



Facoltà di Ingegneria  
Dottorato di ricerca in Ingegneria Civile ed Ambientale  
Ciclo XXIII  
Curricula Infrastrutture viarie

*Coordinatore del Dottorato di Ricerca in Ingegneria Civile e Ambientale  
Prof. F. La Torre*

**Dottorando:** Monya Ramadori

**Tutor Sci.:** Prof. L. Domenichini

Prof. P. Toni

**Il rapporto tra lo sviluppo longitudinale di un tracciato ferroviario e  
l'evoluzione del fenomeno di usura**

*Elaborazione di un modello di linea statisticamente significativo per la  
determinazione degli sforzi di interazione fra ruota e rotaia*

*Il rapporto tra lo sviluppo longitudinale di un tracciato ferroviario e l'evoluzione del fenomeno di usura*

---

## **INDICE**

<b>1. INTRODUZIONE .....</b>	<b>3</b>
<b>2. INDIVIDUAZIONE DEL PROBLEMA.....</b>	<b>6</b>
<b>3. LA RICERCA BIBLIOGRAFICA .....</b>	<b>11</b>
3.1 Usura della rotaia .....	11
3.2 Usura della ruota .....	12
3.3 Interazione ruota rotaia .....	13
3.4 Ottimizzazione del profilo ruota .....	15
<b>4. CRITERI DI DETERMINAZIONE DELLA TRATTA VIRTUALE.....</b>	<b>17</b>
4.1 Il metodo di estrazione probabilistico e i metodi statistici.....	18
4.2 Primo metodo di estrazione statistica.....	23
4.3 Secondo metodo di estrazione statistica.....	27
4.4 Terzo metodo di estrazione statistica .....	29
<b>5. APPLICAZIONE DEL CRITERIO DI INDIVIDUAZIONE DELLE TRATTE VIRTUALI AI TRENI VIVALTO E MINUETTO DIESEL.....</b>	<b>40</b>
5.1 Organizzazione dei dati.....	40
5.2 Analisi dei tracciati planimetrici .....	46
5.3 Estrazione della tratta virtuale.....	55
<b>6. IL MODELLO PER LA LINEA DI AOSTA .....</b>	<b>59</b>
6.1 Il Tracciato di riferimento .....	59
6.2 La classificazione dei dati .....	61
6.3 Il tracciato elaborato ai fini della validazione del modello di usura .....	63

<b>7. IL RAPPORTO TRA LE CARATTERISTICHE DEL TRACCIATO ED IL FENOMENO D'USURA .....</b>	<b>66</b>
7.1 Architettura generale del modello .....	68
7.2 Il modello di usura .....	70
7.3 Implementazione del modello .....	78
<b>8. VALIDAZIONE DEL MODELLO DI USURA .....</b>	<b>81</b>
8.1 Analisi della tratta Aosta – Pre Saint Didier .....	81
8.2 Quote di riferimento .....	81
8.3 Dati sperimentali e loro trattamento .....	83
8.4 Andamento delle quote di riferimento .....	86
8.5 Evoluzione del profilo usurato .....	89
<b>9. INCIDENZA DELLO SVILUPPO LONGITUDINALE DEL TRACCIATO SUL FENOMENO DI USURA .....</b>	<b>91</b>
<b>10. CONCLUSIONI.....</b>	<b>100</b>
<b>ALLEGATI.....</b>	<b>103</b>
<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>104</b>

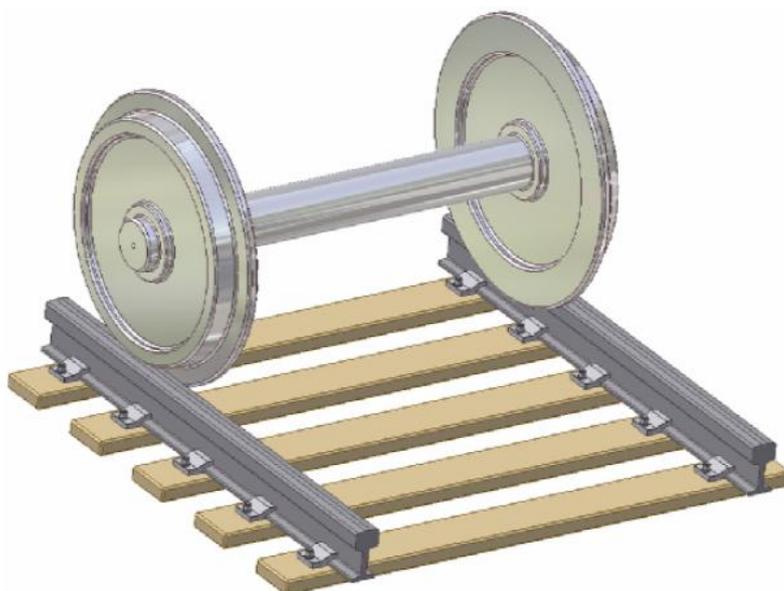
## 1. Introduzione

L'attività di ricerca si colloca all'interno di un progetto di studio promosso da Trenitalia ed Italcertifer al fine di ottimizzare i profili delle ruote su binario con posa 1/20. Ad oggi si usano profili delle ruote dei veicoli ferroviari derivanti da esperienze condotte prevalentemente su binari con posa 1/40 (profilo ORE S 1002) e non esiste evidenza che tale scelta sia quella ottimale per i diversi angoli di posa.

Nell'esercizio si è constatato che in tratte con ad elevato grado di tortuosità e caratterizzate da curve di raggio ridotto si manifestano usure di bordino molto superiori a quelle attese. Le frequenti soste per manutenzione (riprofilatura ruote) riducono la disponibilità del materiale rotabile con effetti negativi sui costi di esercizio.

Più in generale il fenomeno di evoluzione dell'usura è un aspetto della dinamica ferroviaria che necessita di un idoneo monitoraggio al fine di garantire un controllo ed una manutenzione in sicurezza sia delle ruote che delle rotaie, soprattutto in considerazione del fatto che oggi il fenomeno è amplificato:

1. dall'adozione ormai generalizzata delle traverse in c.a.p. con conseguente eliminazione degli allargamenti di scartamento in curva;
2. dall'introduzione di rotaie di maggiore durezza.



**Figura 1:** *Contatto ruota-rotaia*

La ricerca in questo campo dell'ingegneria ferroviaria dimostra una forte attenzione verso lo studio del modello di contatto ruota-rotaia e nella valutazione dell'evolversi dei profili usurati ma il passo successivo verso cui ci si vuole spingere è l'applicazione di un avanzato modello di contatto a tracciati rappresentativi dei tracciati ferroviari reali. Tale applicazione potrebbe così permettere di disporre delle informazioni necessarie ad individuare nuovi profili ruota in grado di dar miglior

risposta al fenomeno.

Per poter procedere nella determinazione degli sforzi di interazione fra ruota e rotaia e nell'analisi del fenomeno e occorre elaborare:

- Un modello analitico avanzato del contatto tra ruota e rotaia (Figura 1), in grado di descrivere la distribuzione delle pressioni e degli scorrimenti nella zona di contatto;
- Un modello di linea statisticamente significativo e sufficientemente accurato per poter stimare l'evoluzione dell'usura in funzione del tracciato percorso.

La necessità di creare un “modello statistico di linea”, nasce pertanto dalla volontà di effettuare simulazioni e studi approfonditi sui turni dei rotabili, finalizzati ad ottimizzare i profili delle ruote in considerazione dei tassi d'usura del materiale rotabile a contatto con l'infrastruttura ma può, più generalmente, costituire uno strumento per determinare il rapporto che intercorre tra lo sviluppo longitudinale di un tracciato ferroviario ed il fenomeno dell'usura.

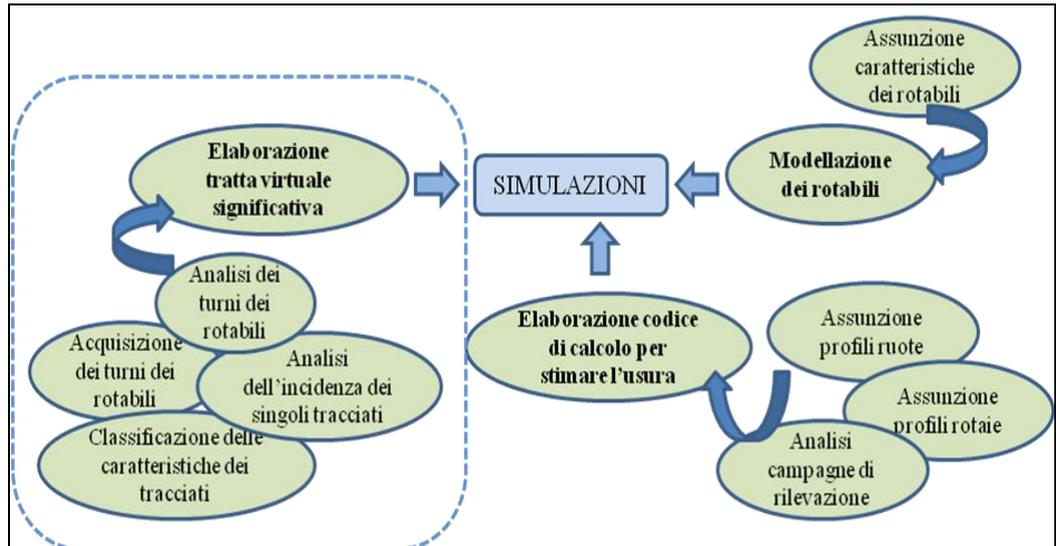
Tale modello infrastrutturale deve esser composto da una ridotta tipologia di elementi statisticamente rappresentativi per le simulazioni. Considerando che un rotabile percorre quotidianamente centinaia di chilometri su linee diverse, composte da elementi completamente dissimili fra loro tanto in curvatura che in sopraelevazione e velocità, uno studio puntuale dell'usura richiederebbe simulazioni relative ad ogni tipologia di elemento percorso, implicando una gran quantità di simulazioni di ridotta validità. Simulando l'usura soltanto sugli elementi che compongono il “modello statistico di linea” si può ottenere un risultato utile per indicare il comportamento medio del rotabile su tutto il percorso coperto durante i turni macchina e, lato infrastruttura, la progressiva asportazione di materiale sulle rotaie.

L'elaborazione del “modello statistico di linea” (o “tracciato virtuale”), all'interno del processo di ricerca è determinato in relazione alle caratteristiche ed ai tracciati percorsi da due particolari tipi di rotabili: i treni Vivalto ed i Minuetto Diesel.

Per raggiungere tali obiettivi è stato necessario articolare l'attività sotto tre aspetti fondamentali:

- La modellazione dei rotabili;
- L'elaborazione del codice di calcolo per la stima dell'usura in funzione del lavoro di attrito;
- L'elaborazione del modello statistico di linea.

Ognuno di essi, inizialmente indipendente dall'altro, ma infine strettamente correlato per raggiungere i fini prefissati, nasce da una serie di analisi ed elaborazioni schematizzabili come in Figura 2.



**Figura 2:** Attività relative al progetto di ricerca

In termini organizzativi, l'attività specifica di elaborazione della tratta virtuale significativa è stata condotta in relazione alle seguenti fasi:

- Individuazione e contestualizzazione del problema;
- Ricerca bibliografica dei fattori determinanti del fenomeno in esame;
- Focalizzazione della tipologia di attività di ricerca da condurre;
- Predisposizione ed organizzazione dell'attività, attraverso la disamina dei dati e la valutazione sui possibili criteri di applicazione;
- Svolgimento dell'attività predisposta;
- Applicazione della metodologia per la validazione del modello di usura;
- Applicazione della metodologia alle linee percorse da Vivalto e Minuetto;
- Analisi dei risultati e valutazione del rapporto che intercorre tra un tracciato ferroviario e l'evolversi del fenomeno di usura, a seguito delle simulazioni;
- Conclusioni.

Le conclusioni hanno permesso di raggiungere il triplice obiettivo di:

- 1) Determinare un criterio di estrapolazione di tratte ferroviarie in grado di fornire attendibili risultati di stima dell'usura;
- 2) Determinare le tratte virtuali di riferimento per il progetto di ricerca in cui tale attività è nata;
- 3) Individuare l'incidenza dello sviluppo longitudinale del tracciato ferroviario nell'evoluzione del fenomeno di usura.

Inoltre, il criterio di determinazione della linea virtuale è stato uno strumento che ha permesso di validare il modello matematico di stima dell'usura.

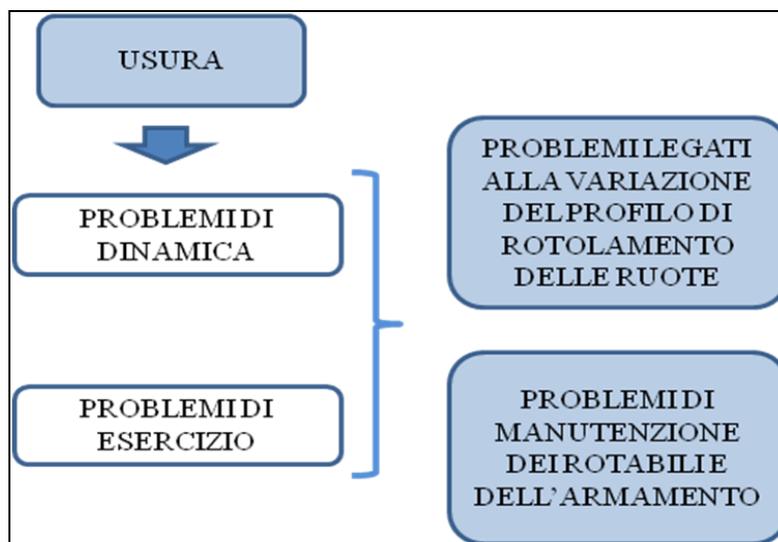
## 2. Individuazione del problema

Quando in presenza d'attrito due superfici strisciano o rotolano relativamente una sull'altra, sorgono necessariamente fenomeni d'usura, cioè di “consumo e logorio dovuto a eccessivo sfregamento o ad uso prolungato”. L'insorgenza di fenomeni d'usura nel campo del contatto e del rotolamento relativo fra ruota e rotaia è uno dei problemi più significativi nel campo della gestione e della progettazione meccanica del trasporto ferroviario.

Una ruota ferroviaria, infatti, ha un profilo che varia durante l'uso a causa del continuo rotolamento e ciò ha conseguenze notevoli sia sulla dinamica sia sull'esercizio. Avere ruote usurate influisce, infatti:

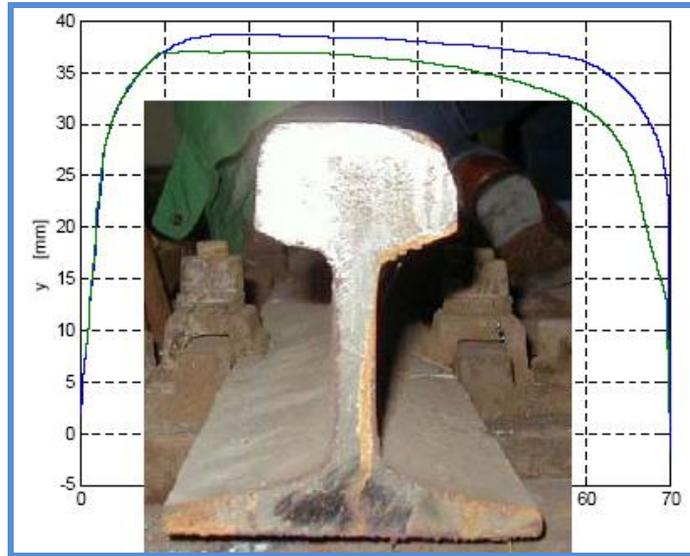
- sulla dinamica longitudinale, in quanto un profilo usurato provoca una variazione poco controllabile delle resistenze al moto rispetto a una ruota con profilo non usurato;
- sulla dinamica laterale, poiché un profilo usurato o l'interazione fra profili usurati non permette una precisa iscrizione nel binario, sfavorendo l'effetto di centraggio in rettilineo e l'effetto differenziale in curva;
- sulla dinamica verticale, dato che gli sforzi verticali che si trasmettono al contatto ruota-rotaia in presenza di usura sono anomali.

La combinazione degli effetti nocivi dell'usura porta generalmente ad una diminuzione della qualità del servizio ferroviario: a causa dell'usura possono crearsi vibrazioni, sollecitazioni non prevedibili e moti parassiti i quali portano ad un più rapido consumo di tutte le parti meccaniche come i motori di trazione, le sospensioni primaria e secondaria e gli organi accessori delle carrozze (ad es. condizionatori, altoparlanti etc...) e ciò, ovviamente, comporta una diminuzione della sicurezza e del comfort del carico trasportato, sia passeggeri che merci.



**Figura 3:** Problemi generati dall'usura

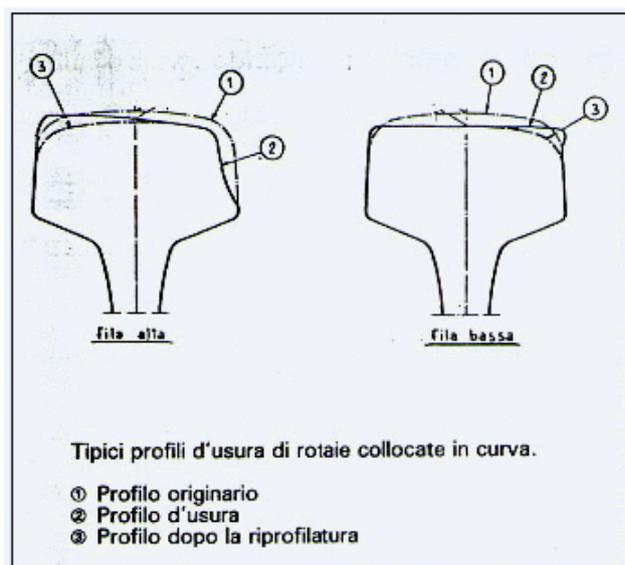
Si deve però considerare che l'usura di una ruota ferroviaria non influisce soltanto sul mezzo che percorre il binario, ma finisce per influire sul binario stesso (Figura 4).



**Figura 4:** Manifestazione del fenomeno di usura per le rotaie

Infatti, il mutuo rotolamento ruota-rotaia porta ad una reciprocità fra le due parti ed anche la rotaia subisce pesanti danni a causa del passaggio di profili usurati. Ciò implica una ancora maggior diminuzione di comfort e di sicurezza per il trasporto ferroviario.

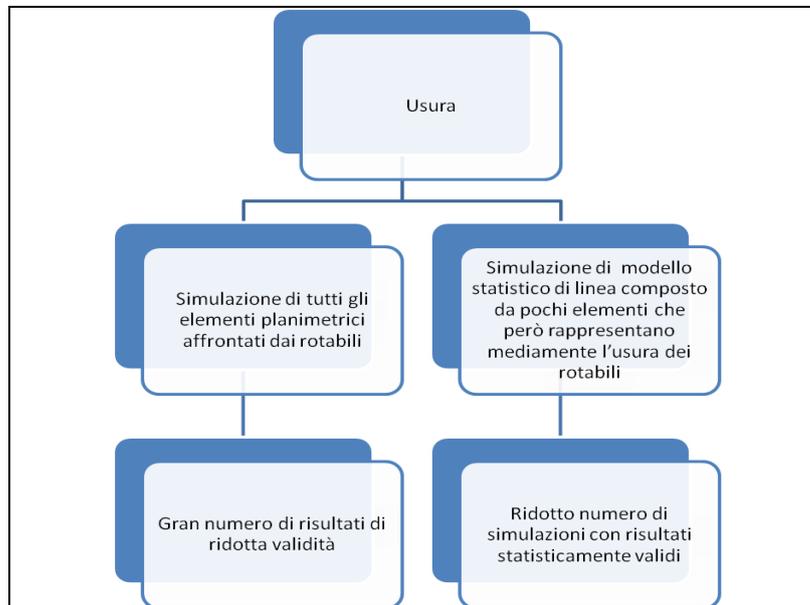
I danni provocati dall'usura, quindi, nel loro insieme, sono causa di notevoli costi; non solo le ruote devono essere periodicamente ritornite – la frequenza dell'operazione di ritornitura dipende dai turni del rotabile ma dovrebbe essere fra i 60.000/80.000 km e i 300.000 km di percorrenza – ma si devono anche sostituire e/o ritornire le rotaie (Figura 5), la massicciata e le traverse che vengono danneggiate dal passaggio di profili usurati.



