw
31	NomeModello.wear0113.prw	NomeModello.wear0112.prw
32	NomeModello.wear0114.prw	NomeModello.wear0111.prw
41	NomeModello.wear0115.prw	NomeModello.wear0110.prw
42	NomeModello.wear0116.prw	NomeModello.wear0109.prw

Tale procedura viene realizzata con un ciclo *if* all'interno dello script per differenziare tra i cicli relativi alle corse di andata e quelli relativi alle corse di ritorno. Al termine di una corsa di andata, il contatore è pari ed i profili vengono invertiti prima di iniziare la corsa di ritorno. Dal contatore dipende anche la numerazione delle cartelle di output simulazioni per ciascun ciclo, che sono numerate a partire dal numero 0 per la corsa di andata (quindi corse di andata corrispondono a numeri pari delle cartelle di output). Vengono riportate di seguito alcune righe di comando a titolo di esempio:

```

if (i % 2==0)
{
myBody = myModel.findElement("$RWP_11");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0116.prw";

```

Tali righe consentono l'aggiornamento profili per la ruota 11 per la corsa di ritorno. Se invece la corsa è quella di andata, si ha:

```

else {
myBody = myModel.findElement("$RWP_11");
myBody.wheel.prof.file.val="ripulito_89_PRELOAD.wear0109.prw";

```

Infine, al termine di ogni ciclo di simulazione, lo script genera una cartella contenente i file dei profili usurati di ciascuna ruota secondo quanto riportato in Tabella 4.21. I cicli possono anche essere interrotti e ripresi in un secondo momento, aggiornando i profili ruote nei *Pairs* di Simpack prima di avviare la simulazione e modificando il contatore dello script per la numerazione delle cartelle di output. Nel presente lavoro, la durata di un ciclo di simulazione è di 750 s, il tempo che il veicolo impiega a percorrere il tracciato costruito.

Una simulazione completa viene eseguita avviando un file *batch*, 'Launcher.bat', che legge il file eseguibile di Simpack in formato 'spck' e lo script in formato 'sjs'. Si riportano le righe del file *batch* in Figura 4.36.

```

cls
cd C:\Program Files\Simpack-2017\run\bin\win64
SET p0="C:\Users\Toneatto\Desktop\File_nuovo_modello\Modello_MB\Modello_Nuovo_tracciato\main_model\ripulito_89_PRELOAD.spck"
SET p1="C:\Users\Toneatto\Desktop\File_nuovo_modello\Modello_MB\Modello_Nuovo_tracciato\database"
SET p2="C:\Users\Toneatto\Desktop\File_nuovo_modello\Modello_MB\Modello_Nuovo_tracciato\main_model\ripulito_89_PRELOAD.output"
SET p3=251
simpack-slv -s C:\Users\Toneatto\Desktop\File_nuovo_modello\Modello_MB\Modello_Nuovo_tracciato\test_script_NEW2.sjs %p0% %p1%

```

Figura 4.36 - Launcher simulazioni (file batch)

In riferimento alla figura sopra riportata si ha:

- *cd* definisce la locazione del solver di Simpack;
- *p0* definisce la locazione del file eseguibile del modello di Simpack (*spck*);
- *p1* definisce la locazione della cartella *database*, nella quale sono presenti i file relativi a tracciato, funzione velocità, scartamento, funzioni tamponi ed in cui vengono salvate le cartelle di output di ciascun ciclo;
- *p2* definisce la locazione della cartella di output del modello;
- *p3* corrisponde al numero dei cicli, che l'utente può variare a seconda delle esigenze
- l'ultima riga richiama lo script 'sjs'.

4.4.6 Struttura generale del processo di simulazione

Si riporta un in Figura 4.37 un diagramma di flusso che descrive la struttura generale del processo di simulazione ed il processo seguito durante il presente lavoro. La routine esterna è la procedura di aggiornamento dei profili descritta nel paragrafo precedente. Vengono poi eseguite due tipologie di analisi: analisi dinamiche e di usura riferite ad una simulazione di *Time Integration*, effettuate in *Simpack Post*; analisi di usura relative ai diversi cicli di simulazione, eseguite in Matlab successivamente alla generazione delle cartelle di output contenenti i profili usurati per routine esterna.

Come sarà illustrato nel capitolo di studio dell'algoritmo di usura, l'analisi attraverso Matlab ha portato alla valutazione dei valori di *rediscretization step* e *approximation smoothing* e quindi all'aggiornamento dei parametri dei profili nuovi di input in Simpack. Verrà poi mostrato che, in base ai risultati ottenuti, servirà un'ulteriore routine esterna per ottimizzare l'algoritmo di usura e l'aggiornamento dei profili.

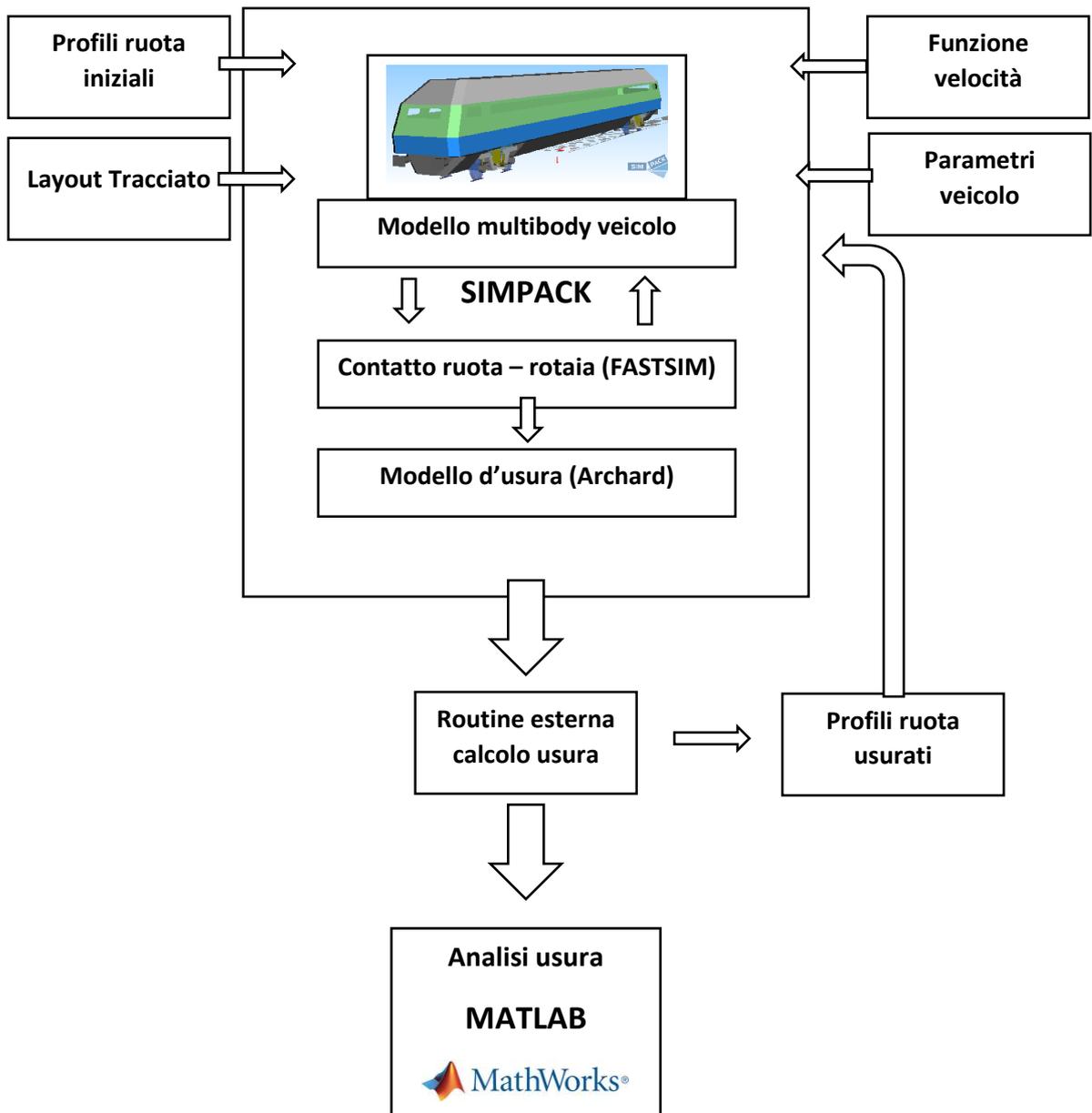


Figura 4.37 - Struttura generale del processo di simulazione

1

¹ Fonte logo Matlab: <https://it.mathworks.com/>

4.5 Simulazioni nominali

4.5.1 Simulazioni *Time Integration Measurements*

Una volta pronto l'intero modello, avendo inserito il tracciato e la funzione di velocità, si effettua una prima analisi dinamica e di usura attraverso una simulazione *Time Integration*. Tale simulazione viene lanciata dal *Solver*, nell'interfaccia principale di SIMPACK, ed è del tipo *off-line*. Una volta aperta la rispettiva finestra, nella sezione *Measurements* è possibile spuntare i risultati di output che si vogliono ottenere. Una volta terminata la simulazione, il software crea un file di lettura in formato '*.sbr*', che viene successivamente aperto da *Simpack Post (post-processor)*. Quest'ultimo fornisce gli strumenti per visualizzare i risultati calcolati dal solutore, generando grafici 2D e 3D ed anche animazioni 3D. Il file di progetto del *Simpack Post* è un'estensione '*.spf*' che legge il file generato dal solutore (estensione '*.sbr*').

L'interfaccia di *Simpack Post* è suddivisa in tre sezioni principali: *Session Tree*, in cui vengono creati i progetti e per ogni progetto si possono inserire diverse pagine che contengono i grafici desiderati; la finestra centrale che plotta i grafici; *Result Tree*, che apre in automatico l'ultimo file '*.sbr*' creato e consente di poter selezionare le grandezze da riportare nei grafici.

Si avvia quindi una simulazione per validare l'intero modello e verificarne le caratteristiche dinamiche e cinematiche. Si fa una verifica preliminare sul diagramma di velocità: il diagramma di output della velocità del veicolo deve essere simile al diagramma della funzione di velocità di riferimento imposta. Il primo requisito che deve rispettare il modello è la sicurezza al deragliamento, o fattore di svio ruota, a seguire il fattore di scaricamento ruota. Si devono poi analizzare gli andamenti nel tempo di tali fattori, degli spostamenti in direzione trasversale e degli angoli di imbardata di sale, carrelli e cassa e verificare che non ci siano particolari picchi di oscillazione. Tali andamenti devono rispecchiare il moto del veicolo lungo il tracciato, che in questo caso è costituito da curve prima tutte a destra e poi tutte a sinistra. Si analizzano i due parametri di usura: la profondità di usura normale al profilo ruota ed il *wear number* in funzione del tempo di integrazione (tempo di percorrenza del tracciato). Verranno di seguito illustrati gli andamenti di:

- Velocità del veicolo;
- Fattore di svio ruota Y/Q ;
- Fattore di scaricamento ruota $\Delta Q/Q$;
- Spostamento laterale y delle sale;
- Spostamento laterale y dei carrelli;
- Spostamento laterale y della cassa;
- Angolo di imbardata (*yaw angle*) ψ delle sale;
- Angolo di imbardata (*yaw angle*) ψ dei carrelli;
- Angolo di imbardata (*yaw angle*) ψ della cassa;
- Profondità di usura normale al profilo (per ogni ruota);
- *Wear number* γT (per ogni ruota).

4.5.2 Modifiche sulla *Time Integration* del solutore

In seguito a verifiche su simulazioni a più cicli, sono state effettuate modifiche nel solutore, cioè nel *Solver Settings*. Sono stati creati due *solver settings*:

- Il primo con misure, ossia con tutti gli elementi di *Result Configuration* attivati all'interno della voce *Measurements*, viene utilizzato per le misure off-line attivando una *time integration* (ciò che viene esposto nel presente capitolo);
- Il secondo senza misure, cioè con gli elementi di *Result Configuration* disattivati, è utilizzato durante le simulazioni a più cicli per fornire in output i file dei profili usurati delle ruote.

Le modifiche riguardano la *Time Integration* ed il metodo di integrazione (*Integration Method*): per la prima è stata variata la frequenza di campionamento (*output steps*) da 20 a 200 Hz per ottenere una migliore integrazione (i risultati vengono successivamente filtrati a 20 Hz); all'interno del metodo di integrazione (viene utilizzato l'integratore *SODASRT 2*), nella sezione *General* è stato modificato il valore di *Maximum stepsize* da 0,2 fino a 0,05 e per gli step di integrazione è stata attivata la funzione *Meet output points*. Essendo *SODASRT 2* un integratore a passi variabili, è possibile scegliere la dimensione massima di ogni passo per evitare che l'integratore perda lo stato di equilibrio quando sceglie passi molto ampi e che manchi eccitazioni in brevi intervalli di tempo. In seguito a diverse analisi, è stato verificato che un passo massimo dell'integratore di 0,05 consente di avere un buon stato di equilibrio durante l'integrazione. Un valore ampio di *Maximum stepsize*, generalmente, velocizza i tempi di calcolo a scapito dell'accuratezza dei risultati. Tuttavia, spesso accade il contrario: un valore ampio del passo limite rallenta i tempi di calcolo poiché l'integratore deve far fronte a cambiamenti casuali nei valori di stato, dovuti ad una ridotta accuratezza, e ripete i passi di integrazione o i calcoli Jacobiani. Ciò è quello che succede esattamente con valori ampi di tolleranza. Con l'opzione *Meet output points*, invece, si forza l'integratore a re-interpolare sugli stessi punti, quando l'interpolazione polinomiale si discosta molto dalla soluzione attuale all'interno di un determinato passo. L'integratore termina i passi di integrazione prima che venga superato il corrente *output step*. Anche questo potrebbe aumentare il tempo di calcolo a causa dei passi di integrazione addizionali, ma potrebbe anche ridurre il tempo di calcolo grazie ad una maggior accuratezza.

4.5.3 Simulazioni con profili ruote nuovi

4.5.3.1 Velocità

L'andamento di velocità del veicolo nel tempo corrisponde alla velocità in direzione longitudinale della cassa in m/s e si trova in *Time Integration*, sotto la voce di *joint vel* (velocità di vincolo). Il grafico illustrato in Figura 4.38 rispecchia l'andamento di velocità di riferimento imposta al veicolo come *Input Function*, riportato in Figura 4.21.

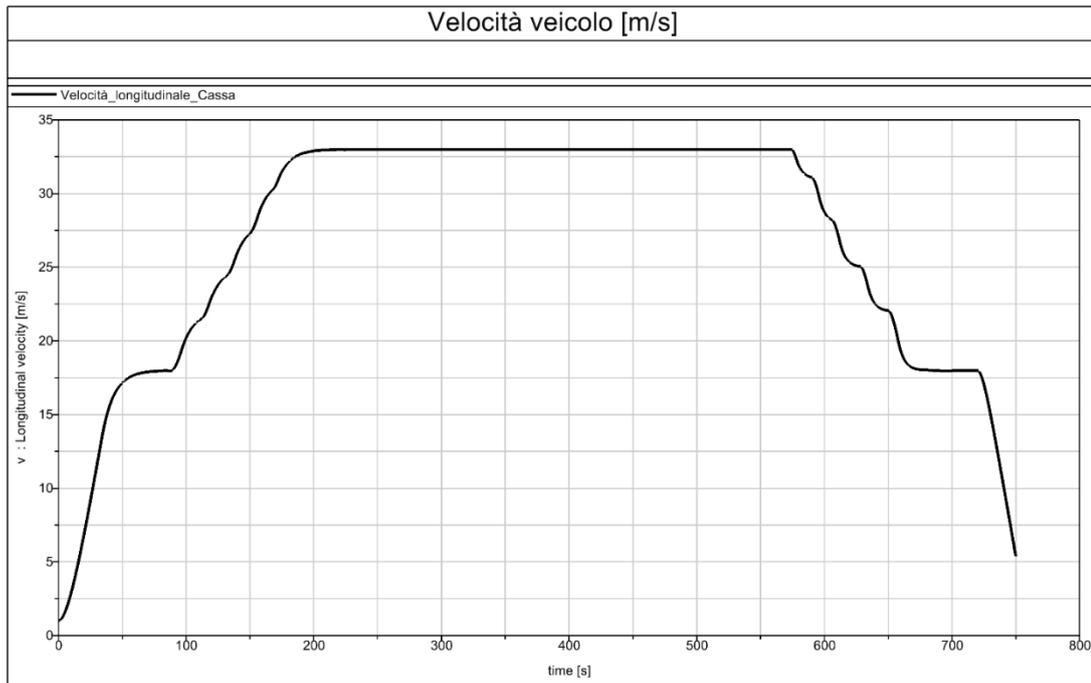


Figura 4.38 - Andamento velocità veicolo nell' intervallo di simulazione

4.5.3.2 Fattore di svio ruota Y/Q

In condizioni di incipiente svio (o deragliamento), le forze verticali Q agenti sulla ruota esterna sono uguali alle risultanti laterali Y ridotte dalle componenti di attrito. Un ulteriore aumento delle forze laterali causerebbe un sollevamento della ruota. La condizione limite di svio è espresso dalla formula di Nadal, fornita dalla normativa UNI EN 14363 [36]:

$$\Phi = \left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim} = \frac{N \sin \beta - \mu N \cos \beta}{N \cos \beta + \mu N \sin \beta} = \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \tan \beta}$$

Dove β è l'angolo di bordino (flangia), tipicamente intorno ai 70° , e μ è il coefficiente d'attrito al limite dell'aderenza.

Per la sicurezza da deragliamento, in generale si deve avere da normativa: $\Phi = \left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim} \leq 1,2$. Solitamente ci si attiene ad un valore massimo pari ad 1. La Figura 4.39 riporta le forze agenti sul bordino in condizioni di incipiente svio, mentre la Figura 4.40 riporta il valore limite di svio al variare del coefficiente d'attrito μ e dell'angolo di bordino β . Si nota che all'aumentare del coefficiente di attrito, si riduce il limite di svio. Quindi è necessario ridurre il coefficiente di attrito in curva.

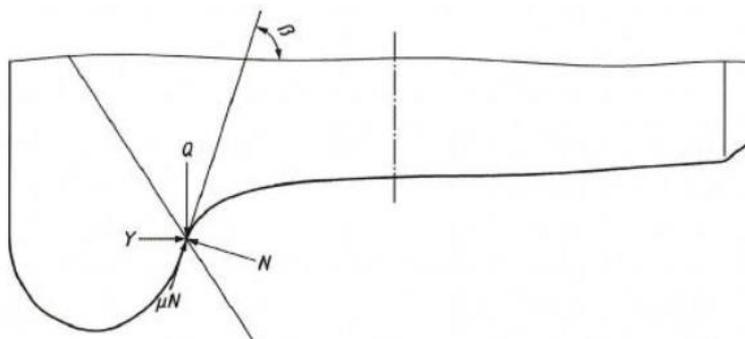


Figura 4.39 - Forze agenti sul bordino in condizioni di incipiente svio

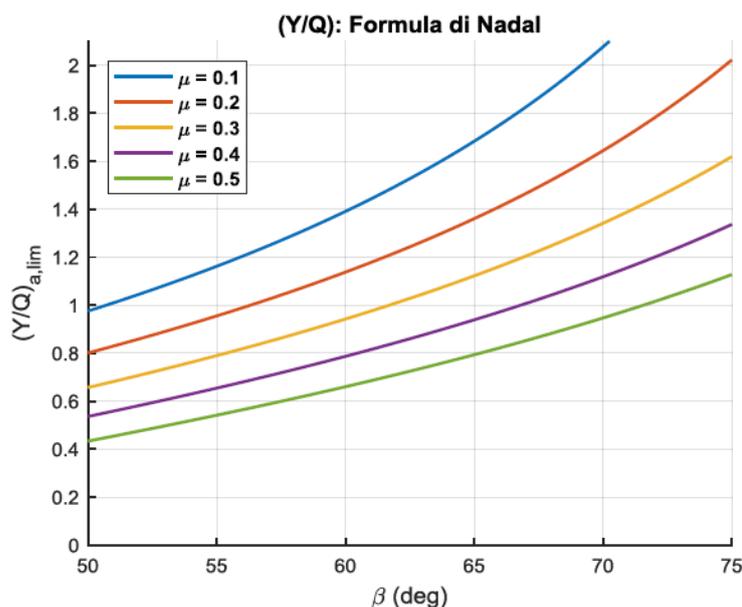


Figura 4.40 - Curve fattore limite di svio in funzione di β e μ

Secondo la UNI EN 14363 i dati devono essere acquisiti con una frequenza di campionamento di almeno 200 Hz per poi passare in un filtro *anti-aliasing* (anti disturbo) con una frequenza di taglio $\leq (1/5) f_c$, dove f_c è la frequenza di campionamento. Per questo motivo bisogna inserire un filtro passa – basso in *Simpack Post*. Una volta creato il diagramma nella *Session Tree* è possibile aggiungere filtri attraverso il comando *Add Filter* e scegliere il tipo di filtro in *Filter Type*. In questo caso è stato aggiunto un filtro. In questo caso è stato scelto il filtro passa – basso 70: *IIR-Filter: Low-Pass, Tschebischeff-Filter 3.0 dB, order 4* con una frequenza di 20 Hz.

In Figura 4.41 viene riportato l'andamento del rapporto Y/Q per ogni ruota rispetto al tempo di integrazione (750 s), con profili nuovi. I picchi massimi si hanno all' inizio ed alla fine del tracciato, in corrispondenza alle curve con raggio minore ($R = 280$ m), e corrispondono alle ruote 11, 12, 31, 32, ossia le ruote della prima sala di ogni carrello. In questo caso anche i picchi massimi sono abbondantemente al di sotto del limite di svio con valori di circa 0,23. Inoltre si ha un andamento molto buono, senza alcuna oscillazione anomala.

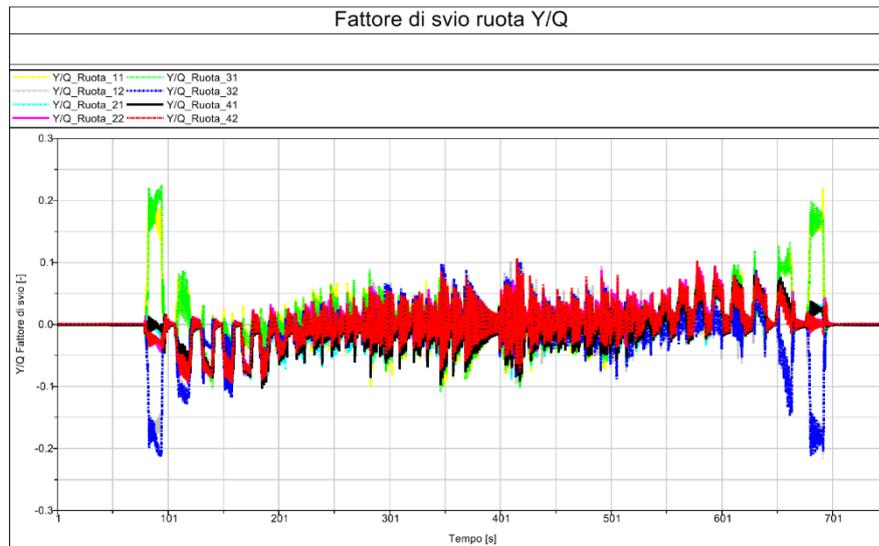


Figura 4.41 - Andamento fattore di svio ruota Y/Q

4.5.3.3 Fattore di scaricamento ruota $\Delta Q/Q$

Questo rapporto indica la variazione nel tempo del carico verticale Q su ciascuna ruota rispetto al carico iniziale Q_0 al tempo $t_0 = 1$ s. Nei *Result Element* non viene calcolato tale rapporto ma è presente l'andamento della forza verticale Q in ciascun RWP (*Rail Wheel Pair*), quindi occorre fare alcune modifiche. Anche in questo caso occorre un filtraggio di frequenza, ragion per cui viene inserito lo stesso filtro passa – basso 70: *IIR-Filter: Low-Pass, Tschebischeff-Filter 3.0 dB, order 4* con una frequenza di 20 Hz. Per prima cosa si visualizza con il puntatore sul grafico il picco iniziale che corrisponde al valore Q_0 , quindi si applica un filtro *Shift y* per traslare le curve rispetto alla linea dello zero del valore corrispondente a Q_0 . Successivamente per ottenere il rapporto desiderato, occorre inserire un filtro moltiplicatore *Multiply y*: si inserisce il valore di Q_0 all'interno del fattore moltiplicatore $F = 1/Q_0$ e si ha un effetto moltiplicativo delle ordinate $y = F*y$. A questo punto si applica un ulteriore filtro *Shift y*. Si ripete la stessa operazione per ogni ruota ottenendo poi il diagramma complessivo riportato in Figura 4.42. Generalmente ci si attiene per questo rapporto ad un valore limite di 0,6. L'andamento illustrato in figura non presenta irregolarità e si hanno picchi massimi di circa 0,44 in valore assoluto.

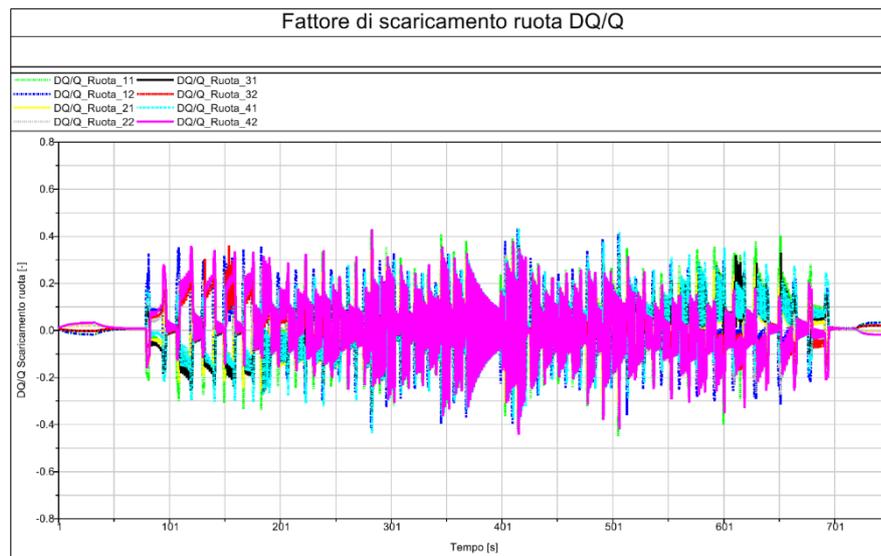


Figura 4.42 - Andamento fattore di scaricamento ruota $\Delta Q/Q$

4.5.3.4 Spostamento laterale y delle sale

Gli spostamenti laterali e gli angoli di imbardata contribuiscono al moto di serpeggio, dalla cui instabilità dipende la stabilità di marcia del veicolo. Il problema può essere risolto in modo lineare, mediante analisi agli autovalori ed individuando frequenza e smorzamento del modo di serpeggio al variare della velocità, oppure con metodi non lineari (analisi di transitorio).

Si analizza la posizione di vincolo delle sale (*joint pos*) rispetto alla direzione trasversale y , ossia lo spostamento trasversale di ogni sala sul binario a seconda delle curve e dei tratti rettilinei. Anche in questo caso si aggiunge il filtro passa – basso utilizzato per i precedenti risultati. Gli spostamenti maggiori si hanno in corrispondenza delle curve a minor raggio ($R = 280$ m) e raggiungono un valore di circa $6,5 * 10^{-3}$ m. Si nota dalla Figura 4.43 che per i primi 80 s circa e negli ultimi 55 s la posizione trasversale delle sale tende a portarsi circa allo 0 (posizione centrale), in corrispondenza dei tratti rettilinei di lunghezza 1000 m. La simmetria del grafico rispecchia la simmetria del tracciato. La sala 1, la prima sala del veicolo in direzione del moto, presenta alcuni picchi irregolari nell'intervallo tra 300 e 500 s.

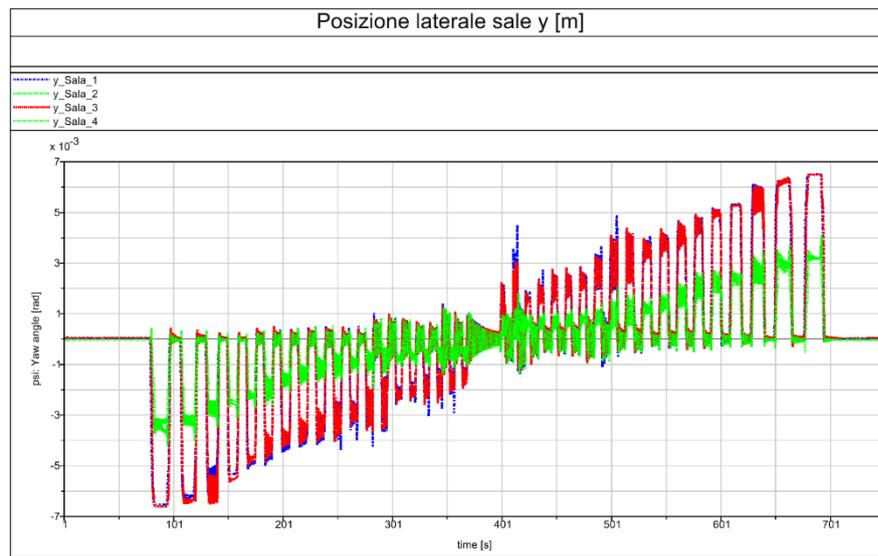


Figura 4.43 - Andamento posizione laterale delle sale y (spostamento trasversale)

4.5.3.5 Angolo di imbardata (yaw angle) ψ delle sale

L'angolo di imbardata ψ delle sale determina con lo spostamento laterale il moto di serpeggio. Per l'equazione del moto di stabilità vengono accoppiati dinamicamente il grado di libertà laterale e di imbardata. I dati sono filtrati con lo stesso filtro passa – basso.

I risultati sono estraibili selezionando in *joint pos* il *psi: yaw angle* per ciascuna sala. Come mostra la Figura 4.44, gli andamenti dell'angolo di imbardata delle sale 1 e 3 sono quasi sovrapposti, così come quelli per le sale 2 e 4. Le sale 1 e 3 sono le prime di ciascun carrello ad incontrare le curve e perciò hanno valori più elevati dell'angolo ψ , circa $0,002$ rad, in corrispondenza della prima curva più stretta e dell'ultima curva più stretta. Le sale 2 e 4, le seconde di ciascun carrello, hanno oscillazioni più stabili dell'angolo di imbardata con picchi compresi tra $-1 * 10^{-3}$ e $1 * 10^{-3}$.

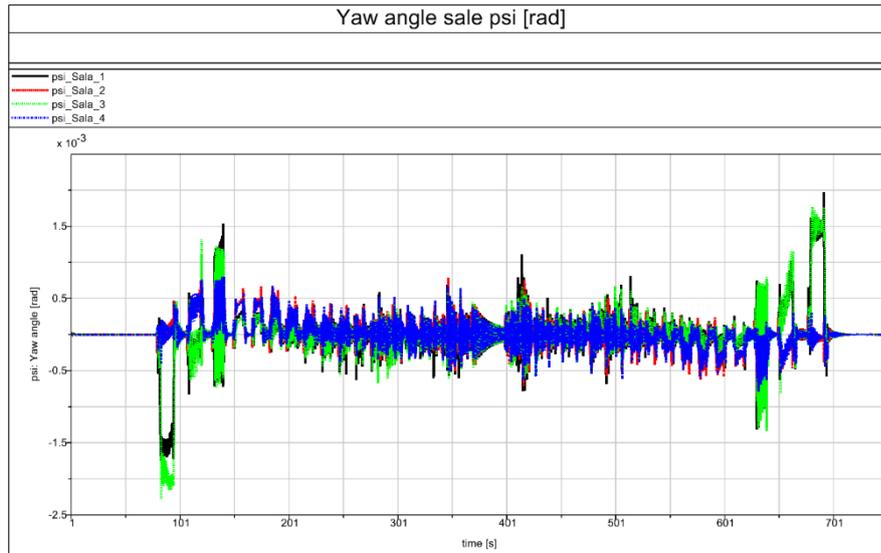


Figura 4.44 - Andamento angolo di imbardata (yaw angle) delle sale

4.5.3.6 Spostamento laterale y dei carrelli

Analogamente a quanto fatto per le sale, si prendono i valori y : *Laterl position* per ciascun carrello. Ciascuno viene filtrato con stesso filtro passa – basso 70: *IIR-Filter: Low-Pass, Tschebischeff-Filter 3.0 dB*. Dalla Figura 4.45 si evince che gli andamenti dei due carrelli sono pressochè sovrapponibili e presentano valori massimi di posizione laterale in corrispondenza delle curve più strette. Il valor medio delle ampiezze di oscillazioni corrisponde a circa $-5 * 10^{-3}$ m nelle curve a corto raggio a destra ed a circa $5 * 10^{-3}$ nelle curve a corto raggio a sinistra. Come nel caso degli andamenti delle sale, la frequenza di oscillazione aumenta nella parte centrale del diagramma (parte centrale del tracciato). Vengono registrati valori massimi di spostamento laterale rispetto all'origine di circa 0,012 m in entrambe le direzioni, mentre tra i 300 e 450 s circa si registrano i massi valori di $\Delta y = |y_{max} - y_{min}|$.

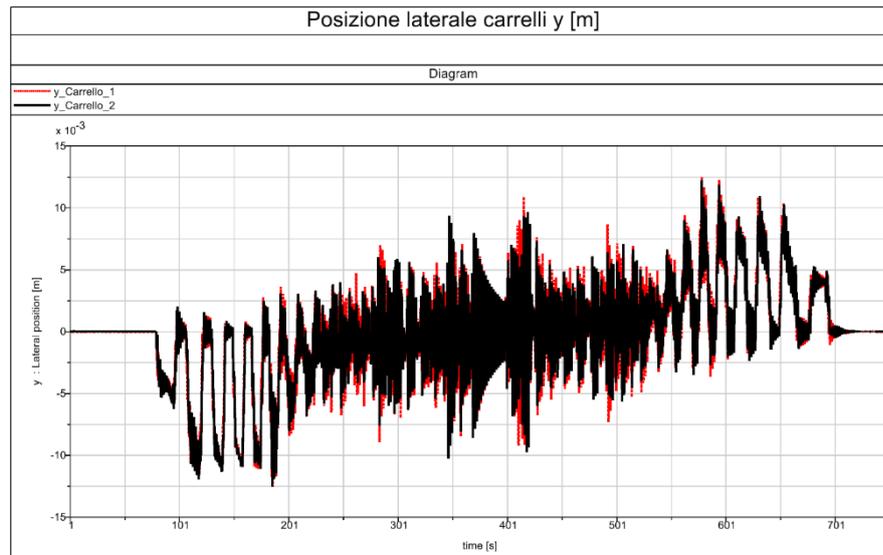


Figura 4.45 - Andamento posizione laterale dei carrelli y (spostamento trasversale)

4.5.3.7 Angolo di imbardata (yaw angle) ψ dei carrelli

All'interno dei *joint pos* di ciascun carrello si seleziona *psi: yaw angle* per poi aggiungere lo stesso filtro passa – basso ad ognuna delle due curve. Si ha un massimo di circa $-0,0013$ rad a circa 84 s per il carrello 2 ed un massimo di circa $0,0013$ rad a circa 692 s per il carrello 2, in corrispondenza delle curve a raggio minore. Si registrano picchi importanti a circa 139 s, 415 s e 630 s. Man mano che inizia ad aumentare il raggio di curva, il valor medio dell'ampiezza di oscillazione tende a portarsi verso lo 0 e la frequenza di oscillazione tende ad aumentare verso la parte centrale del percorso e dell'intervallo di integrazione. L'andamento è riportato in Figura 4.46.

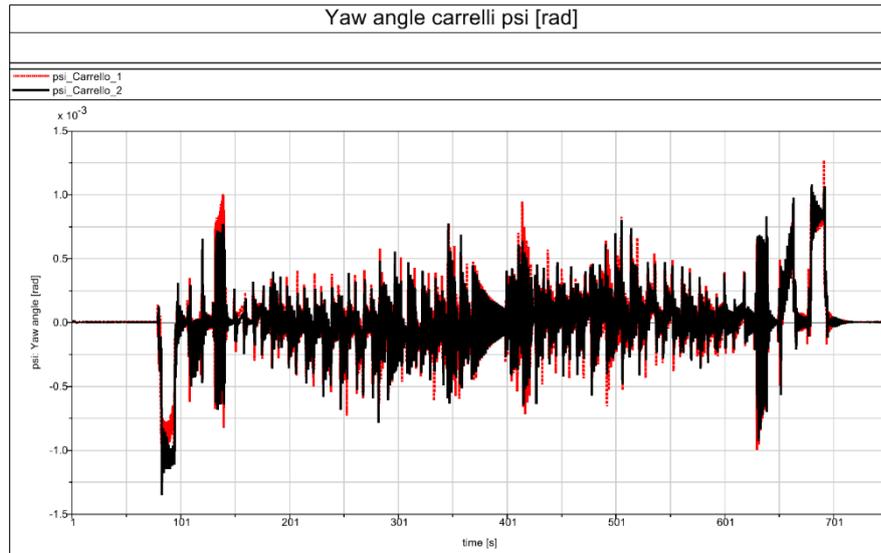


Figura 4.46 - Andamento angolo di imbardata (yaw angle) dei carrelli

4.5.3.8 Spostamento laterale y della cassa

Sotto la voce *joint pos*, selezionando la cassa, si prende *y: Laterl position* e si applica il filtro passa – basso. La Figura 4.47 mostra un andamento della posizione laterale della cassa molto simile all'andamento della posizione laterale dei carrelli, con valori massimi che differiscono di poco da quelli massimi dei carrelli. Ciò dipende da un'elevata rigidità trasversale delle sospensioni secondarie e della ralla. Si registra un massimo di -0,016 m circa a 185,8 s e 0,0145 m circa a 578,7 s. Anche in questo caso si osservano un aumento della frequenza di oscillazione nella parte centrale del grafico e valori maggiori di Δy (in valore assoluto) tra i 300 e i 450 s circa.

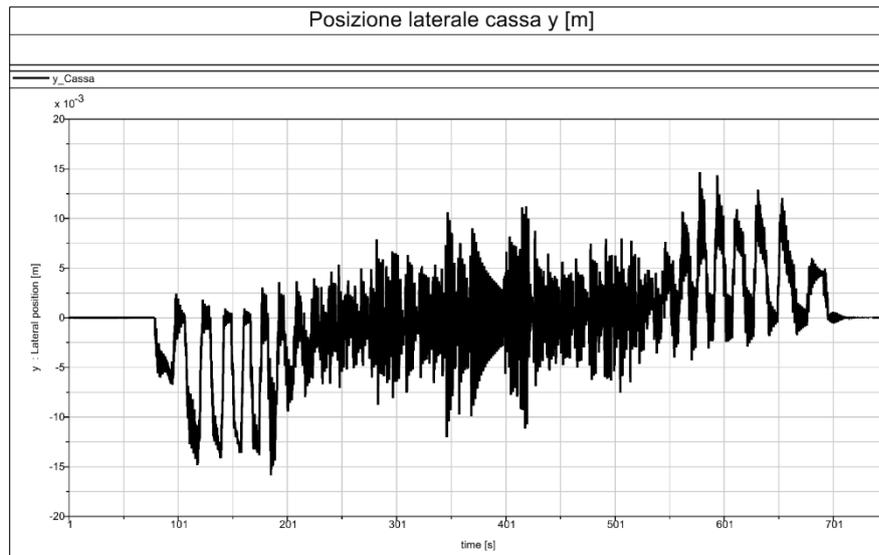


Figura 4.47 - Andamento posizione laterale della cassa y (spostamento trasversale)

4.5.3.9 Angolo di imbardata (yaw angle) ψ della cassa

La procedura è sempre la stessa, selezionando *psi: Yaw angle* della cassa ed applicando il filtro passa-basso. L'andamento dell'angolo di imbardata della cassa è molto pulito e simmetrico rispetto all'orientazione delle curve del tracciato (Figura 4.48). È nullo nel primo tratto rettilineo, raggiunge un massimo di 0,028 rad circa a 83,3 s, dopodiché l'ampiezza decresce progressivamente fino a portarsi a 0 nell'intervallo 370 – 397 s circa e successivamente cresce nel verso opposto, raggiungendo un massimo di circa -0,026 rad. L'angolo di imbardata è riferito al sistema di riferimento principale della cassa e poiché tale sistema di riferimento nel presente modello non è stato posizionato nel baricentro della cassa ma in corrispondenza del sistema di riferimento di uno dei carrelli, si può eventualmente applicare un sensore nel baricentro della cassa ed analizzarne gli spostamenti in *Simpack Post*: nell'interfaccia è presente sotto la voce *sensor ang pos*, sensore *Centro_cassa*, angolo gamma. Una volta selezionato il grafico devono essere aggiunti uno filtro *shift y* ed un filtro passa-basso. La Figura 4.49 riporta entrambi i grafici (angolo di imbardata cassa e angolo gamma del sensore centro cassa), da cui si evince che i grafici sono quasi sovrapponibili e che i valori differiscono al massimo di $2 \cdot 10^{-3}$ rad.