**Figura 5:** Profili di usura di rotaie in curva

Gli elementi che influenzano l'usura sono molteplici e uno di questi è sicuramente lo sviluppo del tracciato: tracciati tortuosi, con curve di raggio molto stretto sono più sottoposti ad usurarsi e sono più aggressivi sui bordini. Su tracciati rettilinei è invece la velocità di transito che maggiormente va ad incidere sull'usura. Altri parametri che incidono sul fenomeno e sull'entità dell'usura sono: la larghezza dello scartamento in curva, i materiali delle ruote e delle rotaie, il profilo di partenza e la sua evoluzione.

I mezzi che vengono in aiuto per lo studio e la valutazione dei fenomeni d'usura sono i software multibody (Sympack e AdamsRail) capaci di simulare il comportamento della ruota su un certo tracciato inserito nel programma tramite curvatura, velocità e sopraelevazione. Risulta pertanto evidente il fondamentale peso del considerare un idoneo tracciato ferroviario di riferimento, in grado di dar luogo a simulazioni rappresentative e vicine alle condizioni di esercizio, nonché considerare che la simulazione del reale tracciato darebbe luogo a problemi di carattere computazionale.



**Figura 6:** *Usura in relazione alla tratta virtuale*

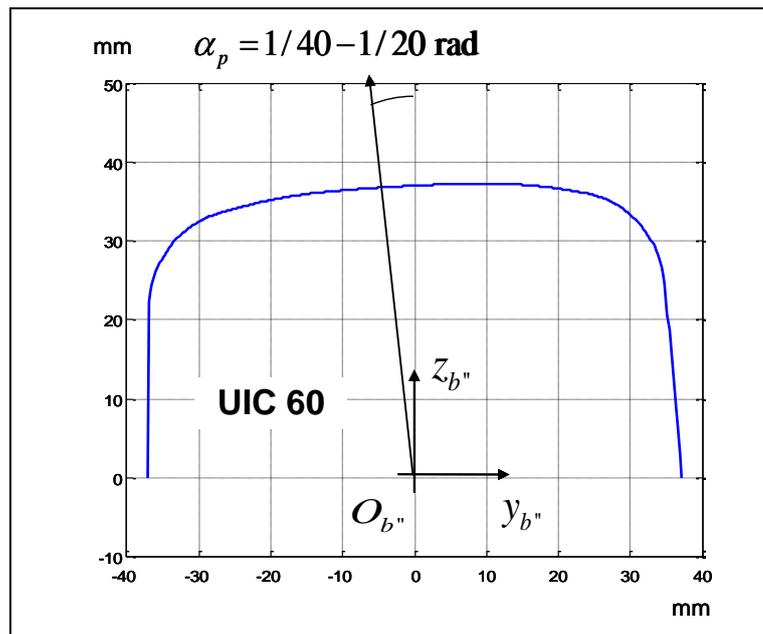
Dal punto di vista della successiva funzionalità del tracciato ferroviario virtuale, le problematiche sono riconducibili all'analisi del contatto ruota – rotaia. Un buon modello di contatto deve fornire un'accurata descrizione delle principali grandezze fisiche legate a tale fenomeno: numero e posizione dei punti di contatto, forze di contatto e momenti di spin; sono inoltre necessarie un'elevata efficienza numerica ed una buona compatibilità con i software multibody già esistenti.

Il problema del contatto ruota (Figura 7) – rotaia (Figura 8) è stato studiato da numerosi autori e molti modelli sono reperibili in letteratura. Tra i vari modelli si distinguono due approcci differenti: la formulazione rigida e la formulazione semielastica. L'approccio rigido considera ruota e rotaia come corpi rigidi mentre il contatto è imposto per mezzo di equazioni di vincolo. I punti di contatto vengono

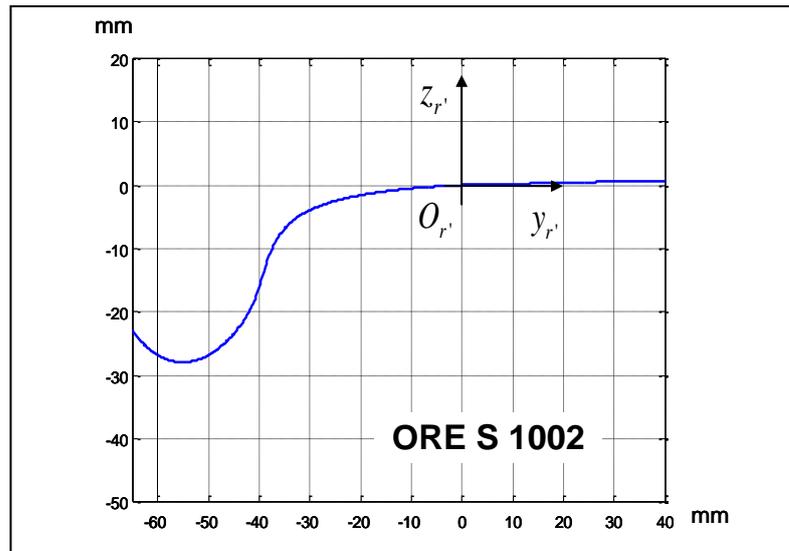
determinati durante la simulazione dinamica risolvendo le equazioni algebrico – differenziali non lineari associate al modello multibody vincolato. La penetrazione tra i corpi non è ammessa e le forze normali di contatto vengono calcolate mediante i moltiplicatori di Lagrange. Infine le teorie di Hertz e di Kalker permettono di valutare le forze tangenziali di contatto e le caratteristiche dell'impronta di contatto.

Anche l'approccio semielastico considera ruota e rotaia come corpi rigidi. Tuttavia in questo caso non ci sono vincoli e la penetrazione tra i corpi è permessa. I punti di contatto vengono determinati attraverso procedure approssimate. Le forze normali di contatto vengono infine calcolate in funzione della penetrazione mentre, analogamente all'approccio rigido, le teorie di Hertz e di Kalker permettono di valutare le forze tangenziali di contatto e le caratteristiche dell'impronta di contatto.

I due approcci appena descritti si rivelano computazionalmente molto efficienti e quindi ideali per l'implementazione all'interno di modelli multibody di veicoli ferroviari. Ne consegue che, stando al corrente stato dell'arte, tali modelli rappresentano attualmente lo standard per quanto riguarda la modellazione del contatto ruota – rotaia nell'ambito della modellistica multibody.



**Figura 7:** *Profilo rotaia di riferimento*



**Figura 8:** Profilo ruota di riferimento

Considerando che il modello di usura sopra richiamato, prima dell'applicazione necessita tanto della calibrazione che della validazione, lo studio all'interno del quale si colloca questa analisi dei tracciati ha richiesto l'analisi e la valutazione degli esiti di una campagna di raccolta dati effettuata sulla linea di Aosta – Pre-S.Didier. Tale linea era stata oggetto di analisi per le sue caratteristiche di tracciato abbastanza aggressive riconducibili all'elevata tortuosità.

Pertanto, con gli stessi criteri di organizzazione ed elaborazione dei dati predisposta per le altre due tratte virtuali, è stato necessario estrapolare un tracciato di riferimento per la linea di Aosta, da utilizzare in fase di validazione del modello di usura successivamente applicato alle tratte virtuali percorse da Vivalto a Minuetto Diesel. In questo caso è però evidente che, mentre per le altre tratte virtuali era possibile trovarsi nella condizione in cui una sezione di linea con determinate caratteristiche di curvatura e sopraelevazione poteva in realtà essere esercitata in condizioni variabili in funzione della tratta di appartenenza, per la linea di Aosta era univocamente noto l'esercizio delle singole sezioni di linea, per cui il tracciato funzionale alle simulazioni rappresenta un tracciato reale piuttosto che un tracciato virtuale.

In entrambe i casi (per il tracciato di validazione del modello di usura e per le tratte virtuali) le simulazioni sono effettuate considerando il binario privo di irregolarità. Tuttavia al fine di stimare la sensibilità del metodo nei confronti delle irregolarità di binario occorre prevedere un set limitato di simulazioni effettuate inserendo irregolarità caratteristiche. La frequenza delle irregolarità è limitata al valore oltre il quale l'influenza sulla dinamica di marcia del rotabile non risulta più significativa.

Le simulazioni sono circoscritte a una sola curva per ciascuna classe di raggio, per un lunghezza cumulata dell'insieme delle suddette linee dell'ordine dei 3.000km.

### **3. La ricerca bibliografica**

Al fine di capire i vari aspetti che coinvolgono il fenomeno dell'usura, nonché individuare i parametri che maggiormente incidono sulla sua evoluzione, per poter conseguentemente adottare una congrua metodologia di estrapolazione delle tratte virtuali rappresentative dei reali tracciati ferroviari, è stata condotta una fase iniziale di studio e ricerca bibliografica. La ricerca è avvenuta principalmente consultando la base di dati "Compendex". Il periodo esaminato con maggior attenzione è quello compreso tra il 2000 ed oggi. Si è comunque ritenuto utile prendere in esame anche contributi precedenti, in particolare quelli che sono considerati le pietre miliari negli studi del settore. Dei lavori ritenuti più interessanti si riporta di seguito un approfondimento ed una breve sintesi dei risultati.

Per analizzare la numerosa e varia bibliografia reperita relativa all'usura del complesso ruota rotaia, i contributi degli anni più recenti sono suddivisi in quattro filoni principali, sebbene comunque relazionati l'uno all'altro.

- Usura della rotaia;
- Usura della ruota;
- Interazione ruota-rotaia;
- Ottimizzazione del profilo ruota.

Si descrivono di seguito le memorie ritenute più interessanti.

#### **3.1 Usura della rotaia**

La rotaia è l'organo di sostegno e guida su cui agiscono i carichi dovuti al rotolamento della ruota, il problema dell'usura della rotaia viene affrontato in termini di resistenza per migliorare la sicurezza del traffico ferroviario e diminuire i costi di manutenzione della rete.

Nell'articolo del russo Povilaitienè del 2006 (*Influence of gauge width on rail side wear on track curves*) [46] viene affrontata l'influenza della geometria della linea sull'usura, che viene analizzata in termini di indice d'usura calcolato come direttamente proporzionale al carico della ruota sulla rotaia, al coefficiente d'attrito, e allo scorrimento tra ruota e rotaia, e inversamente all'area di contatto. Per ridurre l'usura quindi è necessario diminuire il carico e lo scorrimento. Dal modello matematico appare come l'ampliamento dello scartamento in curva permetta di diminuire lo scorrimento longitudinale e di conseguenza l'usura sulla testa della rotaia, in particolare vengono suggeriti scartamenti di 1520 mm (corrispondenti allo scartamento standard delle ferrovie russe) per curve di almeno 650 m di raggio, 1524 mm per curve con raggio

compreso tra 400-600m, 1530 mm per curve con raggio compreso tra 350-400 m e 1535 m per curve con raggio inferiore a 350 m.

Anche la memoria del 2002 di Magel (The application of contact mechanics to rail profile design and rail grinding) [22] studia la geometria del contatto come fattore determinante per l'usura, la fatica e la stabilità di marcia. Viene studiato un programma (Pummel) che valuta l'interazione ruota-rotaia, definendo appunto "pummeling" il processo di controllo della distribuzione del contatto ruota-rotaia, in maniera da mantenere sempre un contatto favorevole (che minimizzi l'usura istantanea). Questo algoritmo per il calcolo dell'usura, adottato anche nei lavori successivi, viene utilizzato per valutare i profili di ruota e rotaia e investigare i vari aspetti legati alla rettifica della rotaia (rugosità superficiale, profondità di passata, intervalli di manutenzione).

### **3.2 Usura della ruota**

Agli inizi del duemila, (Magel, A numerical simulation of wheel wear) [39] considerando come le condizioni del contatto siano molto importanti ai fini della sicurezza per il traffico ferroviario, la "US Federal Railroad Administration" (FRA) in collaborazione con la compagnia nazionale di trasporto passeggeri americana (AMTRAK) ha iniziato un programma di studio del sistema ruota/rotaia sul Northeast Corridor (attualmente il più trafficato degli USA, con oltre 1700 treni giornalieri.), un aspetto importante di questa analisi riguarda il profilo ruota a usura ridotta senza l'introduzione dell'hunting per il veicolo.

Le simulazioni con il modello quasi-statico sono state effettuate su oltre 800 km e sono state confrontate con quelle relative a varie tipologie di ruote esistenti. Il modello è stato validato attraverso il confronto con i risultati di altri software di interazione ruota/rotaia.

Nel 2006 Braghin et al. (A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear) [44], riprendendo un lavoro del 2002 (Braghin et al, Wear of railway wheel profiles: a comparison between experimental results and a mathematical model) che utilizzava un modello multibody basato sull'algoritmo di Kalker Contact93, presenta un modello veloce per la previsione dell'usura che viene validato attraverso il confronto con test sperimentali effettuati usando un banco prova a doppi dischi (twin disc). Il modello d'usura si colloca in un più ampio sistema di simulazione del veicolo ferroviario, che comprende anche il modello multibody del veicolo e il modello del contatto. Il modello è stato utilizzato per stimare il miglior intervallo di ritornitura ruota, che viene stimato intorno ai 200.000 km.

Per ragioni computazionali il profilo ruota viene aggiornato in un numero discreto di step. L'usura viene valutata attraverso il rapporto  $T\gamma/A$ , dove T è la componente tangenziale della forza di contatto, A l'area di contatto e  $\gamma$  è lo scorrimento calcolato attraverso le velocità di rotazione dei due dischi.

E' interessante notare come venga studiata la cosiddetta "usura regolare" e cioè la variazione di profilo trasversale e non la formazione di wear pattern lungo la direzione circonferenziale.

Recentemente Tunna (A review of wheel wear and rolling contact fatigue) [58] prende in considerazione il meccanismo di usura dovuto a deformazioni plastiche nel contatto (rifollamento). Nell'analisi del danno dovuto al rotolamento (RCF rolling contact fatigue) egli ha messo in luce l'importanza degli sforzi di taglio; la ricerca evidenzia come, soprattutto in campo plastico, gli sforzi di taglio causano deformazioni appena al di sotto della superficie della ruota agevolando così la formazione e l'accrescimento di cricche. Le crepe di superficie possono poi svilupparsi in usura abrasiva o in RCF. Le forze tangenziali e normali, la pressione di contatto, gli scorrimenti e la eventuale presenza del terzo corpo (acqua, liquidi viscosi, foglie morte od altro) sono fattori che hanno forte influenza nella quantità di materiale asportato per usura abrasiva.

La memoria riporta poi un excursus sui materiali di più diffuso impiego per le ruote esistenti e ai loro trattamenti superficiali, valutando come acciai ad alta resistenza, nuovi materiali e relativi trattamenti possano resistere ad elevati carichi di servizio in modo di aumentare la vita utile delle ruote.

### **3.3 Interazione ruota rotaia**

Nel 1997 nell'articolo di Zakharov (Wheel flange/rail head wear simulation) [17] vengono riportate prove di laboratorio per la simulazione dell'usura; nella memoria viene presentato un modello di usura tra il bordino della ruota e la testa del binario, nel quale si ipotizza che l'usura dipenda dagli scorrimenti (creep) ma non dalla velocità assoluta, trascurando gli effetti termici.

Inoltre la forza di creep (ed essendo  $T=fN$ , anche il coefficiente d'attrito) è funzione delle componenti di scorrimento, l'usura delle superfici viene considerata steady-state cioè stazionaria.

I test di laboratorio per la determinazione dell'usura sfruttano la macchina di Amsler per prove di usura da attrito radente (essenzialmente un tribometro capace di realizzare tra i materiali a contatto sia un rotolamento puro, sia un rotolamento accompagnato da strisciamento, sia ancora un'usura di puro strisciamento).

Dall'esame dello stato delle superfici di ruota e rotaia vengono identificate quattro tipologie di usura (mild, severe, heavy, catastrophic). Lo studio della porzione di materiale asportato viene effettuato in termini di proporzionalità con la forza di contatto; rispetto alla bibliografia precedente viene utilizzato il prodotto  $p\lambda$ , dove  $p$  è la pressione di contatto e  $\lambda$  lo scorrimento (il parametro  $T\lambda/A$  differisce da  $p\lambda$  essenzialmente per il fattore  $\pi f/4$  dove  $f$  è il coefficiente d'attrito,  $A$  l'area di contatto hertziana).

Successivamente nel 2002 lo stesso ricercatore Zakharov (Simulation of mutual

wheel/rail wear) [18] dimostra come il fenomeno di usura reciproca tra due corpi possa essere considerato steady-state e soprattutto dipendente dai profili iniziali dei corpi.

Il coefficiente di usura viene ancora studiato in funzione del prodotto  $p\lambda$  pressione di contatto per scorrimento relativo, in particolare viene definito il volume specifico di materiale asportato come  $I^*=p*\lambda^2(k/E)$ , indicando con  $k$  il coefficiente d'usura,  $E$  il modulo di Young.

Con il modello matematico proposto è possibile determinare l'evoluzione dei profili dovuta all'usura, in particolare si può determinare il profilo a cui corrisponde un tasso minimo di usura.

Nel 2004 Telliskivi (Wheel–rail wear simulation) [35] propone un metodo per il calcolo del deterioramento della superficie della ruota in curva, in cui si ha una combinazione di usura e di deformazione plastica. Lo studio del cambiamento della forma del contatto concorre nell'identificazione del rischio di usura, che varia con la velocità del treno e del carico per asse. Il modello di contatto viene implementato con la possibilità di contatto in due punti; i contributi innovativi della memoria sono più attinenti ad una corretta formulazione del contatto piuttosto che a nuove teorie sull'usura. Il volume di materiale usurato viene semplicemente valutato come linearmente proporzionale al modulo della risultante degli scorrimenti e, nel modello di calcolo, viene aggiornato ad ogni step.

Le forze di contatto normali sono state analizzate modellando la rotaia come un "suolo alla Winkler" (continuo elastico con coefficiente di rigidità noto) e confrontato i risultati così ottenuti con quelli del modello FEM elasto-plastico; il confronto è esteso ai due casi relativi al contatto sul fungo e sul bordino.

I risultati mostrano che il modello elasto-plastico stimi un'usura, espressa come massa persa per scorrimento, 2.5 volte più elevata rispetto a quella calcolata con un modello elastico-lineare.

Nella memoria di Kalousek del 2004 (Wheel/rail damage and its relationship to track curvatures) [40] viene proposta una soluzione per diminuire l'usura; tale proposta consiste nella diminuzione di spread tra profili usurati e non-usurati, in particolare riducendo la concavità della ruota usurata si migliora la stabilità dei carrelli (diminuendone l'hunting) e si aumenta la vita di ruota e rotaia (riducendo gli sforzi e rendendo uniforme la distribuzione del raggio di rotolamento). In tal caso l'usura determina una semplice traslazione del profilo mantenendone costante la capacità di guida del veicolo. Gli studi sono stati effettuati su tre tipologie di accoppiamento ruota/rotaia.

La questione della presenza della concavità dovuta all'asportazione non uniforme di materiale viene affrontata anche nell'articolo di Sawley del 2004 (The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction) [29], dopo aver riassunto le tipologie di concavità riscontrate sulle ruote in servizio in Nord

America, l'articolo descrive gli effetti della concavità sull'interazione ruota rotaia, facendo uso di varie simulazioni effettuate con il programma di calcolo Nucars. La concavità sulla ruota diminuisce la capacità di guida del carrello, aumentando la resistenza al rotolamento e le forze laterali. Questo comporta inoltre un più alto consumo di energia, un aumento dell'usura della rotaia e un danneggiamento delle traversine di legno.

H.M. Tournay 2008 (A future challenge to wheel/rail interaction analysis and design: Predicting worn shapes and resulting damage modes) [56] propone due estremi della fenomenologia del contatto: "wear" regime e "stress" regime. Infatti all'aumentare dell'usura la geometria del contatto cambia, il consumo di materiale si concentra sul bordino della ruota e sul lato interno della rotaia, durante la vita di servizio si modificano perciò la conicità della ruota e la geometria del contatto ruota rotaia, con ripercussioni sulla stabilità del veicolo. Per cercare di ridurre il regime di stress l'autore suggerisce di esaminare i parametri geometrici di progetto, quali per esempio lo scartamento di binario, la tolleranza della sala montata, la geometria dei profili per una data tipologia di binario.

Sempre nel 2008 viene presentato dal State Key Laboratory of Traction Power (Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan, China) un metodo numerico per analizzare gli effetti della curvatura del binario sull'usura e sugli sforzi di contatto (Xuesong, An investigation into the effect of train curving on wear and contact stress of wheel and rail) [59]. Il modello matematico presentato comprende il generico contatto tra corpi in rotolamento della teoria Kalker, un modello di usura e un modello di dinamica per l'analisi delle forze verticali e laterali; i fattori che influenzano l'usura e gli sforzi di contatto sono la velocità in curva, la sopraelevazione. Dall'analisi dei risultati scaturisce come il carico normale della ruota interna e di quella esterna aumenti linearmente con l'aumento della velocità del veicolo in curva. Il materiale asportato per unità di lunghezza sulla superficie della rotaia tende ad aumentare. Inoltre il massimo dello sforzo di contatto dipende non solo dal carico verticale ma anche dai profili di ruota e rotaia. Un ulteriore aumento del cant di binario porta a un aumento dell'usura nella parte piana della rotaia e un decremento sul lato.

### **3.4 Ottimizzazione del profilo ruota**

Il problema della determinazione di un profilo ottimale della ruota che minimizzi la sua usura è un argomento piuttosto recente anche perché la sua soluzione è resa possibile grazie a moderni algoritmi di calcolo, basati in genere su sistemi esperti (algoritmi genetici o altre tecniche di ottimizzazione di recente messa a punto). Tali studi si basano su approcci di carattere geometrico e la verifica di validità può essere eseguita anche a posteriori.

I contributi di I.Y. Shevtsov, (Optimal design of wheel profile for railway

vehicles del 2004, An inverse shape design method for railway wheel profiles del 2006, Optimisation of a Railway Wheel Profile del 2006, Design of railway wheel profile taking into account rolling contact fatigue and wear del 2008 ) [27][36][54] adottano diverse procedure numeriche basandosi sulla funzione differenza di raggio di rotolamento (RRD). Come criteri di ottimizzazione vengono utilizzati fenomeni fisici quali la stabilità della sala montata, usura minima, sforzi di contatto della ruota e della rotaia che soddisfano i requisiti di sicurezza. Il profilo ottenuto viene poi testato utilizzando programmi di simulazione di dinamica di marcia (Adams).

Un approccio interessante è quello relativo all'utilizzo degli algoritmi genetici quale metodologia per il progetto del profilo ottimale per la ruota.

Nel 2003 Persson e Iwnicki (Optimization of railway wheel profiles using a genetic algorithm) [25] valutano la bontà dei profili ottimizzati attraverso i cosiddetti penalty index (forza laterale scaricata sul binario, coefficiente di svio, usura, sforzo di contatto, comfort). Nell'articolo viene individuato un profilo ottimale per sospensioni morbide e uno per sospensioni rigide, tali profili sono quindi confrontati con quelli esistenti P8 per posa di 1:20, e S1002 per pose di 1:30 e 1:40.

Nel 2006 M. Novales (Use of a genetic algorithm to optimize wheel profile geometry) [52] introduce nel progetto della ruota anche la possibilità di operare in diverse condizioni di marcia in maniera da definire un miglior comportamento dinamico del veicolo e un miglioramento delle prestazioni, come criteri per l'ottimizzazione sono adottati l'indice di svio (Y/Q), gli sforzi di contatto, l'usura o meglio l'energia persa a causa dell'usura calcolata come somma tra i prodotti delle forze di contatto trasversale e longitudinale e momento di spin per i rispettivi scorrimenti, calcolati sia sul bordino che sul binario. La metodologia è stata applicata sul tracciato metropolitano e ferroviario delle ferrovie spagnole.

Dello studio esiste anche una versione in italiano dal titolo "Una metodologia per l'ottenimento di geometrie ottimizzate per profili di ruota", pubblicata su Ingegneria Ferroviaria nel numero di Gennaio 2006.

## **4. Criteri di determinazione della tratta virtuale**

Considerando quanto emerso dall'analisi bibliografica, ed avendo in particolare rilevato che i fattori di tracciato che influenzano l'usura e gli sforzi di contatto sono principalmente la velocità in curva e la sopraelevazione, il metodo di elaborazione della tratta virtuale si è basato su criteri in grado di porre particolare attenzione verso l'attribuzione di questi parametri. Tale attenzione ha richiesto la predisposizione di una metodologia di estrazione che tenesse in considerazione i parametri di cui sopra attraverso un'elaborazione dei dati disponibili o potenzialmente disponibili.

Preventivamente, ancora in fase studio del fenomeno dell'usura e con l'obiettivo di individuare una metodologia di estrazione delle tratte virtuali di immediata ed ampia applicabilità e funzionalità, sono state valutate sia ipotesi di matrice probabilistica che di matrice statistica.

Vantaggi e criticità dell'estrazione probabilistica e di successive ipotesi di estrazione statistica sono dettagliati di seguito per permettere di capire il percorso di ricerca che ha portato ad individuare la metodologia statistica ritenuta poi idonea per raggiungere le finalità prefissate.

Le metodologie individuate derivano comunque dall'analisi:

- Dei turni dei materiali rotabili (Allegato 1);
- Dei compartimenti interessati dai turni dei rotabili;
- Delle caratteristiche di sviluppo dei tracciati percorsi.

A partire dalle sezioni di linea percorse e dalla frequenza di tali percorrenze è possibile passare all'estrazione della tratta virtuale con diverse modalità.

Considerando che il progetto si inserisce in una ricerca finalizzata all'ottimizzazione dei profili delle ruote su infrastrutture con rotaie in posa 1/20, in luogo di un'analisi complessiva dei rotabili in transito su una sezione di linea, è stato analizzato il turno completo effettuato dai Vivalto e Minuetto Diesel.

Il percorso di analisi che ha portato ad individuare il metodo di estrapolazione della tratta virtuale tipo ha permesso di raggiungere il primo obiettivo dell'attività di ricerca ossia la determinazione di un criterio di estrapolazione di tratte ferroviarie in grado di fornire attendibili risultati di stima dell'usura.

Il raggiungimento di tale primo obiettivo ha così consentito la predisposizione e la successiva elaborazione dei dati, necessari alla sua applicabilità, in relazione ai tracciati percorsi dalle due diverse tipologie di rotabili di riferimento: i Vivalto ed i Minuetto Diesel.

## **4.1 Il metodo di estrazione probabilistico e i metodi statistici**

### *Il metodo probabilistico*

L'analisi preliminare è stata condotta sui dati relativi ai turni dei treni Vivalto e Minuetto, la cui acquisizione ha permesso di disporre di un panorama completo delle tratte percorse da queste due tipologie di veicoli ferroviari sia in termini di sviluppo che di numero di passaggi.

Considerazione ulteriore doveva però farsi sulla necessità di elaborare una tratta virtuale attraverso un'oculata riduzione dello sviluppo longitudinale effettivamente coperto dai convogli al fine di dare un risultato rappresentativo in termini di stima dell'usura. Non si può infatti prescindere dall'utilizzo conseguente all'adozione della tratta virtuale, ossia dal suo inserimento in modelli e programmi di calcolo per la stima dell'usura, delineandone l'importante ruolo per condurre a risultati attendibili tanto in termini di rispondenza che rappresentatività delle condizioni di esercizio.

In relazione a ciò occorre innanzi tutto osservare che un'analisi del completo turno effettuato dai Vivalto e Minuetto Diesel coinvolge una vasta quantità di dati, di cui è opportuno in primo luogo cercar di capire se è possibile effettuare congrua riduzione.

La possibilità di una determinazione probabilistica del tracciato virtuale tipo è nata soprattutto in relazione a questo fattore di riduzione computazionale, sebbene sia stata valutata anche in funzione all'obiettivo di individuare una metodologia di estrazione delle tratte virtuali per simulazioni differenziate dei materiali rotabili.

L'analisi probabilistica nata in ambito del progetto di ricerca si basava su un'ipotesi di indipendenza del tracciato potenzialmente estrapolato dalle caratteristiche plano-altimetriche del tracciato reale originario. Valutando unicamente lo sviluppo longitudinale delle tratte percorse e la ricorrenza delle tratte percorse, si aveva un'indipendenza da tutte quelle caratteristiche dei tracciati interessati che vanno ad incidere direttamente in termini di usura.

L'assunzione di un'estrapolazione random è stata condotta a diversi sbarramenti e valutando possibili convergenze nell'estrapolazione casuale delle tratte di linea da adottare per le simulazioni, sia con pesature legate ai passaggi che con pesature legate alle percorrenze. In particolare è stato osservato che mentre in termini aleatori era possibile assumere un tracciato virtuale di riferimento nelle successive simulazioni, non si poteva valutarne l'attendibilità in termini di stima dell'usura, poiché non era stata rilevata alcuna relazione tra sviluppo di un tracciato e percorrenze, con le caratteristiche plano-altimetriche del medesimo. Mentre è equiprobabile estrarre una tratta in luogo di un'altra o può attribuirsi probabilità ponderata in relazione alla ripetitività con cui si presenta o probabilità ponderata in relazione al suo sviluppo longitudinale, non si può determinare la probabilità che la tratta in esame presenti caratteristiche medie di usura, a meno di un preventivo esame sistematico del fenomeno. In questo caso la metodologia

probabilistica a posteriori perde però di significato.

Ogni tipo di esame in questa direzione ha portato a concludere che il metodo iniziale non poteva esser congruo con l'obiettivo per cui era stato adottato: pur essendo possibile estrarre il tracciato virtuale più probabile non era possibile determinarne l'effettiva rappresentatività in termini di stima di usura.

In generale il ricorso ad estrapolazioni probabilistiche ha evidenziato problemi di:

- assunzione di un tracciato fortemente dipendente dal metodo di estrapolazione delle tratte;
- eccessiva indipendenza dai parametri che caratterizzano l'usura;
- necessità comune a tutti i metodi di un'analisi a posteriori di tutte le tratte estrapolate (per quantificare lo sviluppo delle curve e dei rettifili che saranno inseriti nel programma di simulazione) che poco giustificava una preventiva assunzione probabilistica;
- riduzione molto poco incisiva del "costo di analisi", con un risultato non soddisfacente in quanto incompleto.

Pertanto l'analisi probabilistica ha condotto ad esiti che non si sono considerati sufficientemente attendibili, portando alla considerazione di un'imprescindibile analisi dettagliata dei tracciati ed all'elaborazione della proposta di sviluppo di "tratta virtuale tipo" attraverso l'analisi statistica così come successivamente condotta e dettagliata.

#### Il metodo statistico

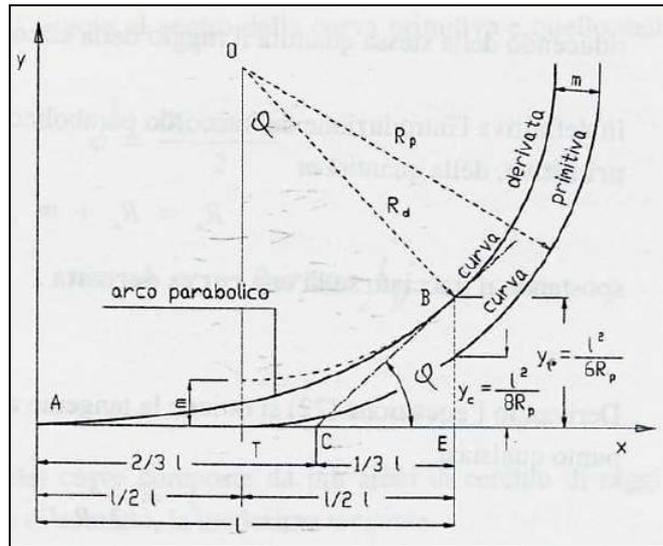
La procedura di estrazione statistica, sebbene onerosa in termini di elaborazione, poiché presuppone inizialmente un esame sistematico dei dati, presenta tra gli altri il vantaggio di poter condurre ad un'organizzazione strutturale direttamente utile allo svolgimento delle conseguenti simulazioni.

Questa metodologia muove dall'analisi dettagliata delle linee su cui i rotabili svolgono prevalentemente servizio e dalla conoscenza dei fascicoli orari relativi con l'indicazione delle tratte utilizzate dai treni oggetto di studio.

Al fine di determinare un profilo di linea statisticamente significativo si opera un'elaborazione dei dati a partire da una congrua e funzionale organizzazione degli stessi in relazione alle linee percorse tale da fornire lo sviluppo longitudinale coperto per specifici intervalli di curvatura e di sopraelevazione, tanto per il tracciato virtuale necessario a validare il modello di usura, che per le simulazioni di usura dei Vivalto e dei Minuetti Diesel. Ovviamente il primo step operativo consiste nell'individuare la più utile e congrua modalità di costruzione del database di riferimento la cui prima articolazione è relativa agli intervalli dei raggi di curvatura.

Poiché in ambito nazionale si può far riferimento ad un passo di carrello di 2,5 m e poiché il tipico parametro che esprime la curvatura dei tracciati ferroviari è

l'angolo di attacco, si fa riferimento ad esso.



**Figura 9:** Curva planimetrica

I valori di estremità di ciascuna classe di raggio sono calcolati sulla base di un incremento di 0,5 mrad dell'angolo d'attacco a partire da un valore iniziale di 5 mrad ad ognuna delle quali è teoricamente possibile associare un valore di sopraelevazione compreso tra gli 0mm ed i 160mm previsti dalla normativa (l'intervallo di sopraelevazione ha ampiezza di 10 mm in ciascuna classe).

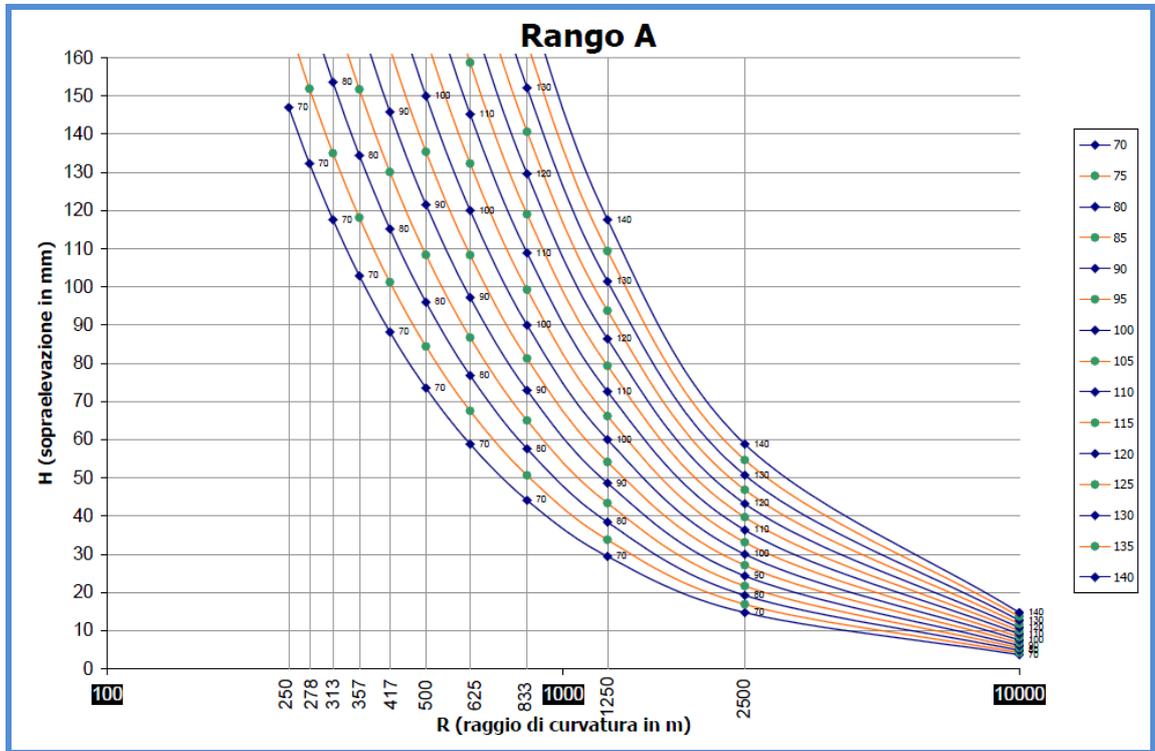
In realtà, le condizioni di esercizio delle linee riducono questo valore ideale ad un numero inferiore, determinando orientativamente un numero totale delle classi di 93 unità (Tabella 1). Questo numero può variare leggermente a seguito della presenza di situazioni di impianto particolari, che necessitano di curve a sopraelevazione ridotta, e che pertanto possono introdurre qualche classe aggiuntiva rispetto a quelle riportate in tabella, determinate in base allo standard di tracciato.

angolo d'attacco max (mrad)	angolo d'attacco min (mrad)	raggio di curva min (m) >	raggio di curva max (m) <=	delta raggio (m)	n° Intervalli sopraelevazione	Intervallo inferiore (mm)	Intervallo superiore (mm)
5,0	4,5	250	278	28	3	130-140	150-160
4,5	4,0	278	313	35	5	110-120	150-160
4,0	3,5	313	357	45	6	100-110	150-160
3,5	3,0	357	417	60	8	80-90	150-160
3,0	2,5	417	500	83	9	70-80	150-160
2,5	2,0	500	625	125	11	50-60	150-160
2,0	1,5	625	833	208	12	40-50	150-160
1,5	1,0	833	1250	417	14	20-30	150-160
1,0	0,5	1250	2500	1250	15	10-20	150-160
0,5	0,0	2500	10000	7500	10	0-10	90-100
0,0	0,0	10000	∞	∞	1	0-0	0-0