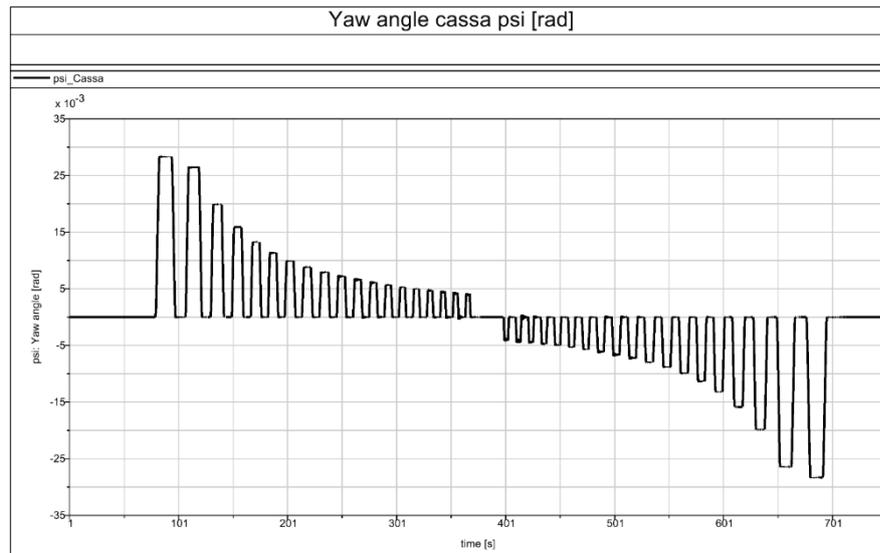


Figura 4.48 - Andamento angolo di imbardata (yaw angle) della cassa

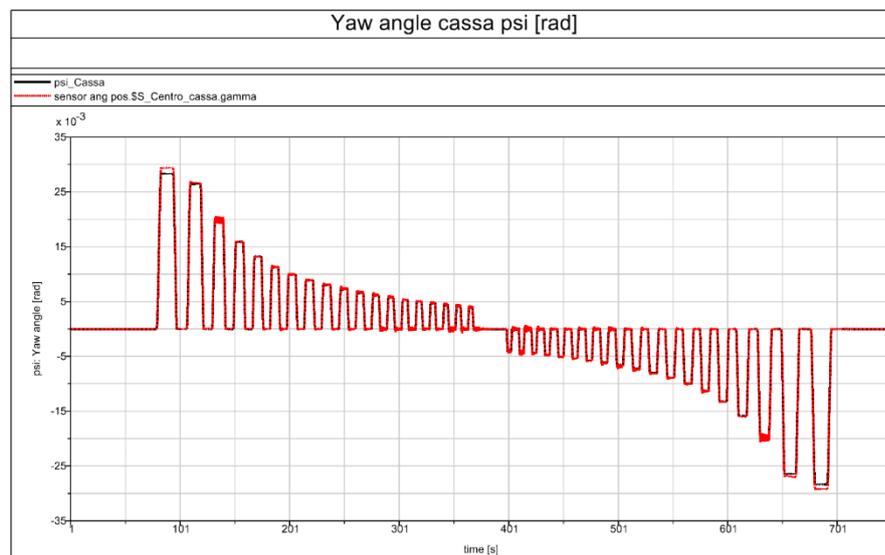


Figura 4.49 - Sovrapposizione angolo di imbardata cassa e angolo gamma sensore centro cassa

4.5.3.10 Profondità di usura normale al profilo

I grafici della profondità di usura normale al profilo sono disponibili all'interno della sezione *result*, cliccando sul modello di usura (Archard in questo caso) per ciascuna ruota e prendendo la voce *Wheel profile normal wear*. Bisogna ricordare che in questo caso la numerazione delle ruote segue la numerazione di sale e carrelli indicata precedentemente, mentre la numerazione delle ruote dei file analizzati in Matlab è diversa. Il grafico di Figura 4.50 illustra come varia la profondità normale di usura rispetto alla coordinata trasversale y del profilo ruota. I picchi di profondità di usura per ogni profilo vengono raggiunti in corrispondenza della flangia e della zona centrale della tavola. Si nota che gli andamenti sono circa simili tra le ruote 11 e 31, 12 e 32, 21 e 41, 22 e 42, cioè le ruote che occupano

la stessa posizione in ciascun carrello. Si hanno dei picchi irregolari per le ruote 11 e 12, rispettivamente di $-1,319 \cdot 10^{-7}$ e $-1,3 \cdot 10^{-7}$ circa.

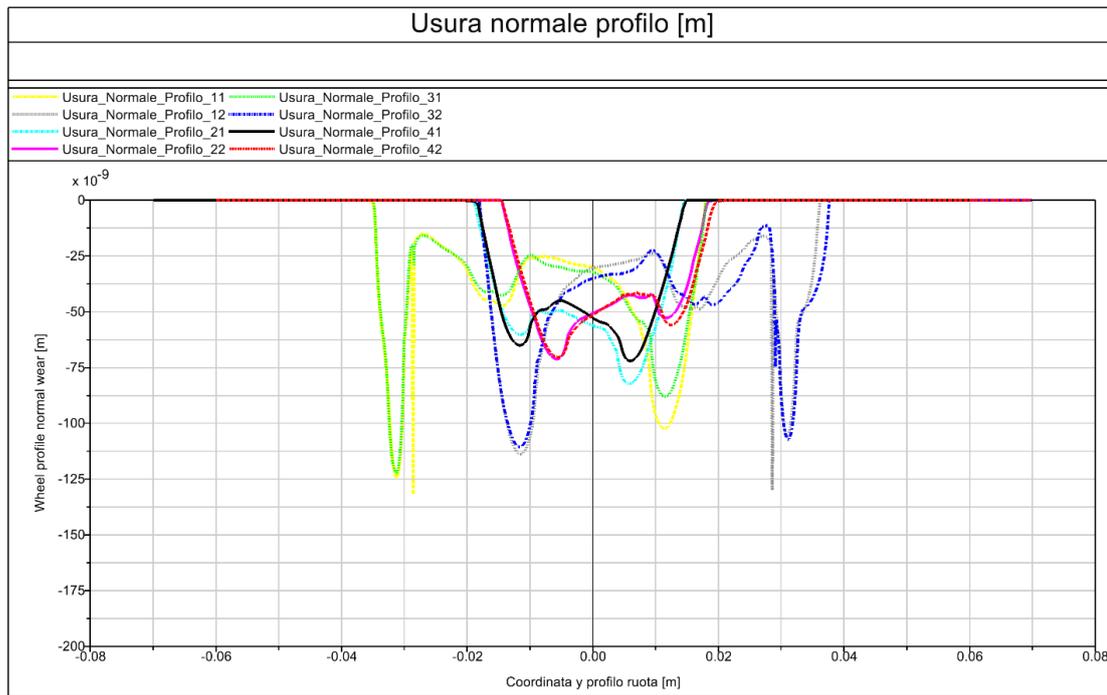


Figura 4.50 - Profondità di usura normale profilo

4.5.3.11 Wear number γT

Il *wear number* o numero di usura è una fattore che quantifica il livello di usura ed è dato dal prodotto tra scorrimenti relativi γ e le forze di scorrimento T calcolate sull'area di contatto ed è espresso in Newton. Si trova nei *result* sotto la voce *RWP, Pair, Wear number*. Anche in questo caso viene aggiunto un filtro passa – basso per ciascun andamento di *wear number* ruota in funzione del tempo di integrazione. Inizialmente tale valore è prossimo a 2 N circa nel tratto iniziale rettilineo, in cui il veicolo accelera. Si raggiungono valori massimi quando il veicolo incontra le curve a stretto raggio, per poi diminuire progressivamente ed aumentare specularmente dopo aver superato la metà del tracciato, fino a raggiungere valori massimi nell'ultima curva a corto raggio. Nella parte finale del percorso, rettilineo di 1000 m in cui il veicolo decelera (fase di frenata) si hanno valori inferiori rispetto al tratto iniziale in fase di accelerazione. Si ha un valore massimo di circa 90,9 N per la ruota 32 (che corrisponde alla 22 maggiormente usurata dell'analisi effettuata con Matlab) nella prima curva a destra ed un valore massimo di poco superiore al precedente per la ruota 11 (41 nell'analisi con Matlab) in prossimità dell'ultima curva. L'andamento è riportato in Figura 4.51.

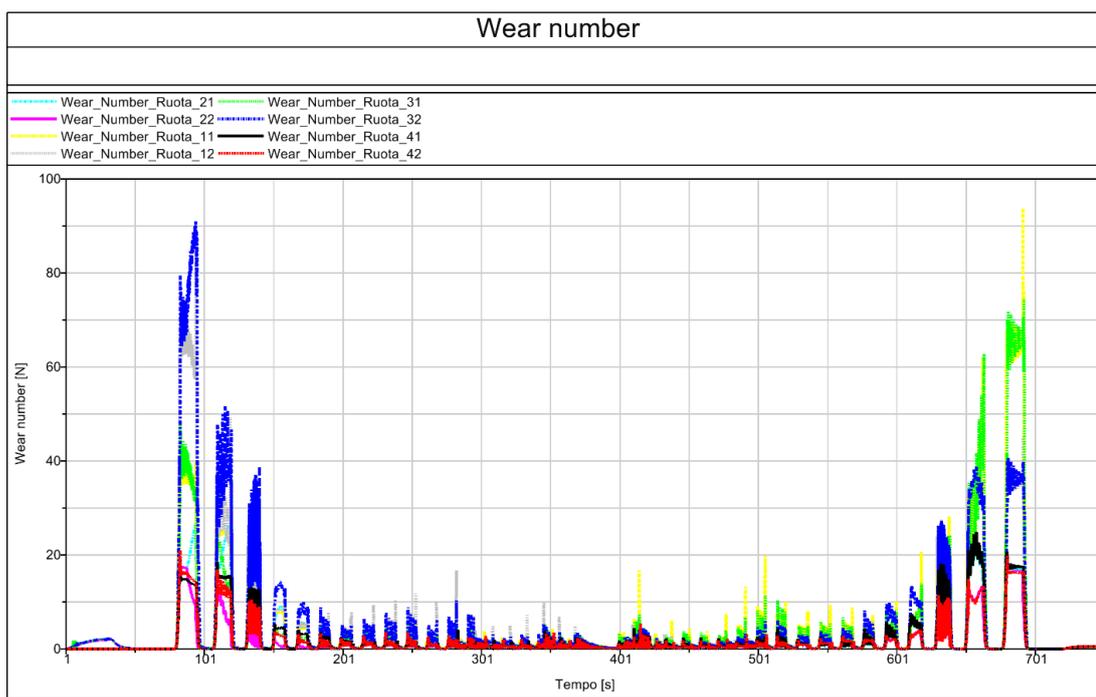


Figura 4.51 - Andamento del Wear number [N]

4.5.4 Simulazioni con profili ruota usurati e confronto con analisi dati Matlab

Si vogliono ora mostrare i risultati di una simulazione Time Integration Measurements con profili ruote usurati, mantenendo un fattore moltiplicatore (distance factor) unitario. In seguito ad una simulazione di 195 cicli (circa 3968 km), sono stati inseriti nel modello i profili relativi al 194-esimo ciclo (che corrisponde al n. 193 e quindi tragitto di ritorno) e ne sono stati analizzati i seguenti risultati in Simpack Post: usura normale profili ruota, effettuando un confronto con l'analisi in Matlab; andamento del Wear Number; andamento del fattore di svio Y/Q ; andamento del fattore di scaricamento ruota $\Delta Q/Q$. Impostando i profili ruota del 194-esimo ciclo di simulazione, i risultati ottenuti devono essere confrontabili con quelli relativi ad i profili ruota del 195-esimo ciclo.

In particolare, è stato confrontato il grafico di usura normale al profilo ruota con il grafico output di Matlab della profondità di usura normale al profilo nella zona della flangia per la ruota maggiormente usurata (in termini di volume asportato). Il metodo di calcolo dell'usura normale al profilo verrà esposto nelle prossime pagine. Il profilo analizzato è quello della ruota 22 nei file Matlab, che corrisponde alla ruota 32 nell'analisi in *Simpack Post*. Il valore massimo della profondità di usura normale ricavato dall'analisi dati in Matlab è pari a $9,117 \cdot 10^{-6}$ m ($9,117 \mu\text{m}$), mentre il valore massimo della profondità di usura ricavato dal grafico in *Simpack Post* è pari in modulo a $1,008 \cdot 10^{-5}$ m ($10,08 \mu\text{m}$). I valori sono molto accettabili rispetto ai chilometri percorsi e si discostano tra loro per $0,963 \mu\text{m}$. La Figura 4.52 e la Figura 4.53 riportano rispettivamente la profondità di usura normale in *Simpack Post* ed in Matlab.

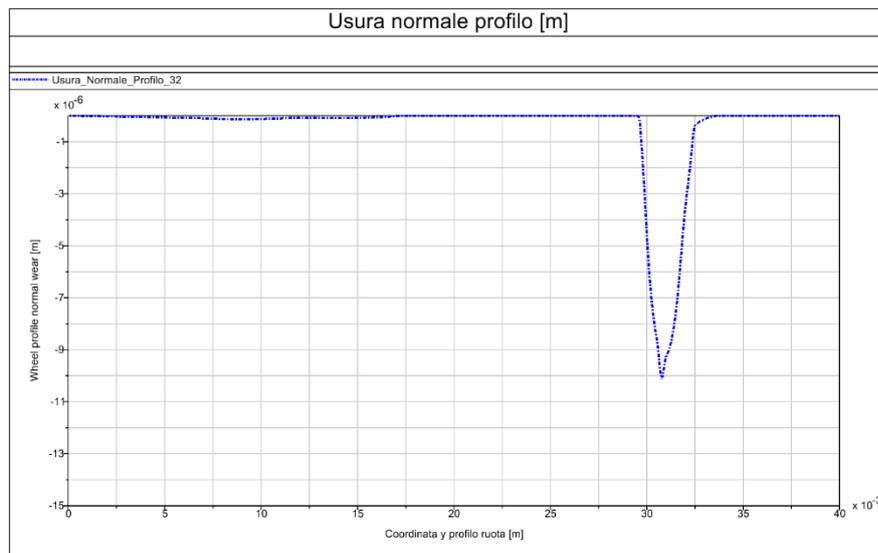


Figura 4.52 - Usura normale profilo ruota sinistra della terza sala, con moltiplicatore unitario, a 3968 km

In Figura 4.52 l'orientazione della coordinata y profilo ruota risulta positiva, al contrario di quella in Figura 4.53, poiché in Simpack Post vengono accorpate i diagrammi dei profili di tutte le ruote e vengono rappresentati in maniera simmetrica rispetto allo 0. Si nota da entrambe le figure che il picco di usura si ha nella zona flangia compresa tra le coordinate del profilo -0,032 m e -0,03 m circa.

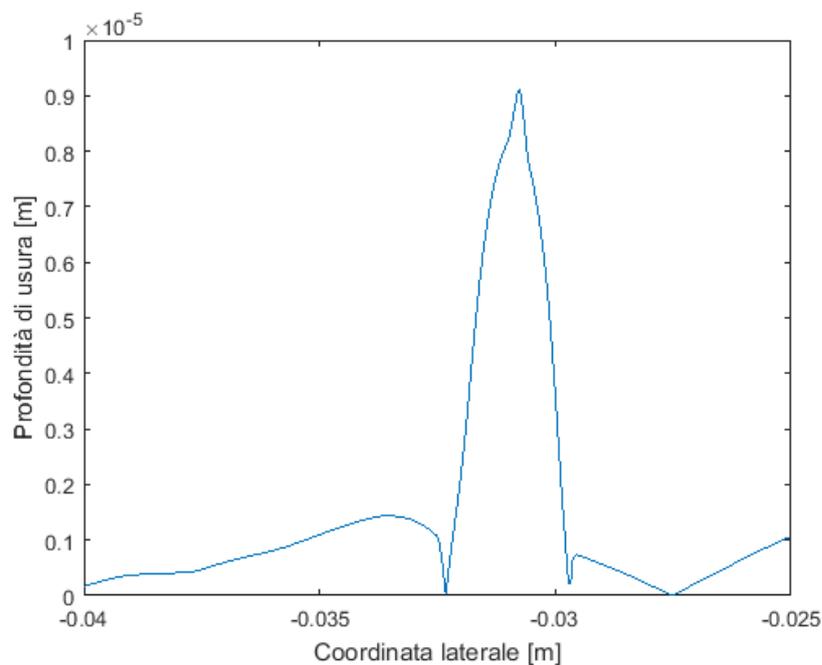


Figura 4.53 - Profondità di usura normale al profilo ruota sinistra della terza sala, con moltiplicatore unitario, a 3968 km

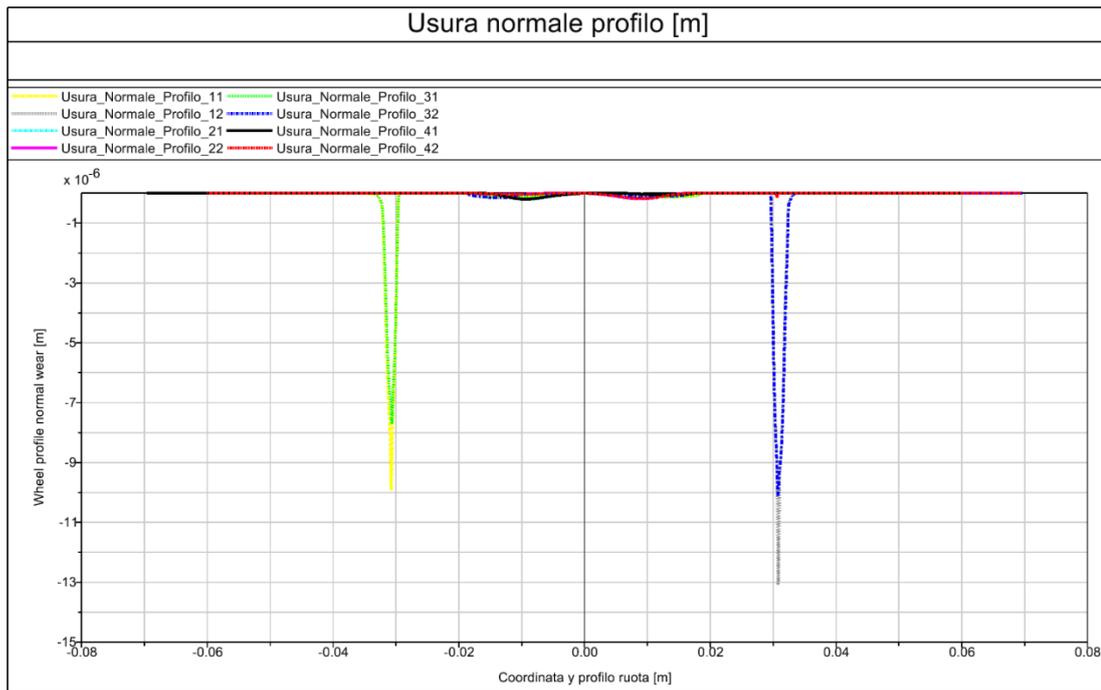


Figura 4.54 - Profondità di usura normale profili ruote, con moltiplicatore unitario, a 3968 km

In Figura 4.54 viene rappresentata la profondità di usura normale per i profili di tutte le ruote. Confrontando questo diagramma con quello di Figura 4.50, che riporta l'andamento dell'usura dopo il primo ciclo (20,352 km), risulta che i valori massimi si discostano di due ordini di grandezza: dopo 20 km circa il valore massimo di profondità di usura normale risulta pari a $1,3 \times 10^{-7}$ m, mentre dopo circa 3698 km risulta un valore massimo di $1,308 \times 10^{-5}$ m, con una differenza tra i due di 12,95 μ m. Considerando le misurazioni effettuate su profili ruota usurati e risultati di simulazioni riportati in altri lavori, tale valore risulta verosimile in base ai chilometri percorsi.

E' importante altresì analizzare l'influenza di una simulazione di *Time Integration Measurements* con profili usurati sull'andamento del *Wear Number* e sulla stabilità del veicolo, cioè analizzare come variano gli andamenti di fattore di svio e fattore di scaricamento ruota. I profili ruota usurati comportano a loro volta una maggior usura e quindi un aumento del *Wear Number* e dei fattori di svio e di scaricamento ruota.

La Figura 4.55 mostra l'andamento del *Wear Number* partendo da profili usurati relativi al 194-esimo ciclo. Si ha un valore massimo di circa 180 N contro un valore massimo di 90,9 N registrato a partire da profili nuovi, ossia un incremento di quasi il doppio.

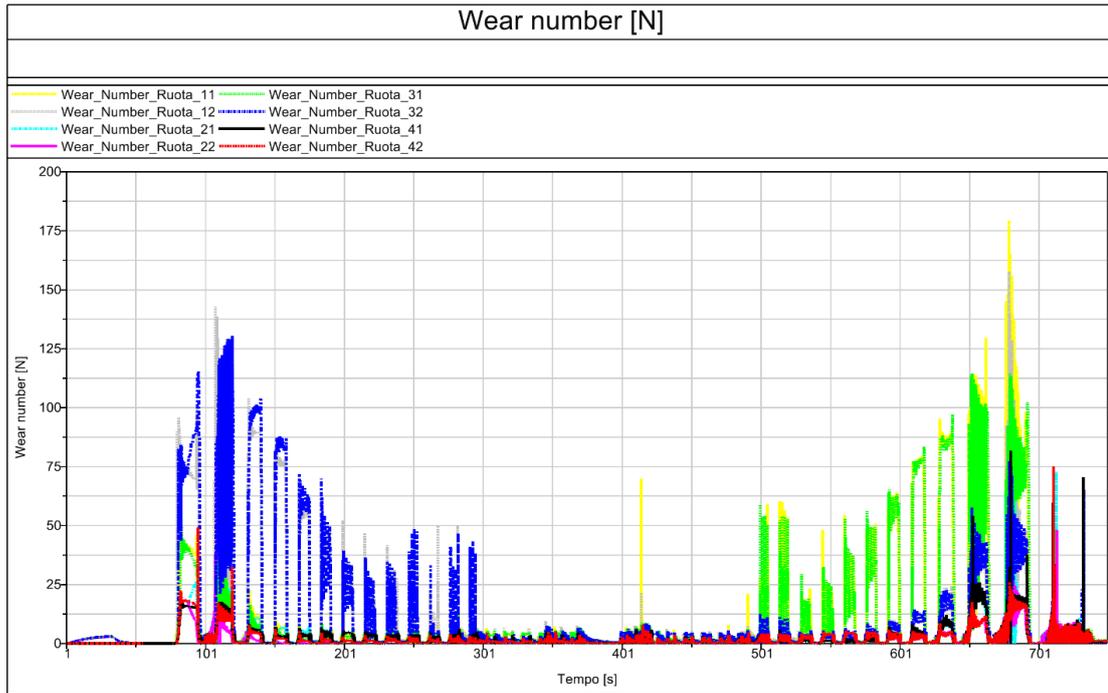


Figura 4.55 - Andamento del Wear Number, con moltiplicatore unitario, a 3968 km

Si nota un aumento del fattore di svio ruota Y/Q (Figura 4.56) con un picco massimo che raggiunge circa 0,4. Il valore massimo relativo alla simulazione con profili iniziali nuovi risulta invece pari a 0,23. Seppur in aumento con l'usura, tale rapporto si mantiene ancora molto lontano dal limite di svio.

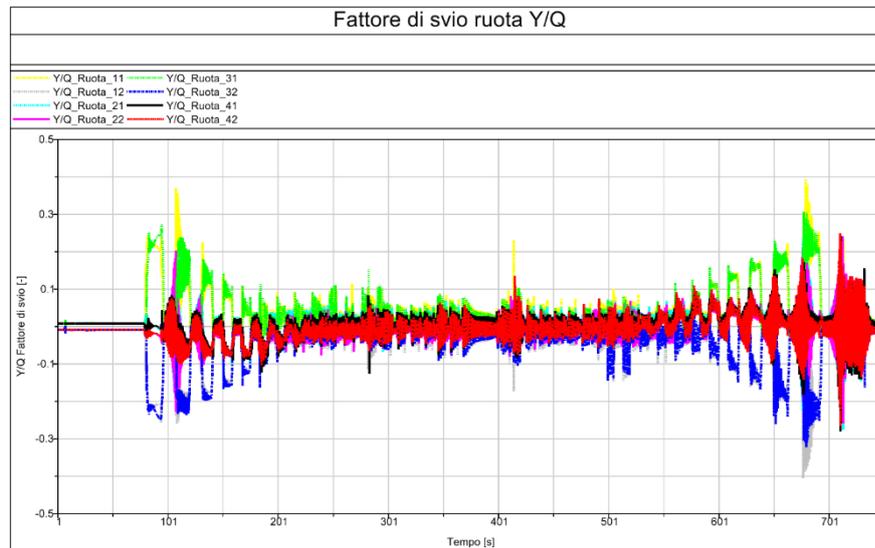


Figura 4.56 - Andamento fattore di svio ruota Y/Q , con moltiplicatore unitario, a 3968 km

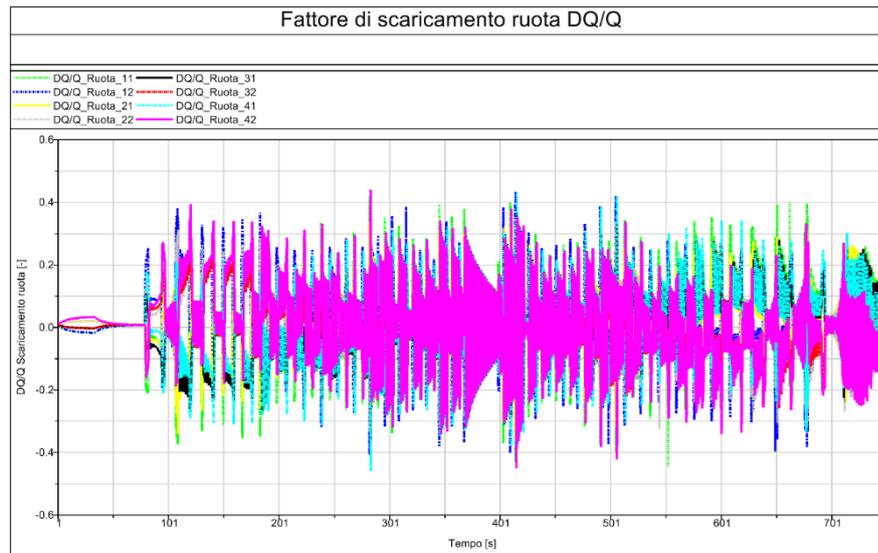


Figura 4.57 - Andamento fattore di scaricamento ruota, con moltiplicatore unitario, a 3968 km

La Figura 4.57 mostra l'andamento del fattore di scaricamento ruota $\Delta Q/Q$. Non si ha un incremento di tale rapporto rispetto a quello analizzato inizialmente: le ampiezze di oscillazione sono comprese tra -0.5 e +0.5 e si ha un valore massimo in modulo di 0,46. Quindi tale rapporto risulta poco influenzato dall'usura iniziale dei profili.

Inoltre, è interessante notare che gli ultimi tre grafici riportati mostrano un'importante differenza dell'andamento nell'ultimo intervallo da 700 a 750 s rispetto ai grafici relativi a profili nuovi: per le simulazioni eseguite con profili ruota nuovi, gli andamenti di *Wear Number*, fattore di svio e fattore di scaricamento ruota tendono a zero dopo 700 s (nell'ultimo tratto rettilineo in fase di frenata); per le simulazioni eseguite con profili ruota usurati (in questo caso corrispondenti al 194-esimo ciclo), i tre andamenti riportano valori non nulli, seppur più bassi, tra 700 e 750 s.

5 Studio preliminare dell'algoritmo di usura in Simpack

5.1 Introduzione

Il primo lavoro di analisi dati è stato effettuato al fine di studiare ed ottimizzare l'algoritmo di usura in Simpack, focalizzando l'attenzione su due parametri di grande importanza per l'interpolazione dei profili ruota: *rediscretization step* ed *approximation smoothing*.

Il *rediscretization step* è la dimensione del passo, misurata lungo il profilo, che viene utilizzata per la descrizione interna del profilo rotaia e del profilo ruota. I punti del profilo forniti dal file, inizialmente, subiscono un'approssimazione di spline in cui viene mantenuto il numero originario di punti. Prima del calcolo del contatto, la prima spline viene ri-acquisita utilizzando il parametro di re-discretizzazione impostato e nuovamente interpolata. Il primo passo assicura un contorno del profilo affinato, il secondo è necessario per velocizzare il calcolo del contatto. E' chiaro che più si diminuisce il valore di re-discretizzazione, più si avrà una migliore re-interpolazione ma anche un aumento del tempo di calcolo del contatto. In SIMPACK è impostato e consigliato un valore di default pari a 0,5 mm. Il valore del *re-discretization step* deve essere lo stesso sia per la rotaia sia per la ruota.

L' *approximation smoothing*, o il valore di *smoothing* per l'approssimazione della spline, è un parametro che specifica la più ampia deviazione dei minimi quadrati consentita del profilo dai punti del profilo originario e può essere maggiore o uguale a zero. Se tale parametro è pari a zero, allora i punti del profilo originario vengono esattamente intercettati e quindi non vi è nessuna approssimazione. Questo però può comportare oscillazioni della spline. Generalmente basta settare tale parametro ad un valore molto basso come 10^{-12} , anche se per le ruote ferroviarie vengono considerati ragionevoli i valori compresi tra 10^{-11} e 10^{-7} (unità di misura in m^2). Il valore di *smoothing* è un compromesso tra un profilo "liscio" (omogeneo) ed un'accurata descrizione del profilo. E' possibile controllare il profilo approssimato, il suo gradiente e la sua curvatura nei grafici dei profili ruota all'interno del *Rail-Wheel Pair* nell'interfaccia del software: la curvatura del profilo non dovrebbe mostrare salti repentini o ampie oscillazioni; il profilo stesso dovrebbe essere molto simile ai dati dei punti misurati; in un profilo ruota, il massimo gradiente del profilo in corrispondenza della flangia deve adattarsi all'angolo ufficiale della flangia (bordino). Ad esempio, per un profilo con angolo di bordino pari a 70° (come per il profilo ORE S1002) si deve ottenere un gradiente massimo di circa 2,747 (il gradiente è la tangente di tale angolo). Il valore di *smoothing* del profilo rotaia non è stato preso in considerazione in questo lavoro. La modifica del parametro di *smoothing* viene effettuata direttamente nel corpo dello script del file profilo ruota (formato '*prw*'), sotto la voce di '*approx.smooth*' (Figura 5.1) Se viene inserito un valore diverso da zero è possibile anche impostare un valore di peso per ogni coordinata dei punti del profilo nella colonna *weight* : il valore di default è 1; valori bassi del peso consentono alla spline di deviare dalla corrispondente coordinata, mentre valori elevati restringono la possibile deviazione.

```

! *****
! ***   Processing Data and Profile Points   ***
! *****
spline.begin
approx.smooth = +10.000000000000000e-10 ! Approximation smoothing value
file          = '-'                      ! Original data file
file.mtime    = 0                        ! Time of last modification in s
comment       = 'ERRI S1002 Wheel Profile, according to Nefzger, Geometri
type          = 0                        ! Original data file type
point.dist.min = +0.000000000000000e+00 ! 1: Minimum point distance... (:
shift.v       = +0.000000000000000e+00 ! 2: v shift of data ..... (:

```

Figura 5.1 - Approximation smoothing, file prw

Nel presente lavoro è stato analizzato l'algoritmo di usura al variare del *rediscretization step*, mantenendo l'*approximation smoothing* costante e pari a $10^{-7} m^2$. Una volta scelto un valore del passo di re-discretizzazione adeguato, sulla base di un compromesso tra una buona interpolazione dei profili ruota ed un tempo di calcolo non elevato, è stato analizzato l'effetto dell' *approximation smoothing* sull'algoritmo di usura, mantenendo costante il valore di *rediscretization step*.

5.2 Simulazioni al variare del *rediscretization step*

Un diverso valore del passo di re-discretizzazione influisce sul calcolo del contatto e di conseguenza sul calcolo dell'usura. Le simulazioni sono state eseguite applicando la legge di usura di Archard, mantenendo un *approximation smoothing* costante e pari a $10e-08$ e variando il *rediscretization step*, che è la distanza di discretizzazione tra i punti che interpolano i profili di ruota e rotaia. Prima di eseguire una nuova simulazione, è necessario entrare nelle finestre dei profili di ruota e rotaia tramite l'interfaccia di Simpack-Pre ed impostare il valore di *rediscretization step*, che deve essere lo stesso sia per la ruota sia per la rotaia. Sono stati esaminati casi con valori di *rediscretization step* pari in metri a:

- 10^{-5} ;
- $5 * 10^{-5}$;
- 10^{-4} ;
- $5 * 10^{-4}$ (valore di default 0,5 mm);
- 10^{-3} .

Le prime simulazioni, con valori di 10^{-3} e $5 * 10^{-4}$ m, non hanno portato ad una buona interpolazione dei profili. Successivamente è stato scartato anche il valore di 10^{-5} m, poiché comportava un tempo computazionale elevato (pari a 4 giorni circa per 71 cicli di simulazione).

Una volta ottenuti i file di output dei profili ruota da Simpack, sono stati analizzati i risultati tramite un opportuno script di Matlab, focalizzando l'attenzione sui plottaggi dei profili usurati e sul volume totale asportato per ciascuna ruota in funzione della distanza percorsa (circa 1445 km, ossia 20,352 km di tracciato per 71 cicli tra andata e ritorno). Quindi sono state individuate le ruote maggiormente usurate e per tali ruote è stata calcolata la variazione percentuale di volume asportato tra le

simulazioni con diversi valori di *rediscrtization step*. Si riportano qui di seguito le tabelle abbreviate (valori iniziali e valori finali) ed i grafici relativi al volume di usura per le ruote maggiormente usurate.

Poiché con un *rediscrtization step* pari a 10^{-4} m la ruota maggiormente usurata risulta quella destra della terza sala e con un *rediscrtization step* pari a $5 * 10^{-5}$ m risulta più usurata la ruota sinistra della terza sala, vengono riportati i valori per entrambe le ruote e poi confrontati. La Figura 5.2 e la Figura 5.3 mostrano l'andamento del volume asportato per usura in funzione della distanza percorsa per le ruote maggiormente usurate, rispettivamente con *rediscrtization step* pari a $1e-04$ (10^{-4}) m e $5e-05$ ($5 * 10^{-5}$) m.

Tabella 5.1 - Volume di usura ruota destra terza sala con rediscrtization step $1e-04$ m

Distanza percorsa [km]	V asportato [m ³]	ΔV asportato [m ³]	% ΔV asportato
0	0	-	-
20,352	3,45E-06	3,45E-06	-
40,704	4,47E-06	1,03E-06	29,84 %
...
1424,64	4,48E-05	3,47E-07	0,78 %
1444,992	4,56E-05	8,47E-07	1,89 %

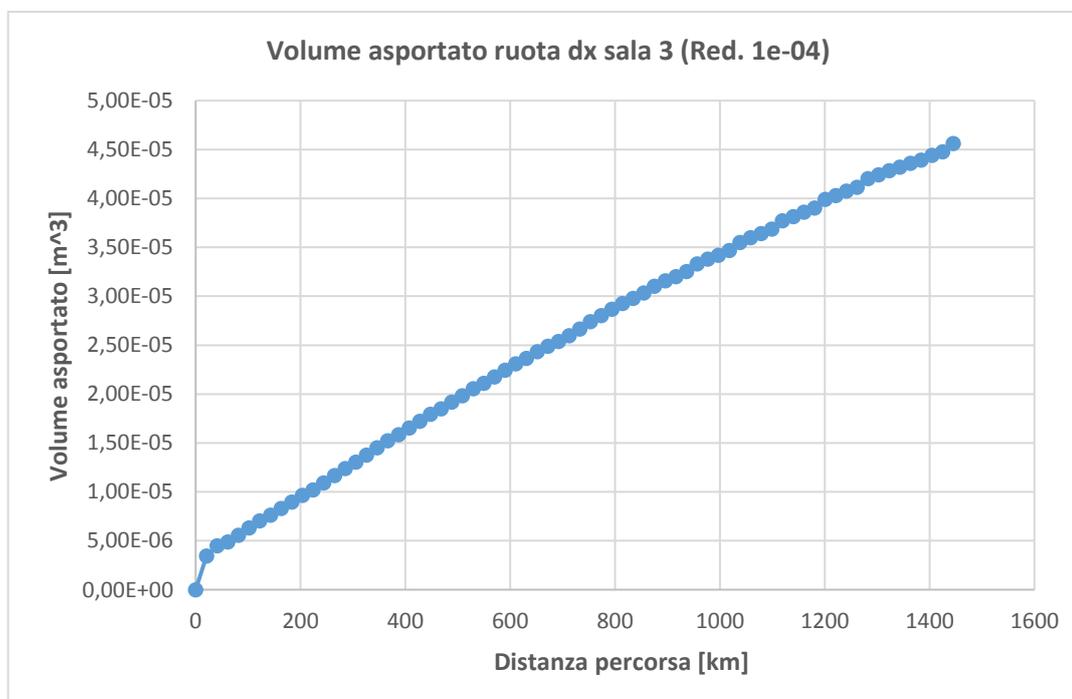


Figura 5.2 - Andamento volume asportato ruota destra terza sala con rediscrtization step $1e-04$ m

Tabella 5.2 - Volume di usura ruota sinistra terza sala con discretization step 1e-04 m

Distanza percorsa [km]	V asportato [m ³]	ΔV asportato [m ³]	% ΔV asportato
0	0	-	-
20,352	3,52E-06	3,52E-06	-
40,704	4,56E-06	1,04E-06	29,58 %
...
1424,64	4,31E-05	7,05E-08	0,16 %
1444,992	4,42E-05	1,16E-06	2,70 %

Tabella 5.3 - Volume di usura ruota destra terza sala con discretization step 5e-05 m

Distanza percorsa [km]	V asportato [m ³]	ΔV asportato [m ³]	% ΔV asportato
0	0	-	-
20,352	3,45E-06	3,45E-06	-
40,704	3,65E-06	2,09E-07	6,08 %
...
1424,64	4,13E-05	1,29E-07	0,31 %
1444,992	4,19E-05	5,31E-07	1,28 %

Tabella 1.4 - Volume di usura ruota sinistra terza sala con discretization step 5e-05 m

Distanza percorsa [km]	V asportato [m ³]	ΔV asportato [m ³]	% ΔV asportato
0	0	-	-
20,352	3,52E-06	3,52E-06	-
40,704	3,73E-06	2,12E-07	6,02 %
...
1424,64	4,32E-05	-2,76E-08	-0,06 %
1444,992	4,45E-05	1,25E-06	2,89 %

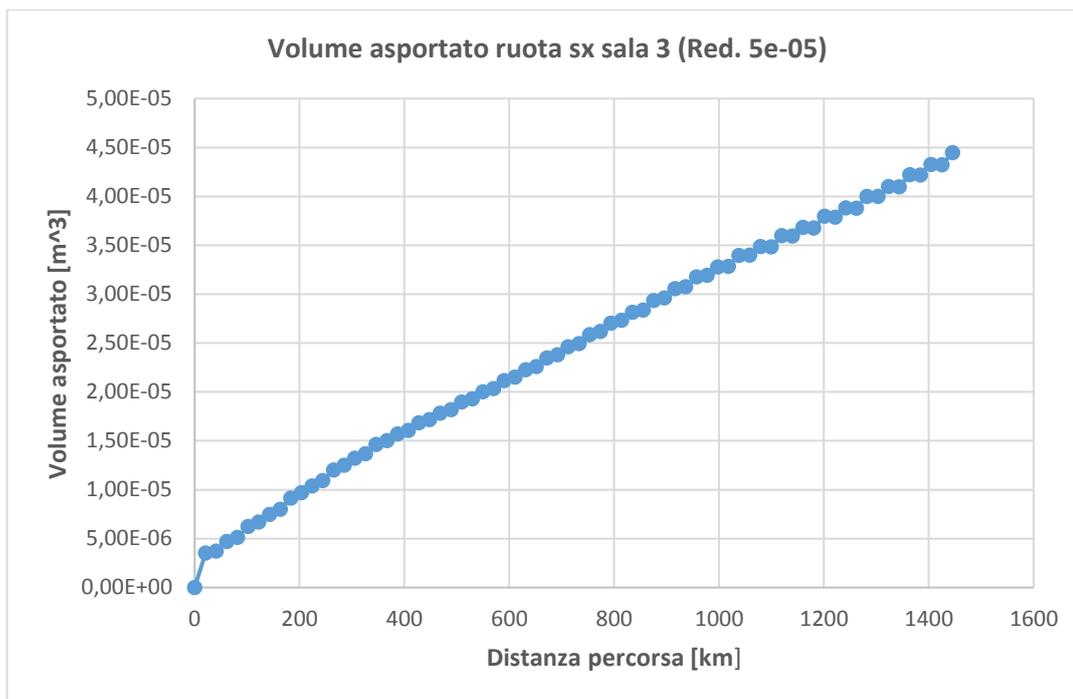


Figura 5.3 - Andamento volume asportato ruota sinistra terza sala con discretization step 5e-05 m

Nella tabelle seguenti si riportano i valori finali di volume asportato per ciascuna ruota, per una percorrenza di 1445 km, e la variazione percentuale di volume asportato tra simulazioni con passo di re-discretizzazione pari a 5e-05 m e 1e-04 m.