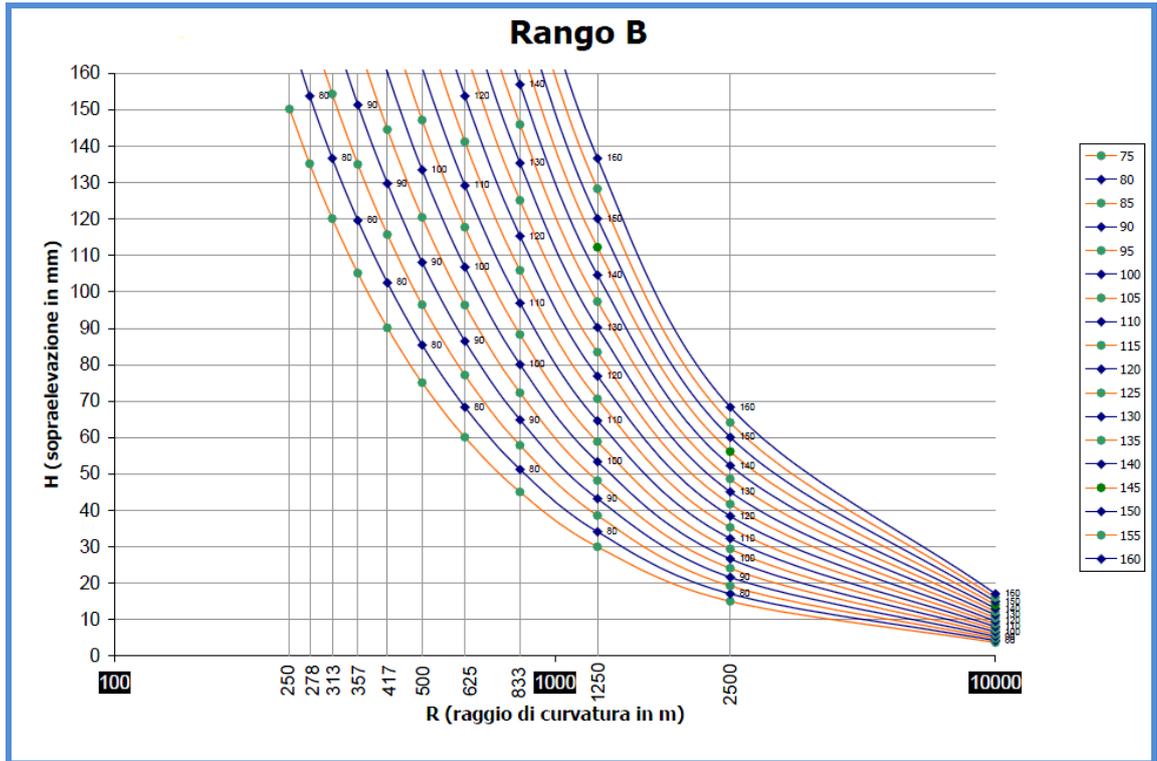
**Tabella 1:** Classi di riferimento per raggio e sopraelevazione

La suddivisione in intervalli di sopraelevazione delle curve nasce dall'inviluppo delle classi relative ai diversi ranghi di velocità (Figura 10, Figura 11, Figura 12): al

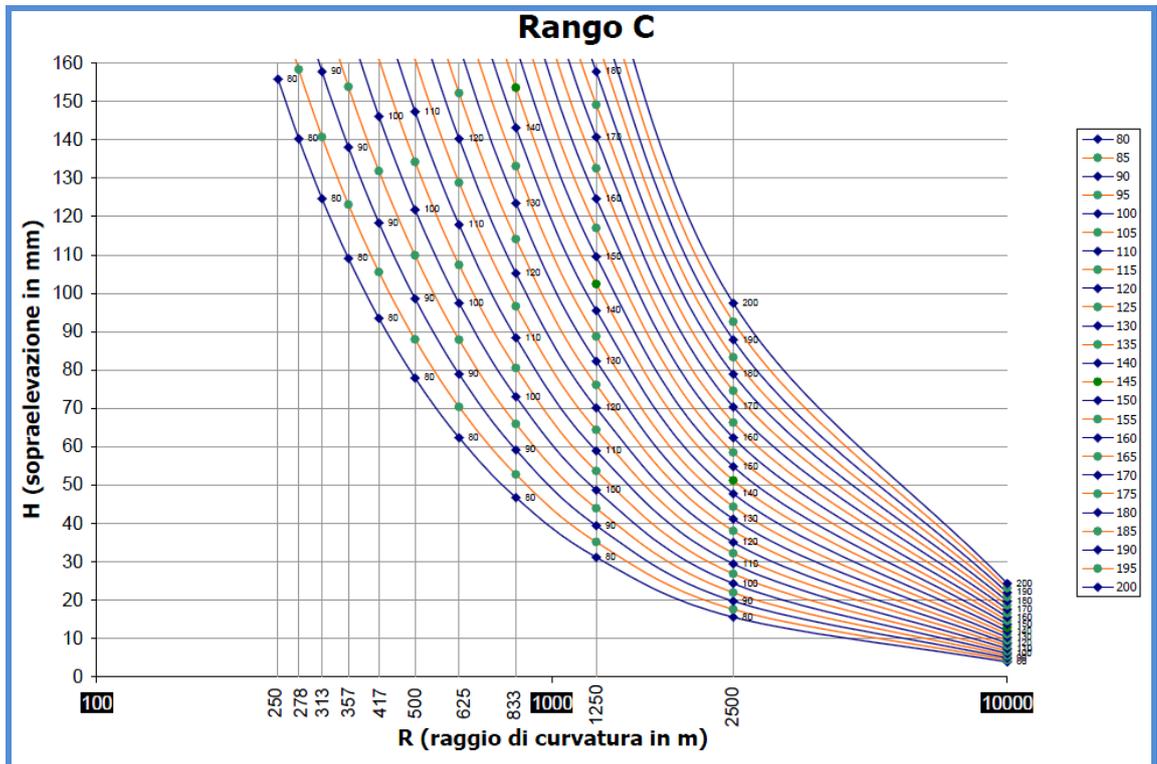
concetto di rango di velocità è associato il valore di accelerazione non compensata a cui è autorizzato a circolare il materiale rotabile in base alle sue caratteristiche costruttive e che, in condizioni normali, si realizza su curve con sopraelevazione massime di 160mm. Le accelerazioni non compensate corrispondenti ai ranghi di velocità A, B e C sono rispettivamente 0,6, 0,8 e 1,0 m/s<sup>2</sup>.



**Figura 10:** Classi di raggio e sopraelevazioni ammesse per la circolazione dei rotabili di rango A



**Figura 11:** *Classi di raggio e sopraelevazioni ammesse per la circolazione dei rotabili di rango B*



**Figura 12:** *Classi di raggio e sopraelevazioni ammesse per la circolazione dei rotabili di rango C*

A seguito dell'individuazione delle classi di riferimento occorre:

- 1) individuare il valore univoco del raggio da associare all'intervallo del generico raggio di curvature ai fini delle simulazioni;

- 2) individuare il valore univoco della sopraelevazione da associare al generico intervallo di sopraelevazione;
- 3) individuare il valore della velocità di simulazione corrispondente di ogni elemento;
- 4) determinare lo sviluppo longitudinale o la percentuale di competenza dei singoli elementi costituenti la tratta virtuale

La differenziazione tra i diversi approcci statistici è riconducibile ai diversi metodi di derivazione del tracciato standard in termini di attribuzione dei quattro aspetti di cui sopra.

## **4.2 Primo metodo di estrazione statistica**

Il primo metodo di estrazione statistica muove dalle regole di tracciato per le quali la sopraelevazione è proporzionale all'accelerazione non compensata ( $a_{nc}$ ), supponendo in prima approssimazione che la forza di guida sia proporzionale, o almeno funzione, dell'angolo di attacco e dell' $a_{nc}$ . Ogni classe risulta caratterizzata, per ciascun rotabile, da un valore medio caratteristico della forza, cui si presuppone corrisponda statisticamente in linea un diverso grado di usura e quindi una diversa forma del profilo del binario.

Se per ogni classe si registra lo sviluppo complessivo di tracciato rientrante nei limiti della classe medesima (per raggio e sopraelevazione), compresa la lunghezza dei raccordi parabolici, e - per ciascuna tipologia di treno - il numero complessivo dei transiti/giorno, si può effettuare un'analisi complessiva delle condizioni dell'infrastruttura soggetta al ripetersi di quei transiti.

Per la valutazione delle curve policentriche si considera che i raccordi intermedi siano ripartiti in parti uguali fra le due curve raccordate, mentre i binari pari e dispari nelle linee a doppio binario vengono considerati in modo indipendente per quanto riguarda le caratteristiche planimetriche e il numero di transiti.

Si può poi definire la lunghezza della linea virtuale, riferita ad uno dei rotabili presi in considerazione, attraverso la seguente espressione:

$$L_{virt} = \frac{\left( \sum_{i=1}^n L_i \times t_i \right)}{N}$$

la quale ovviamente, oltre che all'intera linea, si applica anche alle singole classi; in tale espressione i simboli hanno il significato di Tabella 2.

$L_{virt}$	lunghezza della linea virtuale
$L_i$	lunghezza della i-ma linea presa in considerazione o, nel caso di applicazione della formula a una classe, sviluppo della classe medesima
n	numero delle linee considerate (i binari pari e dispari delle linee a doppio binario sono considerati come linee indipendenti per cui l'indice n risulta incrementato di 2 unità)
$t_i$	n° dei transiti giornalieri effettuati sulla linea i-ma dal rotabile considerato
N	numero di unità complessive della flotta operanti sulle linee prese in considerazione.

**Tabella 2:** Significato dei termini per il calcolo della lunghezza virtuale

La lunghezza virtuale rappresenta il numero medio dei km percorsi giornalmente dai rotabili della flotta ripartiti nelle varie classi di tracciato.

Ai fine di ridurre l'onere dei calcoli di simulazione si procede alla riduzione del numero delle classi prendendo in considerazione solo quelle dove si concentra il 90% dell'usura e trascurando il restante 10% quindi con una selezione che avviene sulla base di una valutazione quasi statica delle forze e che deve essere effettuata a valle dell'analisi statistica dei tracciati.

raggio	Sopraelevaz.	lunghezza		TAF		Minuetto		Linea virtuale			
		linea 1	linea 2	linea 1	linea 2	linea 1	linea 2	TAF	MD		
m	mm	km		n° passaggi		n° passaggi		km			
250	278	130	140	1,5	1,1	20	8	10	12	4,9	4,0
		140	150	3,1	2,5	20	8	10	12	10,3	8,7
		150	160	2,3	5,2	20	8	10	12	11,0	12,2
278	313	110	120	0,8	1,5	20	8	10	12	3,5	3,7
		120	130	0,7	0,9	20	8	10	12	2,7	2,5
		130	140	2,4	3,2	20	8	10	12	9,2	8,9
		140	150	2,8	2,5	20	8	10	12	9,5	8,3
		150	160	0,7	1,4	20	8	10	12	3,2	3,4
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	
2500	10000	0	10	0,2	0,1	20	8	10	12	0,6	0,5
		10	20	0,5	0,7	20	8	10	12	2,0	1,9
		20	30	0,1	0,3	20	8	10	12	0,6	0,7
		30	40	1,2	0,8	20	8	10	12	3,8	3,1
rettilineo		0	0	8,0	12	20	8	10	12	33,0	33,7
totale				95	127	20	8	10	12	364,5	353,4

**Tabella 3:** Esempificazione su tracciato esercito da 8 TAF e 7 MD

L'altro attributo da individuare è il raggio di riferimento per ogni classe da utilizzare nei calcoli di simulazione. Suddividendo la classe stessa in sottoclassi di raggio, il raggio di riferimento sarà costituito dal valore di centro della sottoclasse con maggiore sviluppo virtuale di tracciato o, in alternativa, il raggio di riferimento può

essere calcolato come media pesata dei raggi di tutte le curve presenti nella classe presa in considerazione. Il fattore di pesatura è costituito dalla lunghezza virtuale.

Il valore determinato con uno dei due criteri sopra citati è approssimato alla mezza decade superiore o inferiore (ad esempio 273 in 275; 281 in 280) e ad esso è associato un valore di sopraelevazione (compreso nei limiti nella classe presa in esame) calcolato facendo riferimento a un valore della velocità di rango compatibile con le caratteristiche della classe. La velocità di rango da prendere in considerazione per il calcolo della sopraelevazione è quella fra le seguenti che dà luogo al più alto valore di sopraelevazione relativamente al valore di raggio calcolato:

- Va                    con  $70 \leq V_a \leq 140$  a step di 5 km/h
- Vb/1,06            con  $75 \leq V_b \leq 160$  a step di 5 km/h
- Vc/1,11            con  $80 \leq V_c \leq 200$  a step di 5 km/h

Nell'Allegato 2 sono riportati i valori di velocità minimi e massimi che sono compresi nella classe considerata per i ranghi A,B,C.

Ad esempio se il raggio di riferimento per la classe caratterizzata da  $625 < R \leq 833$  m e  $110 < h \leq 120$  mm fosse 740 m i valori di velocità in km/h da prendere in considerazione per il calcolo della sopraelevazione (in quanto compatibili con le caratteristiche della classe in questione) sarebbero i seguenti:

- rango A: 100, 105, 110, 115
- rango B: 105, 110, 115, 120
- rango C: 110, 115, 120, 125

La sopraelevazione risultante sarebbe  $h = 119$  mm, come risulta dalla Tabella 4.

625 < R ≤ 833 m			
110 < h ≤ 120 mm			
raggio di riferimento = 740 m			
RANGO	coefficiente	velocità	sopraelevazione
		km/h	mm
A	1,00	100	101
		105	112
		110	123
		115	134
B	1,06	105	99
		110	109
		115	119
		120	130
C	1,11	110	100
		115	109
		120	118
		125	129

**Tabella 4:** *Attribuzione della sopraelevazione*

In sintesi la classe  $625 < R \leq 833$  m e  $110 < h \leq 120$  mm è rappresentata nel modello di linea statistico da una curva di raggio 740m, sopraelevazione 119mm, lunghezza pari a

quella virtuale della classe medesima e velocità di rango uguali a quelle in Tabella 5.

Rango	formula	Velocità di rango calcolata	Velocità di rango d'esercizio
A	$V_A = \frac{V_B}{1,06}$	108,49	105
B	$V_B$	115,00	115
C	$V_C = \frac{V_B}{1,06} \cdot 1,11$	120,42	120

**Tabella 5:** *Attribuzione della velocità di rango*

Come risulta evidente dall'esempio le velocità di rango si calcolano a partire dalla velocità che ha determinato il massimo valore di sopraelevazione nella classe considerata, approssimandole alla mezza decade inferiore.

La relazione che lega la sopraelevazione  $h$  espressa in mm, la velocità  $V$  in km/h e il raggio  $R$  in m è la seguente:

$$h = 7,5 \frac{V^2}{R}$$

dove  $V$  è uguale rispettivamente a:

- $V_A$
- $V_B/1,06$
- $V_C/1,11$

a seconda se trattasi di velocità di rango A, B o C.

Ad ogni classe individuata è quindi associato un campione, sufficientemente ampio, di profili di usura del binario rilevati su curve aventi le caratteristiche planimetriche e di sopraelevazione comprese in quelle attinenti le singole classi, e possibilmente prossime a quelle della curva di riferimento.

Viene poi assunto come profilo di riferimento per ciascuna classe, per i successivi calcoli di simulazione dinamica, quello che presenta il minor scostamento rispetto al consumo medio dei profili presi in esame, sulla base di uno o più parametri significativi (es: volume di metallo asportato, scostamento di una quota da quella nominale etc.).

Per ciascun rotabile il modello statistico di linea è rappresentato quindi dall'insieme delle curve individuate, ciascuna delle quali caratterizzate da un valore della velocità (a seconda del rango di appartenenza del rotabile), del raggio, della sopraelevazione e da una lunghezza virtuale espressa come percentuale rispetto alla lunghezza totale virtuale della tratta, fatta uguale a 100.

Considerando l'applicazione di questa ipotesi si ha la necessità di raccogliere i

dati in modo da disporre della conoscenza esatta delle tratte ferroviarie, dal punto di vista del raggio, sopraelevazione e sviluppo di ogni singolo elemento appartenente ad ogni singola tratta.

Quindi questo approccio, pur non presentando problemi di attendibilità dei risultati, non permetteva di individuare una metodologia di semplificazione dello studio dei tracciati, relazionata alla conoscenza del rapporto che intercorre tra raggio sopraelevazione e velocità di ogni elemento.

Il passo successivo è stato ricercare un congruo metodo semplificativo per l'estrapolazione delle tratte virtuali.

### **4.3 Secondo metodo di estrazione statistica**

Questo secondo metodo di estrazione statistica è stato valutato a partire da osservazioni relative ad una semplificazione di strutturazione ed elaborazione dei dati in grado di portare a risultati analoghi ai precedenti.

Ipotizzando di conoscere per ogni classe: sopraelevazione e sviluppo degli elementi che lo caratterizzano, senza portare in memoria i singoli valori dei raggi degli elementi facenti parte della classe (e le rispettive singole lunghezze) si pone ora il problema di determinare il valore del raggio di riferimento per la classe in oggetto.

Per la valutazione del raggio di riferimento da utilizzare nei calcoli di simulazione si considera che, sulla base dei dati planimetrici, le curve siano ancora raggruppate in classi di raggio e sopraelevazione, ma non è ora possibile suddividere la classe stessa in ulteriori sottoclassi di raggio, assumendo il raggio di riferimento pari al valore di centro della sottoclasse con maggiore sviluppo virtuale di tracciato.

Si assume che ai fini dei calcoli di simulazione dinamica ogni classe di raggio venga rappresentata dal valore del raggio corrispondente al raggio medio.

Una volta assunto come raggio di riferimento quello di valor medio approssimato alla mezza decade superiore o inferiore, si passa alla determinazione del valore di sopraelevazione (compreso nei limiti nella classe presa in esame) da associare alle singole sottoclassi di raggio. L'associazione avviene facendo riferimento a valori della velocità di rango compatibili con le caratteristiche della classe.

La velocità di rango da prendere in considerazione per il calcolo della sopraelevazione, come per il primo metodo, è quella fra le seguenti che dà luogo al più alto valore di sopraelevazione relativamente al valore di raggio calcolato:

Va	con $70 \leq Va \leq 140$ a step di 5 km/h
Vb/1,06	con $75 \leq Vb \leq 160$ a step di 5 km/h
Vc/1,11	con $80 \leq Vc \leq 200$ a step di 5 km/h

Facendo riferimento ai valori di velocità minimi e massimi che sono compresi nella classe considerata, così come riportati in Allegato 2 per i ranghi A,B,C, si

determina la sopraelevazione di riferimento.

Anche la sopraelevazione è determinata con le modalità sopra descritte.

Questo metodo introduce quindi una pura semplificazione nella determinazione del raggio di simulazione, ma prevede poi un metodo di riduzione delle classi da simulare: a partire dagli intervalli di sopraelevazione di 10mm, che complessivamente, per le diverse tipologie di intervalli di curvatura darebbero luogo a quasi 90 elementi diversi da simulare, si procede ad una “compattazione” delle categorie, proprio in relazione alla sopraelevazione. Tale riduzione di elementi da simulare è giustificato da pregresse esperienze nello studio del fenomeno di usura che ne fanno un parametro molto dipendente dal raggio ma poco variabile per piccole variazioni della sopraelevazione.

Pertanto al fine di ridurre il numero di elementi da simulare si è presupposto di considerare intervalli di sopraelevazione più ampi:

- ancora 10mm per raggi inferiori a 208m
- 20mm per raggi da 208m a 833m
- 30mm per raggi superiori a 833m.

raggio < 208	208 < Raggio < 833	Raggio > 833
0	0	0
0-10	0-20	0-30
10-20	20-40	30-60
20-30	40-60	60-90
30-40	60-80	90-110
40-50	80-100	110-140
50-60	100-120	140-160
60-70	120-140	
70-80	140-160	
80-90		
90-100		
100-110		
110-120		
120-130		
130-140		
140-150		
150-160		

**Tabella 6:** *Intervalli di sopraelevazione*

Ai fini dei calcoli di simulazione dinamica ciascuna classe di sopraelevazione sarà rappresentata dal valore della sottoclasse di sopraelevazione media.

Occorre infine determinare la velocità di simulazione: per calcolare la velocità

propria di ogni sottogruppo di curve si pone l'ipotesi cautelativa di avere la massima accelerazione non compensata, per cui si adotta la seguente formula che lega la sopraelevazione  $h$  espressa in mm, la velocità  $V$  in km/h e il raggio  $R$  in m:

$$h = 7,5 \frac{V^2}{R}$$

dove  $V$  è uguale rispettivamente a:

- $V_A$
- $V_B/1,06$
- $V_C/1,11$

a seconda se trattasi di velocità di rango A, B o C. Il risultato deve esser approssimato alla mezza decade inferiore, al fine di considerarne la velocità d'esercizio.