Tabella 5.5 - Confronto volume asportato ruota destra terza sala tra discretization step 5e-05 m e 1e-04 m

Distanza percorsa [km]	V asportato red. 1e-04 [m ³]	V asportato red. 5e-05 [m ³]	% ΔV asportato
1444,992	4,42E-05	4,45E-05	0,51%

Tabella 5.6 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra discretization step 5e-05 m e 1e-04 m

Distanza percorsa [km]	V asportato red. 1e-04 [m ³]	V asportato red. 5e-05 [m ³]	% ΔV asportato
1444,992	4,56E-05	4,19E-05	-8,24%

Dopo aver analizzato i risultati, poiché si ha una variazione di -8,24% sul volume totale asportato per la ruota sinistra, si è deciso di utilizzare un valore di *discretization step* pari a $5 \cdot 10^{-5}$ m.

5.3 Simulazioni al variare dell'*approximation smoothing*

I valori di *smoothing* accettabili per i profili ferroviari, come già anticipato nell'introduzione, variano da 10^{-11} (o in alcuni casi anche 10^{-12}) a 10^{-7} . Si ricorda che l'unità di misura di tale parametro è m^2 , ma che verrà omessa per semplicità nelle prossime righe. Sono state effettuate simulazioni con valori pari a:

- 10^{-6} , esclusivamente per un'ulteriore verifica poiché non è compreso nel range di valori accettabili (infatti restituisce un'errata approssimazione rispetto al profilo originale nelle zone non usurate);
- 10^{-7} (10e-08);
- 10^{-8} (10e-09);
- 10^{-9} (10e-10);
- $8 * 10^{-9}$ (8e-09);
- $7 * 10^{-9}$ (7e-09);
- $5 * 10^{-9}$ (5e-09).

Gli ultimi tre valori elencati sono stati considerati in quanto, inizialmente, simulazioni con valore pari a 10^{-9} avevano registrato alcuni *errors* e *warnings* nella finestra di dialogo del solutore. E' stata quindi condotta l'analisi dati tramite Matlab, da cui sono stati ricavati i profili usurati ed il volume asportato per ogni ruota. Si riportano di seguito le tabelle abbreviate ed i grafici relativi all'andamento del volume asportato per le ruota maggiormente usurata, che risulta la ruota sinistra della terza sala per ogni valore di *smoothing*. Si rimanda alla consultazione di Tabella 5.4 per i valori corrispondenti ad un *approximation smoothing* pari a 10e-08.

Tabella 5.7 - Volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing 10e-09

Distanza percorsa [km]	V asportato [m ³]	ΔV asportato [m ³]	% ΔV asportato
0	0	-	-
20,352	1,29E-06	1,29E-06	-
40,704	1,36E-06	7,24E-08	5,62 %
...
1424,64	2,07E-05	5,51E-08	0,27 %
1444,992	2,11E-05	3,83E-07	1,85 %

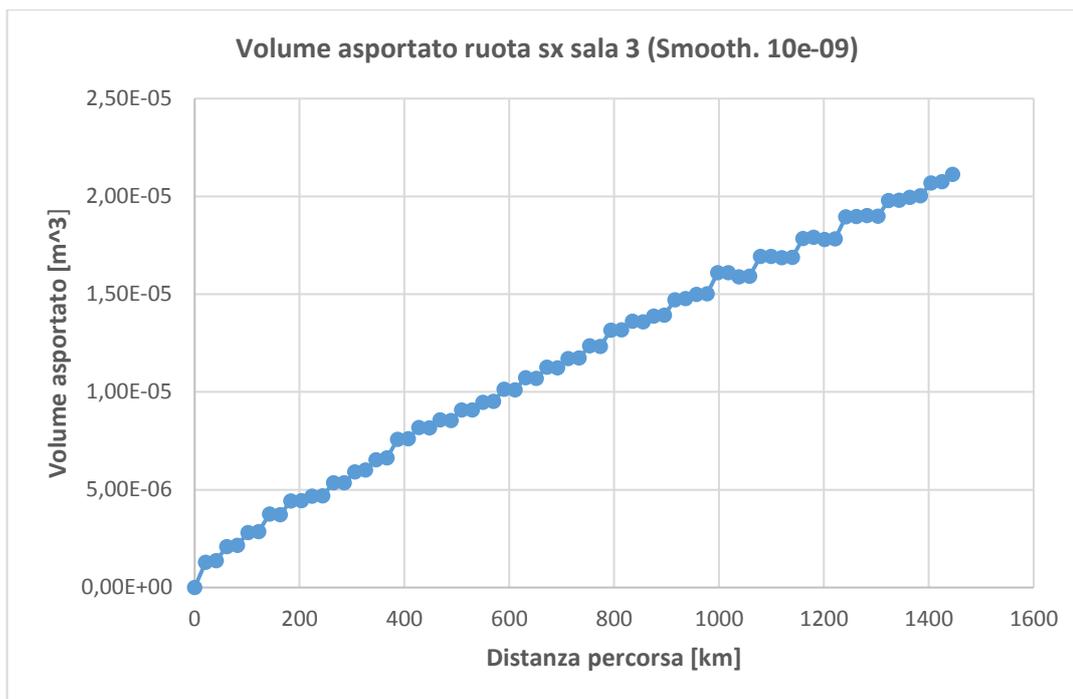


Figura 5.4 - Andamento volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing 10e-09

La Tabella 5.8 riporta i valori finali di volume asportato per la ruota più usurata, per una percorrenza di 1445 km, e la variazione percentuale di volume asportato tra simulazioni con valore di *smoothing* pari a 10e-09 e 10e-08.

Tabella 5.8 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra smoothing 10e-09 e 10e-08

Distanza percorsa [km]	V asportato smooth. 10e-08 [m ³]	V asportato smooth. 10e-09 [m ³]	% ΔV asportato
1444,992	4,45E-05	2,11E-05	-52,50%

Riscontrando una variazione percentuale di volume così elevata, si è deciso di eseguire il calcolo di volume asportato sulla flangia ($-0,04 \text{ m} \leq y \leq -0,025 \text{ m}$). I risultati tra valori di *smoothing* pari a 10e-08 e 10e-09 per la flangia della ruota sinistra della terza sala sono riportati in Tabella 5.9. Infatti, si ha una variazione del volume asportato sulla flangia pari a 3,74 % contro il -52,50 % sul volume totale. Quest'ultimo dato è influenzato sia dal volume asportato sulla tavola sia da una diversa approssimazione dei profili nelle zone non usurate. La variazione percentuale di volume usurato lungo la flangia ha restituito un dato più realistico, oltre che la flangia risulta essere la zona della ruota più significativa per analizzare gli effetti dell'usura, essendo questa dipendente dalla dinamica in curva e poichè generalmente sulla tavola si verifica un'usura molto più omogenea.

Tabella 5.9 - Confronto volume asportato flangia ruota sinistra terza sala tra smoothing 10e-09 e 10e-08

Distanza percorsa [km]	V asp flangia smooth. 10e-08 [m ³]	V asp flangia smooth. 10e-09 [m ³]	% ΔV asportato flangia
1444,992	1,55E-05	1,61E-05	3,74%

Tra i due valori di *smoothing* viene quindi scelto quello pari a 10e-09. La scelta dei valori è stata basata su un valore limite di variazione percentuale del volume totale asportato del ± 5 %.

Sono state successivamente effettuate simulazioni con un valore di *smoothing* pari a 10e-10 (10^{-9}), che non hanno fornito buoni risultati. Quindi sono stati valutati valori di *smoothing* intermedi tra 10^{-8} e 10^{-9} . La Tabella 5.10 riporta alcuni valori del volume d'usura e della variazione del volume d'usura in funzione della distanza percorsa per la ruota più usurata e per un valore di *smoothing* pari a 8e-09, ossia 8×10^{-9} . La Figura 5.5 riporta l'andamento del volume totale asportato sulla ruota 22 in funzione della distanza percorsa, con valore di *smoothing* pari a 8e-09.

Tabella 5.10 - Volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing 8e-09

Distanza percorsa [km]	V asportato [m ³]	ΔV asportato [m ³]	% ΔV asportato
0	0	-	-
20,352	1,16E-06	1,16E-06	-
40,704	1,22E-06	5,77E-08	4,95 %
...
1424,64	2,03E-05	-2,16E-08	-0,11 %
1444,992	2,09E-05	6,38E-07	3,15 %

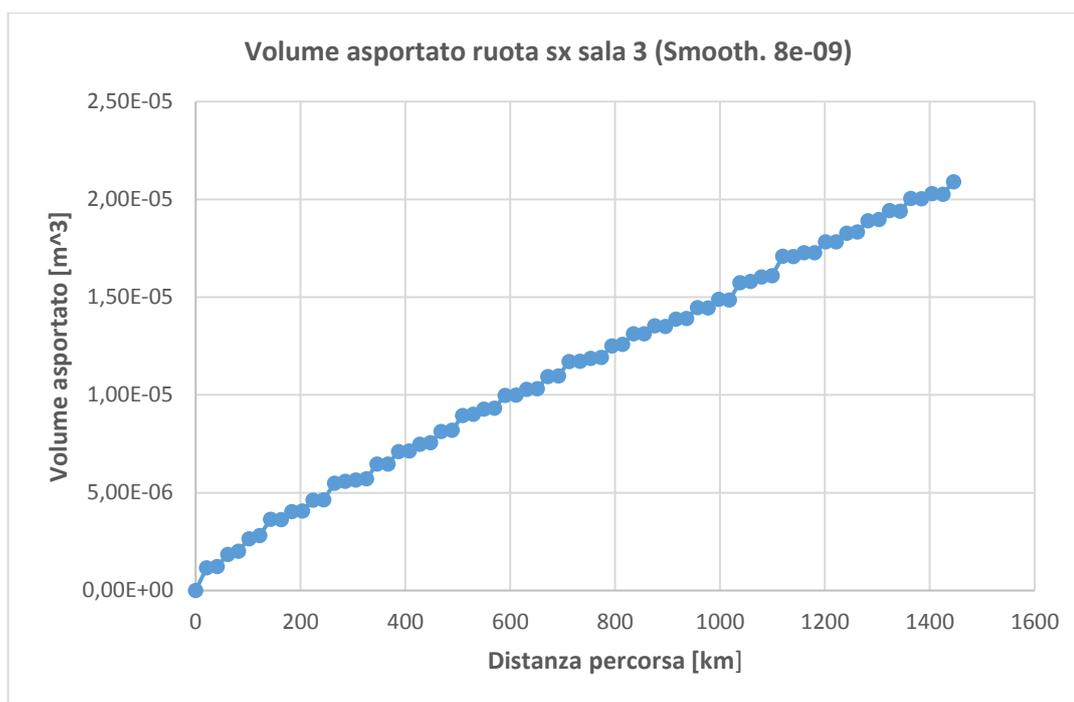


Figura 5.5 - Andamento volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing 8e-09

La Tabella 5.11 e la Tabella 5.12 riportano, rispettivamente, i valori finali di volume asportato su tutto il profilo ruota e sulla flangia per la ruota più usurata, per una percorrenza di 1445 km, e la variazione percentuale degli stessi tra simulazioni con valore di *smoothing* pari a 8e-09 e 10e-09.

Tabella 5.11 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra smoothing 8e-09 e 10e-09

Distanza percorsa [km]	V asportato smooth. 10e-09 [m ³]	V asportato smooth. 8e-09 [m ³]	% ΔV asportato
1444,992	2,11E-05	2,09E-05	-1,06 %

Tabella 5.12 - Confronto volume asportato flangia ruota sinistra terza sala tra smoothing 8e-09 e 10e-09

Distanza percorsa [km]	V asp flangia smooth. 10e-09 [m ³]	V asp flangia smooth. 8e-09 [m ³]	% ΔV asportato flangia
1444,992	1,611E-05	1,606E-05	-0,27 %

I risultati di variazione percentuale del volume asportato, sia su tutto il profilo sia sulla flangia, per i due valori di *smoothing* sono molto bassi: i due valori di *smoothing* approssimano il profilo senza alcuna differenza rilevante in termini di usura, ragion per cui tra i due è preferibile scegliere il valore più grande. Successivamente, sono state effettuate simulazioni con valori di *smoothing* pari a 7e-09 e 5e-09.

La Tabella 5.13 riporta i valori di volume asportato e variazione di volume asportato in funzione della distanza percorsa per la ruota più usurata, ruota sinistra della terza sala, e per valore di *smoothing* pari a $7e-09$, mentre in Figura 5.6 è rappresentato il rispettivo andamento del volume di usura in funzione della distanza percorsa.

Tabella 5.13 - Volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing $7e-09$

Distanza percorsa [km]	V asportato [m ³]	ΔV asportato [m ³]	% ΔV asportato
0	0	-	-
20,352	1,18E-06	1,18E-06	-
40,704	1,25E-06	7,17E-08	6,08 %
...
1424,64	2,02E-05	-2,50E-08	-0,12 %
1444,992	2,18E-05	1,55E-06	7,68 %

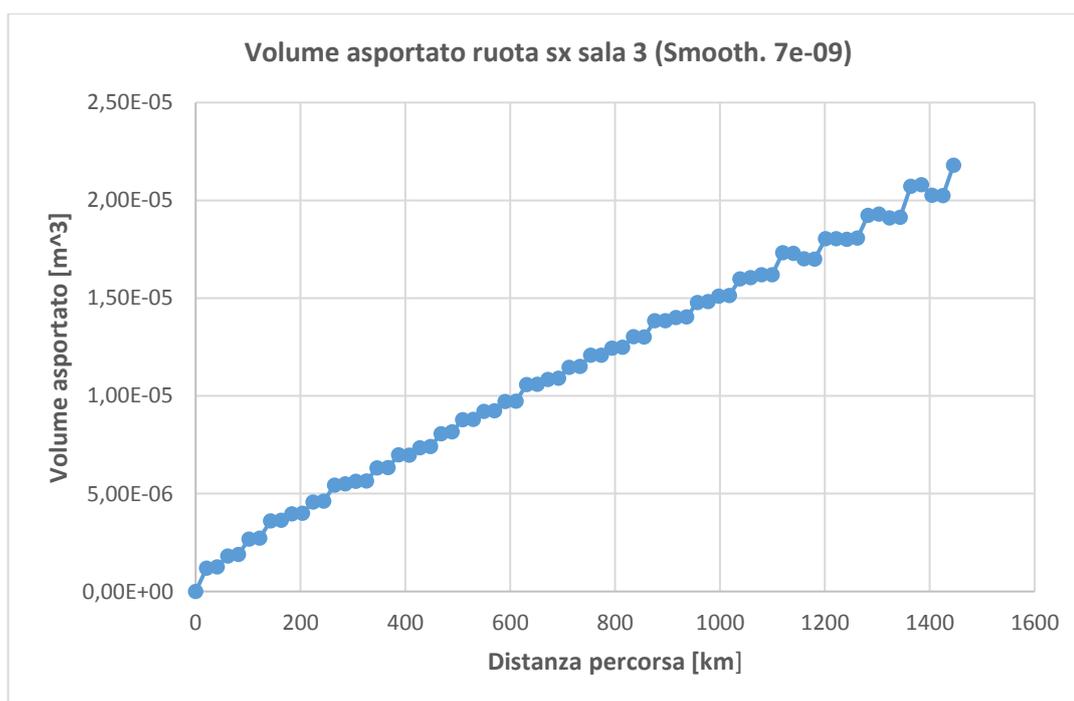


Figura 5.6 - Andamento volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing $7e-09$

La Tabella 5.14 e la Tabella 5.15 riportano, rispettivamente, i valori finali di volume asportato su tutto il profilo ruota e sulla flangia per la ruota più usurata, per una percorrenza di 1445 km, e la variazione percentuale degli stessi tra simulazioni con valore di *smoothing* pari a $7e-09$ e $8e-09$.

Tabella 5.14 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra smoothing 7e-09 e 8e-09

Distanza percorsa [km]	V asportato smooth. 8e-09 [m ³]	V asportato smooth. 7e-09 [m ³]	% ΔV asportato
1444,992	2,11E-05	2,09E-05	4,25 %

Tabella 5.15 - Confronto volume asportato flangia ruota sinistra terza sala tra smoothing 7e-09 e 8e-09

Distanza percorsa [km]	V asp flangia smooth. 8e-09 [m ³]	V asp flangia smooth. 7e-09 [m ³]	% ΔV asportato flangia
1444,992	1,606E-05	1,675E-05	4,30 %

La variazione percentuale di volume asportato tra i due valori di *smoothing*, sia lungo tutto il profilo sia lungo la flangia, è più rilevante rispetto al caso precedente ma comunque inferiore al 5 %.

Sono state effettuate ulteriori simulazioni considerando un parametro di *smoothing* pari a 5e-05. La Tabella 5.16 riporta i valori di volume asportato e variazione di volume asportato in funzione della distanza percorsa per la ruota più usurata (ruota 22) e per tale valore di *smoothing*, mentre in Figura 5.7 è rappresentato il rispettivo andamento del volume di usura in funzione della distanza percorsa.

Tabella 5.16 - Volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing 5e-09

Distanza percorsa [km]	V asportato [m ³]	ΔV asportato [m ³]	% ΔV asportato
0	0	-	-
20,352	1,02E-06	1,02E-06	-
40,704	9,55E-07	-6,26E-08	-6,15 %
...
1424,64	2,03E-05	5,13E-09	0,03 %
1444,992	2,23E-05	2,01E-06	9,91 %

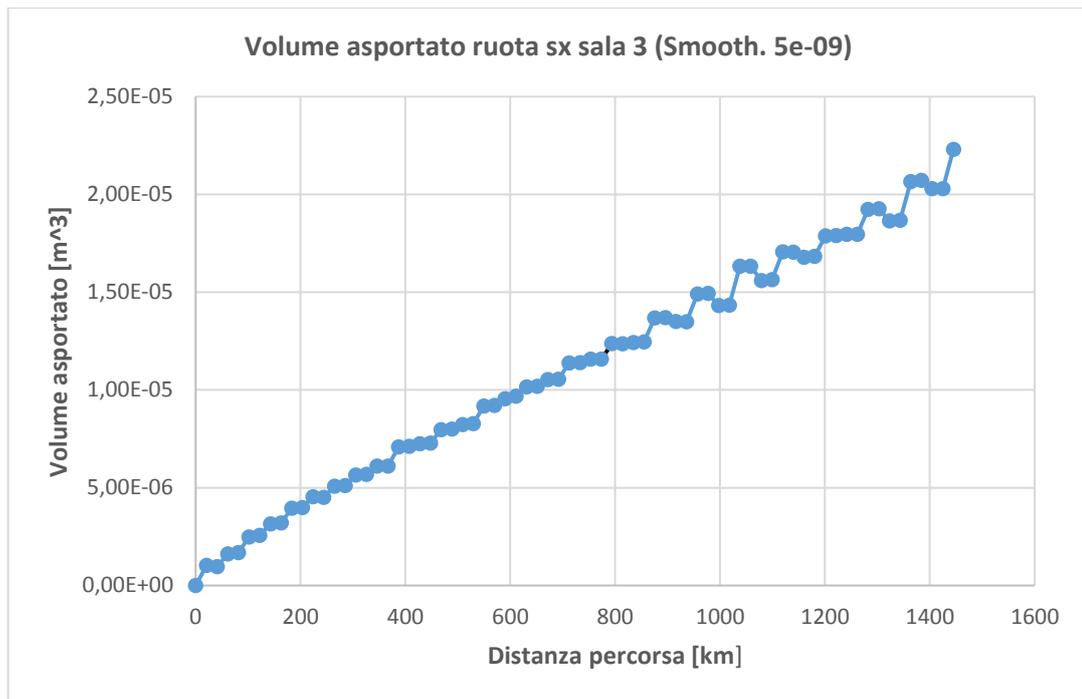


Figura 5.7 - Andamento volume asportato ruota sinistra terza sala, Smooth. 5e-09

Si è riscontrato in tutti i casi esaminati, particolarmente in quest'ultimo caso, che sono presenti molti valori negativi di variazione del volume asportato tra profilo $(i+1)$ -esimo e profilo i -esimo. In termini percentuali si hanno, generalmente, valori prossimi allo 0 %. Nel caso di valore di *smoothing* pari a $5e-05$ si nota dalla tabella abbreviata un valore di -6,15 %, quindi un errore di calcolo abbastanza rilevante, oltre che un andamento "a salti" del volume asportato in funzione della distanza percorsa. Come si evince dal grafico di Figura 5.7, queste oscillazioni dell'andamento del volume d'usura diventano più visibili oltre circa 900 km di percorrenza. Questi risultati che si discostano dal fenomeno reale sono legati ad un problema di calcolo del software SIMPACK, dipendente dall'interpolatore interno ed anche dall'approssimazione di *smoothing*. Tutto ciò verrà ripreso in dettaglio nelle prossime pagine del presente lavoro. In Figura 5.8 e Figura 5.9 sono riportati i grafici relativi al volume istantaneo asportato per ogni ciclo di simulazione, rispettivamente per i valori di *smoothing* pari a $7e-09$ e $5e-09$.

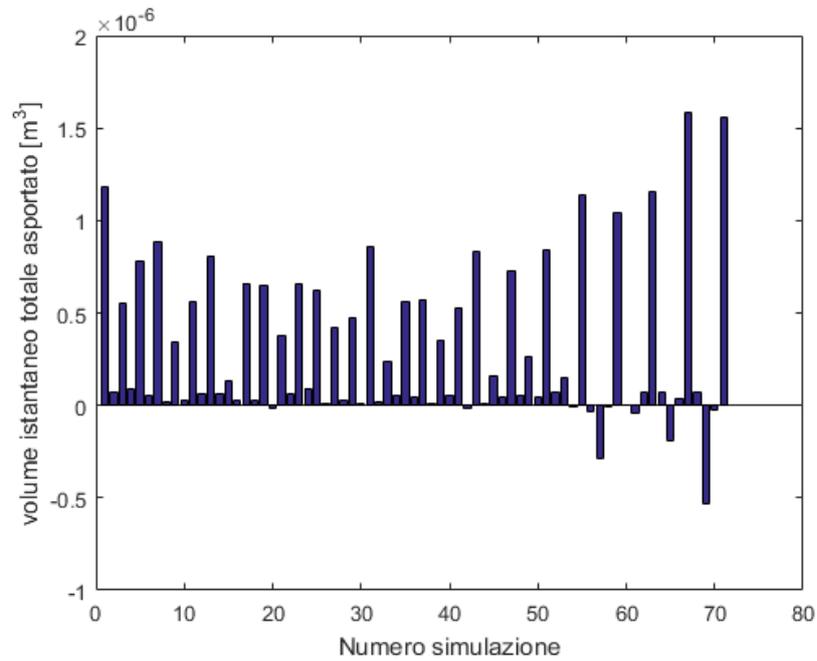


Figura 5.8 - Volume istantaneo asportato ruota sinistra terza sala, smooth. 7e-09

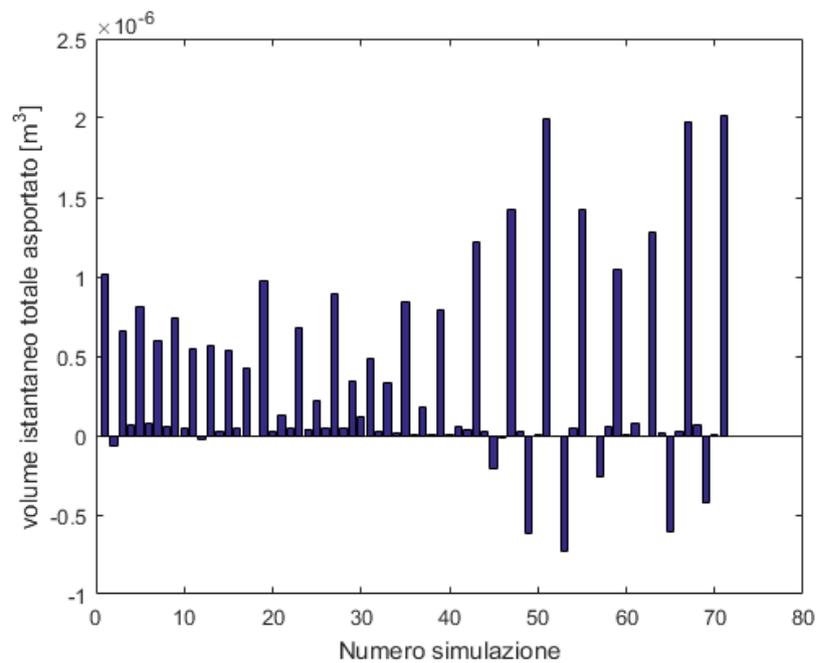


Figura 5.9 - volume istantaneo asportato ruota sinistra terza sala, smooth. 5e-09

Le tabelle seguenti riportano il confronto del volume asportato sulla ruota più usurata a fine simulazione tra i parametri di *smoothing* pari a 5e-09 e 7e-09, prima su tutto il profilo, poi lungo la flangia.

Tabella 5.17 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra smoothing 5e-09 e 7e-09

Distanza percorsa [km]	V asportato smooth. 7e-09 [m ³]	V asportato smooth. 5e-09 [m ³]	% ΔV asportato
1444,992	2,18E-05	2,23E-05	2,35 %

Tabella 5.18 - Confronto volume asportato flangia ruota sinistra terza sala tra smoothing 5e-09 e 7e-09

Distanza percorsa [km]	V asp flangia smooth. 7e-09 [m ³]	V asp flangia smooth. 5e-09 [m ³]	% ΔV asportato flangia
1444,992	1,675E-05	1,747E-05	4,29 %

In questo caso è stata ottenuta una variazione di volume maggiore per quanto riguarda la flangia rispetto a quella per misurata sull'intero profilo. In entrambi i casi, i valori risultano inferiori al 5 %.

Un ennesimo confronto è stato effettuato tra i valori si *smoothing* 7e-09 e 5e-09 ed il valore pari a 10e-09. La Tabella 5.19 e la Tabella 5.20 riportano la variazione percentuale del volume d'usura tra *smoothing* pari a 7e-09 e 10e-09. La Tabella 5.21 e la Tabella 5.22 riportano la variazione percentuale del volume d'usura tra *smoothing* pari a 5e-09 e 10e-09. Si ricorda che la variazione viene misurata sempre sottraendo il valore di volume asportato per *smoothing* minore al valore di volume asportato per *smoothing* maggiore.

Tabella 5.19 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra smoothing 7e-09 e 10e-09

Distanza percorsa [km]	V asportato smooth. 10e-09 [m ³]	V asportato smooth. 7e-09 [m ³]	% ΔV asportato
1444,992	2,11E-05	2,18E-05	3,32 %

Tabella 5.20 - Confronto volume asportato flangia ruota sinistra terza sala tra smoothing 7e-09 e 10e-09

Distanza percorsa [km]	V asp flangia smooth. 10e-09 [m ³]	V asp flangia smooth. 7e-09 [m ³]	% ΔV asportato flangia
1444,992	1,611E-05	1,675E-05	3,97 %

Tabella 5.21 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra smoothing 5e-09 e 10e-09

Distanza percorsa [km]	V asportato smooth. 10e-09 [m ³]	V asportato smooth. 5e-09 [m ³]	% ΔV asportato
1444,992	2,11E-05	2,23E-05	5,69 %

Tabella 5.22 - Confronto volume asportato flangia ruota sinistra terza sala tra smoothing 5e-09 e 10e-09

Distanza percorsa [km]	V asp flangia smooth. 10e-09 [m ³]	V asp flangia smooth. 5e-09 [m ³]	% ΔV asportato flangia
1444,992	1,611E-05	1,747E-05	8,44 %

Risulta che passando da un valore di *smoothing* pari a 10e-09 ad un valore pari a 5e-09, si hanno variazioni percentuali di volume d'usura su tutto il profilo e lungo la flangia superiori al 5 %. Sebbene questi valori suggeriscano una scelta del valore di *smoothing* pari a 5e-09, avendo ottenuto una miglior interpolazione con un valore pari a 10e-09, la scelta è ricaduta su quest'ultimo.

Le immagini riportate di seguito, output del file Matlab, mostrano i profili finali usurati di alcune ruote al variare dello *smoothing* (da 10e-08 a 5e-09) in confronto con il profilo originario ORE S1002. Si può notare che il profilo con *approximation smoothing* pari a 10e-08, ossia 10^{-7} , si discosta molto dagli altri profili e anche dall'originario nelle parti non usurate (Figura 5.10).

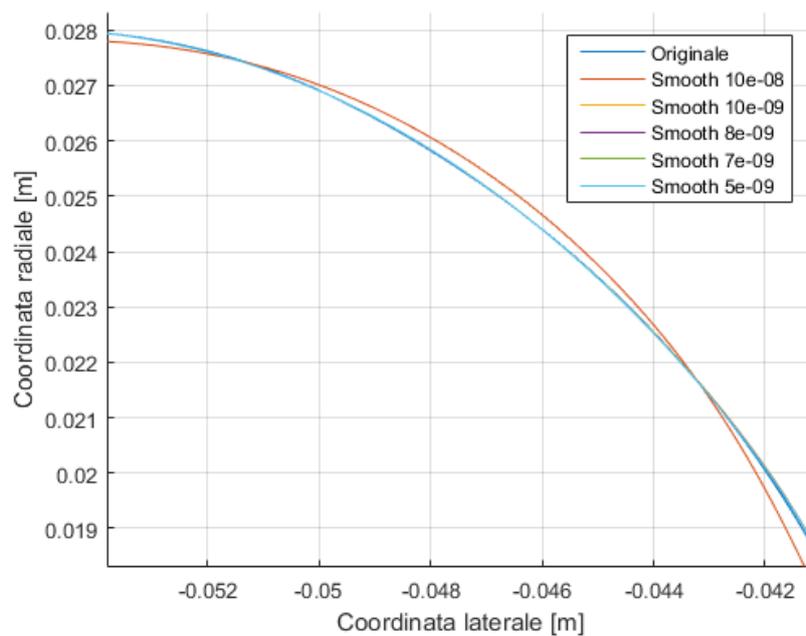


Figura 5.10 - Particolare flangia superiore, ruota destra della quarta sala: profili al variare dello smoothing

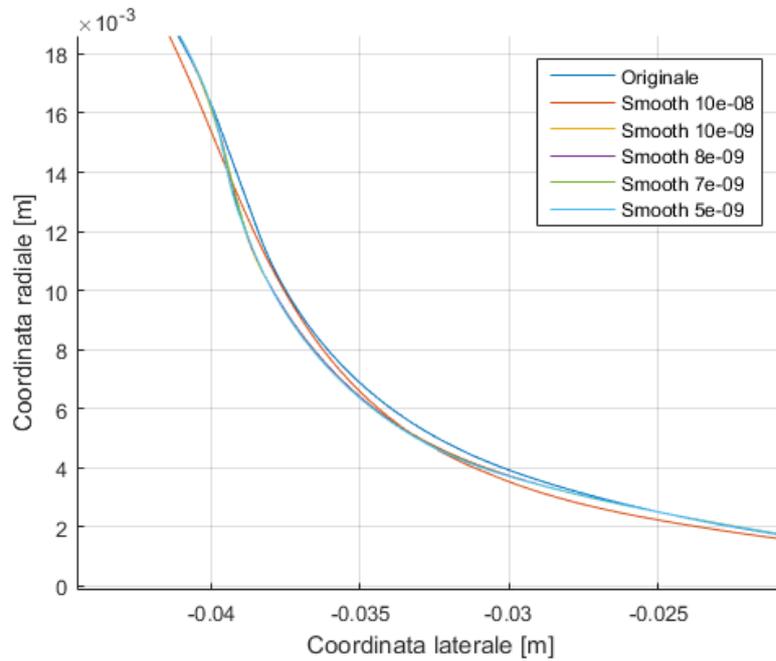


Figura 5.11 - Particolare radice flangia, ruota sinistra della terza sala: profilo originario ORE S1002 e profili usurati al variare dello Smoothing

Si è riscontrato che un valore di *smoothing* pari a $8e-09$ fornisce alcuni profili ruota che presentano usura non omogenea che si discosta da un andamento realistico in corrispondenza della flangia, come riportato nelle immagini seguenti.

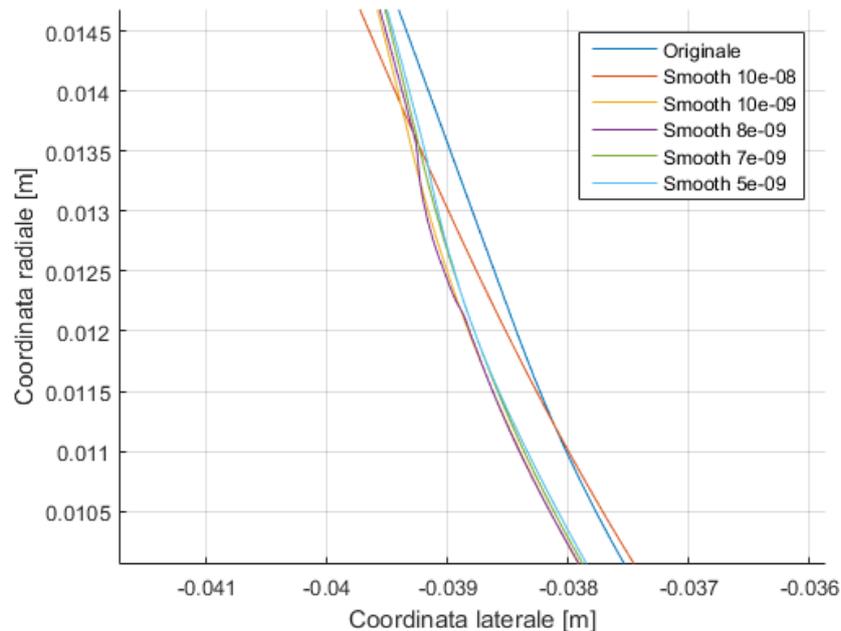


Figura 5.12 - Ingrandimento flangia, ruota destra della terza sala

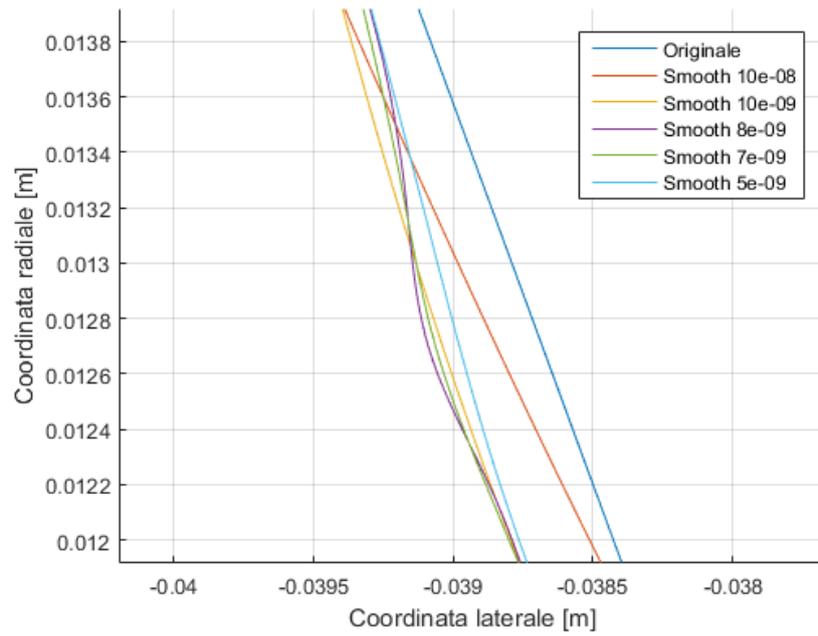


Figura 5.13 - Ingrandimento flangia, ruota sinistra della seconda sala

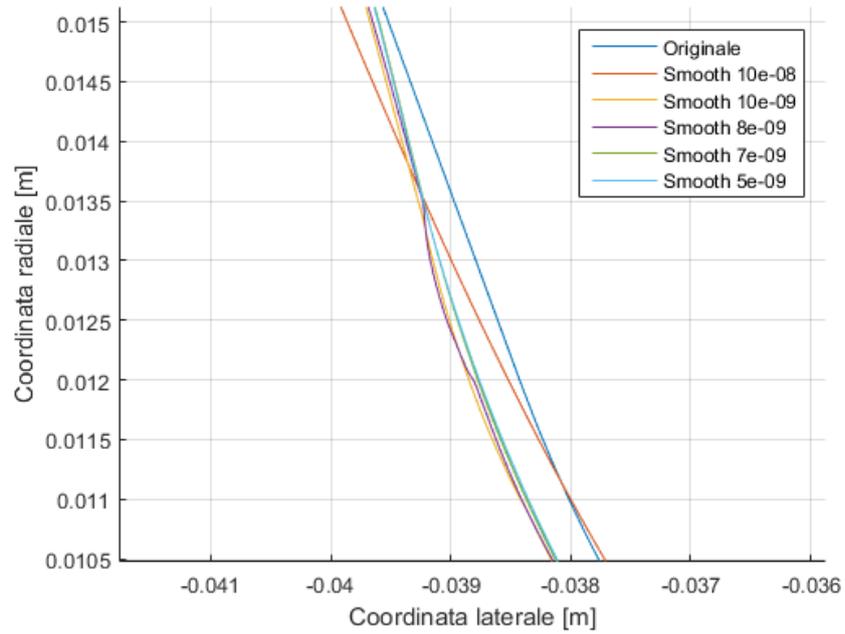


Figura 5.14 - Ingrandimento flangia, ruota destra della prima sala

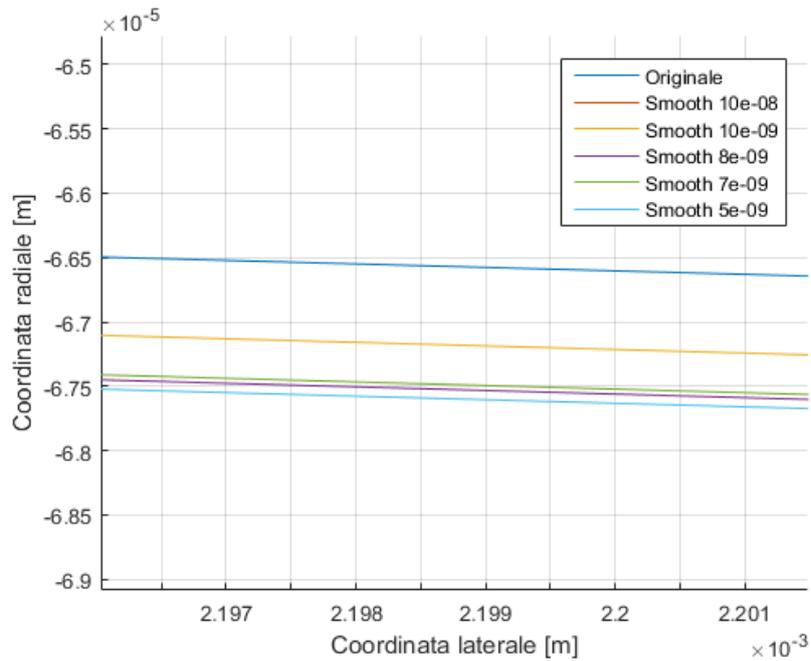


Figura 5.15 - Ingrandimento tavola, ruota destra della quarta sala: profilo originale ORE S1002 e profili usurati al variare dello Smoothing

L'immagine seguente è un ingrandimento del lato interno del profilo ruota (zona esente a usura) e mostra quanto i diversi valori di *smoothing* influiscano sull'approssimazione del profilo. Il valore di *smoothing* più preciso è quello per cui si ha una migliore approssimazione del profilo originale ORE S1002.

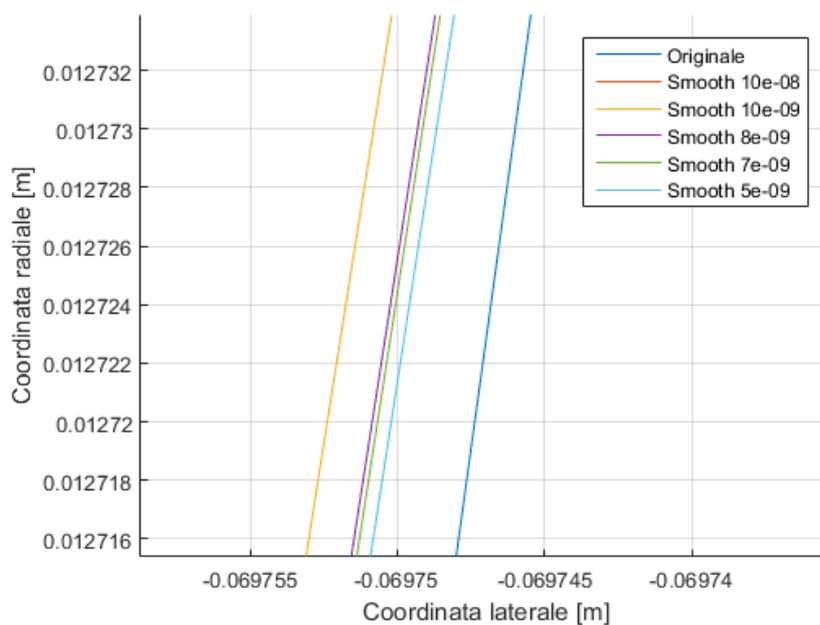


Figura 5.16 - Ingrandimento profilo interno ruota, ruota destra della quarta sala:

I precedenti ingrandimenti mostrano che il valore di *smoothing* pari a $5e-09$ è quello che meglio approssima il profilo originario nella zona esente da usura, cioè dal lato interno ruota. Tuttavia, ciò non è sempre di facile constatazione per via grafica. Infatti in altre zone esenti da usura risulta che il profilo con *smoothing* pari a $10e-09$ (10^{-8}) approssima meglio l'originario. E' bene ricordare che, al diminuire del valore di *smoothing*, si dovrebbe ottenere una più accurata approssimazione della *spline* ma è possibile che si verifichino maggiori oscillazioni.

Nei due grafici seguenti si riportano gli andamenti del volume totale asportato per la ruota maggiormente usurata in funzione della distanza percorsa, su un totale di circa 1445 km, al variare del valore di *approximation smoothing*. Nel primo caso, Figura 5.17, si nota che l'andamento del volume asportato con uno *smoothing* di $10e-08$ (ossia 10^{-7}) diverge dagli andamenti ottenuti con i valori di *smoothing* più bassi. Avendo scartato i valori di *smoothing* pari a $10e-08$ e $8e-09$ per quanto detto, vengono riportati in Figura 5.18 gli andamenti del volume d'usura per valori di *smoothing* pari a $10e-09$, $7e-09$ e $5e-09$. Tale grafico spiega meglio la scelta del parametro $10e-09$, in quanto per quest'ultimo si ha un andamento del volume di usura più regolare rispetto a quello con parametro pari a $5e-09$, il quale è caratterizzato da ampi salti a partire da una distanza percorsa di circa 900 km.

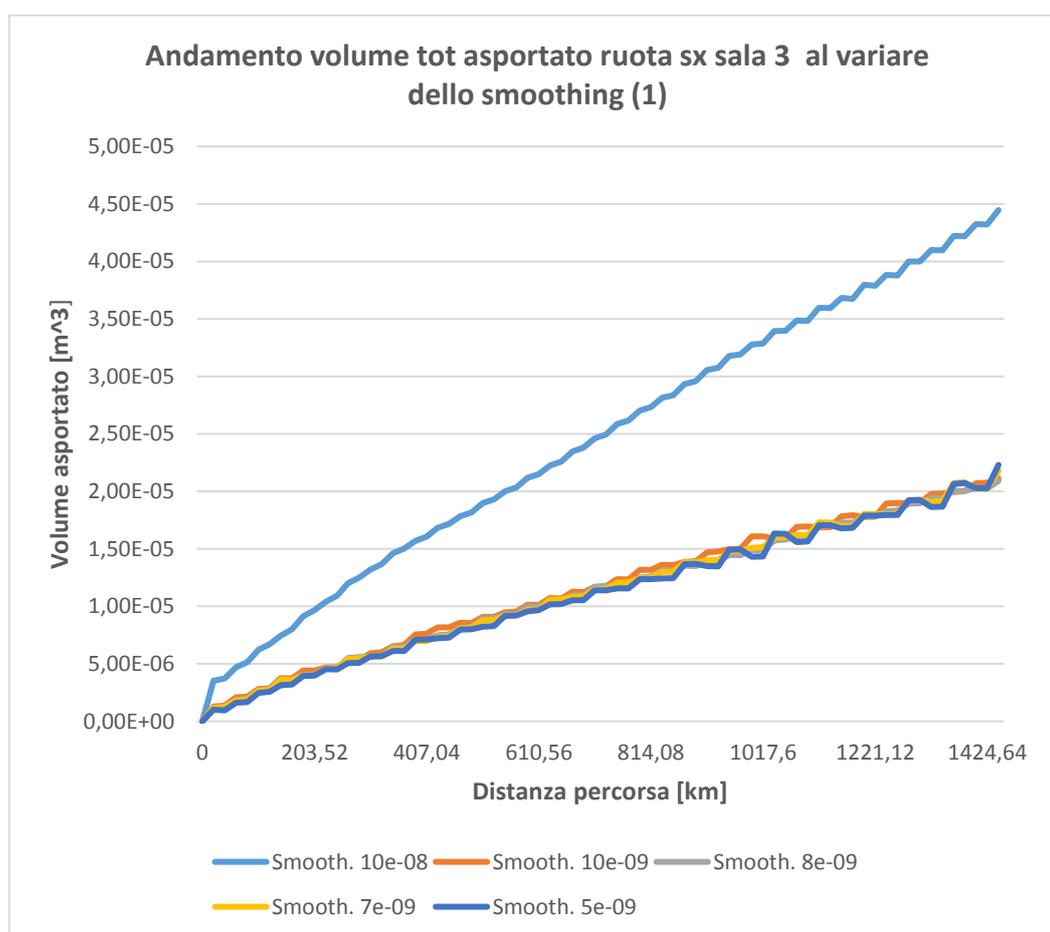


Figura 5.17 - Andamento volume totale asportato al variare dello smoothing (1)

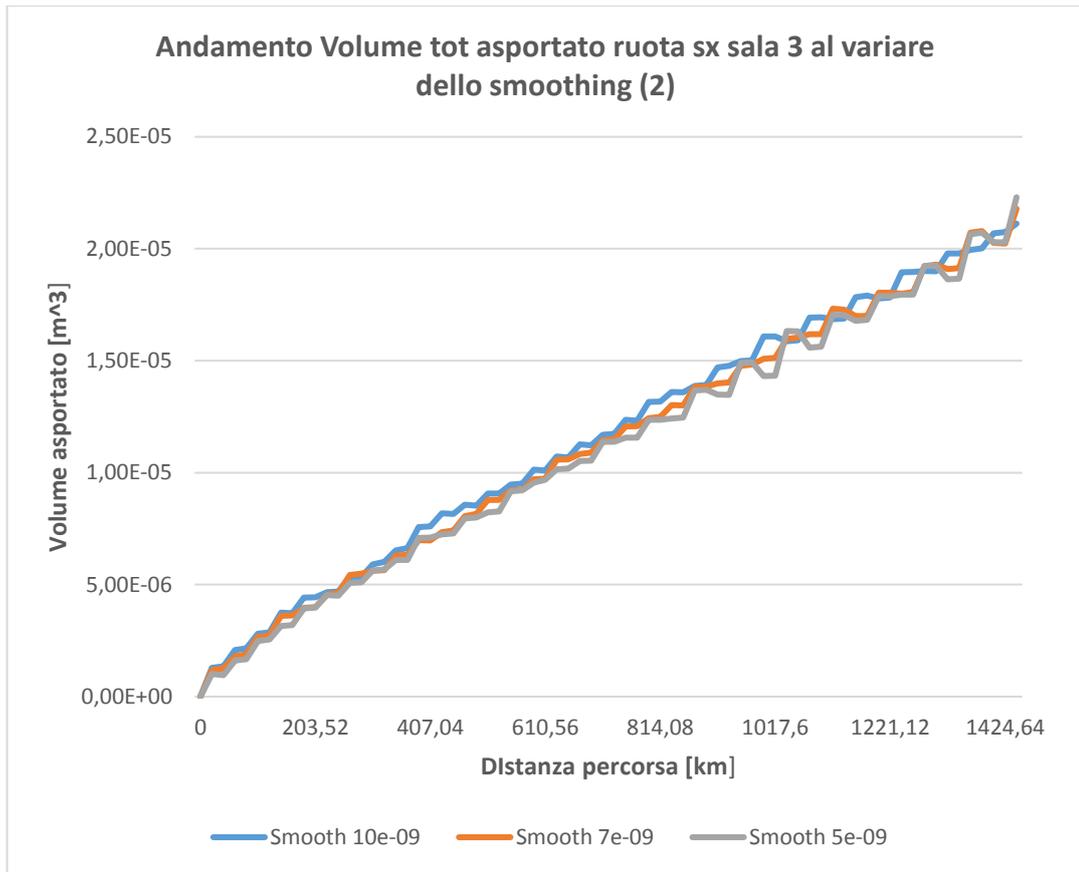


Figura 5.18 - Andamento volume totale asportato al variare dello smoothing (2)

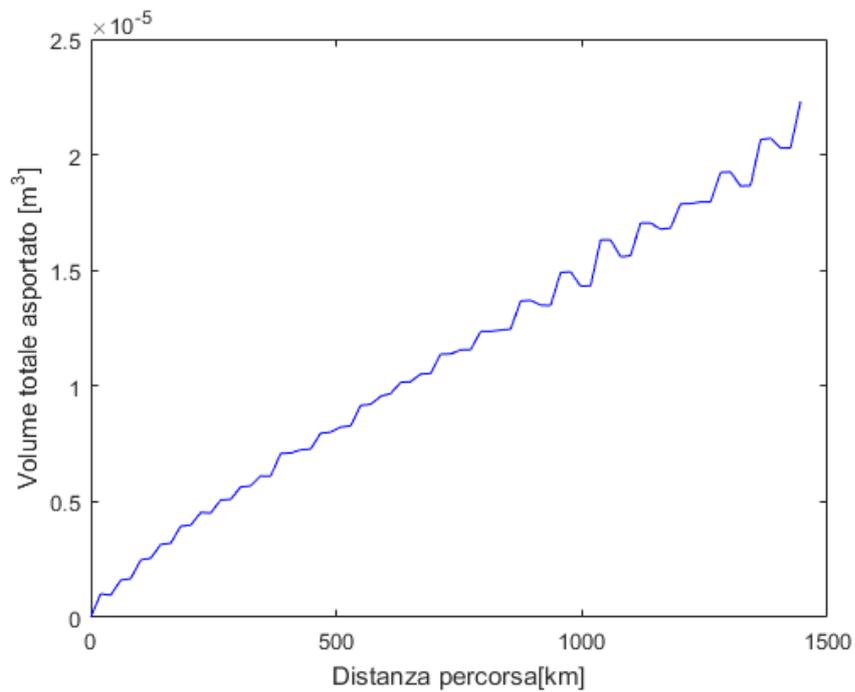


Figura 5.19 - Andamento volume totale asportato ruota sinistra della terza sala, smooth. 5e-09

6 Valutazione dell'usura ruote

6.1 Indici per la valutazione dell'usura e degli effetti sulla dinamica

L'analisi dell'usura delle ruote e degli effetti dell'usura sulla dinamica del veicolo è stata effettuata sia attraverso Simpack Post, il post-processor di SIMPACK, sia attraverso opportuni script di Matlab. Nel primo caso si tratta di analisi relative a ciascuna simulazione di *Time Integration* da inizio a fine tracciato per un totale di 20,352 km, mentre nel secondo caso si tratta di analisi effettuate su tutti i cicli di simulazione eseguiti dalla routine esterna. Per quest'ultimo, sono stati prima suddivisi per ruota i file dei profili aggiornati a ciascun ciclo: è stata creata una cartella per ciascuna ruota, per ogni simulazione, contenente i file *prw* dei profili usurati relativi a ciascun ciclo ed il file *prw* del profilo ORE S1002, a cui sono stati applicati l'*approximation smoothing* ed il *rediscretization step*. L'analisi è stata effettuata richiamando negli script di Matlab le cartelle relative a ciascuna ruota. Si riportano di seguito gli indici per la valutazione dell'usura ed i fattori per la valutazione della dinamica del veicolo utilizzati nel presente lavoro di tesi.

6.1.1 Indici di usura

La valutazione dell'usura è stata effettuata sia lungo l'intero profilo ruota sia differenziando le zone flangia (bordino) e tavola ruota, come mostrato in Figura 6.1. Tale differenziazione serve per valutare quanto incidono i tratti in curva sull'usura della ruota, dato che in curva si ha contatto sulla flangia della ruota esterna mentre nei tratti rettilinei si ha prevalentemente contatto sulla tavola. Rispetto al sistema di riferimento utilizzato per il profilo ruota, convenzionalmente, la flangia si estende fino alla coordinata laterale y pari a $-0,02$ m ed oltre tale coordinata si ha la tavola.

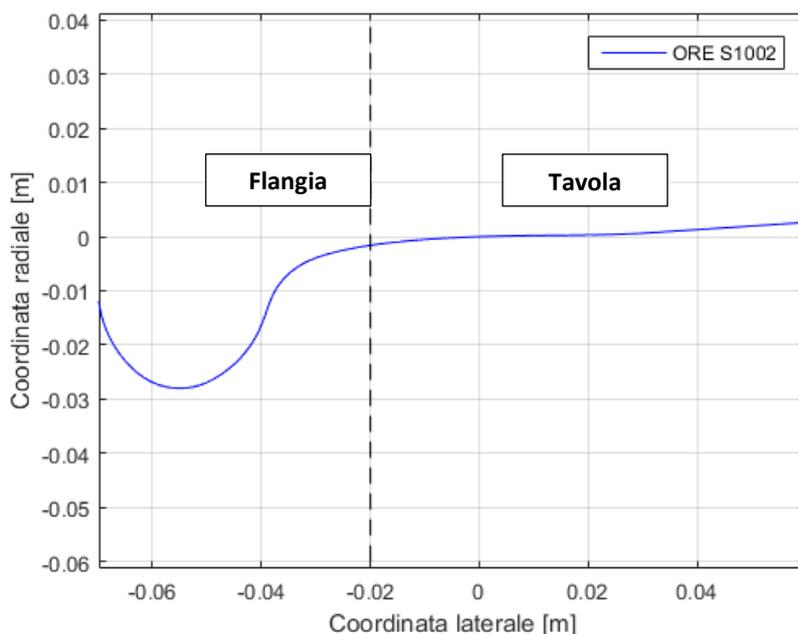


Figura 6.1 - Suddivisione flangia e tavola profilo ORE S1002

Gli indici utilizzati per la valutazione dell'usura sono:

- *Profondità di usura normale* al profilo [m]: è la distanza tra la coordinata del profilo usurato i -esimo e la coordinata del profilo originario (ORE S1002) re-interpolato in direzione perpendicolare all'area di contatto ed alla tangente al profilo originario nel punto considerato. Viene plottato in Matlab l'andamento della profondità di usura normale rispetto alla coordinata laterale y del profilo ruota e viene valutato il valore massimo. La profondità di usura è funzione delle coordinate (y,z) ed è valutata tramite le seguenti espressioni:

$$\Delta z = |z_{profilo\ originario} - z_{profilo\ i-esimo}| \quad (6.1)$$

$$\Delta z_{ort} = \Delta z \cos \alpha; \quad (6.2)$$

Tali espressioni vengono spiegate nel Paragrafo 6.2;

- *Volume totale asportato* [m³]: è il volume di usura ottenuto su tutto il profilo ruota per rivoluzione dell'area di usura, a sua volta calcolata per integrazione trapezoidale di Δz in dy attraverso la funzione *trapz* in Matlab. Viene calcolato ad ogni ciclo di simulazione, cioè per ogni profilo usurato rispetto al profilo originario, e viene diagrammato il suo andamento in funzione della distanza percorsa. La ruota maggiormente usurata è quella che presenta un volume di usura totale finale maggiore. Il volume finale è la sommatoria dei volumi asportati ad ogni ciclo, secondo l'equazione:

$$V_{tot} = \sum_{i=1}^n |V_{profilo\ i-esimo} - V_{profilo\ originario}|; \quad (6.3)$$

- *Volume asportato sulla flangia* [m³]: è il volume di usura ottenuto sulla flangia per rivoluzione dell'area di usura sulla flangia. Si calcola come il volume totale, limitando il calcolo alla zona flangia;
- *Volume asportato sulla tavola* [m³]: è il volume di usura ottenuto sulla tavola per rivoluzione dell'area di usura sulla tavola. Si calcola come il volume totale, limitando il calcolo alla zona tavola;
- *Volume istantaneo totale asportato* [m³]: è la variazione del volume di usura tra il profilo di un ciclo di simulazione ed il profilo del ciclo precedente. Questo serve per comprendere meglio l'andamento del volume asportato ad ogni ciclo di simulazione. E' possibile ottenere un ΔV negativo nel caso in cui ci siano imprecisioni nella re-interpolazione dei profili aggiornati, a causa di un errore del software di simulazione. La variazione istantanea del volume può essere espressa tramite la seguente equazione:

$$\Delta V_{ist\ tot} = |V_{profilo\ i-esimo} - V_{profilo\ (i-1)-esimo}| \quad (6.4)$$

- *Volume istantaneo asportato sulla flangia* [m³]: è la variazione del volume di usura lungo la flangia tra il profilo di un ciclo di simulazione ed il profilo del ciclo precedente;
- *Volume istantaneo asportato sulla tavola* [m³]: è la variazione del volume di usura lungo la tavola tra il profilo di un ciclo di simulazione ed il profilo del ciclo precedente;
- *Percentuale di volume asportato sulla flangia*:

$$V_{flangia} \% = \frac{V_{flangia}}{V_{tot}} 100; \quad (6.5)$$

- *Percentuale di volume asportato sulla tavola:*

$$V_{tavola} \% = \frac{V_{tavola}}{V_{tot}} 100 ; \quad (6.6)$$

- *Usura normale al profilo ruota [m]:* è la profondità di usura normale al profilo, rispetto all'ascissa del profilo ruota, valutata in Simpack Post in seguito di una simulazione *Time Integration* (un ciclo);
- *Wear Number $T\gamma$ [N]:* è il prodotto tra la forza di trazione e lo scorrimento ed indica il contributo del contatto tangenziale sull'usura. Anche questo, come il precedente, viene valutato in Simpack Post.

Un ulteriore parametro utilizzato per il controllo dell'usura e per la ri-profilatura è la quota q_R (Figura 2.10), cioè l'indice di pendenza della faccia attiva della flangia. Questa quota è pari a 10,5 mm in un profilo nuovo e non deve scendere al di sotto di 6,5 mm. Una volta raggiunto tale valore, il profilo ruota usurato deve essere ri-tornito. Tale quota non dipende soltanto dall'usura della flangia ma anche da quella della tavola. E' il parametro di controllo principale utilizzato sul campo, oltre all'altezza ed allo spessore del bordino, misurati tramite opportuni strumenti per decidere quando effettuare la ri-profilatura delle ruote.

Nelle analisi effettuate nel presente lavoro la quota q_R non è stata considerata poiché richiede un'elevata precisione nell'interpolazione dei profili usurati durante i cicli di simulazione. Questo è un limite del software commerciale SIMPACK che causa errori sui profili aggiornati, tra cui la variazione di volume istantaneo asportato negativa, come è già stato accennato nel capitolo precedente. Per questo è necessario sviluppare una routine esterna di re-interpolazione dei profili per ogni ciclo di simulazione.

6.1.2 Fattori di dinamica del veicolo

E' stato analizzato l'andamento nel tempo dei fattori relativi alla dinamica del veicolo e sono stati valutati gli effetti dell'usura su tali fattori, cioè variando prima il livello di usura iniziale dei profili ruote in una *Time Integration* e poi il moltiplicatore di usura (*distance factor*). I fattori di interesse che indicano il comportamento dinamico del veicolo sono:

- Il *fattore di svio ruota o coefficiente di deragliamento Y/Q* : tale fattore deve essere sempre inferiore ad 1 per la sicurezza da deragliamento;
- Il *fattore di scaricamento ruota $\Delta Q/Q$* : indica la variazione di carico verticale su ciascuna ruota rispetto al carico verticale iniziale e deve essere inferiore a 0,6.

E' stato studiato anche l'andamento della pressione di contatto massima per la ruota più usurata. Benché questa non sia né un indice di usura né un indice della dinamica del veicolo, è importante valutarne l'effetto al variare del livello di usura dei profili e del moltiplicatore di usura.

6.2 Metodo di calcolo della profondità normale di usura

La profondità di usura è il principale indice di valutazione di usura della ruota. Una volta nota la profondità di usura è possibile calcolare l'area di usura per integrazione numerica e successivamente il volume asportato, per rivoluzione dell'area, assumendo per ipotesi che l'usura si distribuisca in maniera omogenea lungo l'intera circonferenza della ruota.

L'articolo di Bosso N. e Zampieri N. [32], relativo allo studio del contatto e dell'adesione, riporta anche uno studio sull'evoluzione del profilo di usura ed sul metodo di calcolo della profondità di usura nel caso di test su *roller rig*. I profili vengono aggiornati ad ogni step, confrontando risultati numerici e dati sperimentali, poiché il materiale asportato per usura modifica forma e profili e di conseguenza la posizione del punto di contatto e l'angolo di contatto. La profondità di usura è calcolata sull'area di contatto ed è perpendicolare al piano tangente al punto di contatto. E' necessaria quindi una roto-traslazione della curva di usura lungo il profilo. Il materiale viene rimosso ad ogni iterazione e, dopo 10 iterazioni, un filtro regolarizza i profili di ruota e roller. La Figura 6.2 illustra i punti del profilo ruota e del roller, che simula la rotaia, l'area di contatto che è un'ellisse con semiasse minore b e la funzione della profondità di usura della ruota $U_s^w(y)$ al variare della coordinata y ed in direzione perpendicolare alla zona di contatto.

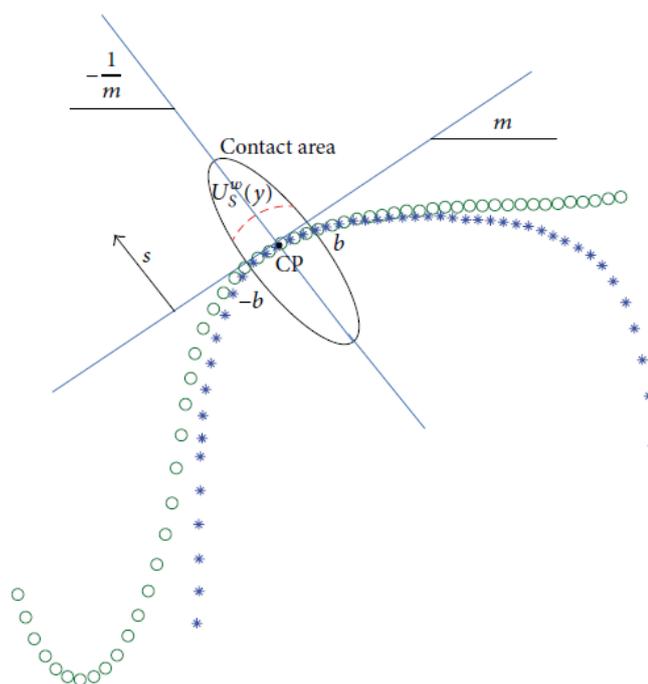


Figura 6.2 - Metodo adottato per rimuovere materiale dai profili [32]

La retta perpendicolare al punto di contatto su cui giace la funzione della profondità di usura viene parametrizzata come funzione della distanza normale al profilo s . E' necessario quindi interpolare il profilo ad ogni step temporale per valutare la derivata prima e quindi il coefficiente angolare m . La funzione viene quindi re-interpolata e discretizzata sulla base dei punti dei profili ruota-roller nel range di interesse, fino ad ottenere una funzione discreta $U_{s,j}$, la quale rappresenta la profondità di usura in

direzione ortogonale all'area di contatto e passante per i punti j del profilo. Le coordinate dei profili usurati sono quindi espresse dalle formule (6.7) e (6.8):

$$yP_{i+1,j} = yP_{i,j} - y_{wear,j}; \quad (6.7)$$

$$zP_{i+1,j} = zP_{i,j} - z_{wear,j}; \quad (6.8)$$

Dove l'indice i indica le iterazioni e l'indice j indica i punti del profilo, mentre $y_{wear,j}$ e $z_{wear,j}$ sono le j -esime coordinate legate alla profondità di usura attraverso le (6.9) e (6.10):

$$y_{wear,j} = U_{s,j}/\sqrt{1+m^2}; \quad (6.9)$$

$$z_{wear,j} = mU_{s,j}/\sqrt{1+m^2} \quad (6.10)$$

Nelle prove descritte in questo articolo è stato utilizzato un sensore laser per misurare i profili e compararli con quelli calcolati dalla simulazione, in modo tale da poter modificare i coefficienti di usura per caratterizzare il materiale usato per le ruote ed il roller. Quest'ultima operazione non è automatica, seppur aiutata dal codice che fornisce i risultati statistici di ogni valore di velocità di scorrimento e consente di conseguenza di ridurre o aumentare i coefficienti d'usura.

Vengono di seguito riportati gli step effettuati nel presente lavoro per il calcolo della profondità di usura, sia lungo la coordinata verticale assoluta z sia lungo la direzione ortogonale alla superficie di contatto. La profondità di usura è stata calcolata nella fase di analisi dati con un opportuno script di Matlab, così come il volume asportato. Si è pensato di distinguere tra zona flangia e zona tavola della ruota, sia per quanto riguarda il volume asportato sia per la profondità di usura, in modo tale da comprendere il fenomeno in dettaglio. Come si può notare dall'analisi delle simulazioni preliminari, infatti, le variazioni percentuali del volume totale asportato tra i diversi valori di *smoothing* risultano generalmente maggiori rispetto alle variazioni percentuali del volume asportato sulla flangia, che è la parte della ruota più critica in termini di usura. Per questo motivo è stato creato uno script esclusivamente per l'analisi della flangia.

Inizialmente è stata calcolata la profondità d'usura in direzione dell'asse z all'interno dello script di calcolo principale, ossia secondo l'equazione (6.11):

$$\Delta z = |z_{profilo\ originario} - z_{profilo\ i-esimo}| \quad (6.11)$$

Prima di calcolare Δz (dz nello script di Matlab), è stato re-interpolato il profilo originario rispetto alle ascisse y dei profili aggiornati (cioè usurati). Innanzitutto, è stata effettuata una simulazione con un tempo di integrazione pari a 2 s, al fine di applicare l'*approximation smoothing* ed il *rediscretization step* al file del profilo originario da inserire nell'analisi in Matlab. E' stato necessario re-interpolare in Matlab tale profilo rispetto ai punti del profilo aggiornato i -esimo, poiché i punti di interpolazione possono variare da un ciclo di simulazione ad un altro ed è necessario avere lo stesso numero di punti in corrispondenza delle stesse ascisse del profilo per poter calcolare la variazione Δz . Dopodiché è stato calcolato l'andamento dell'usura in funzione dei cicli di simulazione e della distanza chilometrica percorsa. Il calcolo è stato effettuato sia su tutto il profilo ruota sia differenziando flangia e tavola.

Il Δz così calcolato, come differenza in valore assoluto tra le coordinate verticali del profilo originario e di quello usurato, non è la profondità di usura effettiva. Per questo è stato calcolato un Δz ortogonale,

ossia perpendicolare alla tangente al profilo originario (perpendicolare alla superficie di contatto), che rappresenta la profondità di usura effettiva della ruota o profondità di usura normale al profilo. Si riporta nelle seguenti figure un'illustrazione geometrica di Δz e Δz ortogonale.

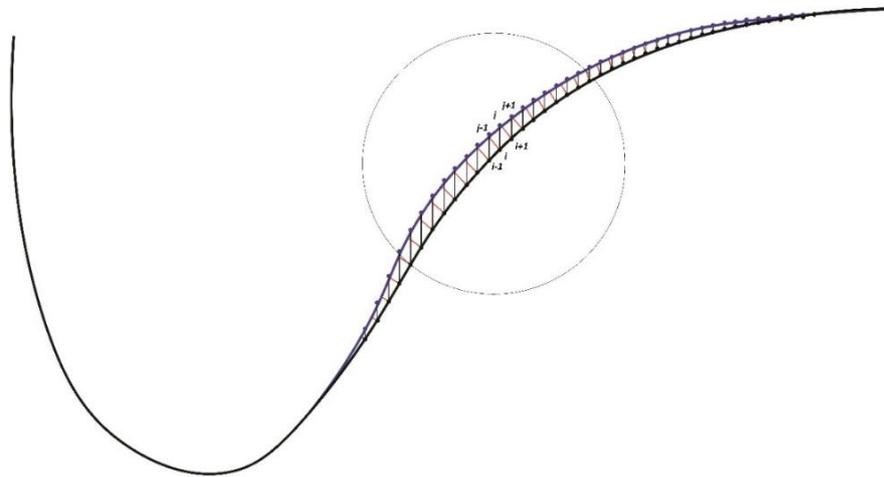


Figura 6.3 - Profondità di usura flangia

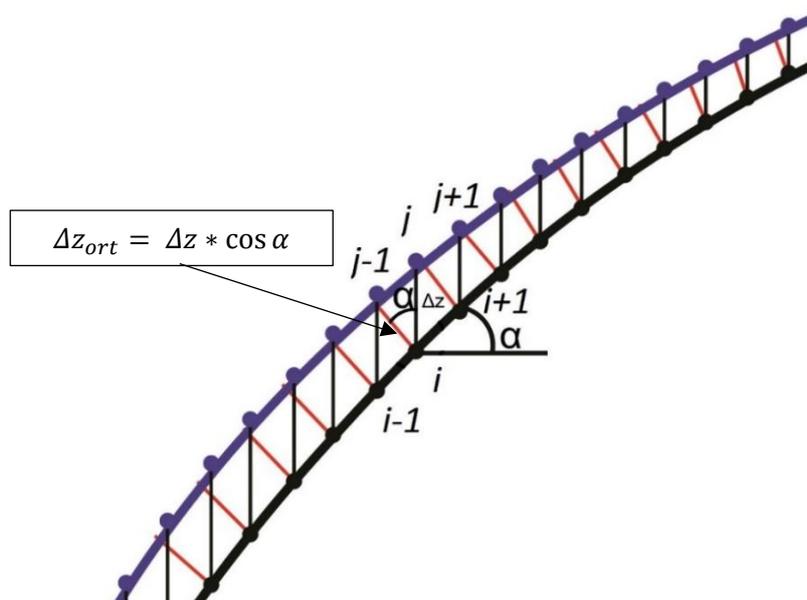


Figura 6.4 - Dettaglio flangia: profilo originario (ORE S1002) in nero; profilo usurato in viola; profondità di usura in direzione verticale in nero; profondità di usura effettiva o normale in rosso

E' stato creato un nuovo script per il calcolo dei coefficienti angolari delle rette tangenti al profilo originario, secondo l'equazione:

$$m = \frac{\Delta z}{\Delta y} \quad (6.12)$$

Uno script calcola la profondità di usura normale lungo tutto il profilo ed un altro script esegue il calcolo limitato alla zona della flangia, tramite una condizione *if* per l'ascissa compresa tra -0,04 m e -0,025 m. Un ulteriore condizione *if* serve a limitare il calcolo della profondità normale di usura all'ultimo profilo aggiornato, cioè l'ultimo file contenuto nella cartella, mentre un ciclo *for* è il contatore per gli indici *i* di Figura 6.3 (*k* nello script). Si ha che i vettori coefficiente angolare, angolo e profondità normale di usura hanno un elemento in meno rispetto al vettore delle ascisse profilo perché vengono calcolati a partire dal secondo elemento del vettore *y*. Si riportano di seguito alcune righe del codice relative allo script per il calcolo della profondità normale di usura lungo l'intero profilo ruota:

```
if (K==length(listing));
    c = zeros(1,length(y_ist)-1);
    for k = 1:length(y_ist)-1
        c(k)= (z_or_int(k+1)- z_or_int(k))/(y_ist(k+1)-y_ist(k));
        alfa(k)= atan(c(k));
        dz_fl_tav{i}(k)=abs(z_or_int(k+1)-z_ist(k+1));
        dz_ort{i}(k)= (dz_fl_tav{i}(k))*cos(alfa(k));
    end
    k = k+1;
end
```

Dove: *K* è il contatore dei file contenuti nella cartella *directory* dei profili; *listing* è la variabile associata ai file dei profili; *k* è l'indice per il calcolo dei vettori di coefficiente angolare, angolo e Δz_{ort} ; *alfa(k)* è l'angolo $\alpha(i)$ di Figura 6.4; *c(k)* è il coefficiente angolare $m(i)$ di Figura 6.4. Si ha:

$$m = \tan \alpha; \quad \alpha = \tan^{-1} m \quad (6.13)$$

Calcolato il vettore degli angoli, si calcola un nuovo Δz a partire dall'indice *k+1* e successivamente il Δz_{ort} tramite l'equazione (6.14):

$$\Delta z_{ort} = \Delta z \cos \alpha \quad (6.14)$$

Dove Δz_{ort} è la distanza calcolata lungo la retta ortogonale alla tangente al profilo originario e rappresenta la profondità di usura effettiva e normale all'area di contatto. Bisogna tener presente che il calcolo è approssimato: il Δz_{ort} corrisponde al cateto maggiore del triangolo rettangolo che ha per ipotenusa la distanza Δz ed il cateto minore costruito lungo la retta passante per il punto *j* e parallela alla tangente al profilo originario nel punto *i*. Le distanze Δz e Δz_{ort} vengono calcolati come stringhe ed in queste righe il codice legge tutti i valori della stringa *i-esima*, relativa all'ultimo ciclo e profilo usurato.

Lo script per il calcolo limitato alla flangia contiene righe di comando per la creazione di un file *txt*, il quale contiene i valori dell'angolo α per ogni coordinata (*y_or_fl*, *z_or_int_fl*) della zona flangia del profilo originario. Tale file di testo viene creato ogni qualvolta si esegue lo script, caricando una cartella di output simulazione contenente i file dei profili di una determinata ruota. Se varia il numero di punti di interpolazione di un profilo, varia anche il numero *k* e quindi la dimensione dei vettori di coefficiente

angolare, angolo e profondità normale di usura. Il file *txt* viene importato nello script del calcolo degli indici per la flangia, attraverso il comando *importdata*. Vengono quindi estrapolati i valori degli angoli con la variabile *alfa*, attribuiti ai rispettivi indici e coordinate ed, infine, viene effettuato il calcolo della profondità di usura effettiva tra il profilo originario ed il profilo usurato finale attraverso la (6.14).

6.3 Effetto dell'usura sulla dinamica del veicolo

6.3.1 Effetto del livello di usura

Si riportano nel presente paragrafo i risultati relativi all'analisi degli effetti dell'usura delle ruote sulla dinamica del veicolo e sull'usura stessa. E' stata studiata l'influenza di diversi livelli di usura dei profili ruota sul comportamento dinamico del veicolo e sui parametri di usura. Una volta effettuati i cicli di simulazione per una percorrenza totale di oltre 50000 km, con moltiplicatore pari a 10, sono stati individuati cinque livelli di usura e per ognuno sono state effettuate simulazioni *Time Integration* con moltiplicatore 10 (203,52 km), impostando come input nei *Wheel Pairs* i profili ruota usurati relativi all'output del ciclo scelto. Per ciascun livello iniziale di usura dei profili ruota, sono stati analizzati attraverso Simpack Post e Matlab i seguenti fattori:

- Usura normale al profilo ruota;
- Andamento del *Wear Number* nel tempo;
- Andamento del fattore di svio Y/Q nel tempo;
- Andamento del fattore di scaricamento ruota $\Delta Q/Q$ nel tempo;
- Andamento della pressione massima di contatto P_{max} nel tempo.

Tra i cicli di simulazione effettuati con moltiplicatore 10 per un totale di 51083,52 km, sono stati scelti cinque livelli di usura dei profili ruota come segue:

- Profili nuovi (ORE S1002);
- Profili usurati a 12821,76 km (64-esimo ciclo di simulazione);
- Profili usurati a 25643,52 km (127-esimo ciclo di simulazione);
- Profili usurati a 38261,76 km (189-esimo ciclo di simulazione);
- Profili usurati a 50676,48 km (250-esimo ciclo di simulazione).

In seguito alle analisi in Simpack Post, sono stati plottati e confrontati in Matlab i grafici di ciascun fattore (di usura e di dinamica del veicolo) al variare del livello di usura iniziale del profilo ruota, per la ruota maggiormente usurata (ruota sinistra della terza sala). In Figura 6.5 viene confrontato l'andamento della profondità normale di usura rispetto all'ascissa del profilo per i diversi profili di input.

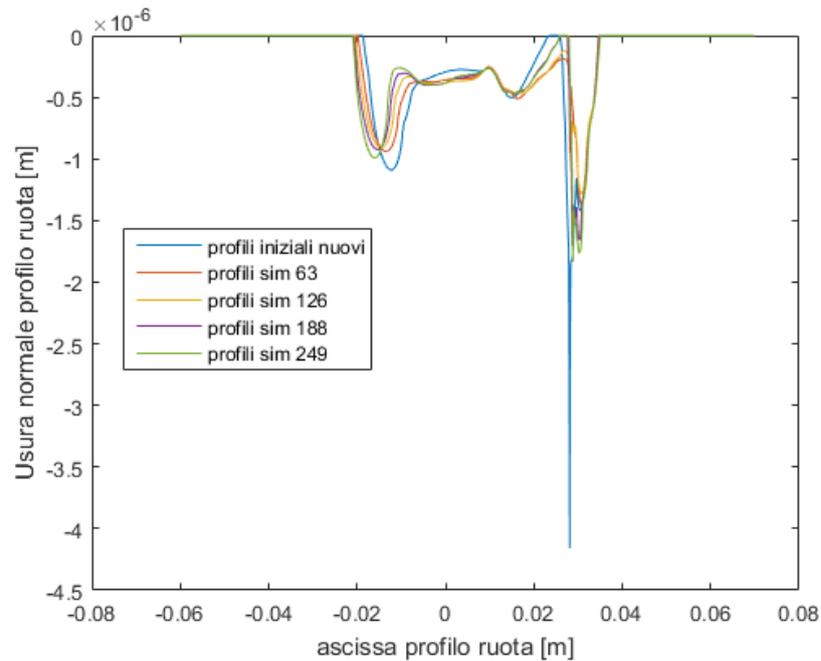


Figura 6.5 - Profondità di usura normale al variare dell'usura del profilo

Si nota che l'andamento dell'usura normale rispetto all'ascissa del profilo ruota relativo a profili iniziali nuovi si discosta dagli andamenti dell'usura normale relativi ai profili usurati, con un picco sulla flangia che in modulo supera $4 * 10^{-6}$ m ($4 \mu\text{m}$). Gli andamenti relativi agli altri quattro livelli di usura si discostano di poco l'uno dall'altro e si ha un picco massimo di oltre $1,83 * 10^{-6}$ m ($1,83 \mu\text{m}$) per il profilo con livello maggiore di usura. Si deduce che su profili nuovi si ottiene una profondità normale di usura maggiore rispetto a quella ottenuta su profili già usurati e che l'andamento dell'usura normale tende ad uniformarsi nei cicli successivi. Quindi i diversi livelli di usura dei profili incidono poco sulla stessa profondità di usura calcolata durante una *Time Integration*.

In Figura 6.6 viene confrontato l'andamento nel tempo di integrazione del *Wear Number* per diversi profili iniziali.

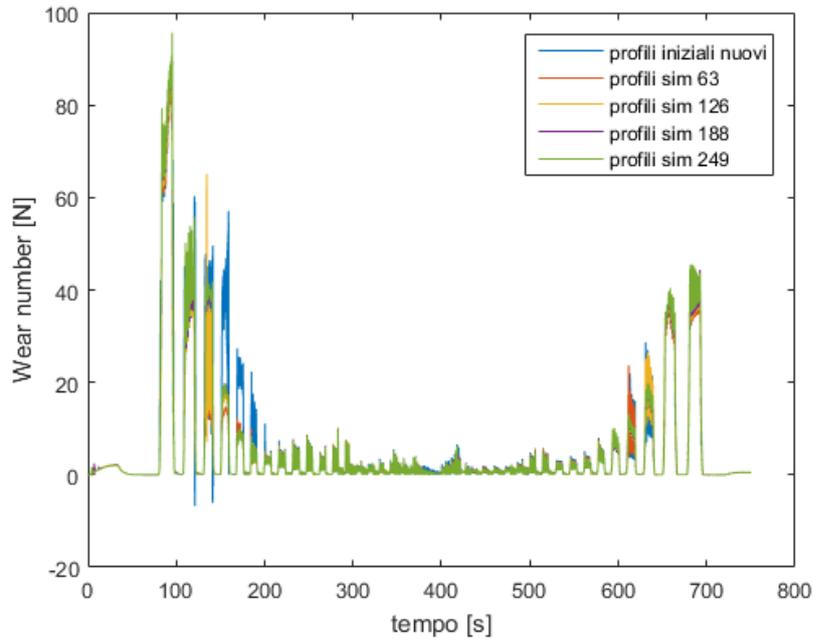


Figura 6.6 - Andamento Wear Number al variare dell'usura del profilo

Il livello di usura del profilo ruota ha una maggiore influenza sul *Wear Number* rispetto alla profondità di usura. Il grafico mostra picchi maggiori relativi a profili con il più alto livello di usura, particolarmente in corrispondenza delle curve a stretto raggio all'inizio ed alla fine del percorso; da un ingrandimento del grafico nei primi 100 s (Figura 6.7), si nota che il *Wear Number* aumenta all'aumentare del livello di usura iniziale dei profili, con eccezione dell'andamento relativo al livello di usura della 64-esima simulazione (n. 63) che mostra picchi inferiori anche a quelli relativi ai profili nuovi; tra 150 e 200 s si hanno massimi relativi più elevati per i profili iniziali nuovi. Il valore massimo di *Wear Number* è compreso tra 95 e 97 N per i cinque diversi livelli di usura.