Il problema evidenziato nell'applicazione di questa metodologia è l'assunzione di un valore "arbitrario" del raggio di riferimento per le simulazioni che non si riesce poi a mitigare o comparare nella fase di attribuzione della velocità di simulazione.

#### **4.4 Terzo metodo di estrazione statistica**

Questa metodologia, adottata poi per la determinazione del tracciato virtuale di simulazione, tiene conto delle diverse criticità emerse dagli approcci precedentemente illustrati tenendo principalmente in considerazione le necessità di:

- 1) Individuare un sistema di assunzione ed organizzazione dei dati relativamente semplice per mitigare l'enorme mole di informazioni da esaminare in uno studio analogo a quello proposto;
- 2) Individuare un sistema di assunzione ed organizzazione dei dati più calibrato su quanto emerso in sede delle prime applicazioni;
- 3) Individuare un sistema che tenga conto che i fattori che più influenzano l'usura e gli sforzi di contatto sono la velocità in curva e la sopraelevazione,
- 4) Individuare un sistema di estrapolazione che tenga contemporaneamente in considerazione, ad ogni step successivo, che le curve sono caratterizzate dai 3 parametri correlati:
  - Raggio
  - Sopraelevazione
  - Velocità

Per l'organizzazione dei dati si è fatto riferimento alla seconda metodologia ipotizzando di conoscere per ogni classe: sopraelevazione e sviluppo degli elementi che lo caratterizzano, senza portare in memoria i singoli valori dei raggi degli elementi facenti parte della classe (e le rispettive singole lunghezze).

La classificazione di tali dati è stata effettuata in intervalli di raggio determinati in modo tale che fra l'estremo superiore e quello inferiore la differenza di angolo di

attacco sia uguale a un valore prefissato (0,5 mrad), facendo riferimento a un passo di carrello di 2,5 m. Gli intervalli di sopraelevazione sono invece di ampiezza 10 mm in ciascuna classe. Complessivamente si è così inizialmente delineato quanto in Tabella 7, ma con alcune integrazioni che si sono rese necessarie alla luce delle analisi dei dati. Complessivamente si è così delineato quanto in Tabella 8. Nella stessa tabella sono indicati non solo il numero di intervalli di sopraelevazione ( $\Delta h$ ) considerati inizialmente dall'inviluppo delle classi, bensì ulteriori intervalli derivanti dalle particolari condizioni locali che hanno evidenziato:

- tratte con elementi di sopraelevazioni inferiori ai limiti prefissati;
- curve con raggio inferiore a 250 m, soprattutto sulle linee montane dei turni del Minuetto.

Si è così ritenuto opportuno effettuare un'ulteriore articolazione delle classi corrispondenti ad angoli di deviazione compresi tra 6mrad e 5mrad.

angolo max (mrad)	angolo min (mrad)	raggio min (m) >	raggio max (m) <=	delta raggio (m)	n° Intervalli sopraelev.	Intervallo inferiore (mm)	Intervallo superiore (mm)
5,0	4,5	250	278	28	3	130-140	150-160
4,5	4,0	278	313	35	5	110-120	150-160
4,0	3,5	313	357	45	6	100-110	150-160
3,5	3,0	357	417	60	8	80-90	150-160
3,0	2,5	417	500	83	9	70-80	150-160
2,5	2,0	500	625	125	11	50-60	150-160
2,0	1,5	625	833	208	12	40-50	150-160
1,5	1,0	833	1250	417	14	20-30	150-160
1,0	0,5	1250	2500	1250	15	10-20	150-160
0,5	0,0	2500	10000	7500	10	0-10	90-100
0,0	0,0	10000	$\infty$	$\infty$	1	0-0	0-0

**Tabella 7:** Intervalli di classificazione iniziale

Rmin (m)	Rmax (m)	$\Delta R$ (m)	N° Intervalli $\Delta h$ progetto	$\Delta h$ min (mm)	$\Delta h$ max (mm)	N° Intervalli $\Delta h$ reali
208	227	19	-	70-80	150-160	9
227	250	23	-	70-80	150-160	9
250	278	28	3	70-80	150-160	9
278	313	35	5	100-110	150-160	6
313	357	45	6	100-110	150-160	7
357	417	60	8	80-90	150-160	9
417	500	83	9	70-80	150-160	10
500	625	125	11	50-60	150-160	12
625	833	208	12	40-50	150-160	13
833	1250	417	14	20-30	150-160	15
1250	2500	1250	15	10-20	150-160	16
2500	10000	7500	10	0-10	90-100	10
10000	$\infty$	$\infty$	1	--	--	1

**Tabella 8:** Intervalli di classificazione adottati

Si sottolinea che costituiscono sottogruppo indipendente i rettilinei, considerati tali allorché l'elemento planimetrico presenta un raggio superiore a 10000m.

Ai fini dei calcoli di simulazione dinamica ogni classe di raggio viene rappresentata dal valore del raggio corrispondente all'angolo di attacco medio (Tabella 9).

Angolo max	Angolo min	Angolo medio	Rmin	Rmax	Rmedio
5	4,5	4,75	250,0	277,8	263,2
4,5	4	4,25	277,8	312,5	294,1
4	3,5	3,75	312,5	357,1	333,3
3,5	3	3,25	357,1	416,7	384,6
3	2,5	2,75	416,7	500,0	454,5
2,5	2	2,25	500,0	625,0	555,5
2	1,5	1,75	625,0	833,3	714,3
1,5	1	1,25	833,3	1250,0	1000,0
1	0,5	0,75	1250,0	2500,0	1666,7
0,5	0	0,25	2500,0	10000,0	5000,0

**Tabella 9:** Valori del raggio medio

Le curve comprese in ciascuna classe di raggio sono suddivise in classi di sopraelevazione, i cui estremi sono:

- 0
- 10-40
- 50-80
- 90-120
- 130-160

Poiché nella pratica le sopraelevazioni sono arrotondate al cm le classi di sopraelevazione sono suddivise a loro volta in sottoclassi rappresentate rispettivamente dai seguenti valori :

- 0
- 10-20-30-40
- 50-60-70-80
- 90-100-110-120
- 130-140-150-160

Ciascuna classe di sopraelevazione sarà rappresentata dal valore della sottoclasse che dà luogo al maggiore sviluppo complessivo virtuale (lunghezza x numero di passaggi). Ad esempio qualora tale condizione si verificasse per la sopraelevazione di 110mm relativamente alla classe di curve con raggio compreso fra  $500 < R < 625$  e sopraelevazione compresa fra  $90 < h < 120$ , i valori di riferimento per la simulazione sarebbero  $R=556$  m e  $h=110$  mm.

Determinati i valori di riferimento da attribuire a ogni classe, si associa ad essi il corrispondente valore della velocità di rango come da Tabella 11. La tabella fornisce

direttamente i valori di velocità per il rango B, al quale sono ammessi a circolare sia il Vivalto che il Minuetto. Per la classe presa in considerazione il valore sarebbe 95km/h.

L'approccio discriminante di questa metodologia è rappresentato proprio dall'individuazione delle velocità di competenza di ciascuna classe.

L'intero campo di combinazioni possibili di esercizio risulta diviso in diversi settori che si distinguono per il rapporto tra sopraelevazione, accelerazione non compensata e velocità di rango:

- 1) *Settore arancio*: corrisponde a quello in cui vale la legge di proporzionalità fra accelerazione non compensata e sopraelevazione. E' il settore dove la maggior parte delle classi individuate dovrebbero risultare piene. La velocità viene calcolata con la formula seguente e arrotondata per difetto al più vicino multiplo di 5km/h:

$$V = 1,06 \sqrt{\frac{Rh}{7,5}}$$

- 2) *Settore celeste*: è caratterizzato da velocità costante pari alla minima velocità di rango compatibile con una curva di 208 m (estremo inferiore della prima classe di raggio) sopraelevata di 160mm. E' una zona a sopraelevazione "ridotta", dove, per cause contingenti, si accettano valori di sopraelevazione inferiori a quelli determinabili col criterio di proporzionalità. Proprio per l'eccezionalità della condizione che impone la riduzione anomala della sopraelevazione gran parti delle classi comprese in questo settore dovrebbero risultare vuote;

La velocità, uguale per tutte le classi del settore, può essere calcolata indifferentemente con una delle due formule seguenti ponendo  $R=208m$ ,  $a_{nc}=0,8m/s^2$  e  $h=160mm$ :

$$V = 1,06 \sqrt{\frac{Rh}{7,5}} \qquad V = \sqrt{12,96R(Anc + \frac{h}{153})}$$

- 3) *Settore giallo*: è caratterizzato da  $a_{nc}$  costante pari al valore massimo ammesso per il rango B ( $0,8 m/s^2$ ). E' una zona a sopraelevazione "fortemente ridotta" dove il difetto di sopraelevazione comporta anche una riduzione di velocità rispetto alla minima ammessa (70km/h) per non eccedere il valore limite dell'  $a_{nc}$ . La presenza di classi "non vuote" in questa zona dovrebbe essere del tutto eccezionale. La velocità è calcolata con la formula seguente ponendo  $a_{nc}=0,8m/s^2$ :

$$V = \sqrt{12,96R(Anc + \frac{h}{153})}$$

- 4) *Settore bianco*: comprende valori di raggio e sopraelevazione che danno luogo alla velocità di 80km/h - caratteristica dei treni merci - a valori di

$a_{nc}$  inferiori a  $-0,6m/s^2$ . Poiché questa è una condizione che si cerca di evitare le classi corrispondenti dovrebbero risultare vuote;

- 5) *Settore viola*: i valori di sopraelevazioni compresi in questo settore sono compatibili con velocità superiori a quella massima di rango B (160km/h). La velocità viene pertanto limitata a 160km/h. Questo comporta per i treni marcianti a rango B una riduzione dell'  $a_{nc}$  rispetto al valore che competerebbe alla medesima in relazione al più volte citato metodo di proporzionalità;
- 6) *Settore verde*: comprende combinazioni di raggio e sopraelevazioni che danno luogo a velocità di rango C maggiori del limite ammesso (200km/h). Poiché si opera su linee convenzionali (non AV), dove i 200km/h rappresentano il limite massimo di velocità, le classi evidenziate in verde dovrebbero risultare vuote, in quanto darebbero luogo ad un eccesso di sopraelevazione anche per i treni più veloci.

Con questa logica è possibile:

- determinare i valori di accelerazione non compensata che compete ad ogni combinazione raggio-sopraelevazione come da Tabella 10;
- calcolare la velocità delle singole combinazioni, che, arrotondata, assume i valori di Tabella 11;
- determinare nuovamente i valori esatti di accelerazione non compensata conseguenti all'arrotondamento della velocità come da Tabella 12.

La lettura della Tabella 11 deve esser la seguente:

- 1) seguiamo i valori di velocità di una riga partendo dall'estremo destro e spostandoci verso sinistra, focalizziamo l'attenzione ad esempio sulla riga corrispondente a valori di raggio compresi fra  $357 < R < 417$  m e raggio di riferimento pari ad un raggio medio di 385 m.;
- 2) affinché la sopraelevazione sia di 160 mm occorre che la curva di raggio  $R=385$  sia la più restrittiva fra quelle comprese in un data sezione di linea caratterizzata da una stessa velocità di fiancata, è pertanto quella che condiziona il suddetto valore di velocità e quella in corrispondenza della quale si raggiunge il massimo valore di  $a_{nc}$ ; se i valori di sopraelevazioni sono inferiori significa che la curva in esame non è la più restrittiva del tracciato: questo vuol dire che esiste nella medesima sezione di linea una curva di raggio inferiore che limita la velocità a un valore inferiore a quello prima trovato, comportando in primo luogo una riduzione di  $a_{nc}$  e di conseguenza anche di sopraelevazione. Si ammette infatti che fra le due grandezze esista un legame funzionale di tipo lineare che da luogo ad

una relazione del tipo  $h=7,5V^2/R$  fra  $h$ ,  $V$  ed  $R$ . La suddetta relazione ci consente di calcolare  $V$  in funzione di  $R$  e  $h$ .

- 3) proseguendo verso sinistra, la velocità diminuisce progressivamente al diminuire del valore di sopraelevazione fino a raggiungere il valore minimo di 70km/h in corrispondenza di una sopraelevazione che, nel caso specifico, è di 90 mm (valore effettivo non arrotondato 85mm). Poiché la velocità di 70 km/h è determinata dalla curva che è in assoluto quella più restrittiva che abbiamo preso in considerazione, in condizioni normali non c'è alcuna ragione perché al raggio prescelto siano associate sopraelevazioni inferiori a 90 mm. In effetti si può verificare che per motivi locali occorra porre dei vincoli alla sopraelevazione, ad esempio per la presenza di un passaggio a livello o per la necessità di inserimento di uno scambio in curva. In tal caso si ammette una sopraelevazione cosiddetta "ridotta" rispetto a quella determinata col criterio di proporzionalità. In pratica anziché ridurre la velocità per rispettare il suddetto criterio di proporzionalità, si accetta di innalzare il valore di  $a_{nc}$  senza superare tuttavia il limite massimo consentito dal rango ( $0,8m/s^2$ ): per valori decrescenti della sopraelevazione al di sotto di 90 mm si assiste pertanto a un incremento progressivo del valore di  $a_{nc}$  fino al raggiungimento di  $0,8m/s^2$  in corrispondenza di  $h=30mm$ . (valore effettivo 28mm). Se esiste la necessità di ridurre ulteriormente il valore di sopraelevazione è chiaro che occorre contestualmente ridurre anche la velocità rispetto al valore minimo di 70km/h determinato, come ricordiamo, da motivi esclusivamente planimetrici. Si procede pertanto alla riduzione della sopraelevazione mantenendo costante l'  $a_{nc}$  al valore massimo ammesso, per non penalizzare ulteriormente la velocità.

Si riconoscono facilmente i diversi campi ove si applica la casistica sopra descritta. Un'utile visualizzazione della struttura del modello si ha anche andando a prendere un generico valore di riferimento del raggio, che per analogia alla descrizione di cui sopra può considerarsi il raggio  $R=385m$  e andando a rappresentare l'andamento della velocità e dell'accelerazione non compensata al variare della sopraelevazione (Figura 13) . In Figura 14 si hanno invece gli andamenti reali della velocità e dell'  $a_{nc}$ , in funzione della sopraelevazione per  $R=385m$ , messi a confronto con i valori teorici.

La procedura che ha permesso di individuare le classi ed i valori di raggio, sopraelevazione e velocità di ogni classe ha anche già permesso di operare l'opportuna riduzione degli elementi da simulare grazie alla "compattazione" sugli intervalli di sopraelevazione.

**VALORI TEORICI DELL'ANC PER CLASSI DI RAGGIO E SOPRAELEVAZIONE**

angolo d'attacco max	angolo d'attacco min	raggio di curva min	raggio di curva max	raggio $\alpha_{med}$	sopraelev min	RANGO B classi e sottoclassi di sopraelevazione																						
						0					10					50					90				130			
						0					40					80					120				160			
mrad	mrad	m	m	m	sottoclassi	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160						
6,0	5,5	208	227	217		0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,76	0,80					
5,5	5,0	227	250	238		0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,74	0,70	0,75	0,80					
5,0	4,5	250	278	263		0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,78	0,72	0,65	0,65	0,70	0,75	0,80						
4,5	4,0	278	313	294		0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,76	0,70	0,63	0,57	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80						
4,0	3,5	313	357	333		0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,74	0,68	0,61	0,55	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80						
3,5	3,0	357	417	385		0,80	0,80	0,80	0,79	0,72	0,66	0,59	0,53	0,46	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80						
3,0	2,5	417	500	455		0,80	0,77	0,70	0,64	0,57	0,50	0,44	0,37	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80						
2,5	2,0	500	625	556		0,68	0,62	0,55	0,48	0,42	0,35	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80						
2,0	1,5	625	833	714		0,53	0,46	0,40	0,33	0,27	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80						
1,5	1,0	833	1250	1000		0,38	0,31	0,25	0,18	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80						
1,0	0,5	1250	2500	1667		0,23	0,16	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	-0,62	-0,68	-0,75						
0,5	0,0	2500	$\infty$	5000		0,08	0,05	0,10	0,15	0,20	0,31	0,38	0,44	0,50	0,56	0,63	-0,62	-0,69	-0,75	-0,82	-0,88	-0,95						

**Tabella 10**

**VELOCITA' DI RANGO B PER CLASSI DI RAGGIO E SOPRAELEVAZIONE**

angolo d'attacco $\alpha_{max}$	angolo d'attacco $\alpha_{min}$	raggio di curva min $R_{min}$	raggio di curva max $R_{max}$	raggio di curva med $R(\alpha_{med})$	sopraelev min	RANGO B classi e sottoclassi di sopraelevazione																							
						sopraelev max	0					10					50					90				130			
							0	40				80					120				160								
mrad	mrad	m	m	m	sottoclassi	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160							
6,0	5,5	208	227	217		45	45	50	50	50	55	55	55	60	60	60	65	65	65	65	70	70							
5,5	5,0	227	250	238		45	50	50	55	55	55	60	60	60	65	65	65	65	70	70	70	75							
5,0	4,5	250	278	263		50	50	55	55	60	60	60	65	65	65	70	70	70	70	70	75	75							
4,5	4,0	278	313	294		55	55	55	60	60	65	65	65	70	70	70	70	70	75	75	80	80							
4,0	3,5	313	357	333		55	60	60	65	65	65	70	70	70	70	70	75	80	80	85	85	85							
3,5	3,0	357	417	385		60	65	65	70	70	70	70	70	70	70	75	75	80	85	85	90	95							
3,0	2,5	417	500	455		65	70	70	70	70	70	70	70	70	75	80	85	90	90	95	100	100							
2,5	2,0	500	625	556		70	70	70	70	70	70	75	80	85	85	90	95	95	100	105	110	115							
2,0	1,5	625	833	714		70	70	70	70	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130							
1,5	1,0	833	1250	1000		70	70	70	70	75	85	90	100	105	115	120	125	130	135	140	145	150							
1,0	0,5	1250	2500	1667		70	70	70	85	95	110	120	130	140	145	155	160	160	160										
0,5	0,0	2500	$\infty$	5000		70	85	120	145	160																			