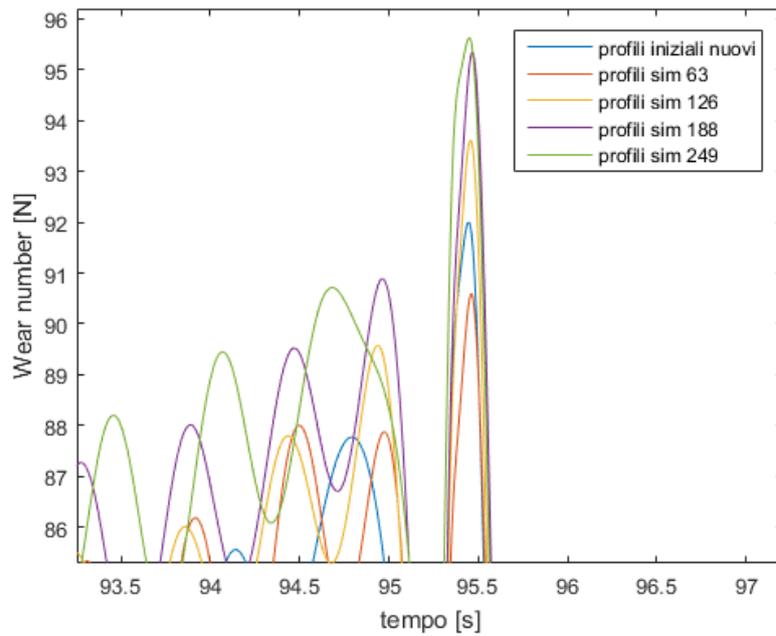


Figura 6.7- Andamento Wear Number, ingrandimento

Le figure seguenti mostrano l'influenza del livello di usura sui fattori che determinano la dinamica del veicolo e la sicurezza del veicolo su rotaia, cioè il coefficiente di deragliamento o fattore di svio ed il fattore di scaricamento sulla ruota.

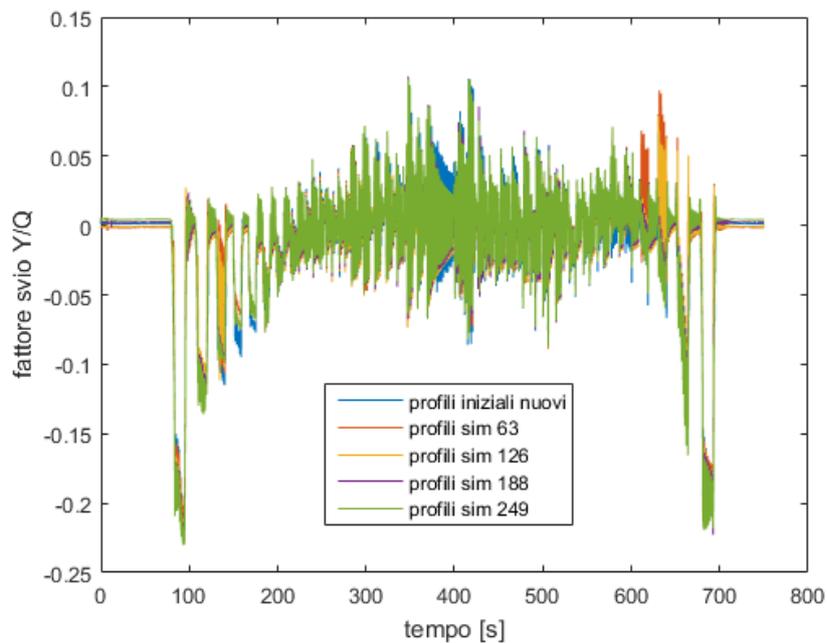


Figura 6.8- Andamento fattore di svio al variare dell'usura del profilo

Come mostra il grafico dell'andamento del fattore di svio di Figura 6.8, ad un livello maggiore di usura dei profili generalmente corrispondono valori di Y/Q più elevati. Ciò è maggiormente evidente tra 80 e 100 s circa e 680 e 700 s circa, ossia in corrispondenza delle curve a corto raggio. Si riporta un ingrandimento del primo intervallo in Figura 6.9. Tra 380 s e 400 s si hanno valori maggiori del fattore di svio per il profilo nuovo, mentre tra circa 610 s e 694 s risultano picchi maggiori relativi al secondo ed al terzo livello di usura.

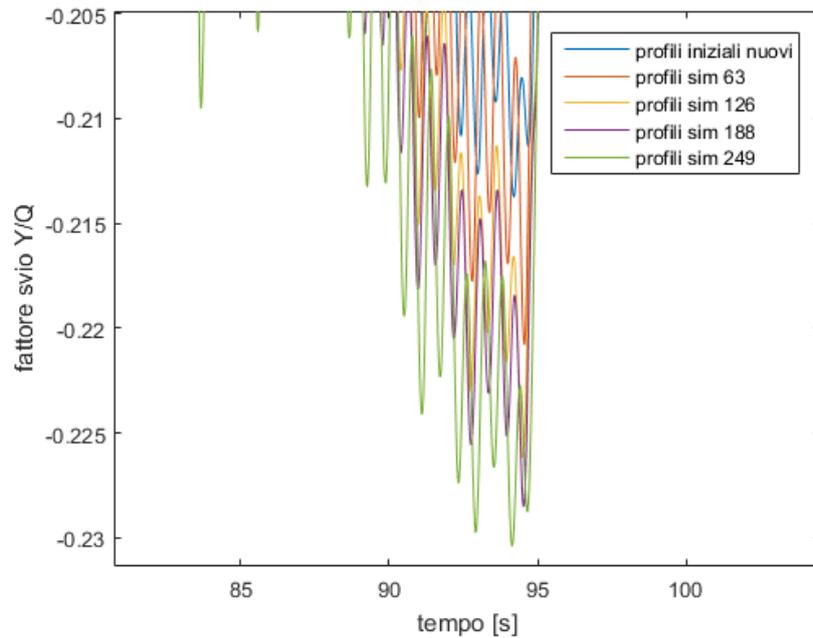


Figura 6.9 - Andamento fattore di svio al variare dell'usura del profilo

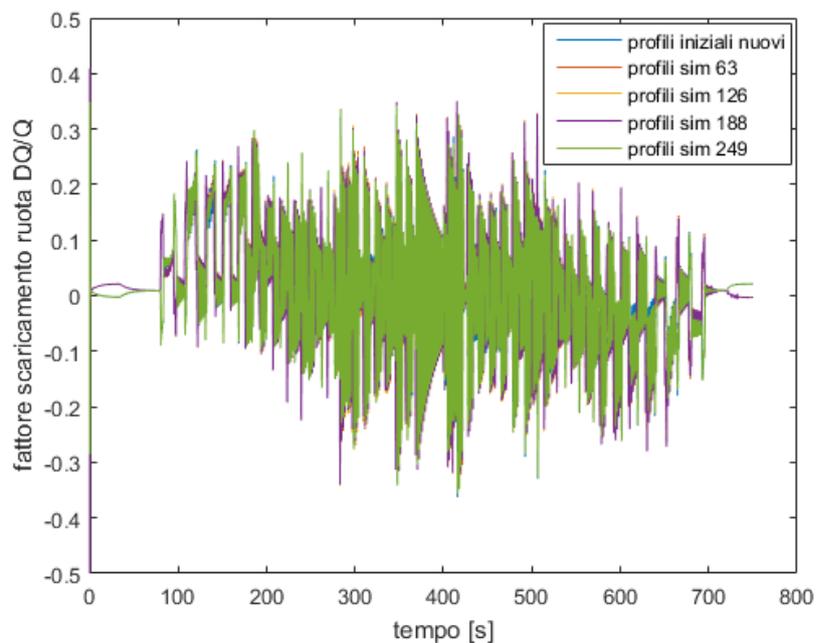


Figura 6.10 - Andamento fattore di scaricamento ruota al variare dell'usura del profilo

La Figura 6.10 riporta l'andamento nel tempo del fattore di scaricamento ruota. Si evince che i diversi livelli di usura non hanno grande influenza sul fattore di scaricamento ruota. I picchi maggiori sono relativi al terzo livello di usura (64-esima simulazione), ma su larga scala i cinque diversi profili mostrano un andamento del fattore di scaricamento ruota quasi sovrapponibile. I valori massimi di $\Delta Q/Q$ per la ruota maggiormente usurata sono compresi tra -0,4 e 0,4. Consultando i grafici dell'andamento di tale fattore per le altre ruote del veicolo, risulta un valore massimo pari a 0,475.

Sono stati analizzati anche gli andamenti della pressione di contatto. Il modello del contatto implementato in Simpack calcola le pressioni di contatto in cinque punti: la pressione di contatto massima si ottiene sul primo punto di contatto; segue la pressione di contatto calcolata al secondo punto; gli ultimi tre punti di contatto, invece, presentano una pressione di contatto nulla (Figura 6.11).

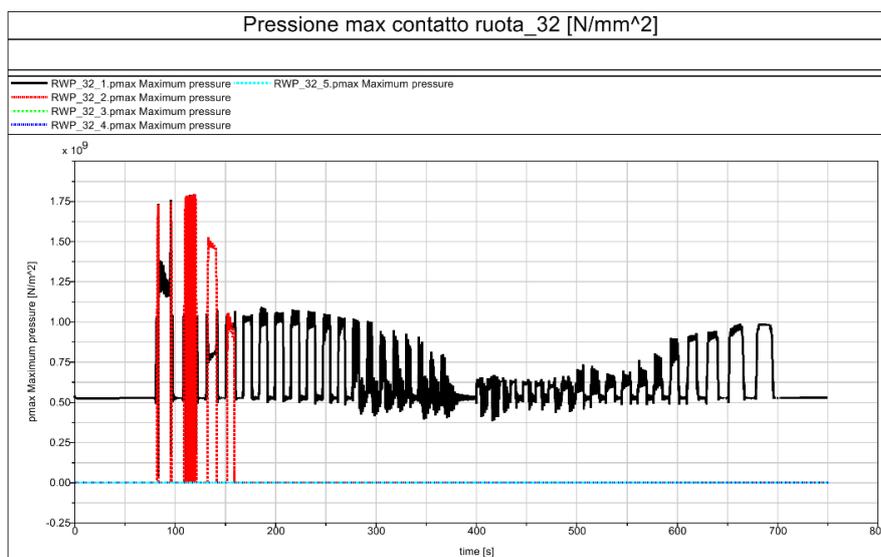


Figura 6.11 - Pressioni di contatto sulla ruota sinistra della terza sala, simulazione su profili nuovi

In Figura 6.12 sono riportati gli andamenti della pressione di contatto massima per la ruota sinistra della terza sala, calcolata al variare del livello di usura del profilo. Si nota che la pressione di contatto massima è ottenuta da simulazione con profilo iniziale nuovo e raggiunge un valore pari a $2,116 \cdot 10^9 \text{ N/mm}^2$. Per un ampio intervallo, da circa 80 s a circa 585 s, l'andamento della pressione di contatto calcolata su profilo iniziale nuovo è maggiore rispetto a quella calcolata su profili iniziali usurati. Generalmente, risulta che la pressione di contatto diminuisce con l'aumento del livello di usura del profilo ruota, sebbene gli ultimi due livelli di usura presentino valori abbastanza prossimi tra loro. Tra 594 s e 694 s circa, nelle ultime curve a stretto raggio, si ha un valore di pressione maggiore per il profilo con il più alto livello di usura.

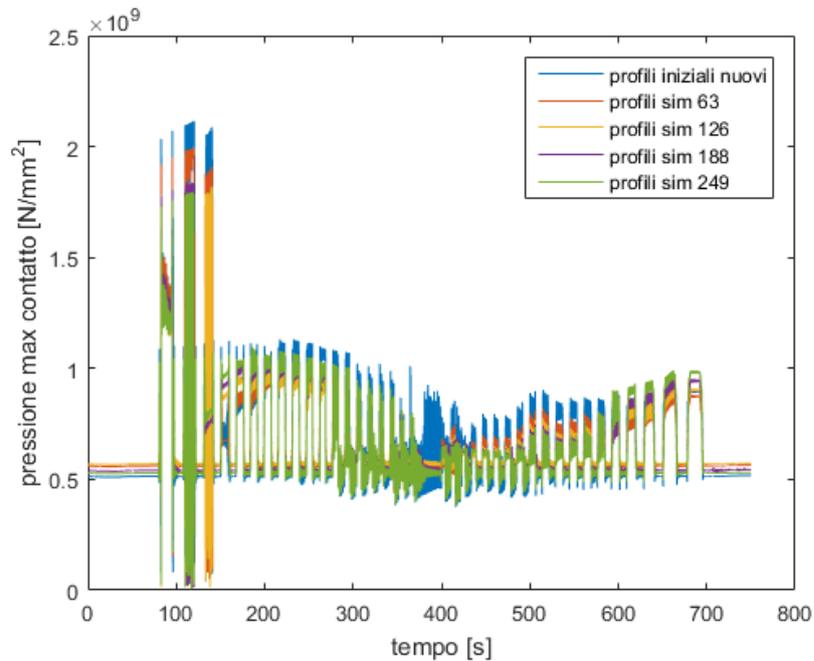


Figura 6.12 - Andamento pressione massima di contatto al variare dell'usura del profilo

E' interessante notare che oltre 600 s si ha un intervallo in cui gli andamenti delle pressioni di contatto relativi al profilo iniziale nuovo ed al profilo al primo livello di usura (64-esima simulazione) presentano una frequenza di oscillazione maggiore rispetto agli andamenti ottenuti da profili con un livello di usura iniziale maggiore: tale frequenza diminuisce con l'aumento del livello di usura del profilo (Figura 6.13). Questa immagine prova che l'algoritmo di usura di Simpack non è corretto e causa dinamiche non reali.

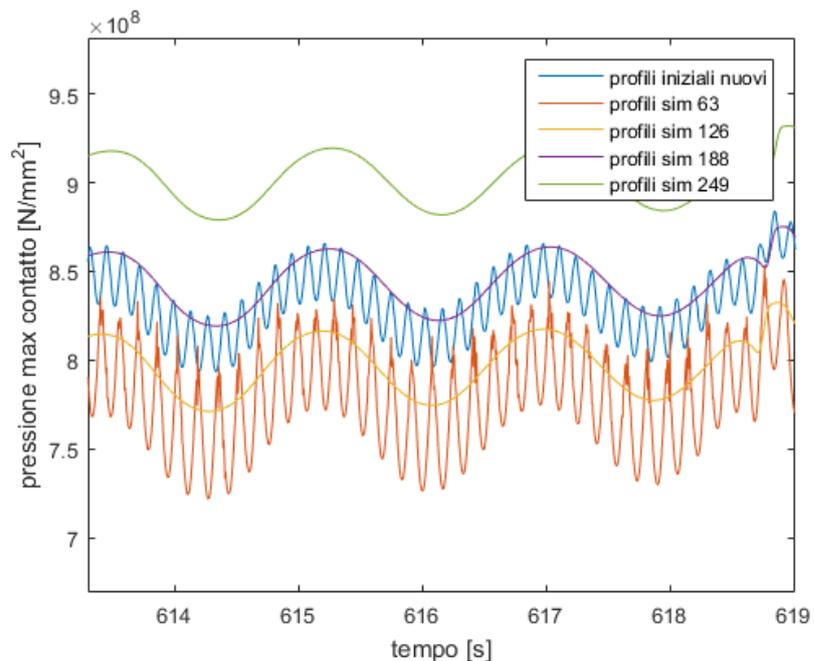


Figura 6.13 - andamento pressione massima di contatto, ingrandimento

6.3.2 Effetto del moltiplicatore di usura

Si riportano di seguito i grafici relativi all'influenza del moltiplicatore di usura, o *distance factor*, sui parametri di usura e sui fattori che indicano il comportamento dinamico del veicolo. Sono state effettuate simulazioni di *Time Integration* su profili nuovi con quattro valori di moltiplicatore: 1, 3, 5 e 10. Sono stati poi confrontati in Simpack Post ed in Matlab i grafici al variare del moltiplicatore, relativi alla ruota maggiormente usurata, dei seguenti fattori:

- Usura normale al profilo ruota;
- Andamento del *Wear Number* nel tempo;
- Andamento del fattore di svio Y/Q nel tempo;
- Andamento del fattore di scaricamento ruota $\Delta Q/Q$ nel tempo;
- Andamento della pressione massima di contatto P_{max} nel tempo.

Come si evince dalle figure 6.14 – 6.19, il moltiplicatore di usura ha esclusivamente effetto sull'usura normale al profilo ruota; non ha alcun effetto sul *Wear Number*, sulla pressione di contatto e sui fattori del comportamento dinamico del veicolo. Infatti il calcolo del contatto e dell'usura è sempre lo stesso nell'intervallo di integrazione. Alla fine della *Time Integration*, il volume di usura calcolato secondo il modello di Archard (o Krause/Poll) viene moltiplicato per il fattore di distanza o moltiplicatore di usura: risulta una similitudine tra gli andamenti della profondità normale di usura per i diversi moltiplicatori; aumentando il valore del moltiplicatore, si ha un aumento proporzionale dei valori della profondità di usura.

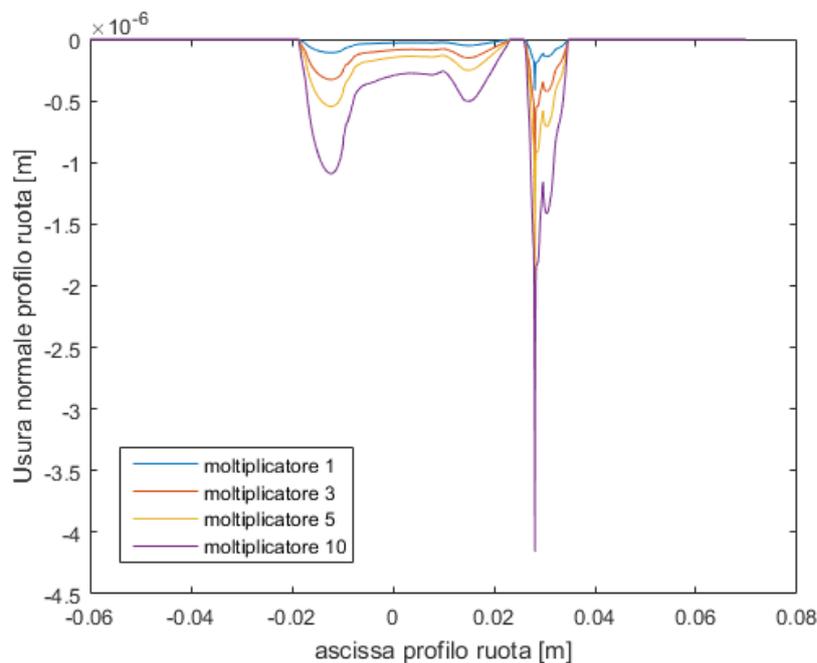


Figura 6.14 - Profondità di usura normale al variare del moltiplicatore

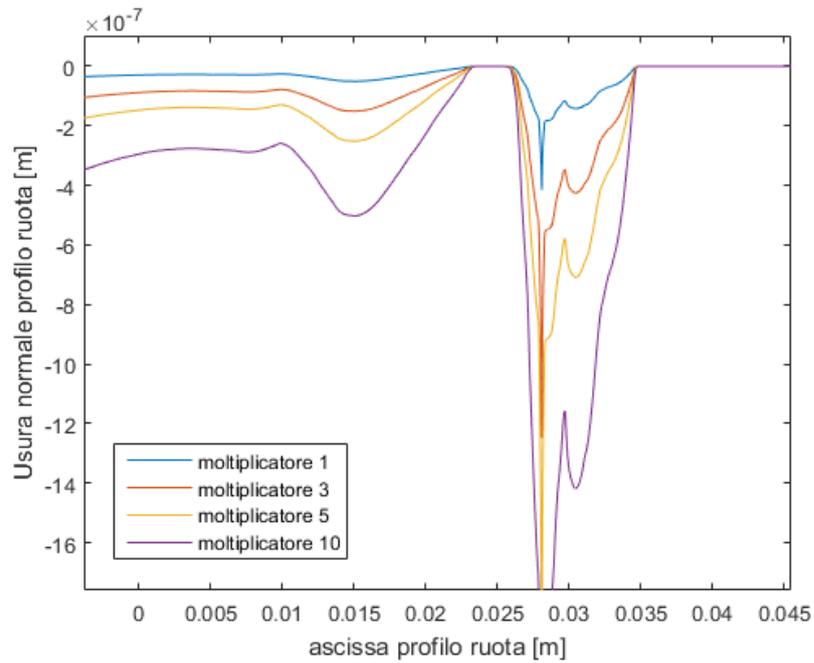


Figura 6.15 - Profondità di usura normale al variare del moltiplicatore, ingrandimento

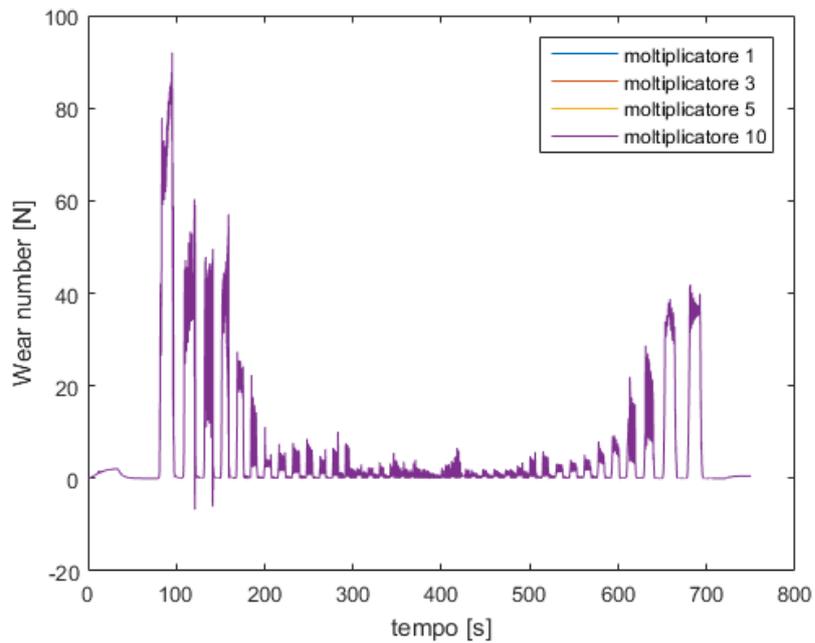


Figura 6.16 - Andamento Wear Number al variare del moltiplicatore

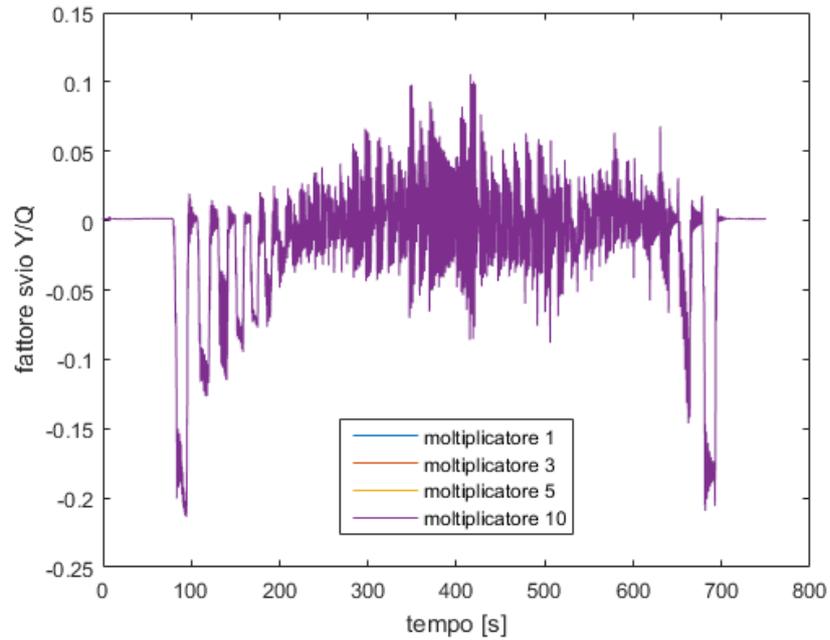


Figura 6.17 - Andamento del fattore di svio al variare del moltiplicatore

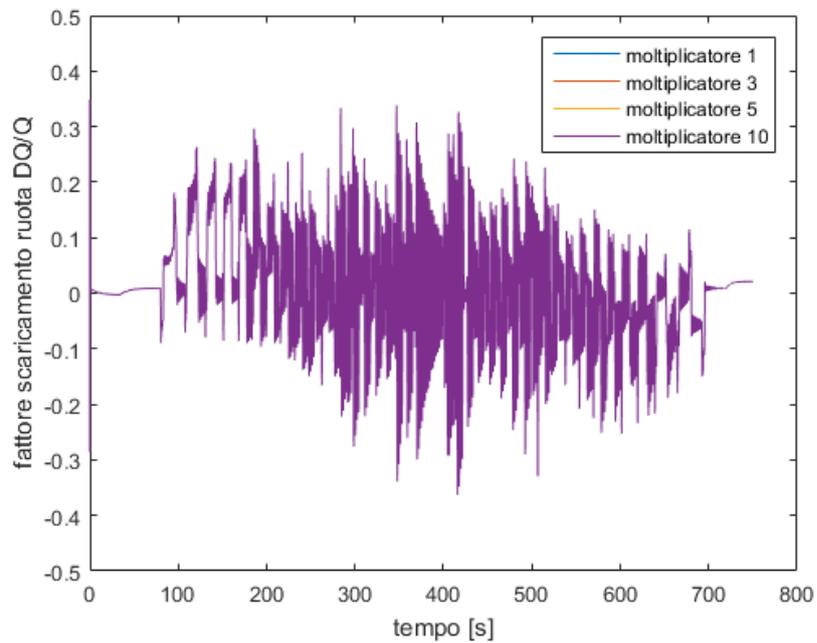


Figura 6.18 - Andamento del fattore di scaricamento ruota al variare del moltiplicatore

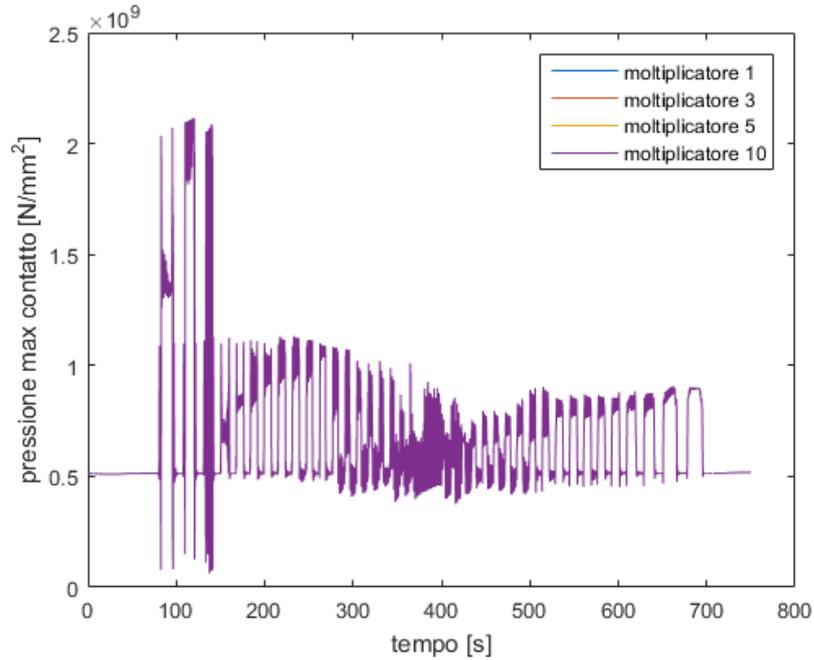


Figura 6.19 - Andamento della pressione massima di contatto al variare del moltiplicatore

Anche l'andamento della pressione massima di contatto non varia al variare del moltiplicatore poiché è un calcolo che viene effettuato a priori nel modello di contatto. Per quanto riguarda la profondità di usura normale al profilo, questa aumenta all'aumentare del moltiplicatore ma bisogna tener conto che tale effetto è stato valutato per una *Time Integration* su profili iniziali nuovi. Quindi, ciò non basta per appurare l'effetto del moltiplicatore su lunga percorrenza. Per analizzare tale effetto, sono stati confrontati ad una certa distanza percorsa i risultati di usura ottenuti con diversi valori del moltiplicatore. Tali analisi vengono riportate nel prossimo capitolo.

6.4 Valutazione dell'usura al variare del moltiplicatore

6.4.1 Influenza dello smoothing

Come è stato ampiamente discusso nel Capitolo 5, lo *smoothing* dei profili influisce sull'algoritmo di usura di Simpack empiricamente e quindi risulta difficile comprendere gli effetti ottenuti sui profili usurati nei vari casi. Dopo uno studio preliminare approfondito, è stato scelto un valore di *approximation smoothing* dei profili ruota pari a $10e-09$ per le simulazioni con moltiplicatore unitario. Sono stati effettuati pochi cicli di simulazione, a causa del tempo computazionale elevato dovuto ad un *distance factor* unitario. I risultati di tali simulazioni non hanno presentato particolari errori di calcolo nell'aggiornamento dei profili ma hanno dimostrato quanto sia poco efficiente ed inaccurato l'algoritmo di re-interpolazione e *smoothing* di Simpack per i profili usurati. Per effettuare simulazioni in tempi computazionali ridotti, sono stati analizzati casi con diversi moltiplicatori di usura, arrivando ad un fattore pari a 10. Si è riscontrato che il valore di *smoothing* ha influenza anche sul moltiplicatore: dall'analisi dei profili usurati effettuata in Matlab, risulta che le simulazioni con moltiplicatore pari a 10 restituiscono profili usurati puliti utilizzando un valore di *approximation smoothing* pari a $10e-10$ fino all'ultimo ciclo di simulazione, corrispondente ad una percorrenza di 51083,52 km; utilizzando invece valori di *smoothing* pari a $10e-09$ e $10e-11$ si ottengono errori nell'aggiornamento dei profili usurati, rispettivamente a 30731,52 km ed a 24625,92 km. Effettuando simulazioni con moltiplicatore pari a 5 e con *smoothing* pari a $10e-10$, è stato verificato che l'aggiornamento corretto dei profili avviene fino al 425-esimo ciclo, cioè fino ad una percorrenza di 43248 km, dopodiché il valore di *smoothing* comporta grandi errori di calcolo dell'usura dei profili.

Le figure dalla 6.20 alla 6.23 mostrano i profili ruota irregolari con un'usura falsata e lontana dall'andamento reale, ottenute con diversi moltiplicatori e diversi valori di *smoothing*.

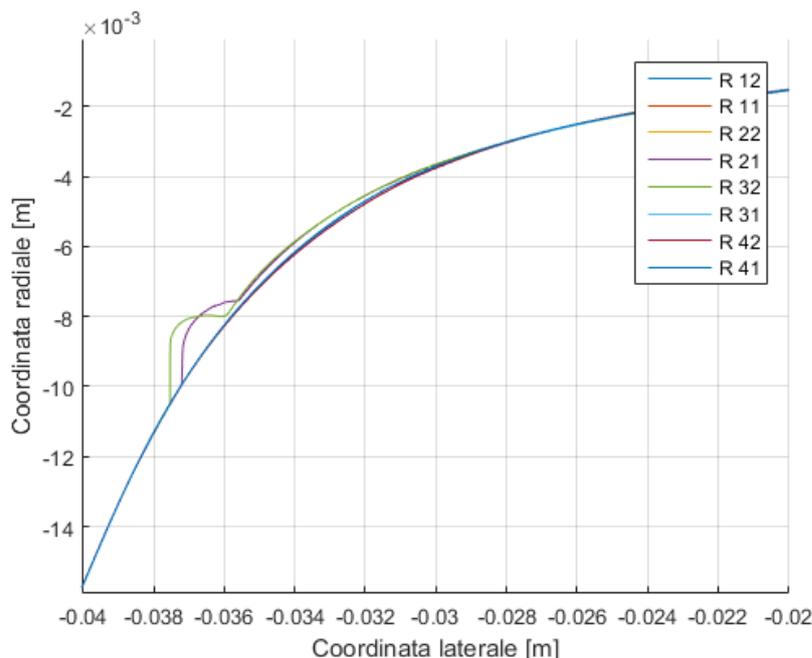


Figura 6.20 - Profili ruote moltiplicatore 10 e smooth. $10e-09$ a 30731,52 km

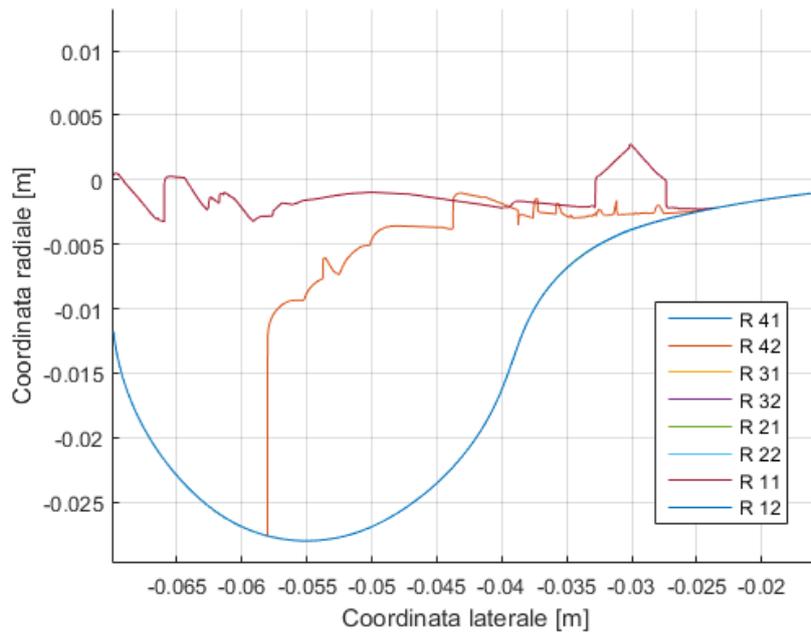


Figura 6.21 - Profili ruote moltiplicatore 10 e smooth. $10e-11$ a 24625,92 km

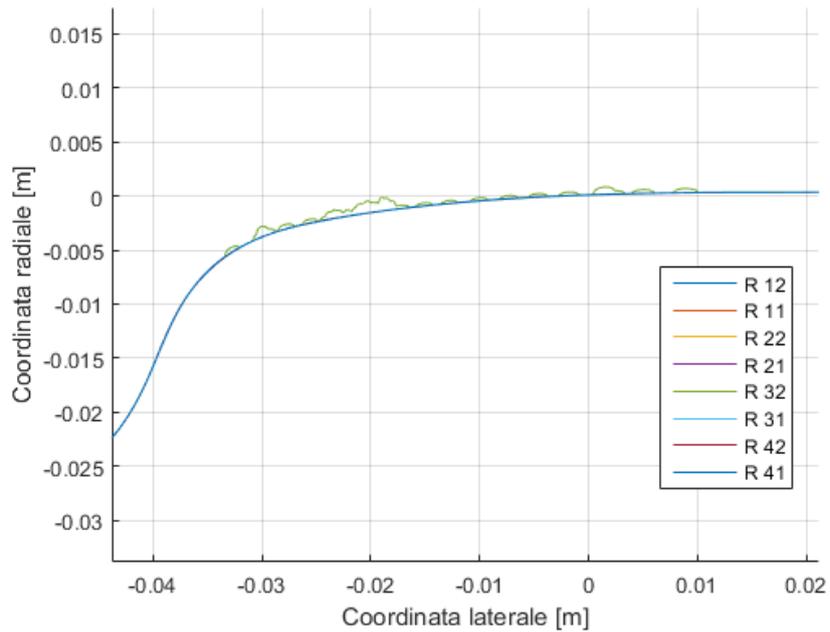


Figura 6.22 - Profili ruote moltiplicatore 5 e smooth. $10e-10$ a 43248 km

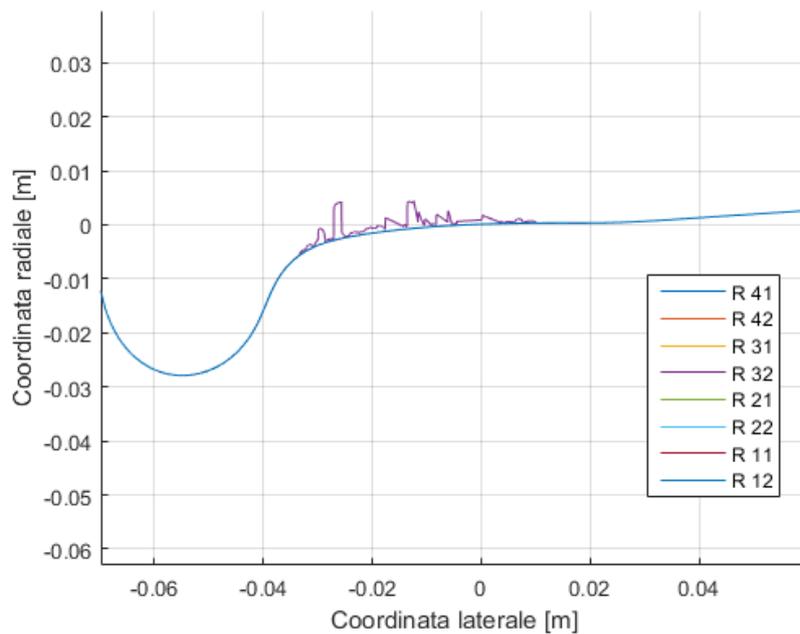


Figura 6.23 - Profilo ruote moltiplicatore 5 e smooth. 10e-10 a 44469,12 km

La Figura 6.20 mostra un'usura irregolare e non omogenea sui profili della ruota destra della seconda sala e della ruota sinistra della terza sala, quella maggiormente usurata, nel caso con moltiplicatore pari a 10 e valore di *smoothing* pari a $10e-09$. La Figura 6.21 mostra evidenti errori di calcolo con moltiplicatore pari a 10 e *smoothing* pari a $10e-11$ per la ruota destra della prima sala e per la ruota sinistra della quarta sala, dopo aver percorso 24625,92 km: questi errori si verificano a partire dall'inizio del profilo ruota, indipendentemente dal calcolo dell'usura, e sono oscillazioni causate da un valore molto basso di *smoothing*. La Figura 6.22 e la Figura 6.23 mostrano un'usura irregolare e non omogenea che si distribuisce dalla radice della flangia alla tavola, per la ruota maggiormente usurata (ruota sinistra della terza sala) nel caso con moltiplicatore 5 e valore di *smoothing* pari a $10e-10$, rispettivamente a 43248 km e 44469,12 km. Nel secondo caso si nota un andamento del profilo usurato molto più irregolare, costituito da creste e valli.

6.4.2 Indici di usura al variare del moltiplicatore

Scelto un valore di *approximation smoothing* pari a $10e-10$, valore per cui si hanno buoni risultati con moltiplicatore 10 fino a al numero di cicli desiderato e cioè oltre 50000 km, è stata valutata l'usura al variare dei moltiplicatori attraverso i seguenti indici di usura e grafici: plottaggio dei profili usurati rispetto al profilo originario; profondità di usura normale al profilo; volume di usura totale ed andamento del volume di usura in funzione della distanza percorsa; andamento del volume di usura sulla flangia e sulla tavola in funzione della distanza percorsa; volume istantaneo asportato sulla flangia, sulla tavola e su tutto il profilo per ciascun ciclo di simulazione; volume percentuale di usura sulla flangia e sulla tavola.

Poiché il valore di *smoothing* scelto non restituisce risultati di usura corretti a partire dal 425-esimo ciclo di simulazione con moltiplicatore 5, il confronto tra i due moltiplicatori è stato effettuato fino ad una distanza percorsa di circa 43300 km. Si riporta di seguito il grafico dell'andamento del volume totale di usura ottenuto con moltiplicatore 5 e moltiplicatore 10. Si può notare che l'aumento del moltiplicatore implica una diminuzione del volume usurato. Il *distance factor*, infatti, agisce moltiplicando in maniera proporzionale l'usura calcolata in una singola integrazione, elaborando risultati che si discostano dalla realtà. L'andamento del volume asportato ottenuto con moltiplicatore 5 risulta più irregolare rispetto a quello ottenuto con moltiplicatore 10, soprattutto a partire da 20000 km circa.

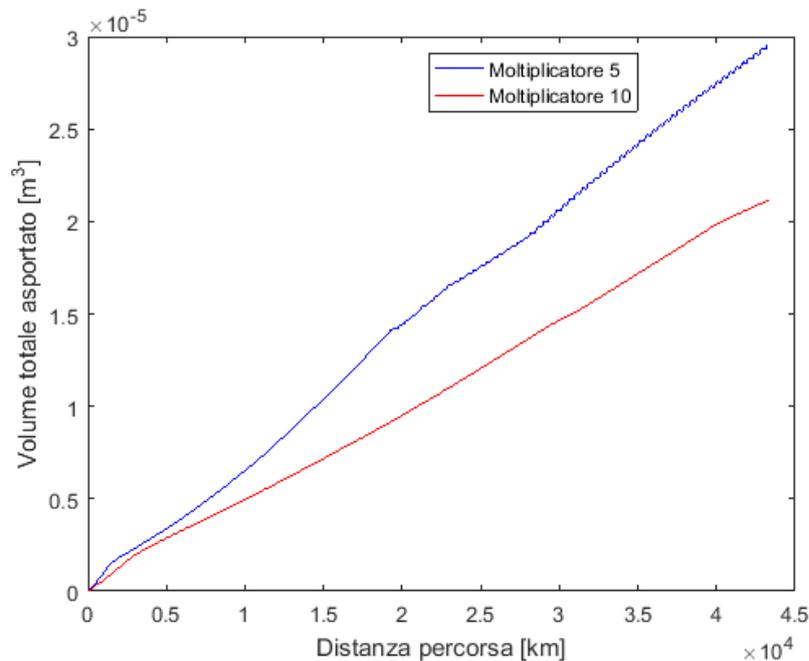


Figura 6.24 - Andamento volume totale di usura con smooth. $10e-10$, confronto tra molt. 5 e molt. 10

Non vengono riportati ulteriori plottaggi in quanto l'algoritmo di *smoothing* di Simpack si è dimostrato inefficiente. Inoltre, non è stato effettuato un confronto con moltiplicatore unitario a lunga percorrenza poiché questo comporta tempi computazionali molto elevati.

Nel capitolo successivo vengono illustrati il nuovo algoritmo esterno di *smoothing* ed interpolazione dei profili ed i risultati di usura che ne conseguono.

7 Nuovo algoritmo di valutazione dell'usura

7.1 Struttura generale

Durante la fase finale di analisi del presente lavoro di tesi, si è giunti alla conclusione che il modulo di usura del software commerciale SIMPACK risulta poco accurato nell'aggiornamento dei profili ruota. Inoltre, il parametro di *smoothing* indagato ha portato a risultati non soddisfacenti: impostato un valore iniziale di *approximation smoothing*, il software lo applica ai profili ruota aggiornati alla fine di ogni ciclo e tale approssimazione con spline cubica non rende veritieri i profili ruota usurati in alcune zone. Ad esempio, sulla flangia di ogni ruota si ottiene una zona in cui il profilo usurato va ad intersecare quello originario.

All'interno del gruppo di ricerca si è pensato, conseguentemente, di sviluppare una nuova routine esterna al fine di effettuare lo *smoothing* e l'interpolazione dei profili aggiornati in Matlab anziché in Simpack, minimizzando l'errore di approssimazione dei profili senza alterare il calcolo dell'usura. Innanzitutto, è stato modificato lo script *sjs* di Simpack: in questo caso il conteggio dei cicli non viene effettuato all'interno dello script, ma direttamente nel file *batch*; la variabile *i* viene utilizzata nel nuovo script di Simpack soltanto per eseguire il cambio ruote tra un ciclo di simulazione ed il successivo. Il file *batch* è stato modificato attraverso l'aggiunta di alcuni comandi: una riga con il numero di iterazioni (cicli); una riga che indica il numero dei profili; una riga per impostare il numero di punti di interpolazione profilo; una riga per impostare il numero di punti di *smoothing* con media mobile; un ciclo *for* che richiama il numero di iterazioni; la riga di comando che richiama il solutore di Simpack è seguita da un'ulteriore riga che esegue la funzione di Matlab creata per interpolare ed applicare lo *smoothing* ai profili aggiornati. Questo script è salvato all'interno della cartella *database* ed ha come input: i file dei profili, il numero dei profili, il numero di punti di interpolazione profilo ed il numero di punti di *smoothing* con media mobile. La sequenza delle operazioni è la seguente:

- Settaggio parametri desiderati all'interno del file *batch* e dell'interfaccia del pre-processore di Simpack;
- Avvio del file *batch*;
- Attività del solutore di Simpack (*Time Integration*, calcolo usura profili), salvataggio profili usurati nelle cartelle output ed inversione ruote tra andata e ritorno attraverso lo script *sjs*;
- Interpolazione e *smoothing* dei profili usurati attraverso la funzione *Interpolazione_prof* di Matlab e salvataggio profili aggiornati nella cartella *database*;
- Input profili aggiornati nel modello multibody per il ciclo successivo.

Tali operazioni vengono ripetute in base al numero di iterazioni impostato all'interno del file *batch*. La figura seguente riporta la struttura generale del processo di simulazione implementato con la nuova routine esterna.

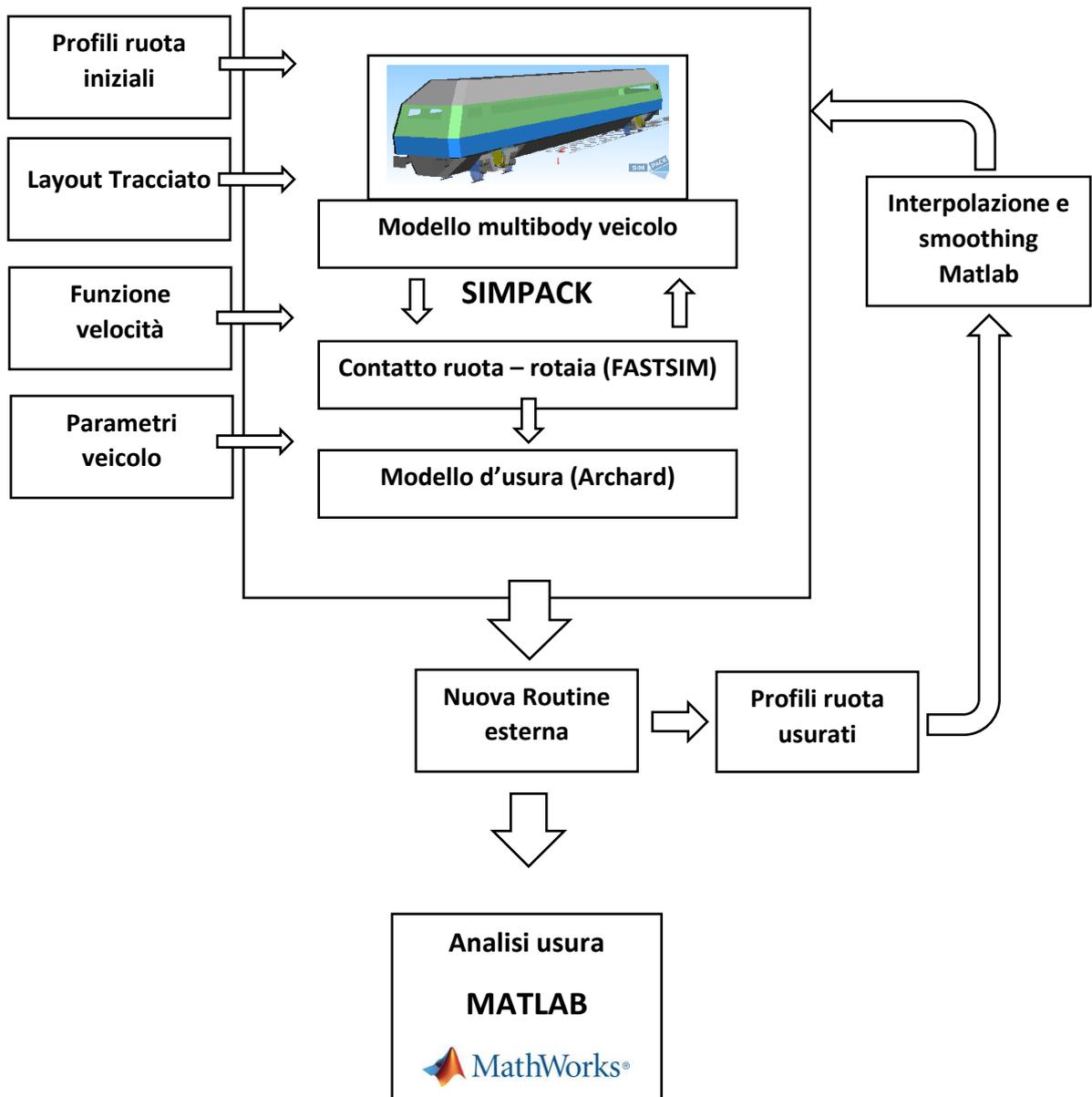


Figura 7.1 - Struttura generale del processo di simulazione con algoritmo di aggiornamento profili in Matlab

7.1.1 Funzione di smoothing in Matlab

La funzione di *smoothing* ed interpolazione profili realizzata in Matlab all'interno del gruppo di ricerca viene richiamata dal file *batch* tra un ciclo di simulazione ed il successivo. La funzione richiama tramite un ciclo *for* i file *prw* dei profili ruota dalla cartella *i*-esima di output di Simpack e li elabora: il profilo ruota viene re-interpolato in base al numero di punti impostato nel file *batch*; viene quindi re-interpolato con lo stesso numero di punti il profilo originario ORE S1002; viene calcolata la variazione *dz* tra il profilo originario ed il profilo *j*-esimo usurato; lo *smoothing* è effettuato sul *dz* in base al numero di punti di *smoothing* settato nel file *batch* (per i punti del profilo di coordinata inferiore a -0,06 m viene portato a 0 per evitare errori di calcolo nella zona esente da usura); lo *smoothing* è applicato alle ordinate del profilo attraverso la (7.1); infine, la funzione crea una copia del nuovo file del profilo aggiornato come stringa, che poi viene sostituita alla stringa precedente; i nuovi file dei profili relativi al ciclo *i*-esimo diventano i file input in *Rail-Wheel Pairs* di Simpack per il ciclo di simulazione (*i*+1) – esimo.

$$Z_{smooth} = Z_{originario\ re-interpolato} - \Delta z_{smooth} \quad (7.1)$$

Il filtro utilizzato in questo caso per lo *smoothing* consiste in una media mobile semplice (o aritmetica) su 5 punti ed è il più semplice tipo di *smoothing* in Matlab.

7.2 Valutazione dell'usura al variare dello smoothing

Al fine di valutare l'effetto sull'usura del numero dei punti utilizzati dalla funzione di *smoothing*, sono state effettuate prove con moltiplicatore 50 per diminuire i tempi computazionali. Sono stati quindi analizzati risultati ottenuti re-interpolando i profili con 5000 punti ed applicando un numero di punti di *smoothing* pari a 10, 50, 100 e 200. Il numero di punti *smooth* indica quanto è più o meno fitta la nuova funzione di spline di approssimazione: con 10 punti si ha uno *smoothing* più fitto e con 200 punti si ha uno *smoothing* più ampio. Escludendo i risultati con 10 punti *smooth*, viene riportato di seguito un confronto tra 50, 100 e 200 punti. Le seguenti immagini, relative alla ruota maggiormente usurata (ruota sinistra della terza sala), mostrano: i profili a 51897,6 km al variare dei punti di *smoothing* ed a confronto con il profilo originario; la profondità di usura normale al profilo a 51897,6 km per i tre diversi casi; l'andamento del volume totale di usura in funzione della distanza percorsa al variare dei punti di *smoothing*; la derivata seconda del profilo ruota usurato output di Simpack e del profilo usurato re-interpolato con *smoothing*.

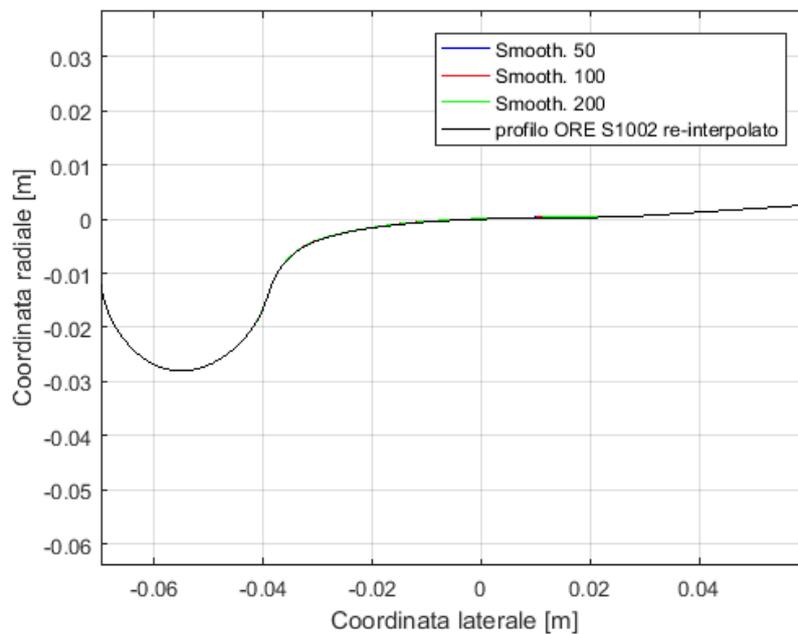


Figura 7.2 - Profilo ORE S1002 e profili usurati al variare dei punti di *smoothing* a 51897,6 km, ruota sinistra della terza sala

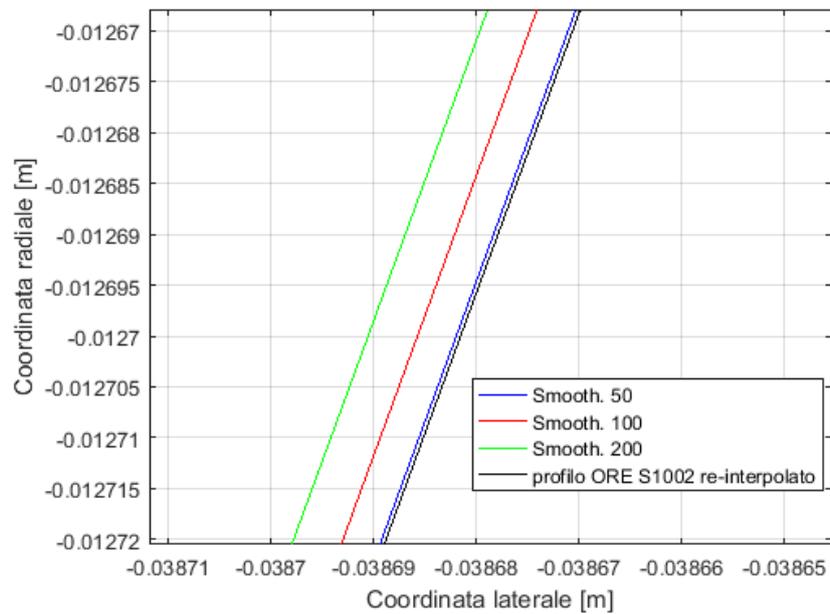


Figura 7.3 - Ingrandimento profili zona flangia a 51897,6 km

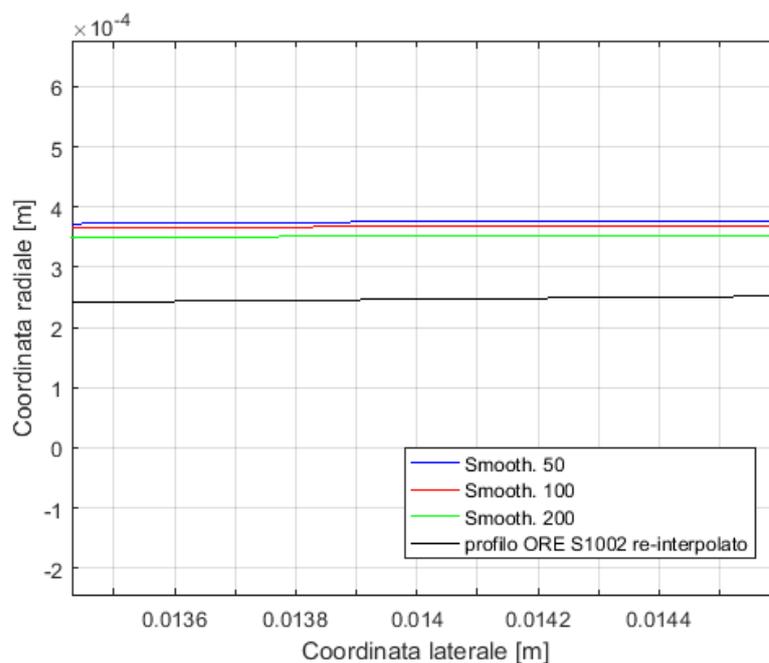


Figura 7.4 - Ingrandimento profili zona tavola a 51897,6 km

La Figura 7.3 mostra un ingrandimento di una parte della flangia e si nota che uno *smoothing* più fitto (50 punti) genera un profilo usurato che si discosta poco dall'originario. Aumentando i punti di *smoothing*, si ha un aumento del volume di usura sulla flangia: 6,64 % passando da 50 a 100 punti e 11,07 % passando da 100 a 200 punti. Al contrario, aumentando l'ampiezza di *smoothing* (200 punti) si ha una discreta diminuzione dell'usura sulla tavola (Figura 7.4).

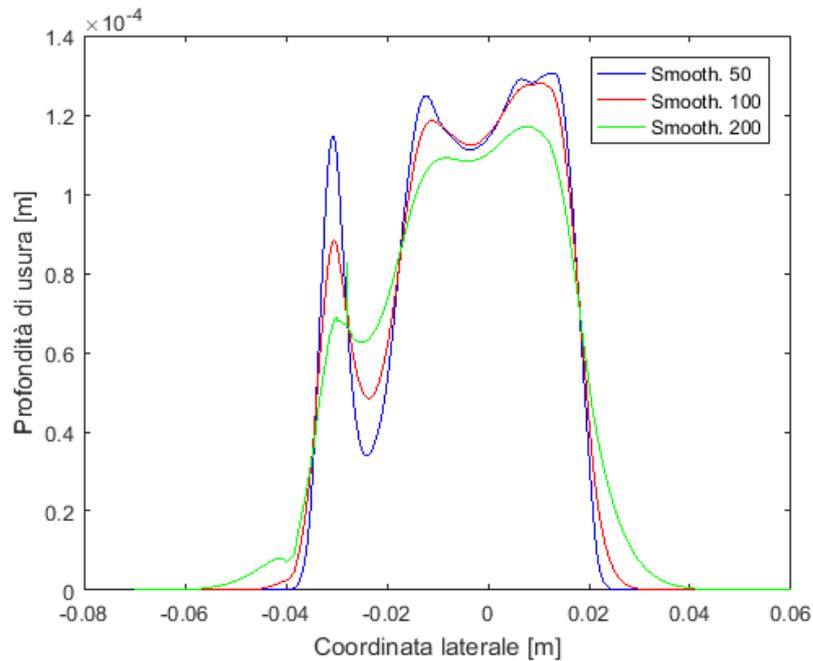


Figura 7.5 - Profondità di usura normale al profilo al variare dei punti di smoothing a 51897,6 km

Dalla Figura 7.5² si nota che la profondità di usura normale raggiunge valori massimi per 50 punti di *smoothing*, per cui si ha anche un distacco più accentuato tra flangia e tavola. Aumentando l'ampiezza si ha: una diminuzione dei valori di profondità di usura sia sulla flangia sia sulla tavola; una distribuzione più omogenea dell'usura tra flangia e tavola; un'usura maggiore sulla punta della flangia e sulla parte terminale della tavola (dilatazione del grafico rispetto alla coordinata laterale). Risulta, inoltre, un picco anomalo tra -0,03 e -0,025 m relativo al caso con *smoothing* da 200 punti. Si ha una profondità di usura normale massima pari a 0,131 mm (131 μ m) con uno *smoothing* di 50 punti e corrispondente ad una distanza percorsa di 51897,6 km. Tale valore diminuisce del 2,02 % passando a 100 punti e del 8,53 % passando da 100 a 200 punti. Tra i casi 50 e 200 punti, si ha una variazione complessiva della profondità massima di usura pari a -10,38 %.

La Figura 7.6 illustra l'andamento del volume totale di usura in funzione della distanza percorsa. Il volume asportato totale non subisce notevoli variazioni tra i diversi casi: si ha un aumento di 1,26 % da 50 a 100 punti, un aumento sicuramente trascurabile pari a 0,27 % da 100 a 200 punti ed una variazione totale pari a 1,53 % tra 50 e 200 punti. Variazioni meno trascurabili si ottengono per il volume asportato sulla flangia: aumento del 6,64 % da 50 a 100 punti, aumento del 11,07 % tra 100 e 200 punti ed aumento complessivo pari a 18,45 % tra 50 e 200 punti. In conclusione, i risultati ottenuti con moltiplicatore 50 e *smoothing* esterno di 200 punti sono meno accurati in corrispondenza della flangia.

² I grafici riportati di seguito fanno riferimento alla profondità di usura normale al profilo; per abbreviazione del titolo dell'asse delle ordinate, viene spesso omessa la parola "normale".

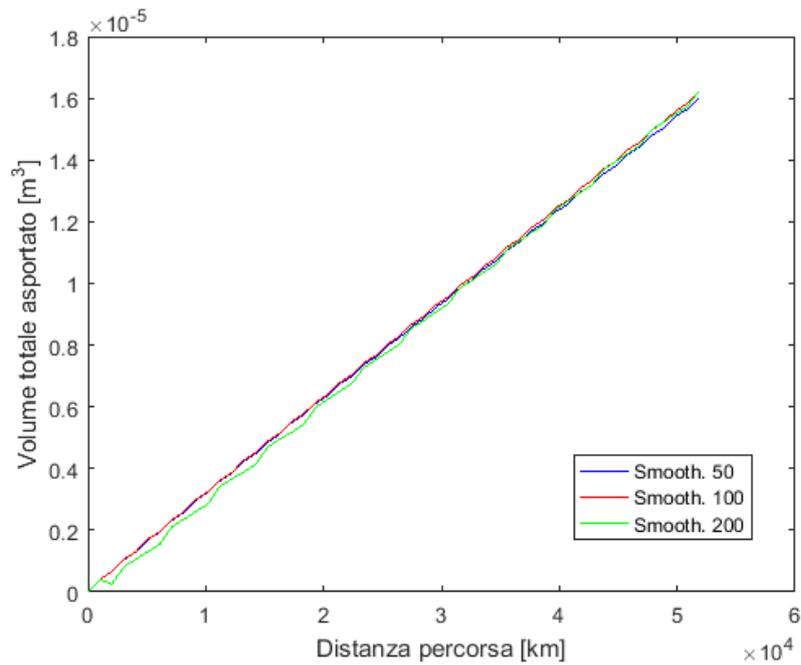


Figura 7.6 - Andamento volume totale di usura al variare dei punti di smoothing

Le immagini seguenti mostrano un ingrandimento della derivata seconda del profilo usurato generato da Simpack e del profilo usurato rielaborato in Matlab, relativi alla ruota sinistra della terza sala a 3052,8 km (ottenuti con moltiplicatore 50) ed al variare dei punti di *smoothing*.

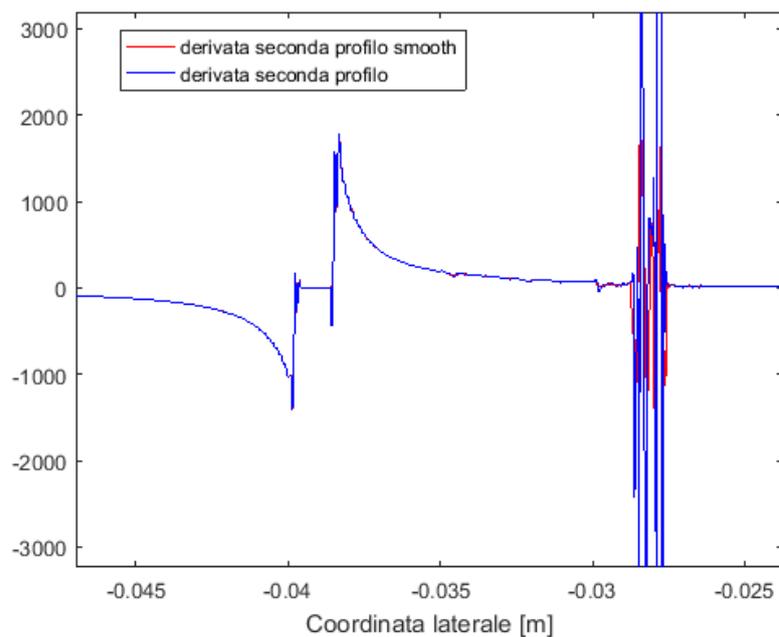


Figura 7.7 - Derivata seconda profilo smooth. 10 punti

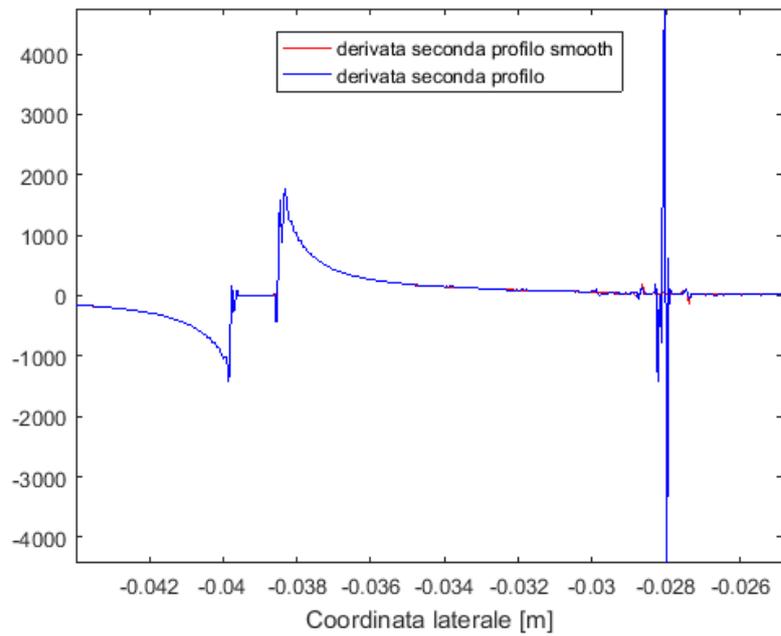


Figura 7.8 - Derivata seconda profilo smooth. 50 punti

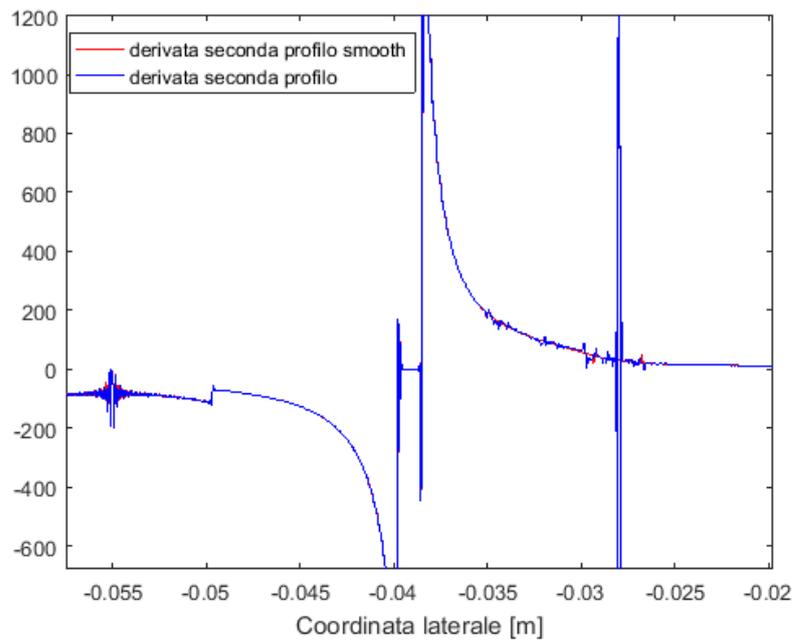


Figura 7.9 - Derivata seconda profilo smooth. 100 punti

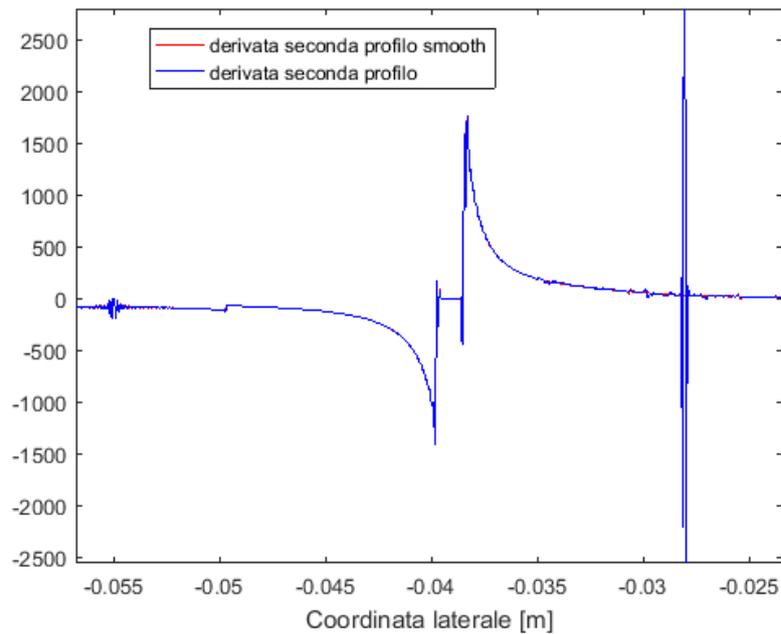


Figura 7.10 - Deriva seconda profilo smooth. 200 punti

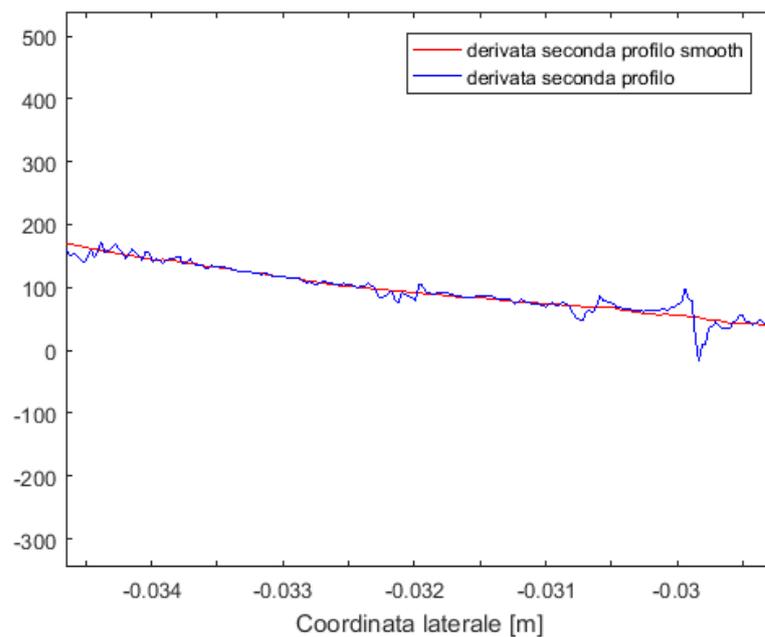


Figura 7.11 - Ingrandimento derivata seconda profilo smooth. 50 punti

Le figure precedenti mostrano quanto siano irregolari le variazioni sul profilo calcolate da Simpack, senza *smoothing*. Si nota che più si infittisce la funzione di *smoothing* e più la derivata seconda del profilo rielaborato (in rosso) segue quella del profilo di Simpack (in blu). Quindi per diminuire le irregolarità, occorre scegliere un intervallo di punti accurato che sia né troppo fitto né troppo ampio. Infatti, la scelta di un intervallo eccessivamente ampio comprometterebbe i risultati di usura ottenuti sui profili.

7.3 Valutazione dell'usura e confronto tra i due algoritmi

In questo paragrafo viene esposto un confronto, basato sugli indici di usura analizzati ed i relativi grafici, tra l'algoritmo di *smoothing* di Simpack e l'algoritmo di *smoothing* esterno (nuova routine). Il confronto è stato effettuato per la ruota maggiormente usurata, ruota sinistra della terza sala, e per una distanza complessiva di 51083,52 km tra:

- Simulazioni ottenute con moltiplicatore 10 ed *approximation smoothing* di Simpack pari a $10e-10$:
- Simulazioni ottenute con moltiplicatore 10 e *smoothing* esterno di 50 punti (re-interpolazione di 5000 punti).

Vengono di seguito riportati i grafici dei profili ruota, della profondità di usura normale al profilo, degli andamenti del volume asportato in funzione della distanza percorsa e del volume istantaneo asportato a ciascun ciclo di simulazione.

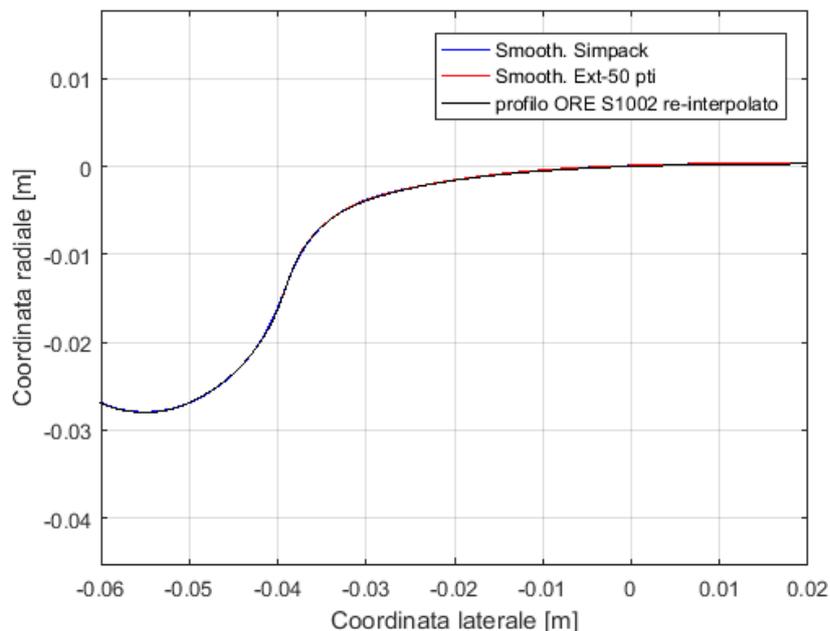


Figura 7.12 - Profili ruota sinistra della terza sala a 51083,52 km, confronto tra smooth. esterno 50 punti e smooth. Simpack 10e-10

La Figura 7.12 riporta il profilo originario ed i profili usurati relativi alla ruota sinistra della terza sala, ottenuti con *smoothing* di Simpack (curva blu) e *smoothing* esterno di 50 punti. Il grafico è stato tagliato per una migliore raffigurazione nelle zone di interesse. Si nota che la curva relativa al profilo con *smoothing* di Simpack si discosta dal profilo originario lungo tutta la flangia, anche per valori dell'ascissa compresi tra -0,06 e -0,05 m in cui non si verifica il contatto e quindi non ci dovrebbe essere usura. Il profilo con *smoothing* esterno, invece, inizia a discostarsi dal profilo originario a partire dal centro della flangia e mostra un andamento abbastanza realistico dell'usura. La Figura 7.13 è un ingrandimento dei profili sulla flangia e consente di comprendere meglio l'errore di *smoothing* effettuato da Simpack in zone che dovrebbero essere esenti da usura: il profilo usurato calcolato da

Simpack va ad intersecare in più punti il profilo originario e presenta anche tratti che si trovano ad una z inferiore rispetto al profilo originario.

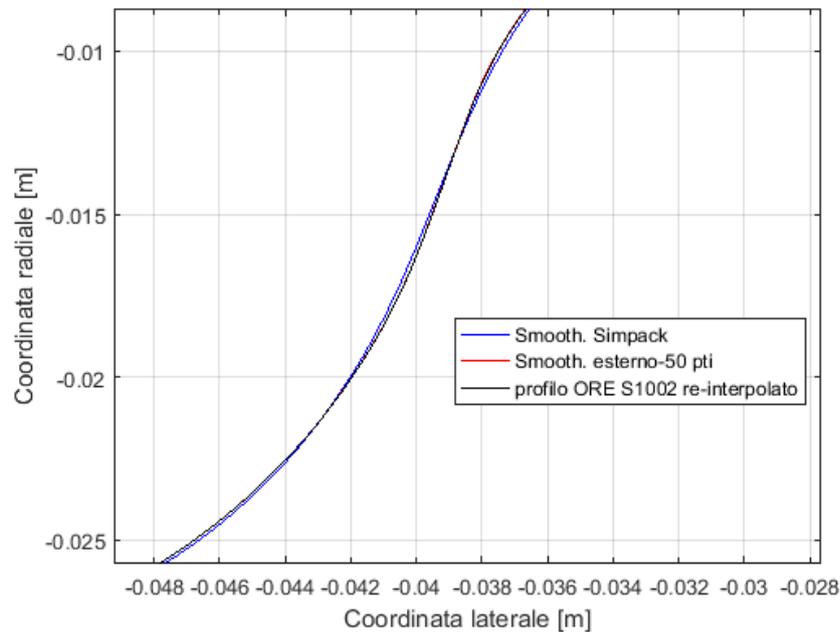


Figura 7.13 - Ingrandimento flangia, profili ruota sinistra della terza sala a 51083,52 km

La Figura 7.14 illustra la profondità di usura normale al profilo ottenuta nei due casi, per la ruota sinistra della terza sala a 51083,52 km. Questo grafico è la dimostrazione dell'inadeguatezza dell'algoritmo di *smoothing* di Simpack e degli errori che esso comporta: la profondità di usura dovrebbe essere sicuramente nulla per valori di y inferiori a -0,06 m e non dovrebbe presentare picchi anomali fino alla coordinata -0,04 m come quelli riportati nel grafico (curve blu). Tali errori vengono minimizzati con l'ausilio di questa routine esterna che rielabora i profili in Matlab ad ogni step. La profondità di usura normale massima diminuisce del 7,34 % per l'algoritmo esterno rispetto a quello interno di Simpack.

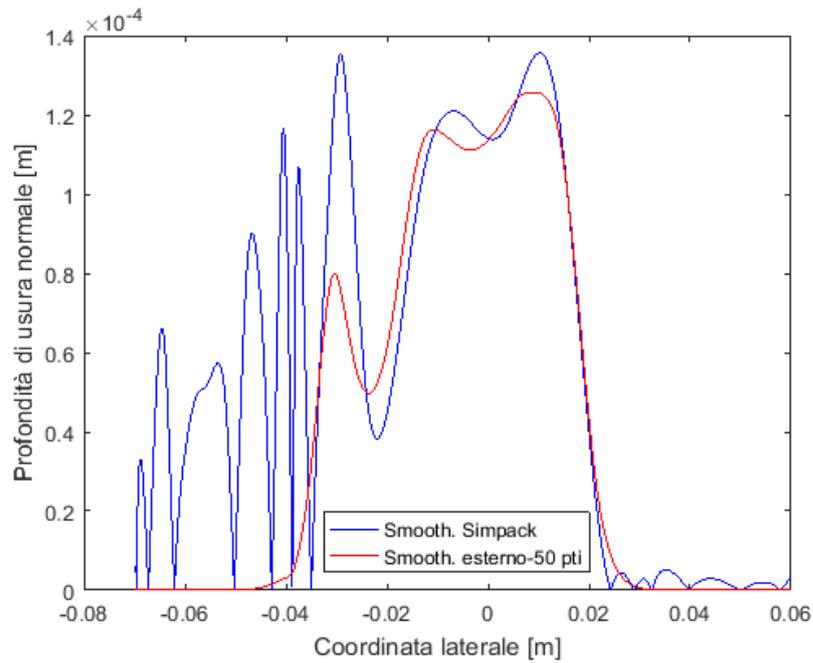


Figura 7.14 - Profondità di usura normale al profilo a 51083,52 km, confronto tra smooth. Simpack e smooth. esterno

Le figure seguenti mostrano il volume istantaneo totale asportato a ciascun ciclo di simulazione, o variazione di volume di usura tra un ciclo di simulazione ed il successivo.

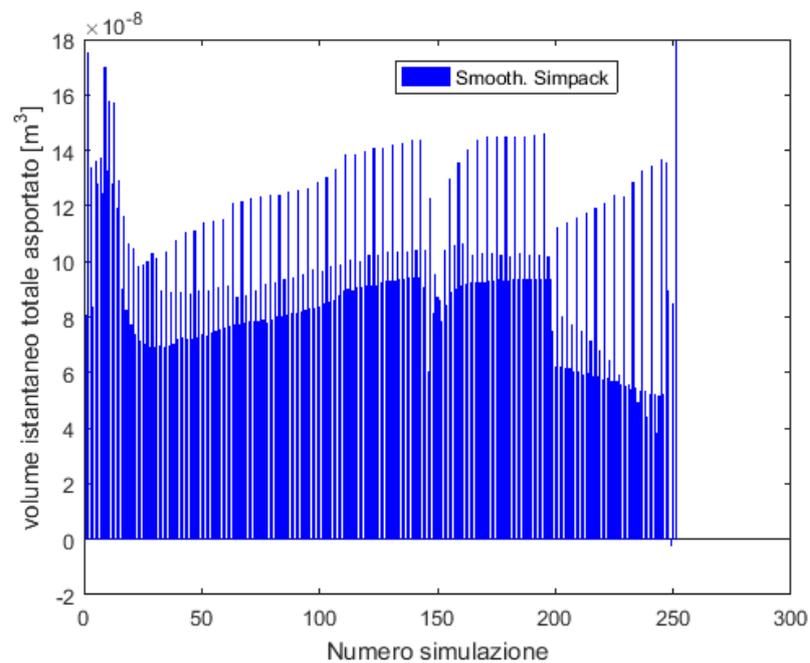


Figura 7.15 - Volume istantaneo totale asportato con smooth. Simpack

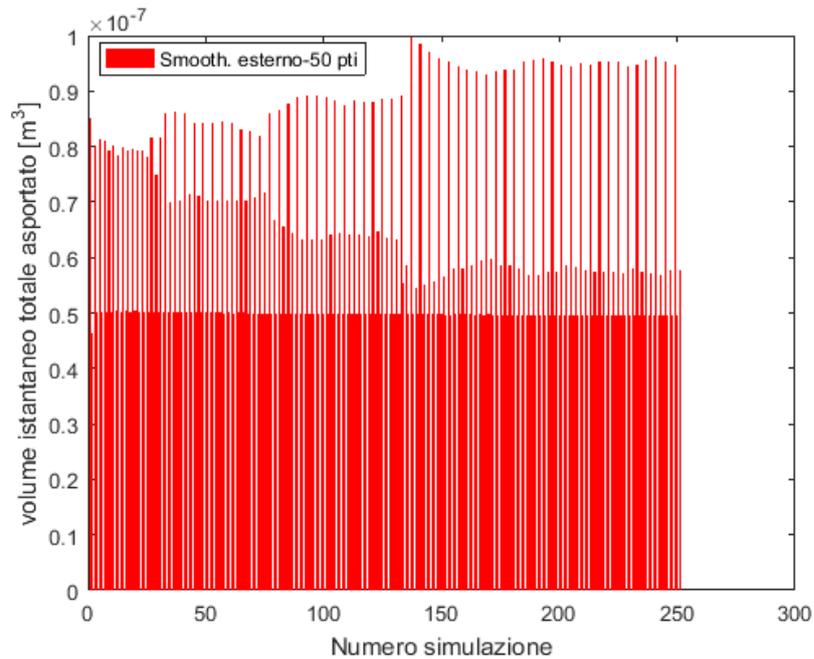


Figura 7.16 - Volume istantaneo totale asportato con smooth. esterno di 50 punti

Come si evince dai due istogrammi, l'andamento del volume di usura nel primo caso risulta meno regolare rispetto al secondo caso con *smoothing* esterno. Gli andamenti del volume istantaneo di usura sulla flangia e sulla tavola riportano valori negativi e quindi errati nel caso di simulazioni con *smoothing* di Simpack. Viene mostrato un esempio in Figura 7.17, relativo al volume istantaneo asportato sulla flangia.