**Tabella 11**

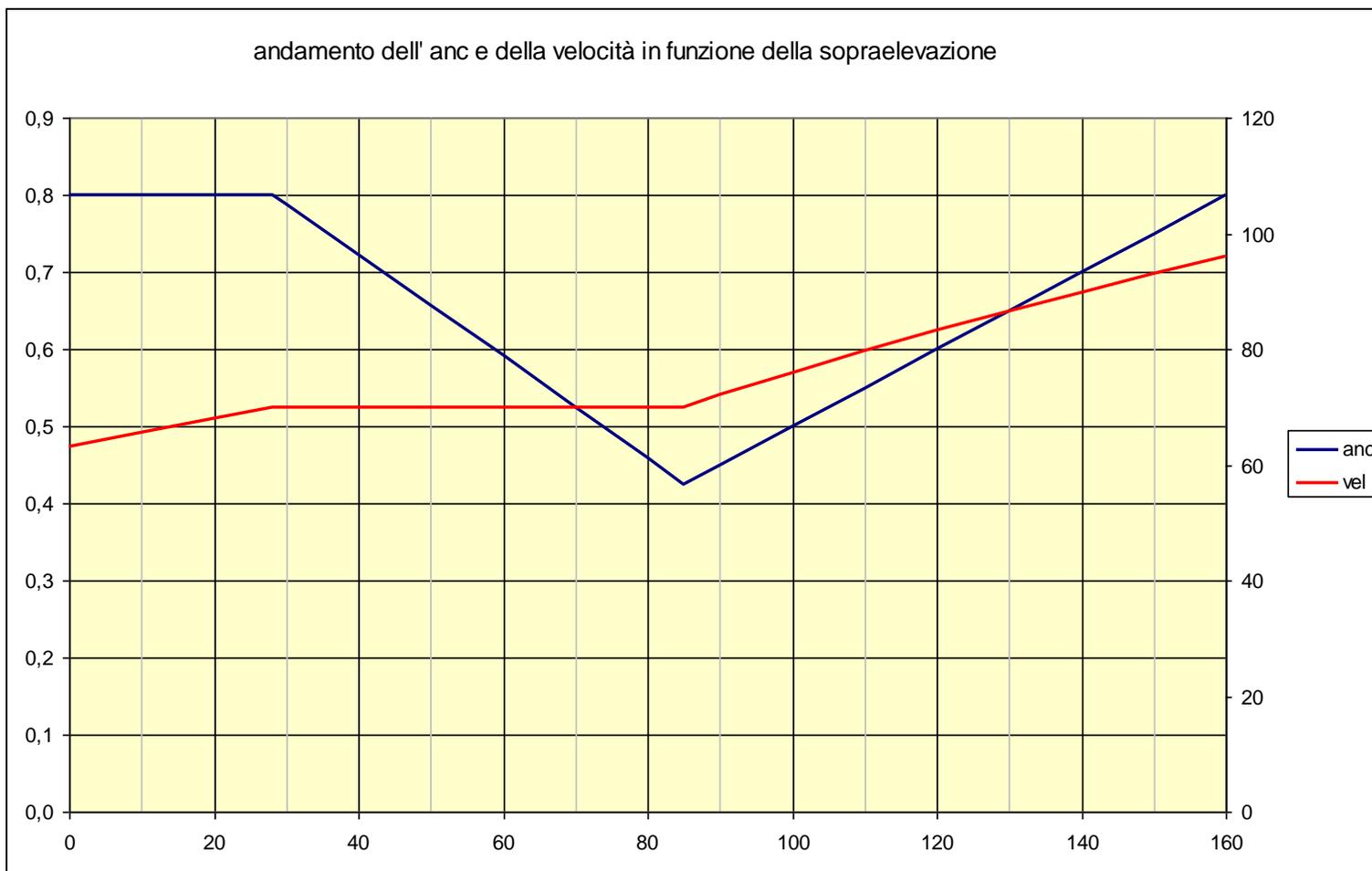
I valori nelle celle bianche sono calcolati per  $V=80\text{km/h}$  (velocità treni merci più lenti)

I valori nelle celle verdi sono calcolati ponendo  $Anc=1\text{m/s}^2$  per  $h=160\text{mm}$

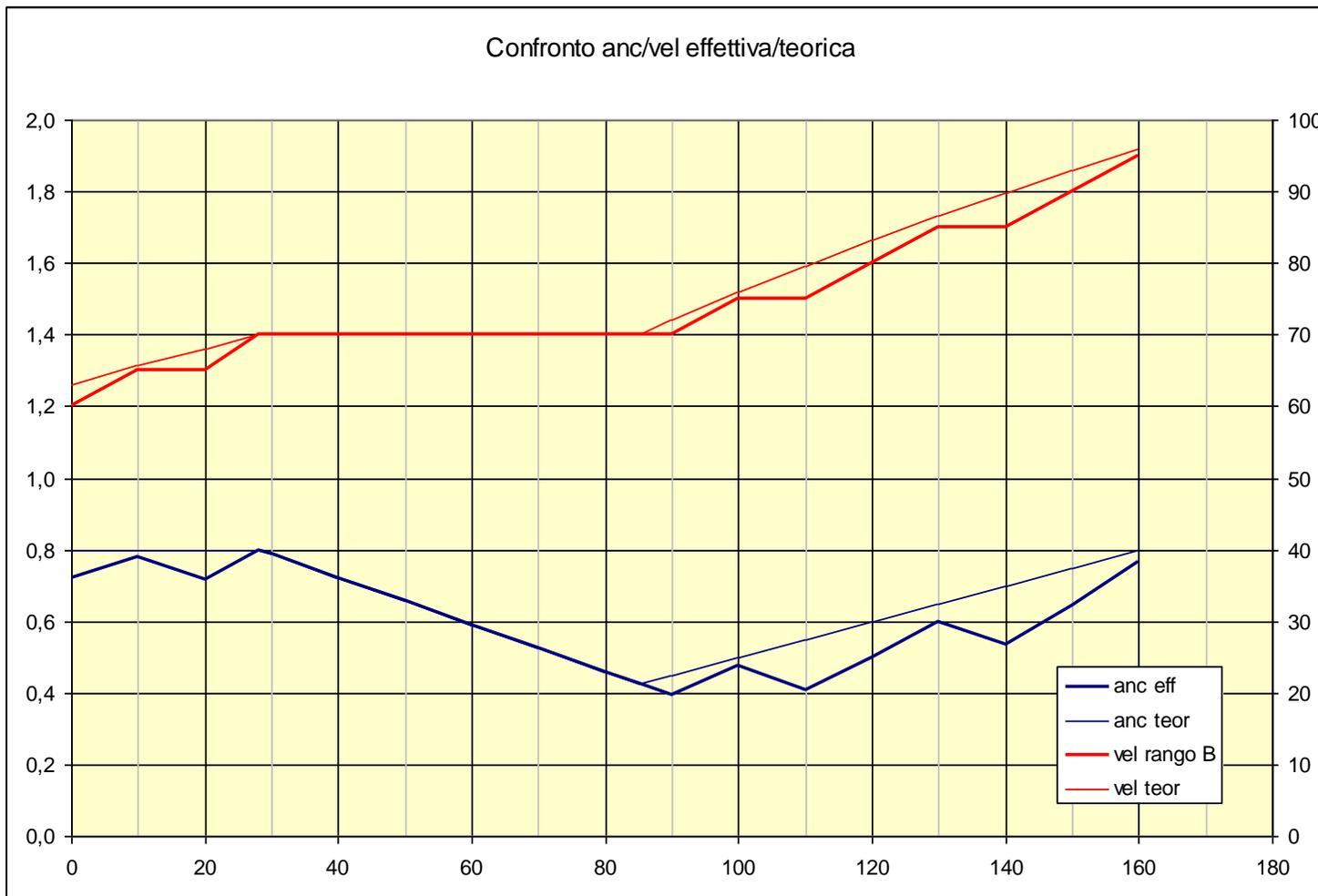
VALORI EFFETTIVI DELL'ANC A SEGUITO DELL'ARROTONDAMENTO DELLA VELOCITA'

angolo d'attacco $\alpha_{max}$	angolo d'attacco $\alpha_{min}$	raggio di curva min $R_{min}$	raggio di curva max $R_{max}$	raggio di curva med $R(\alpha_{med})$	sopraelev min	classi e sottoclassi di sopraelevazione																									
						sopraelev max	0					10					50					90					130				
							0	40				80					120					160									
mrad	mrad	m	m	m	sottoclassi	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160									
6,0	5,5	208	227	217		0,72	0,65	0,76	0,69	0,63	0,75	0,68	0,62	0,75	0,69	0,62	0,78	0,72	0,65	0,58	0,76	0,69									
5,5	5,0	227	250	238		0,66	0,74	0,68	0,78	0,72	0,65	0,77	0,71	0,64	0,78	0,72	0,65	0,58	0,74	0,67	0,61	0,78									
5,0	4,5	250	278	263		0,73	0,67	0,76	0,69	0,79	0,73	0,66	0,78	0,72	0,65	0,78	0,72	0,65	0,59	0,52	0,67	0,60									
4,5	4,0	278	313	294		0,79	0,73	0,66	0,75	0,68	0,78	0,72	0,65	0,76	0,70	0,63	0,57	0,50	0,63	0,56	0,70	0,63									
4,0	3,5	313	357	333		0,70	0,77	0,70	0,78	0,72	0,65	0,74	0,68	0,61	0,55	0,48	0,42	0,52	0,63	0,57	0,69	0,63									
3,5	3,0	357	417	385		0,72	0,78	0,72	0,79	0,72	0,66	0,59	0,53	0,46	0,39	0,47	0,41	0,50	0,60	0,53	0,64	0,76									
3,0	2,5	417	500	455		0,72	0,77	0,70	0,64	0,57	0,50	0,44	0,37	0,31	0,37	0,43	0,51	0,59	0,53	0,62	0,72	0,65									
2,5	2,0	500	625	556		0,68	0,62	0,55	0,48	0,42	0,35	0,29	0,32	0,37	0,42	0,47	0,53	0,47	0,54	0,62	0,70	0,79									
2,0	1,5	625	833	714		0,53	0,46	0,40	0,33	0,27	0,20	0,30	0,32	0,35	0,39	0,43	0,47	0,52	0,58	0,64	0,71	0,78									
1,5	1,0	833	1250	1000		0,38	0,31	0,25	0,18	0,17	0,23	0,23	0,31	0,33	0,43	0,46	0,49	0,52	0,56	0,60	0,64	0,69									
1,0	0,5	1250	2500	1667		0,23	0,16	0,10	0,14	0,16	0,23	0,27	0,32	0,38	0,39	0,46	0,47	0,40	0,34												
0,5	0,0	2500	$\infty$	5000		0,08	0,05	0,09	0,13	0,13	0,29	0,23	0,16	0,09	0,03	-0,04															

Tabella 12



**Figura 13:** *Andamento della velocità e dell'Anc al variare della sopraelevazione per una curva di raggio  $R=385m$*



**Figura 14:** *Andamenti reali della velocità e dell'Anc, in funzione della sopraelevazione per R=385m*

## **5. Applicazione del criterio di individuazione delle tratte virtuali ai treni Vivalto e Minuetto Diesel**

### **5.1 Organizzazione dei dati**

Alla base della metodologia applicata si ha la conoscenza e l'analisi dei tracciati percorsi dai due rotabili di riferimento (Vivalto e Minuetto Diesel) durante i loro turni, oltre che l'assunzione del numero di passaggi effettuati settimanalmente dai materiali suddetti. I turni risultano suddivisi nei singoli compartimenti di competenza gestionale della rete percorsa. Attraverso la conoscenza dei turni effettuati, nonché delle linee percorse dai rotabili, è possibile estrapolare i dati infrastrutturali corrispondenti ed analizzare complessivamente i tracciati.

Le caratteristiche relative all'infrastruttura, si sono dimostrate reperibili con diverse modalità:

- tabellini cartacei delle singole linee;
- database di Microsoft Access;
- database di Microsoft Excel;
- planimetrie cartacee.

I compartimenti di riferimento risultano:

- Milano, Roma, Firenze, Genova, Bologna e Bari per i Vivalto;
- Firenze, Torino, Verona e Napoli per i Minuetto Diesel.

Italcertiferr ha fornito i dati dei compartimenti sopra indicati nelle modalità riportate in Tabella 13 e Tabella 14.

Milano	Database Access/planimetrie
Roma	Database Access
Firenze	Database Access/tabellini cartacei
Genova	Tabellini cartacei
Bologna	Tabellini cartacei
Bari	Tabellini cartacei

**Tabella 13:** *Fonti per i dati sui Vivalto*

Firenze	Database Access
Torino	Planimetrie
Verona	Database Excel/Access
Napoli	Database Access/Tabellini cartacei

**Tabella 14:** *Fonti per i dati sui Minuetto Diesel*

Complessivamente l'entità dei dati pervenuti ed analizzati, suddivisi per compartimenti e per tipo di rotabile, sono sintetizzati in Tabella 14 ed in Tabella 15, dove i km analizzati ed i km totali sono espressi come prodotto tra lo sviluppo longitudinale ed il relativo numero di passaggi.

DATI ANALIZZATI			
Compartimento	km analizzati	km totali	%
Firenze	17934,47	21588	83,08%
Milano	5261,34	8206	64,12%
Bologna	11234,74	14547	77,23%
Genova	1636,18	1712	95,57%
Bari	4667,20	4668	99,98%
Roma	33195,27	103257	32,15%
Venezia	24552,25	31379	78,24%
Totale	98481,45	185357	53,13%

**Tabella 15:** Percentuale di dati analizzati per treni Vivalto

DATI ANALIZZATI			
Compartimento	km analizzati	km totali	%
Firenze	1576,56	37043	4,26%
Torino	52220,61	78358	66,6%
Napoli	16740,10	32939	50,8%
Verona	15182,08	22715	66,8%
Totale	85719,35	171055	50,1%

**Tabella 16:** Percentuale di dati analizzati per treni Minuetto Diesel

Più in generale è stato organizzato un database con caratteristiche tali consentire la conoscenza dello sviluppo longitudinale in termini numerici e percentuali di ogni tipologia di elemento che si è ritenuto opportuno sottoporre a simulazione. La sua struttura è indicata in Tabella 17 con il significato dei campi brevemente sintetizzato di seguito.

			D: nome e codice della linea		
A: R <sub>min</sub> [m]	B: R <sub>max</sub> [m]	C: Δh[mm]	E: lunghezza[m]	F: n° passaggi	G: m percorsi
...	...	....			
279	313	<120			
279	313	121-130			
279	313	131-140			
279	313	141-150			
279	313	151-160			
314	357	<100			
314	357	100-110			
314	357	111-120			
314	357	121-130			
314	357	131-140			
314	357	141-150			
314	357	151-160			
358	417	<80			
358	417	81-90			
358	417	91-100			
358	417	101-110			
358	417	111-120			
358	417	121-130			
358	417	131-140			
358	417	141-150			
358	417	151-160			
...					
10001	∞	-	<b>L</b> : L <sub>rett</sub>		
L <sub>tot curve</sub>	-	<b>H</b> : L <sub>c</sub>			
L <sub>tot</sub>		<b>I</b> : L <sub>tot</sub>			

**Tabella 17:** *Tabulazione dei dati*

- Colonna A: indica il raggio minimo  $R_{\min}$  dell'intervallo  $\Delta R$  che va ad identificare la famiglia di curve;
- Colonna B: indica il raggio massimo  $R_{\max}$  dell'intervallo  $\Delta R$  che va ad identificare la famiglia di curve;
- Colonna C: indica l'intervallo di sopraelevazione in mm che distingue un sottogruppo all'interno della famiglia di curve;
- Casella D: riporta la nomenclatura della tratta analizzata con il relativo codice numerico, precisando anche se l'analisi si riferisce a linee con semplice binario, o al binario pari o dispari di una linea a doppio binario (differenza necessaria per linee a doppio binario in quanto possono esserci tratti non affiancati e quindi con elementi

di caratteristiche diverse, che nel caso di numero elevato di passaggi possono influenzare l'usura);

- Colonna E: riporta lo sviluppo longitudinale di un sottogruppo all'interno di un tracciato, comprensivo della competente lunghezza dei raccordi parabolici. In una generica casella della colonna E, si leggerà al termine dell'estrapolazione dei dati, una lunghezza  $L_c$  (in metri) data dalla somma delle lunghezze di tutti gli elementi appartenenti alla tratta in esame e con le caratteristiche di raggio-sopraelevazione del sottogruppo;
- Colonna F: riporta il numero di passaggi sulla linea;
- Colonna G: riporta il numero totale dei metri che sulla linea esaminata viene percorso durante un intero turno su elementi del sottogruppo esaminato, ottenuto moltiplicando la lunghezza  $L_c$  per il numero di passaggi;
- Casella H: riporta la lunghezza totale delle curve come sommatoria degli elementi sulla colonna E;
- Casella I: riporta la lunghezza totale della linea in esame;
- Casella L: riporta la lunghezza totale dei rettifili  $L_{rett}$  desunta come differenza fra la lunghezza totale di una linea  $L_{tot}$ , e la lunghezza totale delle curve  $L_c$ :

$$L_{rett} = L_{tot} - L_c \quad [m]$$

Dove:

[m]

$$L_c = \sum l_i$$

La schematizzazione che ne consegue, ripetuta per ogni singolo compartimento, è rappresentata a titolo esemplificativo in

Figura 15, mentre i relativi dati complessivi che ne scendono sono forniti in formato Excel.

*Il rapporto tra lo sviluppo longitudinale di un tracciato ferroviario e l'evoluzione del fenomeno di usura*

raggio min [m] <	raggio max [m] ≤	sovrizzo [mm] <hs	Grosseto - Orbetello (pari) L541			Grosseto - Orbetello (dispari)			Grosseto - Montepescali (pari) L54			Grosseto - Montepescali (dispari)			Montepescali - Campiglia (pari) L54			Montepescali - Campiglia (dispari)			
			sviluppo longitud. (m)	n'passaggi	m percorsi	sviluppo longitud. (m)	n'passaggi	m percorsi	sviluppo longitud. (m)	n'passaggi	m percorsi	sviluppo longitud. (m)	n'passaggi	m percorsi	sviluppo longitud. (m)	n'passaggi	m percorsi	sviluppo longitud. (m)	n'passaggi	m percorsi	
150	227	70-80																			
		80-90																			
		90-100																			
		100-110																			
		110-120																			
		120-130																			
		130-140																			
227	250	140-150																			
		150-160																			
		70-80																			
		80-90																			
		90-100																			
		100-110																			
		110-120																			
250	278	120-130																			
		130-140																			
		140-150																			
		150-160																			
		70-80																			
		80-90																			
		90-100																			
278	313	100-110																			
		110-120																			
		120-130																			
		130-140																			
		140-150																			

**Figura 15:** *Organizzazione dati- Esempio sul compartimento di Torino*

Occorre osservare che l'estrapolazione dei dati dalle diverse fonti ha introdotto livelli di precisione diversi durante la compilazione delle singole tabelle. Sia i database Access, forniti per i compartimenti di Firenze, Milano e Napoli, sia i database Excel, forniti per il compartimento di Verona, riportano precisamente il tracciato e la lunghezza dei raccordi anche nel caso di doppio binario, mentre spesso i tabellini cartacei dei compartimenti di Genova, Bari e Bologna, riportano soltanto una delle due curve, nei casi di doppio binario, quella indicata come *leader*. Hanno introdotto inoltre errori di approssimazione le estrapolazioni di dati dalle planimetrie. In esse spesso non sono riportati né altezza della sopraelevazione né velocità di tracciato, ma soltanto il raggio delle curve, per cui per la compilazione si è proceduto come di seguito:

1. Consultazione dei fascicoli di linea - come da informazione online - per ricavare la velocità di tracciato dei diversi tratti, pari alla velocità di rango A;
2. Determinazione dell'altezza della sopraelevazione  $h$  delle curve direttamente dalla formula:

$$h = 7,5 \times \frac{V^2}{R^*} \quad [\text{mm}]$$

3. Determinazione della lunghezza del raccordo parabolico corrispondente, per l'ingresso e per l'uscita, considerando che per il contenimento del contraccollo  $\psi$  e la velocità di rollio  $\omega$ , vengono solitamente utilizzati valori di pendenza trasversale del raccordo compresi fra 1‰ e 1,5‰.

Infine, ulteriore precisazione in merito alle planimetrie, va effettuata in relazione all'assenza di indicazione esatte per le curve policentriche, le quali hanno presentato spesso carenze di informazioni esatte sullo sviluppo dei raccordi di transizione.

La stessa metodologia di organizzazione dei dati è stata mantenuta per l'elaborazione della tratta virtuale atta a calibrare il modello di usura.

Considerando però che in tal caso i dati sono molto meno dispersivi, ma anzi omogenei e concentrati su raggi di curvatura molto bassi, con un tracciato che presenta più del 50% di elementi con angoli di attacco superiori a 5mrad, e cercando altresì di non dar luogo ad un numero di tipologie troppo elevato per le simulazioni, si è effettuata un'ulteriore classificazione per elementi con angoli di attacco tra 5mrad e 6mrad, differenziandoli da quelli con valori compresi tra 6mrad ed 8mrad (angolo massimo presente su tracciato)., fino ad ottenere la classificazione di Tabella 18.