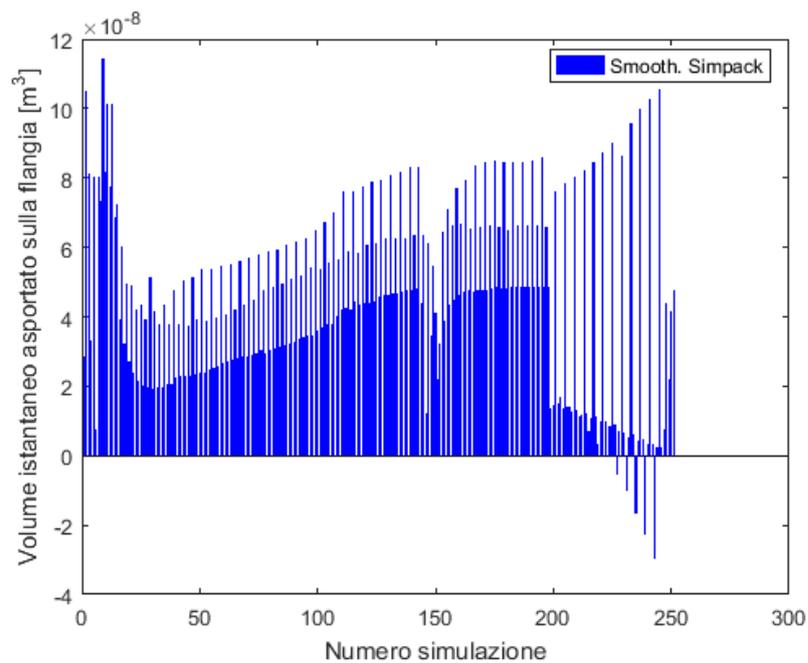


Figura 7.17 - Volume istantaneo asportato sulla flangia con smooth. Simpack

Le Figure 7.18 – 7.20 mostrano rispettivamente l'andamento del volume di usura sulla flangia, sulla tavola e su tutto il profilo ruota, in funzione della distanza percorsa.

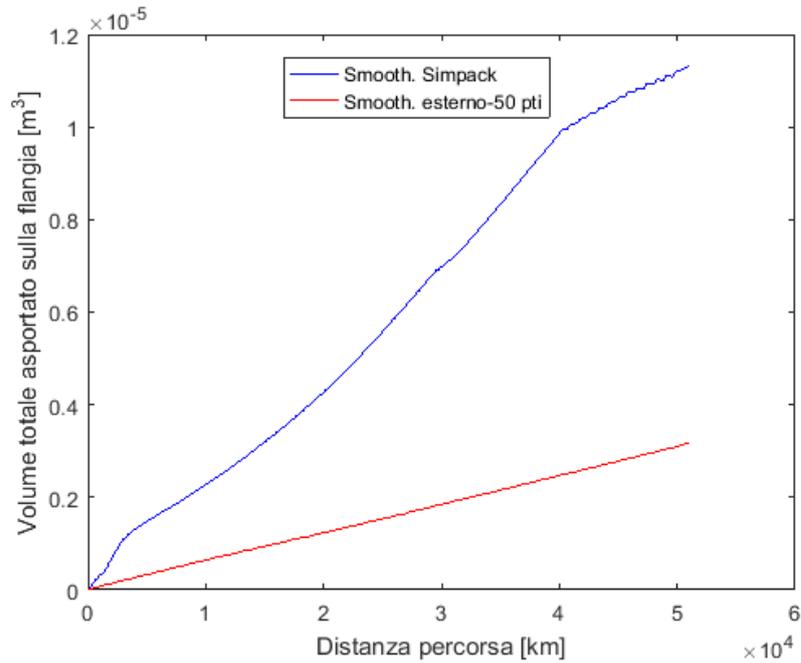


Figura 7.18 - Andamento del volume totale asportato sulla flangia smooth. Simpack e smooth. esterno

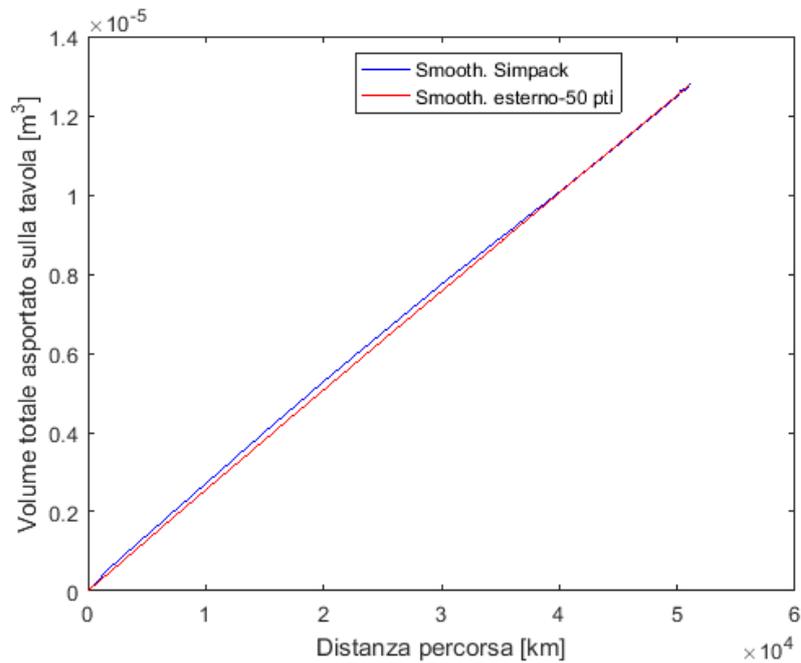


Figura 7.19 - Andamento del volume totale asportato sulla tavola smooth. Simpack e smooth. esterno

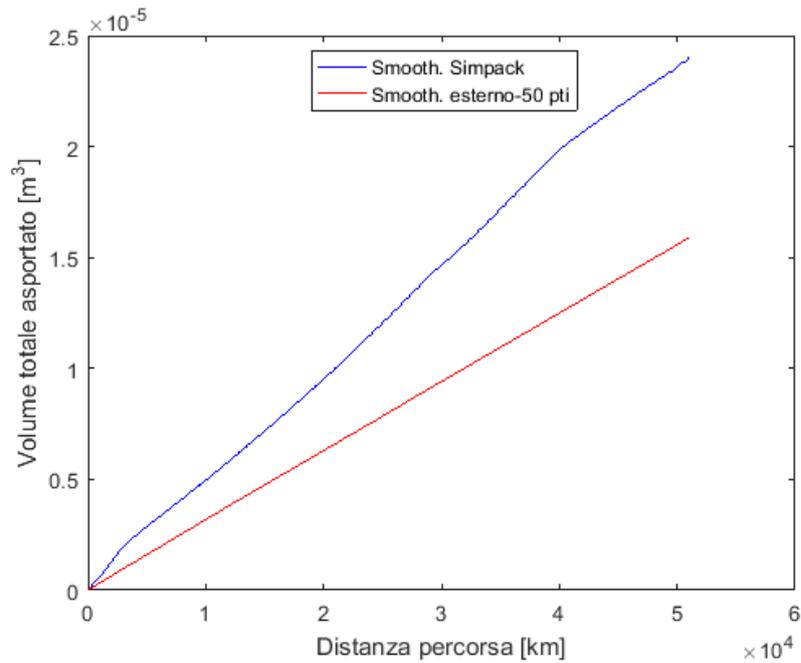


Figura 7.20 - Andamento del volume totale di usura smooth. Simpack e smooth. esterno

Il volume di usura tra i due casi differisce lungo la flangia, mentre l'andamento del volume asportato sulla tavola non mostra particolari differenze. Tra le simulazioni ottenute con *smoothing* esterno di 50 punti e le simulazioni ottenute con *smoothing* di Simpack si ha una variazione di volume asportato sulla flangia pari a -72,11 % ed una variazione di volume asportato totale pari a -34,72 %. Inoltre, l'andamento del volume asportato nel primo caso risulta essere più irregolare, soprattutto sulla flangia. Le Figure 7.21 e 7.22 mostrano l'andamento del volume percentuale asportato sulla flangia nei due casi analizzati. Anche queste immagini evidenziano l'andamento irregolare e non monotono dell'usura sulla flangia nel primo caso rispetto al secondo.

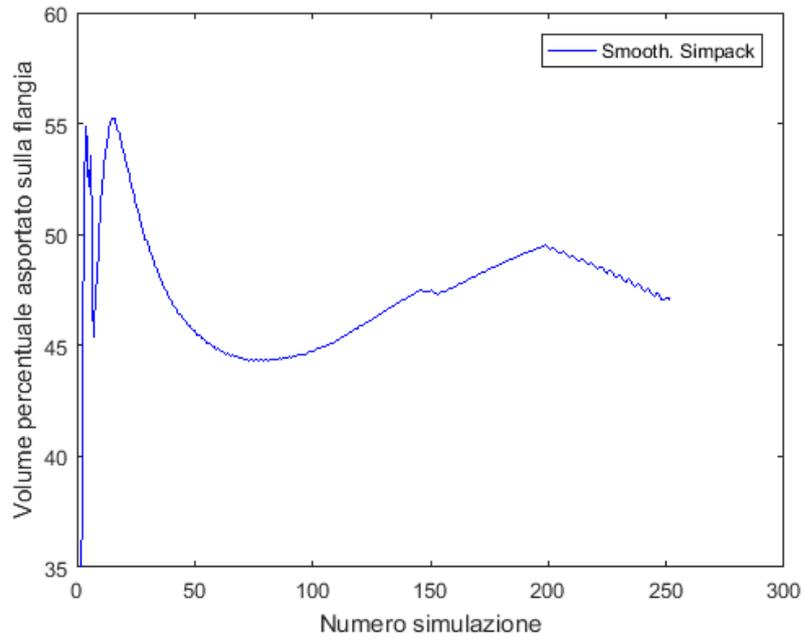


Figura 7.21 - Volume percentuale asportato sulla flangia con smooth. Simpack

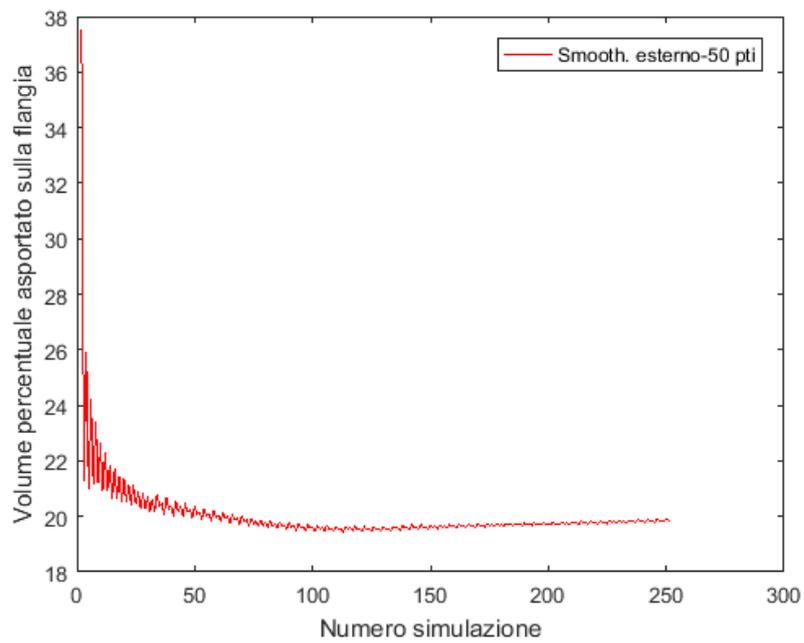


Figura 7.22 - Volume percentuale asportato sulla flangia con smooth. esterno di 50 punti

7.4 Valutazione dell'usura al variare del moltiplicatore

Si vuole di seguito illustrare in dettaglio come influisce il moltiplicatore sul calcolo dell'usura delle ruote. Scelto un valore di punti di *smoothing* pari a 50 con il nuovo algoritmo, vengono confrontati i risultati ottenuti con valori di moltiplicatore pari a 5, 10 e 50. I risultati finali relativi a ciascun *distance factor* sono ottenuti su una distanza percorsa pari a 50880 km. Vengono di seguito riportati i grafici relativi alla profondità di usura normale ed all'andamento del volume asportato per la ruota sinistra della terza sala, che risulta essere sempre la ruota maggiormente usurata, tranne che nei risultati ottenuti dalle simulazioni con moltiplicatore 5. In questo caso infatti si ottiene un volume asportato maggiore sulla ruota sinistra della quarta sala. Questo risultato è unico e si discosta da tutti gli altri ottenuti in precedenza, ragion per cui sarebbe necessario indagare più approfonditamente l'effetto di diversi valori del moltiplicatore al variare dello *smoothing*.

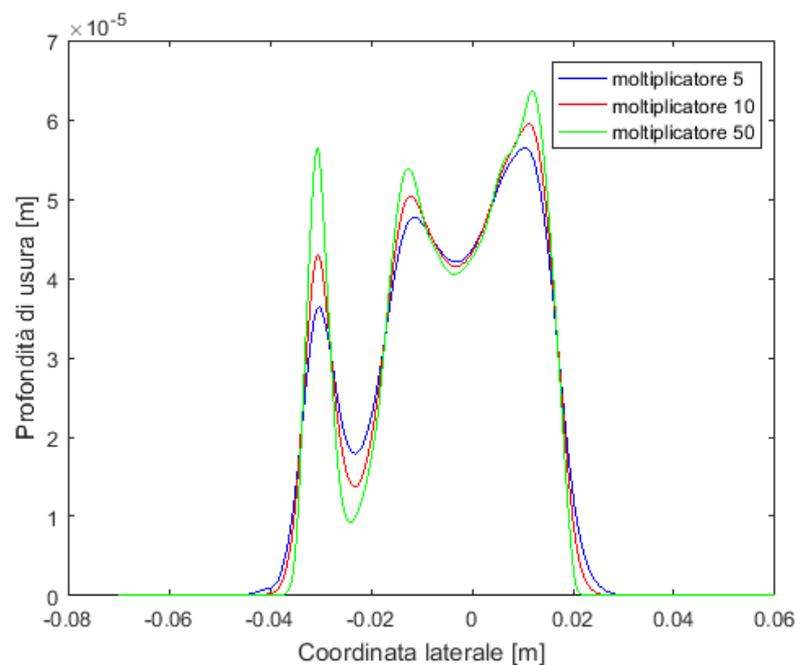


Figura 7.23 - Profondità di usura normale al variare del moltiplicatore a 20352 km

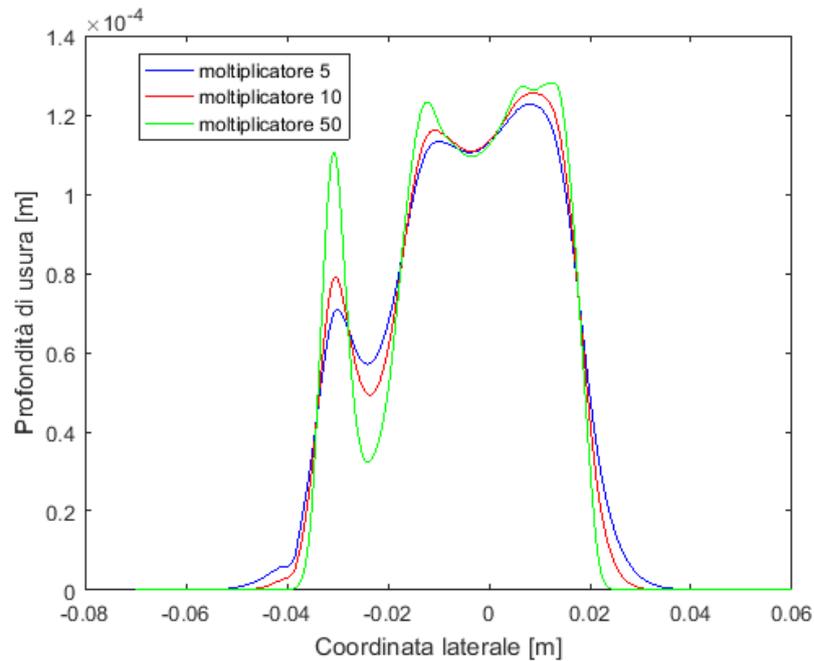


Figura 7.24 - Profondità di usura normale al variare del moltiplicatore a 50880 km

La Figura 7.23 e la Figura 7.24 illustrano la profondità di usura normale, al variare del moltiplicatore, calcolata rispettivamente per una distanza percorsa di 20352 km e 50880 km. I due grafici risultano simili e ciò è certamente positivo in quanto non sono presenti anomalie nel calcolo dell'usura. A 50880 km si ottiene una più omogenea distribuzione dell'usura sulla tavola. Nel primo caso si hanno picchi di usura compresi tra 55 e 75 μm circa, in confronto ai picchi tra 110 e 130 μm nel secondo caso. Ad un moltiplicatore elevato corrisponde un distacco più evidente della profondità di usura tra la flangia e la tavola, evidenziato da massimo e minimo relativi compresi tra le coordinate -0,04 e -0,02 m. Al diminuire del moltiplicatore si ha una diminuzione complessiva della profondità di usura, una notevole diminuzione della profondità di usura sulla flangia ed una dilatazione dell'andamento della profondità di usura. Si nota infatti che per valori di y inferiori a -0,04 m e superiori a 0,02 m si ha un'usura maggiore al diminuire del moltiplicatore. Si ottengono valori massimi di profondità di usura normale pari a 123, 125 e 128 μm , rispettivamente ottenuti con moltiplicatore 5, 10 e 50. La variazione del valore di profondità di usura è pari a 2,16 % tra il primo ed il secondo, a 2,19 % tra il secondo ed il terzo. Da moltiplicatore 5 a moltiplicatore 10 si ha un aumento della profondità di usura pari a 4,40 %. In conclusione, più è elevato il valore del moltiplicatore e più il calcolo approssimato tende a concentrare l'usura, soprattutto sulla zona della flangia a più elevata curvatura.

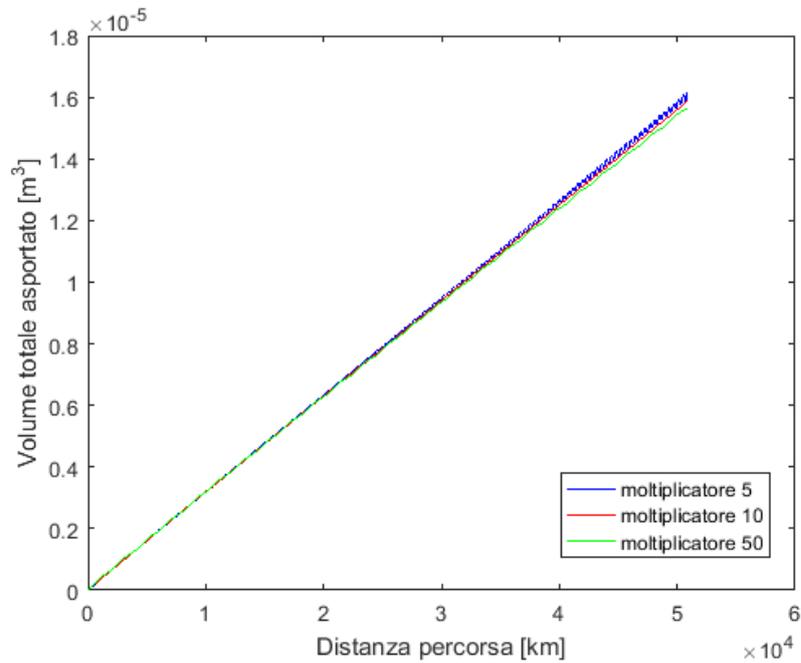


Figura 7.25 - Andamento del volume totale asportato al variare del moltiplicatore

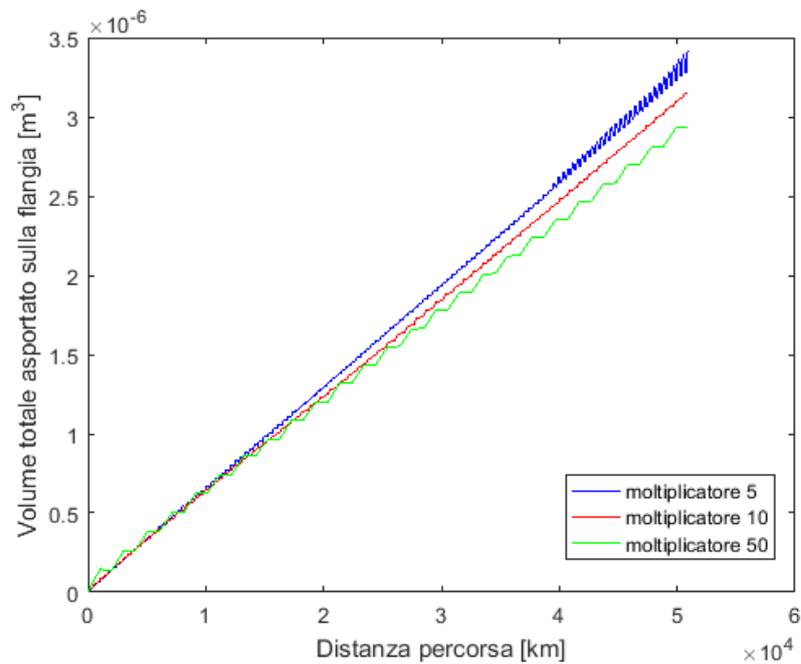


Figura 7.26 - Andamento del volume asportato sulla flangia al variare del moltiplicatore

Il volume asportato aumenta al diminuire del moltiplicatore e la differenza tra i tre andamenti, riportati in Figura 7.25 ed in Figura 7.26, risulta più marcata a partire da una distanza percorsa di circa 40000 km. La variazione di volume totale asportato è pari a -1,96 % tra i moltiplicatori 10 e 5 ed a -1,36 % tra i moltiplicatori 50 e 10. Il volume asportato sulla flangia varia di -7,78 % tra i moltiplicatori 10 e 5 e di -7,04 % tra i moltiplicatori 50 e 10. Tra moltiplicatore 50 e moltiplicatore 5 si ha una diminuzione del 3,30 % sul volume asportato totale ed una diminuzione considerevole del 14,28 % sul volume asportato

sulla flangia. A tale diminuzione del volume di usura sulla flangia corrispondono sia un aumento del picco di profondità di usura sia una diminuzione dell'area sottesa dalla curva della profondità di usura lungo la flangia. Inoltre, i risultati ottenuti da simulazioni con moltiplicatore 5 mostrano andamenti irregolari del volume di usura soprattutto ad una distanza percorsa elevata: i grafici relativi al volume istantaneo di usura, che non sono stati qui riportati, sono caratterizzati dall'alternanza di picchi positivi e negativi negli ultimi 15000 km circa di distanza percorsa.

I risultati ottenuti dalle simulazioni con moltiplicatore 5 rispetto alla ruota sinistra della quarta sala presentano anomalie nell'andamento del volume asportato, con notevoli oscillazioni tra picchi positivi e picchi negativi negli ultimi cicli di simulazione. Non a caso tale ruota risulta quella maggiormente usurata, il che è visibile anche dalla Figura 7.27: la profondità di usura normale è caratterizzata da un notevole aumento sulla tavola e da un andamento sulla stessa che si discosta da quelli ottenuti con gli altri due moltiplicatori, raggiungendo un valore massimo di 159 μm contro i 113 e 116 μm registrati rispettivamente con moltiplicatore 10 e 50. Per questo motivo risulta necessario analizzare accuratamente sia il moltiplicatore 5 al variare degli altri parametri sia altri valori di moltiplicatore.

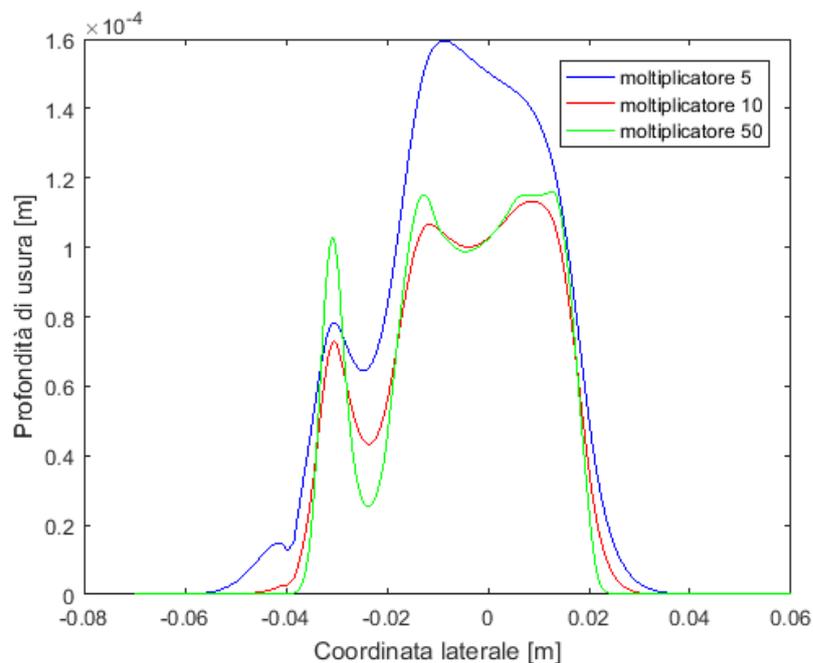


Figura 7.27 - Profondità di usura normale per la ruota sinistra della quarta sala a 50880 km al variare del moltiplicatore

E' stato effettuato anche un confronto tra gli andamenti della profondità di usura normale, per ciascun moltiplicatore, a cinque livelli di usura corrispondenti alle distanze percorse pari a: 10176 km, 20352 km, 30528 km, 40704 km e 50880 km. I grafici riportati di seguito si riferiscono alla ruota sinistra della terza sala.

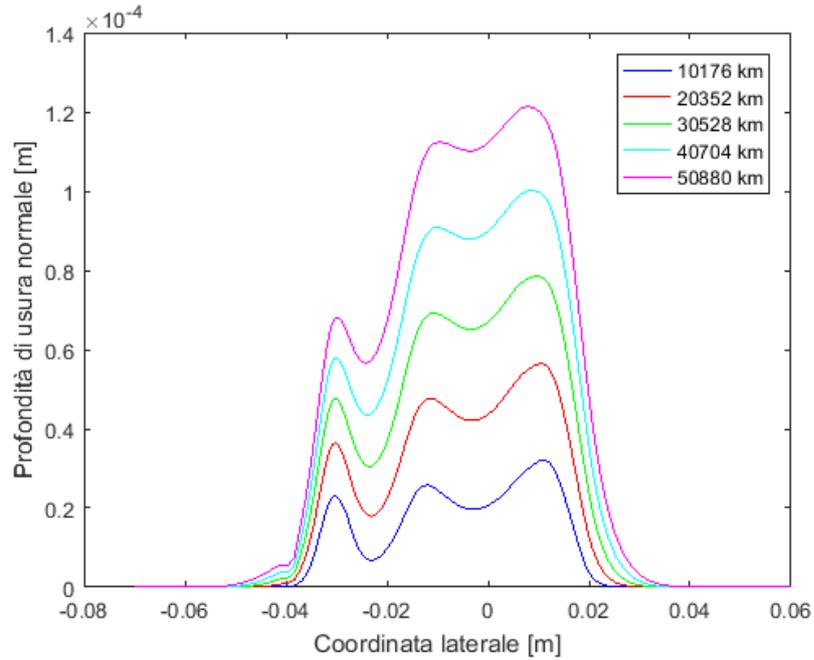


Figura 7.28 - Profondità di usura normale ottenuta con moltiplicatore 5 a diversi livelli di usura (distanza percorsa)

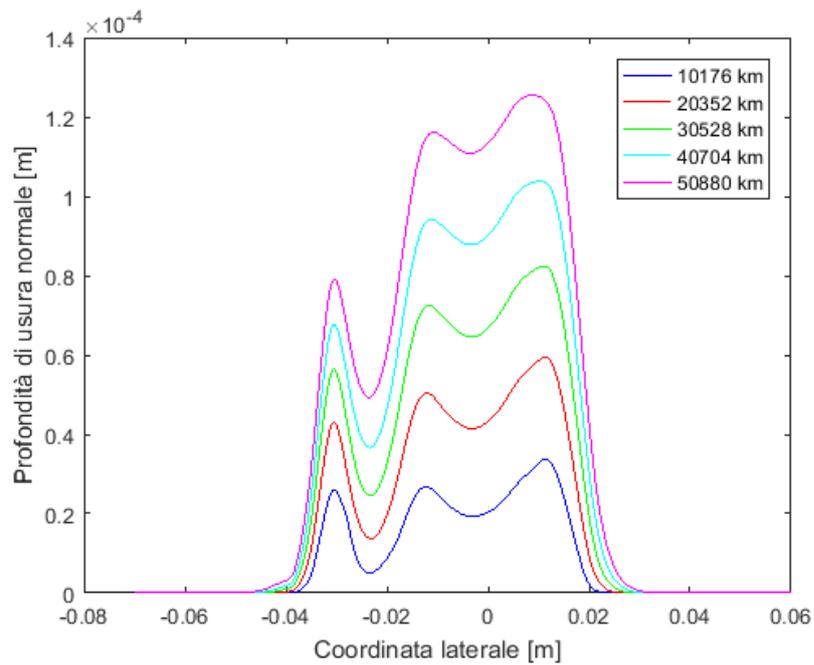


Figura 7.29 - Profondità di usura normale ottenuta con moltiplicatore 10 a diversi livelli di usura (distanza percorsa)

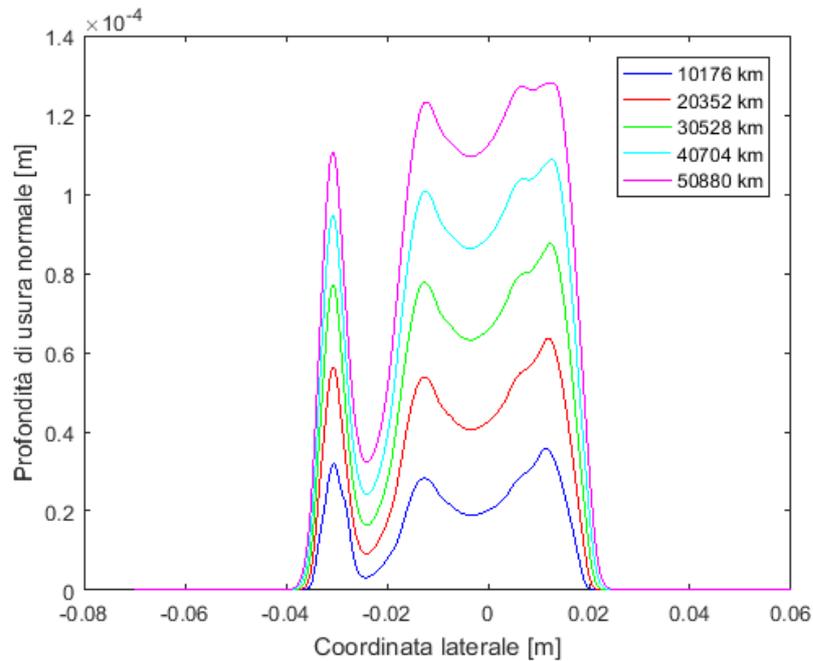


Figura 7.30 - Profondità di usura normale ottenuta con moltiplicatore 50 a diversi livelli di usura (distanza percorsa)

Ogni figura mostra una chiara similitudine tra gli andamenti della profondità di usura a ciascun livello (o distanza percorsa). Infatti, questo è l'effetto dovuto ad un moltiplicatore non unitario: l'usura calcolata al termine di ogni *Time Integration* viene moltiplicata per il fattore scelto ad ogni ciclo e quindi la profondità di usura viene distribuita lungo il profilo ruota sempre con lo stesso criterio. Più si aumenta il *distance factor* e più aumenta l'errore di calcolo dell'usura rispetto a valori che si otterrebbero nella realtà. Si nota che un moltiplicatore basso fornisce valori leggermente più bassi di profondità di usura normale, ma anche un andamento dell'usura più dilatato e meglio distribuito lungo tutto il profilo. Aumentando il moltiplicatore, si ottengono valori di profondità di usura normale più elevati per ogni livello di usura (quindi si ottiene un aumento proporzionale dell'andamento dell'usura) rispetto a quelli ottenuti con moltiplicatori più bassi. Simultaneamente, l'aumento del moltiplicatore genera un'usura più ristretta e concentrata: la profondità di usura tende ad annullarsi in prossimità della punta della flangia e della parte terminale della tavola; aumenta il picco di usura sulla flangia e si restringe l'ampiezza; si nota un'evidente diminuzione del volume asportato sulla flangia ed anche sull'intero profilo (il volume è ottenuto per rivoluzione dell'area di usura, a sua volta ottenuta per integrazione della profondità di usura); risulta meno omogenea la distribuzione di usura tra la flangia e la tavola. Tali effetti sono ben leggibili e confrontabili per ogni livello di usura, cioè ad ogni distanza percorsa.

7.5 Confronto dei risultati ottenuti con un modello velocizzato

Volendo considerare risultati quanto più attinenti alla realtà, occorre diminuire il valore del moltiplicatore. Sarebbe opportuno effettuare simulazioni utilizzando un valore unitario ma, poiché bisogna analizzare l'usura fino a distanze percorse di 100000 km circa, questo comporta tempi computazionali elevatissimi fino ad arrivare a più di due settimane di calcolo. Quindi si è pensato, al termine di questo percorso di tesi, di rilassare alcuni parametri del solutore di Simpack per ottenere un modello più veloce. Il confronto tra i risultati ottenuti con il modello originale e con quello velocizzato è stato effettuato utilizzando un moltiplicatore pari a 50, al fine di effettuare un'analisi in tempi brevi. Come viene illustrato in seguito, i valori ottenuti con il modello velocizzato risultano allineati con quelli ottenuti con il modello originale. Ciò significa che il modello velocizzato risulta valido e può essere utilizzato per effettuare simulazioni a lunga distanza anche con moltiplicatore unitario. Poiché con la nuova routine è stato implementato un algoritmo esterno di re-interpolazione e *smoothing* dei profili, si è pensato di velocizzare il modello in Simpack modificando i seguenti parametri:

- Aumento della tolleranza assoluta da $2e-06$ a $2e-05$ nella sezione *Integration Method* del solutore;
- Aumento del *rediscretization step* da $5e-05$ a $1e-04$, considerando che l'algoritmo esterno effettua una re-interpolazione di 5000 punti (numero di punti maggiore rispetto a quello ottenuto con un una discretizzazione pari a $5e-05$).

Il tempo computazione medio relativo ad un singolo ciclo di simulazione diminuisce da 8,2 min a 3,5 min, cioè risulta dimezzato per il modello velocizzato. Il grafico che illustra i profili usurati dei due modelli a confronto non viene riportato, in quanto le differenze sono irrilevanti e difficilmente leggibili. Vengono di seguito riportati gli andamenti della profondità di usura normale e del volume asportato, in riferimento alla ruota sinistra della terza sala.

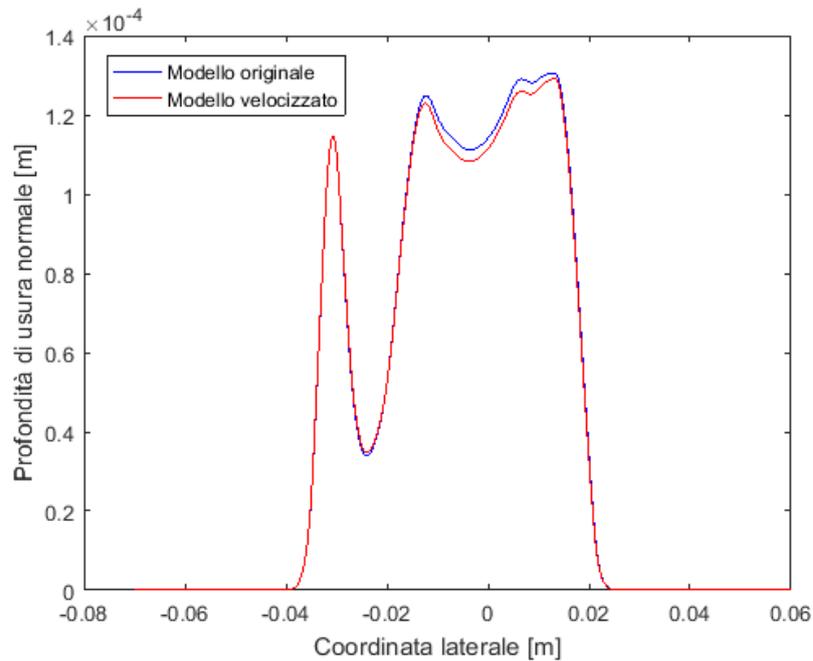


Figura 7.31 - Profondità di usura normale a 51897,6 km ottenuta con molt. 50, confronto tra modello originale e modello velocizzato

La Figura 7.31 mostra un andamento della profondità di usura normale ottenuto con modello velocizzato allineato con quello ottenuto con modello originale su gran parte del profilo. I valori si discostano lievemente in corrispondenza della tavola: si hanno valori massimi della profondità di usura normale pari a $131 \mu\text{m}$ per il modello originale ed a $129 \mu\text{m}$ per il modello velocizzato; quest'ultimo comporta infatti un decremento della profondità di usura del 1,04 %. Tale variazione è trascurabile, considerando anche che si tratta di una zona molto ristretta della tavola. Le figure seguenti illustrano l'andamento del volume asportato sulla flangia, sulla tavola e sull'intero profilo, in funzione della distanza percorsa.

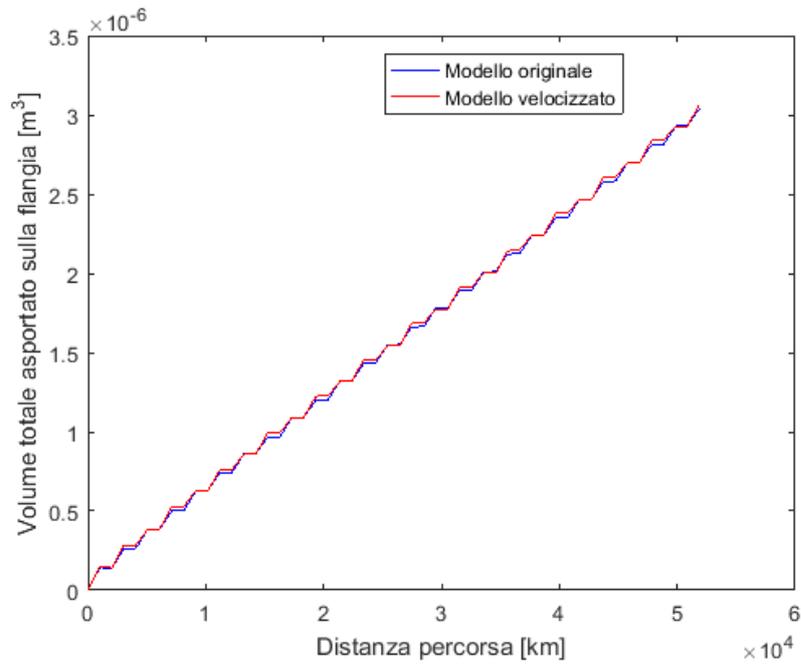


Figura 7.32 - Andamento del volume asportato sulla flangia, confronto tra modello originale e modello velocizzato

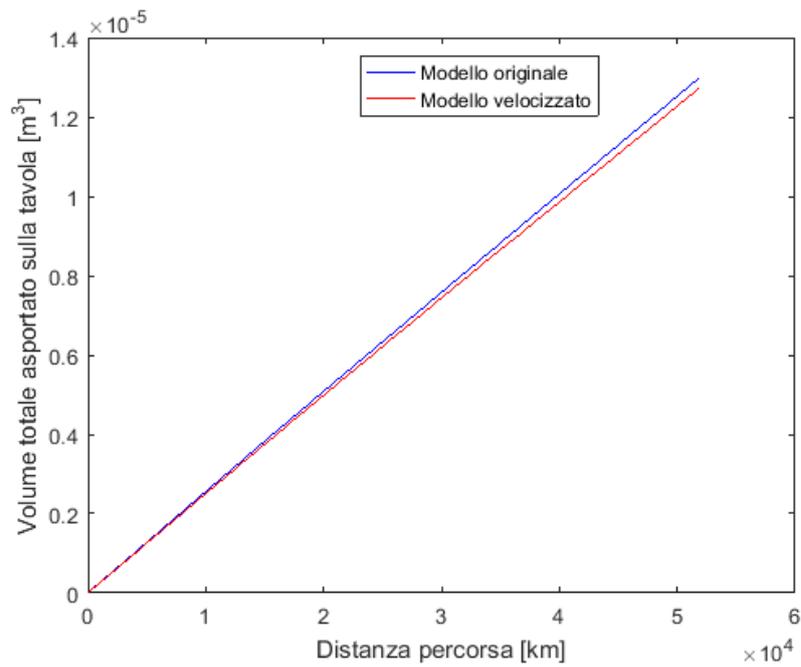


Figura 7.33 - Andamento del volume asportato sulla tavola, confronto tra modello originale e modello velocizzato

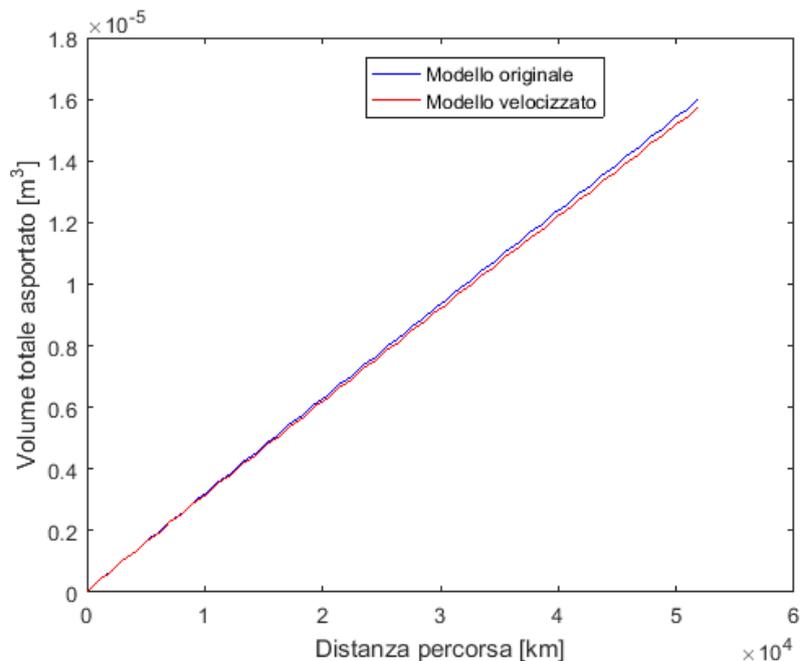


Figura 7.34 - Andamento del volume totale di usura, confronto tra modello originale e modello velocizzato

Come si nota dalla Figura 7.32, l'andamento del volume di usura lungo la flangia risulta crescente a gradini per entrambi i casi. Le due curve risultano abbastanza sovrapponibili e si ha una variazione trascurabile del volume finale asportato sulla flangia pari a 0,96 % tra il modello velocizzato ed il modello originale, in corrispondenza di una distanza percorsa pari a 51897,6 km. L'andamento del volume asportato sulla tavola per il modello velocizzato, riportato in Figura 7.33, si discosta leggermente da quello ottenuto con modello originale a partire da circa 20000 km. Dai risultati ottenuti con modello velocizzato si ha una diminuzione del volume finale asportato sulla flangia del 2,05 % a 51897,6 km percorsi. Anche i due andamenti del volume asportato totale risultano abbastanza allineati, Figura 7.34, e mostrano una lieve differenza nella parte finale del grafico: la variazione del volume asportato totale a 51897,6 km tra il modello velocizzato e quello originale risulta pari a -1,43 %. Per un ulteriore confronto si riportano i grafici che illustrano il volume istantaneo asportato su tutto il profilo ruota, o variazione di volume tra un ciclo di simulazione ed il successivo, rispettivamente per il modello originale e per quello velocizzato.

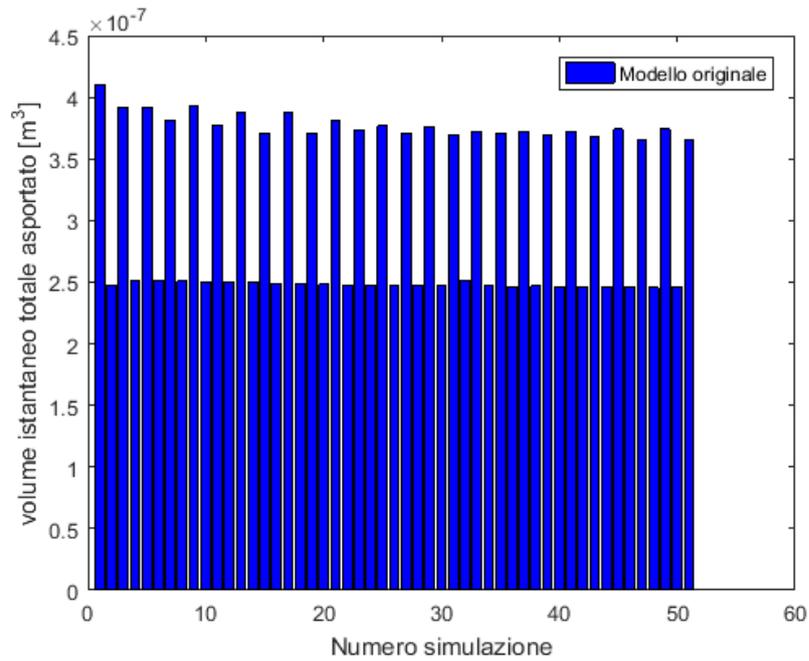


Figura 7.35 - Volume istantaneo asportato ad ogni ciclo di simulazione, modello originale

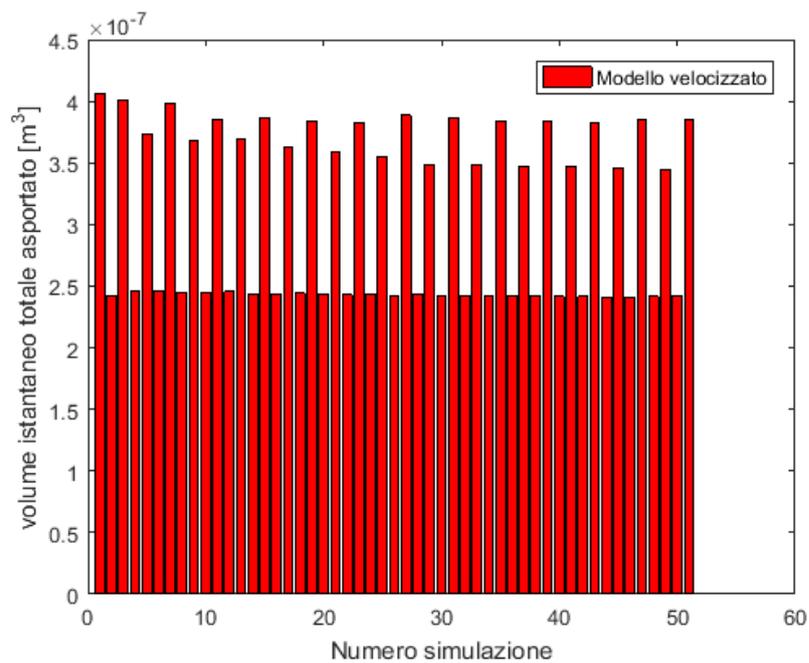


Figura 7.36 - Volume istantaneo asportato ad ogni ciclo di simulazione, modello velocizzato

I due grafici a confronto mostrano un andamento abbastanza equiparabile del volume istantaneo asportato sul profilo ruota, con un picco iniziale pari a $4,1 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$ per il modello originale ed un picco iniziale pari a $4,06 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$ per il modello velocizzato.

In conclusione, dai risultati ottenuti si deduce che un modello velocizzato tramite rilassamento della tolleranza assoluta e del *rediscretization step* non varia in maniera sensibile i risultati di usura, purché

si utilizzi l'algoritmo esterno di rielaborazione dei profili. In sviluppi futuri si potranno analizzare i risultati ottenuti con tale modello velocizzato e con moltiplicatore unitario.

7.5.1 Tempi computazionali

I tempi computazionali medi relativi a ciascuno step di simulazione ed i tempi computazionali relativi all'intera simulazione per ciascun modello sono riassunti in Tabella 5.23. In uno sviluppo futuro sarà possibile effettuare una simulazione con moltiplicatore unitario, utilizzando il modello velocizzato, e confrontare il tempo computazionale medio e totale con quelli ottenuti con il modello originale. La Tabella 5.24 riporta i principali parametri dell'integratore utilizzato per la simulazione dinamica sia per il modello originale sia per quello velocizzato.

Tabella 5.23 – Tempi computazionali

Modello	Processore	Tempo computazionale medio Step [min]	Tempo computazionale totale
Molt 50, smooth. 10		8,3	-
Molt 50, smooth. 50		8,2	7 h 3 min
Molt 50, smooth. 100		9,6	8 h 21 min
Molt 50, smooth. 200		10,3	9 h 7 min
Molt 5, smooth. 50	Intel Core i5-4670 3,4 GHz 16 GB RAM	11,6	4g 14 h
Molt 10, smooth. 50		10,3	2 g 3 h 50 min
Molt 50, smooth. 50 velocizzato		3,5	3 h 8 min
Molt 10, smooth. Simpack 10e-10		9,4	1 g 10 h 57 min

Tabella 5.24 – Parametri integratore

	Modello originale	Modello velocizzato
Output steps (sampling rate)	200 Hz	200 Hz
Integratore	SODASRT 2	SODASRT 2
Ordine	5	5
Max stepsize	0,05	0,05
Tolleranza assoluta	2e-06	2e-05
Tolleranza relativa	1e-06	1e-06
Red. Step	5e-05 m	1e-04 m

8 Conclusioni e sviluppi futuri

Il progetto di ricerca di questa tesi è lo studio dell'algoritmo di calcolo dell'usura utilizzato dal software commerciale multibody Simpack. È stata condotta un'analisi dettagliata dell'usura al variare di diversi parametri e degli effetti dell'usura sulla dinamica del veicolo. L'attività prevalente ha avuto come obiettivo centrale lo studio di due parametri fondamentali che costituiscono l'algoritmo di usura del software, ossia caratterizzano l'interpolazione e l'approssimazione dei profili usurati: il *rediscretization step* e l'*approximation smoothing*. L'analisi di questi due parametri e dei relativi effetti sull'usura e sull'aggiornamento dei profili si è rivelata laboriosa ed alquanto complessa, poiché gli effetti sull'usura e l'aggiornamento dei profili ruota variano empiricamente a seconda del valore di *smoothing* scelto. Effettuando simulazioni al variare del moltiplicatore, si è riscontrato che il valore di *smoothing* ha altresì influenza su quest'ultimo parametro. A conclusione di questa impegnativa analisi, si può affermare che il modulo di usura del software ha un notevole limite inerente all'approssimazione ed all'interpolazione dei profili: ciascun valore di *smoothing* indagato comporta errori nell'aggiornamento dei profili usurati, ottenendo usura anomala in zone della ruota in cui non avviene contatto con la rotaia. Inoltre, i nuovi profili re-interpolati vanno ad intersecare in più punti il profilo originario non usurato. Tutto ciò si traduce in una sovrastima della profondità di usura e del volume di usura, oltre che ad ottenere profili finali non comparabili a risultati realistici. La valutazione di questi fattori ha portato, all'interno del gruppo di ricerca, alla scelta di implementare un algoritmo esterno in Matlab al fine di effettuare lo *smoothing* e la re-interpolazione dei profili tra un ciclo di simulazione ed il successivo. È stato necessario, quindi, modificare la routine esterna di gestione dell'intera simulazione attraverso il file *batch* e lo script *sjs* di Simpack. Inoltre, è stata creata un'apposita funzione di Matlab per applicare lo *smoothing* e la re-interpolazione sui profili di output di Simpack per ciascun ciclo di simulazione. In questo modo, i profili ruota vengono rielaborati esternamente prima che diventino input nei *Rail-Wheel Pairs* di Simpack per il ciclo successivo. Questa nuova routine esterna si è dimostrata efficiente e si sono riscontrati risultati di usura abbastanza realistici. Oltre al confronto tra i due algoritmi, è stata valutata l'usura al variare del valore di *smoothing* esterno e del moltiplicatore di usura. Infine è stato effettuato un confronto con un modello velocizzato, il quale risulta in linea con il precedente.

Tra gli sviluppi futuri, si consigliano le seguenti attività: effettuare ulteriori migliorie sia sull'algoritmo esterno di *smoothing* e re-interpolazione dei profili sia sulla stessa routine esterna che gestisce la simulazione, peraltro già in fase di studio; modificare i parametri del solutore, al fine di effettuare lunghe simulazioni con moltiplicatore unitario e tempi computazionali minori; valutare l'usura ottenuta con moltiplicatore unitario su distanze percorse di almeno 100000 km ed effettuare un confronto sia con i dati sperimentali sia con i risultati ottenuti con valori di moltiplicatore più elevati; valutare l'usura calcolata secondo la legge di Krause/Poll ed effettuarne un confronto con il modello di Archard; riprodurre in Simpack un tracciato reale, costituito da irregolarità, e confrontare i risultati ottenuti dalle simulazioni con dati sperimentali; estendere le simulazioni ad altri modelli di veicolo, quali treni passeggeri convenzionali e ad alta velocità e treni merce.

Ringraziamenti

Desidero, in primo luogo, ringraziare il Prof. Antonio Gugliotta, il Prof. Nicola Bosso e l'Ing. Nicolò Zampieri per l'opportunità di sperimentare questo percorso e per il conseguente, fondamentale supporto didattico durante la stesura di questo lavoro.

L'idea di questo progetto di tesi nasce da una collaborazione con la Blue Engineering S.r.l. Desidero ringraziare Pierangelo Farina, PM di Blue Engineering S.r.l. di Rivoli (TO), e i dipendenti dell'azienda per la disponibilità e cordialità, e per aver messo a disposizione la documentazione tecnica utile allo sviluppo della prima parte di questo lavoro.

Inoltre, vorrei ringraziare con affetto colleghi ed amici che mi hanno sostenuto e che hanno contribuito alla mia crescita personale e professionale, permettendomi di affrontare con maggior serenità questi ultimi anni di cambiamenti. Un ringraziamento speciale va a Paolo ed Antonio per la costante disponibilità durante lo svolgimento di questa attività.

Infine, la mia gratitudine va alla mia famiglia, in particolare ai miei genitori che sono da sempre il principale punto di riferimento e senza i quali non avrei potuto raggiungere questo traguardo. A loro dedico i miei successi.

Indice figure

Figura 2.1 - Rodiggio con sistema frenante.....	3
Figura 2.2 - Diversi tipi di sale montate: a) sala con boccole esterne e sala con boccole interne; b) sala con dischi freno sull'assile e sulla ruota; c) sala con posizione asimmetrica e simmetrica della ruota condotta (1, assile; 2, ruota; 3, boccola; 4, disco freno; 5, ruota condotta) [2]	4
Figura 2.3 - Dimensioni principali di sala montata e binario.....	4
Figura 2.4 - Assile ferroviario	6
Figura 2.5 - Boccole: a) rulli cilindrici; b) rulli a botte; c) rulli conici	6
Figura 2.6 - Cuscinetti sferici	7
Figura 2.7 - a) Ruota monoblocco; b) ruota cerchiata; c) ruota resiliente.....	8
Figura 2.8 - Riprofilatura ruota.....	9
Figura 2.9 - Profili ruota per veicoli merci e passeggeri: a) Russia; d) Europa	11
Figura 2.10 - Quote profilo ruota	11
Figura 2.11 - Profilo ORE S1002.....	12
Figura 2.12 - Forze agenti sulla sala in condizioni statiche	15
Figura 2.13 - Forze agenti sulla sala montata: a) posizione centrale; b) posizione decentrata con effetto della forza di richiamo.....	16
Figura 2.14 - Diversi tipi di contatto ruota - rotaia	16
Figura 2.15 - Raggi di rotolamento corrispondenti allo spostamento trasversale y della sala	18
Figura 2.16 - Funzione RRD (curve $y - \Delta r$).....	18
Figura 2.17 - Schematizzazione dei corpi a contatto nella teoria di Hertz.....	21
Figura 2.18 - Individuazione dell'area di contatto: a) schematizzazione ruota conica e rotaia cilindrica; b) superfici reali di ruota e rotaia.....	22
Figura 2.19 - Modello di Cuolomb e modello di Carter.....	23
Figura 3.1 - Conseguenze dell'usura dei profili di ruota e rotaia	25
Figura 3.2 - Evoluzione profili ruota e rotaia (caso di prova Stoccolma)	27
Figura 3.3 - Posizione del punto di contatto nei due casi di carico: contatto sul bordo e contatto sul fungo.	27
Figura 3.4 - Pressione di contatto - velocità di slittamento per il caso Stoccolma	28
Figura 3.5 - Tasso di usura per i diversi indici di usura Ty/A	31
Figura 3.6 - Fenomeno di specchiatura nel contatto ruota-rotaia.....	34
Figura 3.7 - Mappe dei coefficienti di usura per materiale rotaia UIC60 600A e materiale ruota R7 ..	35
Figura 3.8 - Temperature al contatto e coefficienti di usura per prove su pin-on-disk e twin-disk	36
Figura 3.9 - Profilo rotaia non usurato e profili ruota nuovo ed usurato	37
Figura 3.10 - Mappa di usura con i coefficienti di usura di Archard	40
Figura 4.1 - Automotrice ALn 663	46
Figura 4.2 - Automotrice ALn 663, vista laterale.....	46
Figura 4.3 - Interfaccia Simpack Pre, modello automotrice.....	47
Figura 4.4 - modello Simpack, sala portante e sala motrice	48
Figura 4.5 - Particolare modello, sala portante.....	49
Figura 4.6 - Particolare modello, sala motrice con ponte inversore.....	49
Figura 4.7 - a) Sforzi di trazione ruote in funzione della velocità, ALn 663 serie 1001- 1016 [33]; b) Coppia massima in funzione della velocità in ambiente Simpack.....	50
Figura 4.8 - Boccola SKF-RIV per ALn 668 e ALn 663.....	51
Figura 4.9 - Particolare modello, boccola.....	51

Figura 4.10 - Telaio carrello FIAT, vista laterale: (1) boccola; (2) asta trascinamento; (3) sospensione primaria	56
Figura 4.11 - Telaio carrello FIAT, vista superiore: (4) sospensione secondaria e appoggi cassa; (5) ponte inversore; (6) ralla; (7) trave oscillante.....	57
Figura 4.12 - Modello Simpack, particolare del carrello: (1) telaio carrello; (2) sospensione primaria lato destro del quarto assile.....	58
Figura 4.13 - Modello Simpack, particolare smorzatori: (1) smorzatore orizzontale; (2) smorzatore verticale; (3) smorzatore trasversale	59
Figura 4.14 - Funzione rigidità tampone	63
Figura 4.15 - Funzione smorzamento tampone	64
Figura 4.16 - Modello Simpack, particolare della trave oscillante (1).....	65
Figura 4.17 - Modello Simpack, cassa	67
Figura 4.18 - Modellazione tracciato in Simpack (vista piano orizzontale - Track Properties)	70
Figura 4.19 - Valori di sopraelevazione in funzione di raggio delle curve e velocità di tracciato	73
Figura 4.20 - Allargamento di scartamento	74
Figura 4.21 - Andamento della velocità di riferimento veicolo.....	75
Figura 4.22 - Profilo rotaia UIC60 in Simpack.....	76
Figura 4.23 – mappa coefficienti di usura archard in funzione della pressione di contatto e della velocità di slittamento.....	78
Figura 4.24 - Parametri modello di Archard in Simpack.....	79
Figura 4.25 - Parametri modello di Krause/Poll in Simpack.....	80
Figura 4.26 - Profilo ORE S1002 in Simpack	81
Figura 4.27 - Gradiente profilo ORE S1002	82
Figura 4.28 - Curvatura profilo ORE S1002.....	82
Figura 4.29 - Contatto ruota – rotaia e linee di contatto in Simpack.....	82
Figura 4.30 - Nomenclatura sale, corsa di andata.....	83
Figura 4.31 - Nomenclatura ruote primo carrello, corsa di andata	84
Figura 4.32 - Nomenclatura ruote secondo carrello, corsa di andata	84
Figura 4.33 - Nomenclatura fittizia sale, corsa di ritorno.....	85
Figura 4.34 - Nomenclatura fittizia ruote primo carrello, corsa di ritorno	85
Figura 4.35 - Nomenclatura fittizia ruote secondo carrello, corsa di ritorno	86
Figura 4.36 - Launcher simulazioni (file batch)	88
Figura 4.37 - Struttura generale del processo di simulazione.....	89
Figura 4.38 - Andamento velocità veicolo nell' intervallo di simulazione.....	92
Figura 4.39 - Forze agenti sul bordino in condizioni di incipiente svio	93
Figura 4.40 - Curve fattore limite di svio in funzione di β e μ	93
Figura 4.41 - Andamento fattore di svio ruota Y/Q	94
Figura 4.42 - Andamento fattore di scaricamento ruota $\Delta Q/Q$	95
Figura 4.43 - Andamento posizione laterale delle sale y (spostamento trasversale)	96
Figura 4.44 - Andamento angolo di imbardata (yaw angle) delle sale.....	97
Figura 4.45 - Andamento posizione laterale dei carrelli y (spostamento trasversale)	98
Figura 4.46 - Andamento angolo di imbardata (yaw angle) dei carrelli.....	99
Figura 4.47 - Andamento posizione laterale della cassa y (spostamento trasversale)	100
Figura 4.48 - Andamento angolo di imbardata (yaw angle) della cassa	101
Figura 4.49 - Sovrapposizione angolo di imbardata cassa e angolo gamma sensore centro cassa	101
Figura 4.50 - Profondità di usura normale profilo	102
Figura 4.51 - Andamento del Wear number [N]	103

Figura 4.52 - Usura normale profilo ruota sinistra della terza sala, con moltiplicatore unitario, a 3968 km.....	104
Figura 4.53 - Profondità di usura normale al profilo ruota sinistra della terza sala, con moltiplicatore unitario, a 3968 km	104
Figura 4.54 - Profondità di usura normale profili ruote, con moltiplicatore unitario, a 3968 km	105
Figura 4.55 - Andamento del Wear Number, con moltiplicatore unitario, a 3968 km	106
Figura 4.56 - Andamento fattore di svio ruota Y/Q, con moltiplicatore unitario, a 3968 km.....	106
Figura 4.57 - Andamento fattore di scaricamento ruota, con moltiplicatore unitario, a 3968 km	107
Figura 5.1 - Approximation smoothing, file prw	109
Figura 5.2 - Andamento volume asportato ruota destra terza sala con rediscrretization step 1e-04 m	110
Figura 5.3 - Andamento volume asportato ruota sinistra terza sala con rediscrretization step 5e-05 m	112
Figura 5.4 - Andamento volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing 10e-09	114
Figura 5.5 - Andamento volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing 8e-09	116
Figura 5.6 - Andamento volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing 7e-09	117
Figura 5.7 - Andamento volume asportato ruota sinistra terza sala, Smooth. 5e-09.....	119
Figura 5.8 - Volume istantaneo asportato ruota sinistra terza sala, smooth. 7e-09	120
Figura 5.9 - volume istantaneo asportato ruota sinistra terza sala, smooth. 5e-09.....	120
Figura 5.10 - Particolare flangia superiore, ruota destra della quarta sala: profili al variare dello smoothing	122
Figura 5.11 - Particolare radice flangia, ruota sinistra della terza sala: profilo originario ORE S1002 e profili usurati al variare dello Smoothing.....	123
Figura 5.12 - Ingrandimento flangia, ruota destra della terza sala	123
Figura 5.13 - Ingrandimento flangia, ruota sinistra della seconda sala	124
Figura 5.14 - Ingrandimento flangia, ruota destra della prima sala.....	124
Figura 5.15 - Ingrandimento tavola, ruota destra della quarta sala: profilo originale ORE S1002 e profili usurati al variare dello Smoothing.....	125
Figura 5.16 - Ingrandimento profilo interno ruota, ruota destra della quarta sala:	125
Figura 5.17 - Andamento volume totale asportato al variare dello smoothing (1)	126
Figura 5.18 - Andamento volume totale asportato al variare dello smoothing (2)	127
Figura 5.19 - Andamento volume totale asportato ruota sinistra della terza sala, smooth. 5e-09....	127
Figura 6.1 - Suddivisione flangia e tavola profilo ORE S1002.....	128
Figura 6.2 - Metodo adottato per rimuovere materiale dai profili [31]	131
Figura 6.3 - Profondità di usura flangia.....	133
Figura 6.4 - Dettaglio flangia: profilo originario (ORE S1002) in nero; profilo usurato in viola; profondità di usura in direzione verticale in nero; profondità di usura effettiva o normale in rosso	133
Figura 6.5 - Profondità di usura normale al variare dell'usura del profilo.....	136
Figura 6.6 - Andamento Wear Number al variare dell'usura del profilo	137
Figura 6.7- Andamento Wear Number, ingrandimento.....	138
Figura 6.8- Andamento fattore di svio al variare dell'usura del profilo	138
Figura 6.9 - Andamento fattore di svio al variare dell'usura del profilo	139
Figura 6.10 - Andamento fattore di scaricamento ruota al variare dell'usura del profilo.....	139
Figura 6.11 - Pressioni di contatto sulla ruota sinistra della terza sala, simulazione su profili nuovi.	140
Figura 6.12 - Andamento pressione massima di contatto al variare dell'usura del profilo	141
Figura 6.13 - andamento pressione massima di contatto, ingrandimento.....	141
Figura 6.14 - Profondità di usura normale al variare del moltiplicatore.....	142

Figura 6.15 - Profondità di usura normale al variare del moltiplicatore, ingrandimento	143
Figura 6.16 - Andamento Wear Number al variare del moltiplicatore	143
Figura 6.17 - Andamento del fattore di svio al variare del moltiplicatore	144
Figura 6.18 - Andamento del fattore di scaricamento ruota al variare del moltiplicatore	144
Figura 6.19 - Andamento della pressione massima di contatto al variare del moltiplicatore	145
Figura 6.20 - Profili ruote moltiplicatore 10 e smooth. 10e-09 a 30731,52 km	146
Figura 6.21 - Profili ruote moltiplicatore 10 e smooth. 10e-11 a 24625,92 km	147
Figura 6.22 - Profili ruote moltiplicatore 5 e smooth. 10e-10 a 43248 km	147
Figura 6.23 - Profilo ruote moltiplicatore 5 e smooth. 10e-10 a 44469,12 km	148
Figura 6.24 - Andamento volume totale di usura con smooth. 10e-10, confronto tra molt. 5 e molt. 10	149
Figura 7.1 - Struttura generale del processo di simulazione con algoritmo di aggiornamento profili in Matlab	151
Figura 7.2 - Profilo ORE S1002 e profili usurati al variare dei punti di smoothing a 51897,6 km, ruota sinistra della terza sala	153
Figura 7.3 - Ingrandimento profili zona flangia a 51897,6 km	154
Figura 7.4 - Ingrandimento profili zona tavola a 51897,6 km	154
Figura 7.5 - Profondità di usura normale al profilo al variare dei punti di smoothing a 51897,6 km	155
Figura 7.6 - Andamento volume totale di usura al variare dei punti di smoothing	156
Figura 7.7 - Derivata seconda profilo smooth. 10 punti	156
Figura 7.8 - Derivata seconda profilo smooth. 50 punti	157
Figura 7.9 - Derivata seconda profilo smooth. 100 punti	157
Figura 7.10 - Derivata seconda profilo smooth. 200 punti	158
Figura 7.11 - Ingrandimento derivata seconda profilo smooth. 50 punti	158
Figura 7.12 - Profili ruota sinistra della terza sala a 51083,52 km, confronto tra smooth. esterno 50 punti e smooth. Simpact 10e-10	159
Figura 7.13 - Ingrandimento flangia, profili ruota sinistra della terza sala a 51083,52 km	160
Figura 7.14 - Profondità di usura normale al profilo a 51083,52 km, confronto tra smooth. Simpact e smooth. esterno	161
Figura 7.15 - Volume istantaneo totale asportato con smooth. Simpact	161
Figura 7.16 - Volume istantaneo totale asportato con smooth. esterno di 50 punti	162
Figura 7.17 - Volume istantaneo asportato sulla flangia con smooth. Simpact	162
Figura 7.18 - Andamento del volume totale asportato sulla flangia smooth. Simpact e smooth. esterno	163
Figura 7.19 - Andamento del volume totale asportato sulla tavola smooth. Simpact e smooth. esterno	163
Figura 7.20 - Andamento del volume totale di usura smooth. Simpact e smooth. esterno	164
Figura 7.21 - Volume percentuale asportato sulla flangia con smooth. Simpact	165
Figura 7.22 - Volume percentuale asportato sulla flangia con smooth. esterno di 50 punti	165
Figura 7.23 - Profondità di usura normale al variare del moltiplicatore a 20352 km	166
Figura 7.24 - Profondità di usura normale al variare del moltiplicatore a 50880 km	167
Figura 7.25 - Andamento del volume totale asportato al variare del moltiplicatore	168
Figura 7.26 - Andamento del volume asportato sulla flangia al variare del moltiplicatore	168
Figura 7.27 - Profondità di usura normale per la ruota sinistra della quarta sala a 50880 km al variare del moltiplicatore	169
Figura 7.28 - Profondità di usura normale ottenuta con moltiplicatore 5 a diversi livelli di usura (distanza percorsa)	170

Figura 7.29 - Profondità di usura normale ottenuta con moltiplicatore 10 a diversi livelli di usura (distanza percorsa).....	170
Figura 7.30 - Profondità di usura normale ottenuta con moltiplicatore 50 a diversi livelli di usura (distanza percorsa).....	171
Figura 7.31 - Profondità di usura normale a 51897,6 km ottenuta con molt. 50, confronto tra modello originale e modello velocizzato.....	173
Figura 7.32 - Andamento del volume asportato sulla flangia, confronto tra modello originale e modello velocizzato.....	174
Figura 7.33 - Andamento del volume asportato sulla tavola, confronto tra modello originale e modello velocizzato.....	174
Figura 7.34 - Andamento del volume totale di usura, confronto tra modello originale e modello velocizzato.....	175
Figura 7.35 - Volume istantaneo asportato ad ogni ciclo di simulazione, modello originale	176
Figura 7.36 - Volume istantaneo asportato ad ogni ciclo di simulazione, modello velocizzato	176

Indice tabelle

Tabella 3.1 - Regimi e coefficienti di usura per i materiali R8T della ruota e UIC60900 A per la rotaia 31	
Tabella 3.2 - Valori dei coefficienti di usura secondo Enblom e Berg.....	41
Tabella 3.3 - Valori dei coefficienti di usura secondo Bosso e Zampieri (m/km).....	41
Tabella 4.1 - Valori di massa ed inerzia delle sale.....	51
Tabella 4.2 - Valori di massa ed inerzia delle boccole.....	52
Tabella 4.3 - Caratteristiche di rigidità e smorzamento delle boccole.....	52
Tabella 4.4 - Caratteristiche della sospensione primaria.....	54
Tabella 4.5 - Valori di massa, inerzia e coordinate baricentro telaio carrello.....	58
Tabella 4.6 - Caratteristiche smorzatori orizzontali.....	59
Tabella 4.7 - Caratteristiche smorzatori verticali.....	60
Tabella 4.8 - Caratteristiche smorzatori trasversali (laterlai).....	60
Tabella 4.9 - Caratteristiche sospensioni secondarie.....	61
Tabella 4.10 - Caratteristiche tamponi.....	64
Tabella 4.11 - Valori di massa, inerzia e coordinate baricentro trave oscillante.....	66
Tabella 4.12 - Caratteristiche ralla (a).....	66
Tabella 4.13 - Caratteristiche ralla (b).....	66
Tabella 4.14 - Caratteristiche ralla (c).....	67
Tabella 4.15 - Valori di massa, inerzia e coordinate baricentro cassa.....	67
Tabella 4.16 – Esempio 1 caratterizzazione tracciato (piano orizzontale).....	71
Tabella 4.17 – Esempio 2 caratterizzazione tracciato (piano orizzontale).....	71
Tabella 4.18 - Esempio caratterizzazione tracciato (piano verticale).....	72
Tabella 4.19 - Esempio sopraelevazione tracciato.....	73
Tabella 4.20 - Esempio sopraelevazione tracciato.....	73
Tabella 4.21 - Parametri rotaia.....	76
Tabella 4.22 - Parametri ruota Rail –Wheel Pair.....	81
Tabella 4.23 - Scambio profili ruota tra corsa di andata e corsa di ritorno.....	87
Tabella 5.1 - Volume di usura ruota destra terza sala con discretization step 1e-04 m.....	110
Tabella 5.2 - Volume di usura ruota sinistra terza sala con discretization step 1e-04 m.....	111
Tabella 5.3 - Volume di usura ruota destra terza sala con discretization step 5e-05 m.....	111
Tabella 5.4 - Volume di usura ruota sinistra terza sala con discretization step 5e-05 m.....	111
Tabella 5.5 - Confronto volume asportato ruota destra terza sala tra discretization step 5e-05 m e 1e-04 m.....	112
Tabella 5.6 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra discretization step 5e-05 m e 1e-04 m.....	112
Tabella 5.7 - Volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing 10e-09.....	113
Tabella 5.8 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra smoothing 10e-09 e 10e-08.....	114
Tabella 5.9 - Confronto volume asportato flangia ruota sinistra terza sala tra smoothing 10e-09 e 10e-08.....	115
Tabella 5.10 - Volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing 8e-09.....	115
Tabella 5.11 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra smoothing 8e-09 e 10e-09.....	116
Tabella 5.12 - Confronto volume asportato flangia ruota sinistra terza sala tra smoothing 8e-09 e 10e-09.....	116
Tabella 5.13 - Volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing 7e-09.....	117
Tabella 5.14 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra smoothing 7e-09 e 8e-09.....	118

Tabella 5.15 - Confronto volume asportato flangia ruota sinistra terza sala tra smoothing 7e-09 e 8e-09.....	118
Tabella 5.16 - Volume asportato ruota sinistra terza sala con smoothing 5e-09	118
Tabella 5.17 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra smoothing 5e-09 e 7e-09 ..	121
Tabella 5.18 - Confronto volume asportato flangia ruota sinistra terza sala tra smoothing 5e-09 e 7e-09.....	121
Tabella 5.19 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra smoothing 7e-09 e 10e-09	121
Tabella 5.20 - Confronto volume asportato flangia ruota sinistra terza sala tra smoothing 7e-09 e 10e-09.....	121
Tabella 5.21 - Confronto volume asportato ruota sinistra terza sala tra smoothing 5e-09 e 10e-09	121
Tabella 5.22 - Confronto volume asportato flangia ruota sinistra terza sala tra smoothing 5e-09 e 10e-09.....	122
Tabella 5.23 - Tempi computazionali.....	177
Tabella 5.24 - Parametri integratore.....	177

Bibliografia

- [1] F. Di Majo, *Costruzioni di materiale ferroviario*, Torino : Levrotto e Bella, 1979.
- [2] A. Orlova e Y. Boronenko, «Chapter 3: The Anatomy of Railway Vehicle,» in *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, Iwnicki S., Manchester, Taylor & Francis Group, LLC, 2006.
- [3] N. Bosso, «Appunti del corso di Costruzione di materiale ferroviario,» Torino, 2012.
- [4] I. Y. Shevtsov, *Wheel/Rail Interface Optimisation*, Delft, 2008.
- [5] E. E. Magel e J. Kalousek, «The application of contact mechanics to rail profile design,» *Wear*, vol. 253, pp. 308-316, 2002.
- [6] *UIC Code 518: Testing and Approval of Railway Vehicles from the Point of View of their dynamic behaviour - safety - track fatigue - ride quality*, Paris: International Union of Railways, 2005.
- [7] J.-B. Ayasse e H. Chollet, «Chapter 4: Wheel – Rail Contact,» in *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, Iwnicki S., Manchester, Taylor & Francis Group, LLC, 2006.
- [8] R. Panagin, *La dinamica del veicolo ferroviario*, Torino: Levrotto e Bella, 1997.
- [9] U. Olofsson e R. Lewis, «Chapter 5: Tribology of the Wheel – Rail Contact,» in *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, Iwnicki S., Manchester, Taylor & Francis Group, LLC, 2006.
- [10] J. Tunna, J. Sinclair e J. Perez, «A review of wheel wear and rolling contact fatigue,» *Proc. IMechE Part F: J. Rail and Rapid Transit*, vol. 221, 2007.
- [11] R. Lewis e R. Dwyer-Joyce, «Wear mechanisms and transitions in railway wheel,» *Proc. Instn Mech. Engrs Part J: J. Engineering Tribology*, vol. 218, 2004.
- [12] T. Telliskivi e U. Olofsson, «Contact mechanics analysis of measured wheel–rail,» *Proc Instn Mech Engrs Part F*, vol. 215, 2001.
- [13] I. Povilaitiene, I. Z. Kamaitis e I. Podagelis, «Influence of gauge width on rail side wear on track,» *JOURNAL OF CIVIL ENGINEERING AND MANAGEMENT*, vol. XII, n. 3, p. 255–260, 2006.
- [14] F. Braghin, R. Lewis, R. Dwyer-Joyce e S. Bruni, «A mathematical model to predict railway wheel,» *Wear*, vol. 261, p. 1253–1264, 2006.
- [15] J. Kalker, *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*, Dordrecht: Kluwer, 1990.
- [16] T. Jendel e M. Berg, «Prediction of wheel profile wear,» *Suppl. Vehicle Syst.*, n. 37, p. 502–513, 2002.
- [17] B. Dirks e R. Enblom, «Prediction model for wheel profile wear and rolling contact fatigue,» *Wear*, vol. 271, p. 210–217, 2011.

- [18] B. Dirks, R. Enblom e M. Berg, «Prediction of wheel profile wear and crack growth – comparisons with measurements,» *Wear*, vol. 366, p. 84–94, 2016.
- [19] A. Ramalho, «Wear modelling in rail – wheel contact,» *Wear*, vol. 331, pp. 524-532, 2015.
- [20] S. Zakharov, I. Komarovskiy e I. Zharov, «Wheel flange/rail head wear simulation,» *Wear*, vol. 215, pp. 18-24, 1998.
- [21] S. Zakharov e I. Zharov, «Simulation of mutual wheel/rail wear,» *Wear*, vol. 253, p. 100–106, 2002.
- [22] J. Kalousek, «Wheel/rail damage and its relationship to track curvature,» *Wear*, vol. 258, p. 1330–1335, 2005.
- [23] K. Sawley e H. Wu, «The formation of hollow-worn wheels and their effect on,» *Wear*, vol. 258, p. 1179–1186, 2005.
- [24] T. Telliskivi e U. Olofsson, «Wheel–rail wear simulation,» *Wear*, vol. 257, p. 1145–1153, 2004.
- [25] R. Lewis e U. Olofsson, «Mapping rail wear regimes and transitions,» *Wear*, vol. 257, p. 721–729, 2004.
- [26] H. Tournay, «A future challenge to wheel/rail interaction analysis and design: Predicting worn shapes and resulting damage modes,» *Wear*, vol. 265, p. 1259–1265, 2008.
- [27] X. Jin, X. Xiao, Z. Wen, J. Guo e M. Zhu, «An investigation into the effect of train curving on wear and contact stresses of wheel and rail,» *Tribology International*, vol. 42, p. 475–490, 2009.
- [28] I. J. McEwen e R. F. Harvey, *Interpretation of wheel/rail wear numbers*, Derby: BR, 1986.
- [29] R. Enblom e M. Berg, «Emerging engineering models,» *In Proceedings of Railway Engineering*, 2005.
- [30] Dassault Systèmes company, *Simpack Documentation*.
- [31] R. Enblom e M. Berg, «Simulation of railway wheel profile development due to wear influence of disc braking and contact environment,» *Wear*, vol. 258, n. 7-8, p. 1055–1063, 2005.
- [32] N. Bosso e N. Zampieri, «Experimental and Numerical Simulation of Wheel-Rail Adhesion and Wear Using a Scaled Roller,» *Hindawi Publishing Corporation, Shock and Vibration*, 2014.
- [33] Dassault Systèmes company, «Multi-Body Simulation SIMPACK MBS Software,» [Online]. Available: <http://www.simpack.com/>.
- [34] Fiat Ferroviaria Savigliano, *Automotrice Aln 663 per F.S. Serie 1000 - 1100, Descrizione uso e manutenzione*.
- [35] N. Wu e J. Zeng, «Parametric analysis of wheel wear in high-speed vehicles,» *J. Mod. Transport.*, vol. 22, n. 2, p. 76–83, 2014.

[36] UNI, *UNI EN 14363:2016*, 2016.

[37] T. Jendel, «Prediction of wheel profile wear – comparisons with field measurements,» *Wear*, vol. 253, p. 89–99, 2002.