Angolo max	Angolo min	Rmin	Rmax	$\Delta R$ (m)	N°Intervalli $\Delta h$
8	6	155	207	52	6
6	5	207	250	43	6
5	4,5	250	278	28	4
4,5	4	278	313	35	5
4	3,5	313	357	45	7
3,5	3	357	417	60	9
3	2,5	417	500	83	10
2,5	2	500	625	125	12
2	1,5	625	833	208	13
1,5	1	833	1250	417	15
1	0,5	1250	2500	1250	16
0,5	0	2500	10000	7500	10
0	-0,5	10000	$\infty$	$\infty$	1

**Tabella 18:** Intervalli di simulazione per la tratta di validazione del modello di usura

## 5.2 Analisi dei tracciati planimetrici

A seguito della compilazione dei database riguardanti i compartimenti, con le caratteristiche di tutte le linee percorse all'interno dello stesso, si possono valutare le percentuali di presenza delle varie famiglie di elementi rispetto alla percorrenza del rotabile. I risultati, per semplicità ed immediatezza di lettura, si possono visualizzare su un istogramma in funzione del raggio medio di una classe di curve. Quest'ultimo è assunto come il raggio cui compete il valore intermedio dell'angolo di deviazione (Tabella 19).

angolo max	angolo min	angolo medio	Rmin	Rmax	Rmedio
6	5,5	5,75	208,3	227,3	217,4
5,5	5	5,25	227,3	250,0	238,1
5	4,5	4,75	250,0	277,8	263,2
4,5	4	4,25	277,8	312,5	294,1
4	3,5	3,75	312,5	357,1	333,3
3,5	3	3,25	357,1	416,7	384,6
3	2,5	2,75	416,7	500,0	454,5
2,5	2	2,25	500,0	625,0	555,5
2	1,5	1,75	625,0	833,3	714,3
1,5	1	1,25	833,3	1250,0	1000,0
1	0,5	0,75	1250,0	2500,0	1666,7
0,5	0	0,25	2500,0	10000,0	5000,0

**Tabella 19:** Valori del raggio medio

Lo sviluppo totale sul tracciato di una certa famiglia di curve  $L_{fam}$  è ottenuto dalla somma dei contributi dei singoli sottogruppi all'interno della famiglia:

$$L_{fam} = \sum_{i=1}^{Ns} l_i \quad [m]$$

da cui discende la percentuale di estensione di una certa famiglia di curve

$$X_{fam} : \quad X_{fam} = \frac{L_{fam}}{L_{tot}}$$

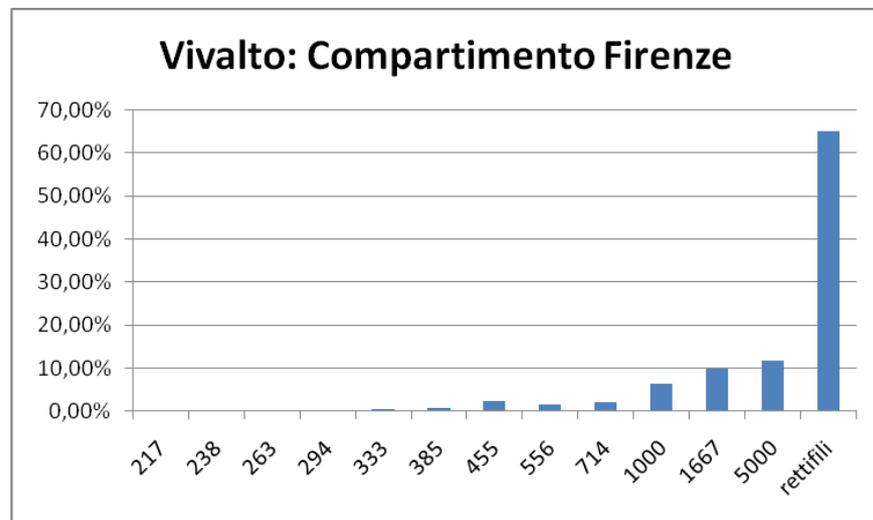
E' poi possibile costruire l'istogramma inserendo all'interno le percentuali di sviluppo riferite ai rettilinei  $X_{rett}$  :

$$X_{rett} = \frac{L_{rett}}{L_{tot}}$$

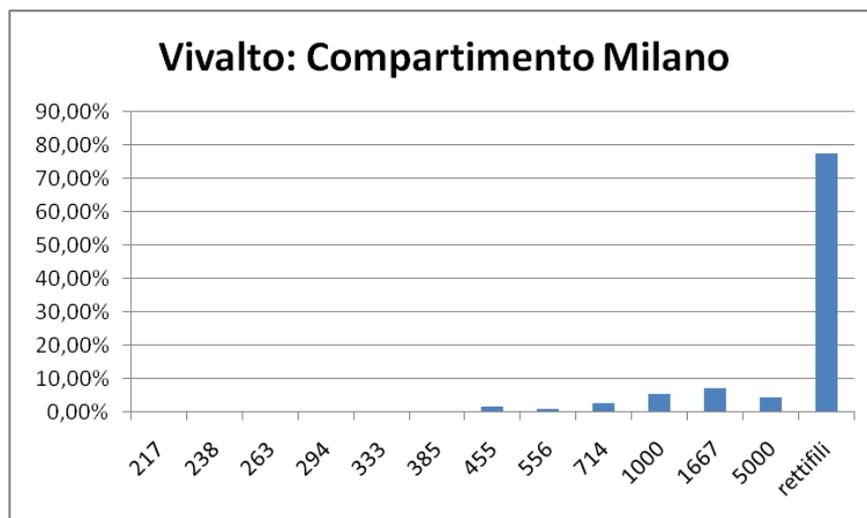
La predisposizione di tali istogrammi è utile non tanto i termini di utilizzo per le simulazioni, che dovranno esser condotte per un numero ben superiore di tipologie di elementi, quanto perché permette di avere informazioni qualitative sul tipo di tracciato e sul peso che il tracciato riveste all'interno di un turno. I dati utili saranno invece considerati singolarmente per tutte le sottoclassi di sopraelevazione appartenenti alle singole classi di raggio, adottando i valori di sviluppo longitudinale in percentuale, estratti come rapporto tra i chilometri percorsi sull'elemento e quelli relativi all'intera rete di riferimento.

Si riportano di seguito gli istogrammi relativi alle caratteristiche dei tracciati dei diversi compartimenti interessati dai turni treno e le tabelle dei dati ad essi relativi (Tabella 20, Tabella 21, Tabella 22, Tabella 23).

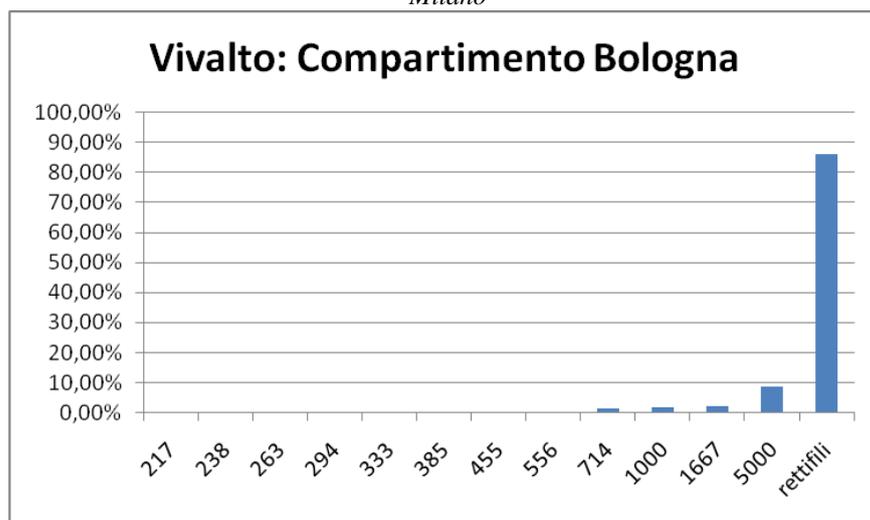
I dati completi, dettagliati e comprensivi non solo dello sviluppo ma anche delle caratteristiche relative a raggio medio, sopraelevazione e velocità, saranno parte degli output dell'attività di ricerca.



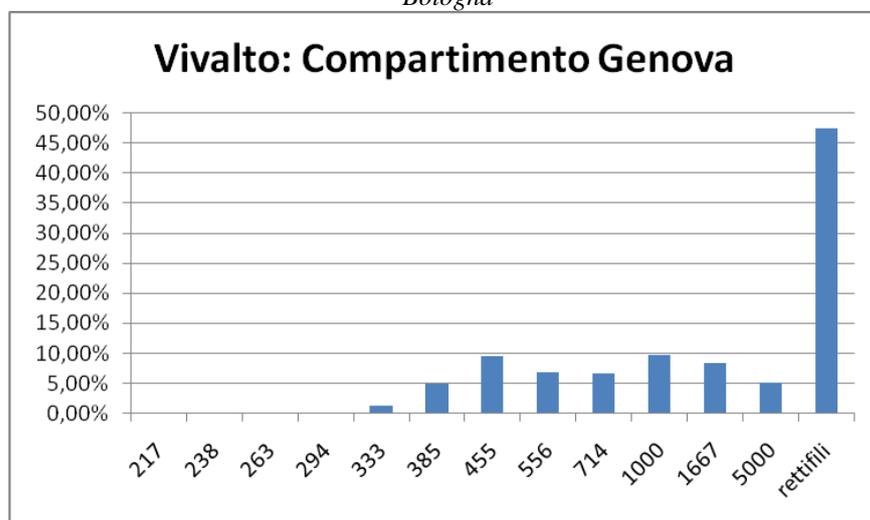
**Figura 16:** Distribuzione delle curve planimetriche percorse dai Vivalto sul compartimento di Firenze



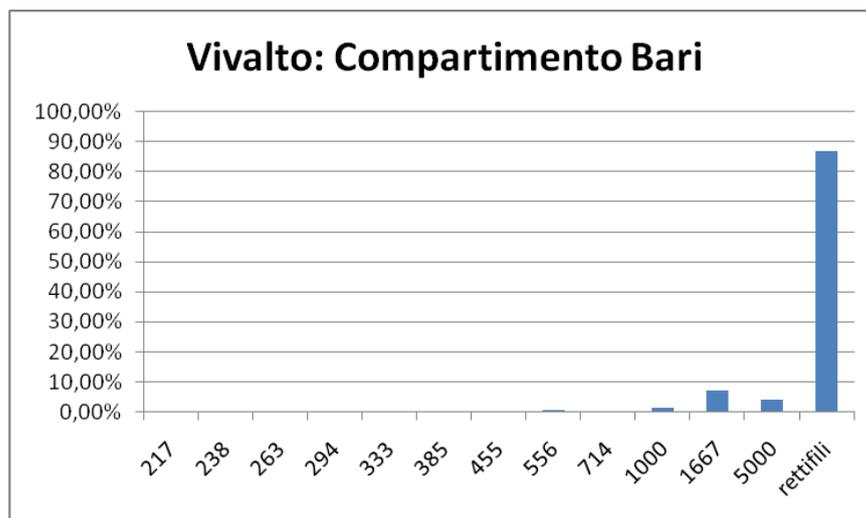
**Figura 17:** Distribuzione delle curve planimetriche percorse dai Vivalto sul compartimento di Milano



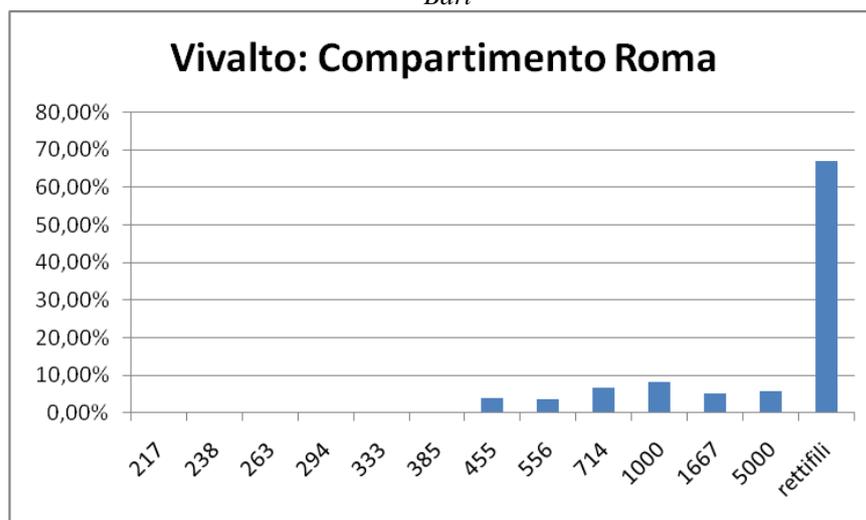
**Figura 18:** Distribuzione delle curve planimetriche percorse dai Vivalto sul compartimento di Bologna



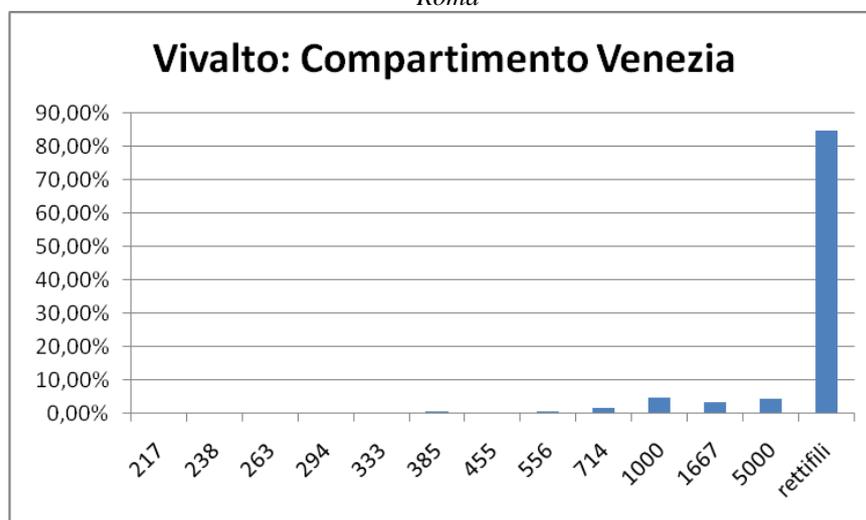
**Figura 19:** Distribuzione delle curve planimetriche percorse dai Vivalto sul compartimento di Genova



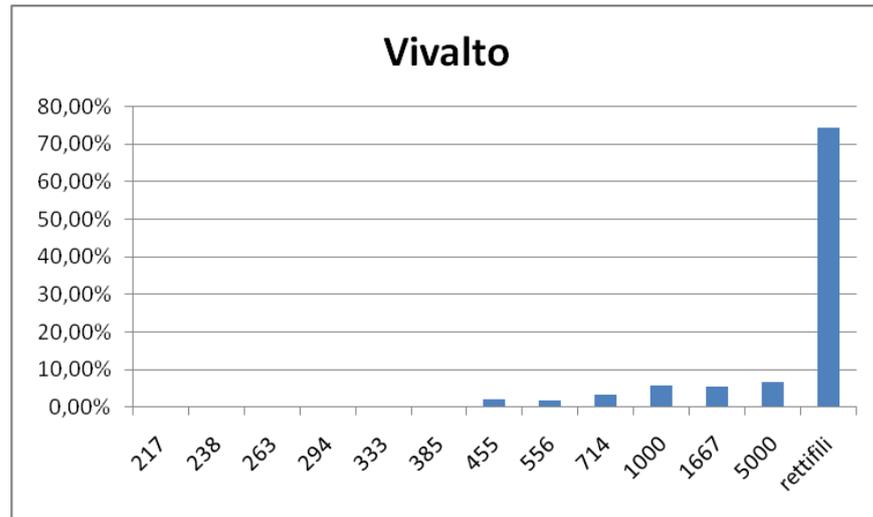
**Figura 20:** *Distribuzione delle curve planimetriche percorse dai Vivalto sul compartimento di Bari*



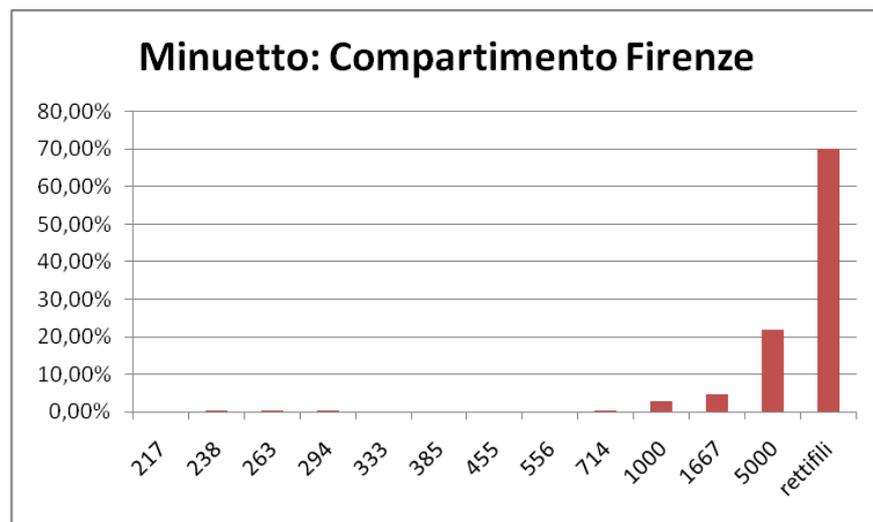
**Figura 21:** *Distribuzione delle curve planimetriche percorse dai Vivalto sul compartimento di Roma*



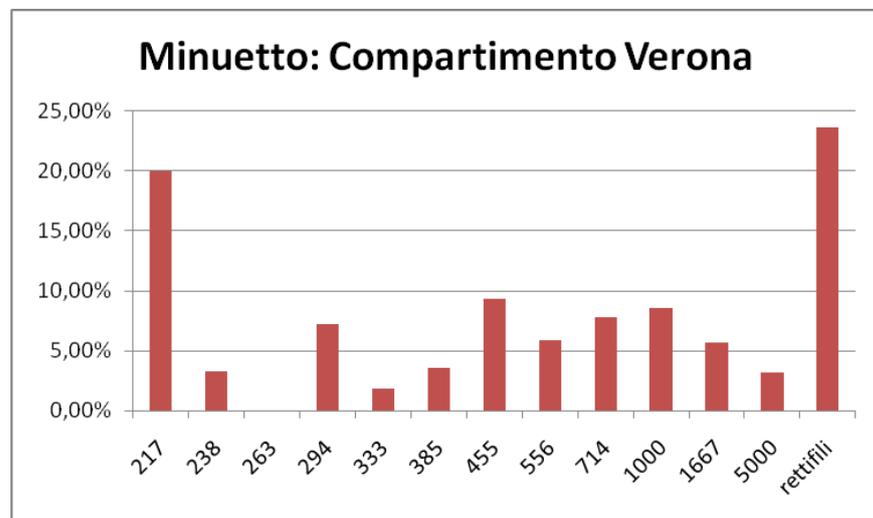
**Figura 22:** *Distribuzione delle curve planimetriche percorse dai Vivalto sul compartimento di Venezia*



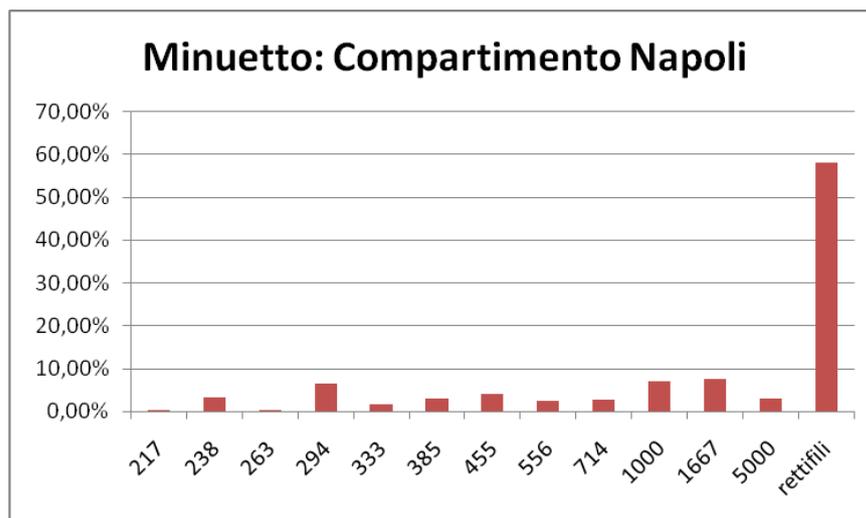
**Figura 23:** Distribuzione delle curve planimetriche percorse complessivamente dai Vivalto



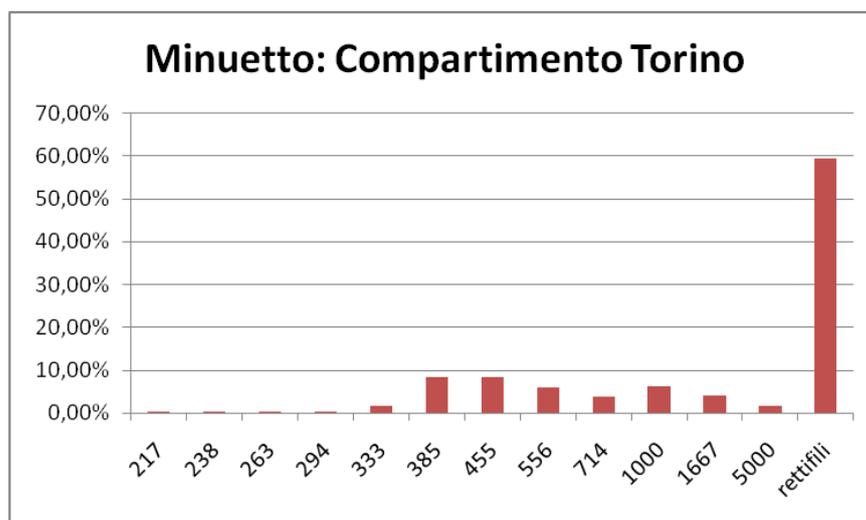
**Figura 24:** Distribuzione delle curve planimetriche percorse dai Minuetto sul compartimento di Firenze



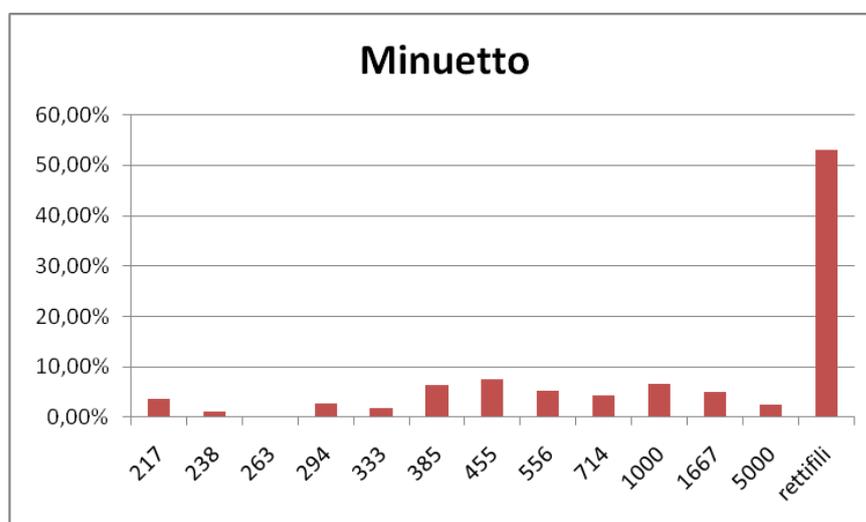
**Figura 25:** Distribuzione delle curve planimetriche percorse dai Minuetto sul compartimento di Verona



**Figura 26:** Distribuzione delle curve planimetriche percorse dai Minuetto sul compartimento di Napoli



**Figura 27:** Distribuzione delle curve planimetriche percorse dai Minuetto sul compartimento di Torino



**Figura 28:** Distribuzione delle curve planimetriche percorse complessivamente dai Minuetto

Raggio medio [m]	FIRENZE	MILANO	BOLOGNA	GENOVA	BARI	ROMA	VENEZIA	SOMMA Vivalto
217	9620,84	3161,99	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	12782,83
238	9067,67	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	9067,67
263	7381,17	0,00	0,00	1380,38	0,00	0,00	0,00	8761,55
294	9485,49	0,00	0,00	1934,51	0,00	0,00	56964,58	68384,58
333	65377,77	1802,90	0,00	20860,91	0,00	16170,00	41965,40	146176,97
385	135290,25	15076,85	0,00	81779,67	877,66	0,00	103112,18	336136,61
455	406057,18	79542,58	15521,08	154559,02	938,18	1245941,76	56172,57	1958732,37
556	258319,54	48536,58	16863,10	111334,85	21653,89	1190897,77	148283,76	1795889,49
714	379311,30	147061,32	144066,80	107396,37	0,00	2153194,09	360895,40	3291925,27
1000	1152581,28	288936,09	191162,32	159944,88	71531,58	2697528,83	1148287,39	5709972,36
1667	1761188,52	367385,56	226181,33	137293,58	329409,71	1726403,13	787433,68	5335295,50
5000	2081264,78	231150,83	974931,16	83721,64	190369,92	1890376,62	1040673,53	6492488,48
rettifili	11659522,23	4078688,21	9666011,92	775973,29	4052418,06	22274761,80	20808456,51	73315832,02
totale	17934468,01	5261342,90	11234737,70	1636179,10	4667199,00	33195274,00	24552245,00	98481445,71

**Tabella 20:** *Distribuzione delle curve planimetriche percorse complessivamente dai Vivalto in termini di sviluppo longitudinale (m)*

Raggio medio [m]	FIRENZE	MILANO	BOLOGNA	GENOVA	BARI	ROMA	VENEZIA	SOMMA Vivalto
217	0,05%	0,06%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,01%
238	0,05%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,01%
263	0,04%	0,00%	0,00%	0,08%	0,00%	0,00%	0,00%	0,01%
294	0,05%	0,00%	0,00%	0,12%	0,00%	0,00%	0,23%	0,07%
333	0,36%	0,03%	0,00%	1,27%	0,00%	0,05%	0,17%	0,15%
385	0,75%	0,29%	0,00%	5,00%	0,02%	0,00%	0,42%	0,34%
455	2,26%	1,51%	0,14%	9,45%	0,02%	3,75%	0,23%	1,99%
556	1,44%	0,92%	0,15%	6,80%	0,46%	3,59%	0,60%	1,82%
714	2,11%	2,80%	1,28%	6,56%	0,00%	6,49%	1,47%	3,34%
1000	6,43%	5,49%	1,70%	9,78%	1,53%	8,13%	4,68%	5,80%
1667	9,82%	6,98%	2,01%	8,39%	7,06%	5,20%	3,21%	5,42%
5000	11,60%	4,39%	8,68%	5,12%	4,08%	5,69%	4,24%	6,59%
rettifili	65,01%	77,52%	86,04%	47,43%	86,83%	67,10%	84,75%	74,45%

**Tabella 21:** *Distribuzione delle curve planimetriche percorse complessivamente dai Vivalto in termini di sviluppo percentuale*

Raggio medio [m]	FIRENZE	VERONA	NAPOLI	TORINO	SOMMA Minuetto
217	0,00	2947022,03	43047,36	19298,80	3009368,19
238	1197,86	484316,90	508937,11	6710,40	1001162,27
263	1715,08	0,00	18416,33	6500,00	24916,33
294	3164,43	1067910,55	1035669,50	237539,50	2344283,98
333	0,00	279179,71	272190,88	885750,60	1437121,19
385	0,00	531309,80	499574,91	4365595,18	5396479,89
455	0,00	1373190,56	651613,63	4360429,41	6385233,60
556	0,00	859491,20	395466,02	3145599,75	4400556,97
714	4593,27	1143762,02	447261,37	2011085,64	3606702,30
1000	45915,64	1267060,94	1140030,45	3198754,66	5651761,69
1667	73130,80	835594,04	1198834,71	2114200,87	4221760,41
5000	342939,75	468726,57	473954,03	898881,36	2184501,72
rettifili	1103905,28	3481232,89	9293498,11	30970260,75	44848897,03
totale	1576562,11	15182075,00	16740103,88	52220606,91	85719347,90

**Tabella 22:** *Distribuzione delle curve planimetriche percorse complessivamente dai Minuetto in termini di sviluppo longitudinale (m)*

Raggio medio [m]	FIRENZE	VERONA	NAPOLI	TORINO	SOMMA Minuetto
217	0,00%	19,99%	0,27%	0,04%	3,56%
238	0,08%	3,29%	3,19%	0,01%	1,18%
263	0,11%	0,00%	0,12%	0,01%	0,03%
294	0,20%	7,03%	6,19%	0,45%	2,73%
333	0,00%	1,84%	1,63%	1,70%	1,68%
385	0,00%	3,50%	2,98%	8,36%	6,30%
455	0,00%	9,04%	3,89%	8,35%	7,45%
556	0,00%	5,66%	2,36%	6,02%	5,13%
714	0,29%	7,53%	2,67%	3,85%	4,21%
1000	2,91%	8,35%	6,81%	6,13%	6,59%
1667	4,64%	5,50%	7,16%	4,05%	4,93%
5000	21,75%	3,09%	2,83%	1,72%	2,55%
rettifili	70,02%	22,93%	55,52%	59,31%	52,32%

**Tabella 23:** *Distribuzione delle curve planimetriche percorse complessivamente dai Minuetto in termini di sviluppo percentuale*

### **5.3 Estrazione della tratta virtuale**

L'estrazione della tratta virtuale per i treni Vivalto e Minuetto è stata effettuata secondo la terza metodologia di estrazione statistica illustrata, pertanto le fasi successive sono state:

1. consultazione delle fonti riguardanti i tracciati, cioè database di Excel, Access, tabellini e planimetrie cartacee;
2. raccolta dei dati sulla composizione dei tracciati in database tali da avere gli sviluppi dei diversi elementi planimetrici, caratterizzati da un preciso intervallo di raggio e sopraelevazione su ogni tracciato percorso;
3. composizione dei database dei tracciati dei singoli turni in modo da ottenere le composizioni totali dei turni, lo sviluppo dei diversi elementi e la loro ricorrenza percentuale;
4. determinazione del raggio di simulazione pari al raggio medio della classe di curve;

Da questa prima fase sono stati ottenuti i risultati di cui all'Allegato 3 che rappresentano il tracciato reale discretizzato.

Successivamente, al fine dell'extrapolazione del tracciato virtuale è stato necessario:

1. individuare le classi di raggio comprensive di più intervalli di sopraelevazione;
2. determinare il valore di sopraelevazione da attribuire alle sottoclassi sopra definite pari al valore della sottoclasse che dà luogo al maggiore sviluppo complessivo virtuale (lunghezza x numero di passaggi);

Determinati i valori di riferimento da attribuire ad ogni classe è stato valutato l'intero campo di combinazioni possibili di esercizio, articolato per il rapporto tra sopraelevazione, accelerazione non compensata e velocità di rango, per definire i valori di velocità per il rango B, al quale sono ammessi a circolare sia il Vivalto che il Minuetto.

I tracciati virtuali unici ottenuti sono così dettagliati in Tabella 24 per i Vivalto ed in Tabella 25 per i Minuetto Diesel.

**Il rapporto tra lo sviluppo longitudinale di un tracciato ferroviario e l'evoluzione del fenomeno di usura**

$R_{\min}$ (m)	$R_{\max}$ (m)	$R_{\text{med}}$ (m)	$\Delta H$ (mm)	H (mm)	V (km/h)	% . sviluppo
208	227	217	10..40	30	50	0,003%
		217	50-80	80	60	0,004%
		217	90-120	90	60	0,006%
227	250	238	50-80	80	60	0,009%
250	278	263	50-80	70	65	0,007%
		263	90-120	100	70	0,001%
278	313	294	90-120	100	70	0,037%
		294	130-160	140	75	0,033%
313	357	333	90-120	120	75	0,074%
		333	130-160	160	85	0,074%
357	417	385	50-80	60	70	0,082%
		385	90-120	90	70	0,073%
		385	130-160	160	95	0,187%
417	500	455	50-80	50	70	0,026%
		455	90-120	120	90	0,200%
		455	130-160	150	100	1,762%
500	625	556	10..40	30	70	0,025%
		556	50-80	60	70	0,149%
		556	90-120	120	95	0,363%
		556	130-160	140	105	1,286%
625	833	714	10..40	20	70	0,029%
		714	50-80	80	90	0,246%
		714	90-120	90	95	1,142%
		714	130-160	160	130	1,926%
833	1250	1000	10..40	40	70	0,070%
		1000	50-80	80	105	1,870%
		1000	90-120	120	130	1,804%
		1000	130-160	160	150	2,055%
1250	2500	1667	0	0	70	0,087%
		1667	10..40	40	95	0,560%
		1667	50-80	80	140	2,266%
		1667	90-120	110	160	1,777%
		1667	130-160	160	160	0,727%
2500	$\infty$	5000	0	0	70	0,508%
		5000	10..40	30	145	3,961%
		5000	50-80	50	160	2,120%
		5000	90-120	90	160	0,003%

**Tabella 24:** Composizione del "tracciato virtuale unico" per Vivalto

*Il rapporto tra lo sviluppo longitudinale di un tracciato ferroviario e l'evoluzione del fenomeno di usura*

---

R <sub>min</sub> (m)	R <sub>max</sub> (m)	R <sub>med</sub> (m)	ΔH (mm)	H (mm)	V (km/h)	%. sviluppo
208	227	217	0	0	45	0,0001%
		217	10..40	40	50	0,0118%
		217	50-80	70	55	0,1095%
		217	90-120	100	60	0,6461%
		217	130-160	140	65	2,7433%
227	250	238	10..40	20	50	0,0078%
		238	50-80	80	60	0,0215%
		238	90-120	110	70	0,2866%
		238	130-160	150	75	0,8521%
250	278	263	10..40	40	60	0,0076%
		263	50-80	70	65	0,0215%
		263	90-120	120	70	0,9037%
		263	130-160	140	70	0,5038%
278	313	294	90-120	90	70	1,1115%
		294	130-160	160	80	1,6234%
313	357	333	90-120	90	70	0,4367%
		333	130-160	140	80	1,2398%
357	417	385	50-80	50	70	0,8032%
		385	90-120	120	80	1,3273%
		385	130-160	150	90	4,1650%
417	500	455	50-80	80	70	1,4406%
		455	90-120	100	80	4,7169%
		455	130-160	130	90	1,2915%
500	625	556	10..40	10	70	0,1389%
		556	50-80	80	80	1,5249%
		556	90-120	90	85	2,0082%
		556	130-160	150	110	1,4616%
625	833	714	10..40	10	70	0,0943%
		714	50-80	70	85	1,5625%
		714	90-120	90	95	1,7679%
		714	130-160	130	115	0,7829%
833	1250	1000	10..40	10	70	1,0971%
		1000	50-80	50	85	2,4056%
		1000	90-120	120	130	2,1612%
		1000	130-160	140	140	0,9295%
1250	2500	1667	0	0	70	0,1718%
		1667	10..40	30	85	1,9084%
		1667	50-80	80	140	1,6840%
		1667	90-120	90	145	0,9862%
		1667	130-160	150	160	0,1747%
2500	∞	5000	0	0	70	1,0837%

***Il rapporto tra lo sviluppo longitudinale di un tracciato ferroviario e l'evoluzione del fenomeno di usura***

		5000	10..40	20	120	1,2137%
		5000	50-80	50	160	0,2467%
		5000	90-120	100	160	0,0044%

**Tabella 25:** *Composizione del "tracciato virtuale unico" per Minuetto Diesel*

Dall'analisi della Tabella 24 per i Vivalto e della Tabella 25 per i Minuetto Diesel si evincono non soltanto le caratteristiche globali delle linee di cui alla Tabella 26, ma si determinano in primo luogo tutti i parametri relativi alle linee virtuali sulle quali saranno effettuate le simulazioni.

	VIVALTO	MINETTO D.
Totale curve	25,55%	47,68%
Rettifilo	74,45%	52,32%
Totale	100,00%	100,00%

**Tabella 26:** *Caratteristiche globali delle tratte percorse dai due rotabili*

L'importante risultato è quindi l'aver individuato le tipologie di elementi da simulare applicando il metodo di estrazione della tratta virtuale che ha portato complessivamente a :

- 37 elementi per i Vivalto;
- 44 elementi per i Minuetto.

## 6. Il modello per la linea di Aosta

### 6.1 Il Tracciato di riferimento

Per la tratta virtuale relativa al tracciato di validazione del modello di usura sono stati analizzati la totalità dei dati che si riferiscono alla linea Chiavasso- Pre Saint Didier e più precisamente per la tratta Aosta- Pre Saint Didier che si sviluppa per 31,084km. Il tracciato di riferimento è cioè quello sul quale è stata condotta la campagna di misurazioni dei profili ruota e rotaia utili in questa sede per validare il modello di usura di contatto. Lo sviluppo longitudinale interessato è quello dettagliato di seguito in Tabella 27.

Sede Tecnica curva	Identificativo	Definizione tratta	Progr. KM.	Nome Curva	N° picchetti
LINEA : CHIVASSO	PRE' S.DIDIER	TABELLINO N° 24			
TR1061-TC-TC01-C00-C01	L202-TO-0321/M24	AOSTA-SARRE	0+601,23 0+727,96	2	17
TR1061-TC-TC01-C00-C02	L202-TO-0322/M24	AOSTA-SARRE	1+059,95 1+529,95	3 - 4	52
TR1061-TC-TC01-C00-C04	L202-TO-0323/M24	AOSTA-SARRE	1+605,94 1+978,13	5	42
TR1061-TC-TC01-C00-C05	L202-TO-0324/M24	AOSTA-SARRE	2+224,69 2+323,36	6	17
TR1061-TC-TC01-C00-C06	L202-TO-0325/M24	AOSTA-SARRE	2+520,48 2+622,48	6 BIS	17
TR1061-TC-TC01-C00-C07	L202-TO-0326/M24	AOSTA-SARRE	2+784,23 3+210,37	7 - 8 - 9	50
TR1061-TC-TC01-C00-C10	L202-TO-0327/M24	AOSTA-SARRE	3+413,49 3+793,36	10	42
TR1061-TC-TC01-C00-C11	L202-TO-0328/M24	AOSTA-SARRE	3+886,41 4+197,45	11	36
TR1061-TC-TC01-C00-C12	L202-TO-0329/M24	AOSTA-SARRE	4+334,71 4+706,87	12 - 13	42
TR1061-TC-TC01-C00-C14	L202-TO-0330/M24	AOSTA-SARRE	4+760,17 5+068,46	14 - 15	35
TR1061-TC-TC01-C00-C16	L202-TO-0331/M24	AOSTA-SARRE	5+214,33 5+756,49	16 / 18	58
TR1062-TC-TC01-C00-C01	L202-TO-0332/M24	SARRE-SAINT PIERRE	5+819,49 5+986,33	19	22
TR1062-TC-TC01-C00-C02	L202-TO-0333/M24	SARRE-SAINT PIERRE	6+025,77 6+560,19	20 - 21	60
TR1062-TC-TC01-C00-C04	L202-TO-0334/M24	SARRE-SAINT PIERRE	6+676,24 8+163,87	22 / 27	154
TR1063-TC-TC01-C00-C01	L202-TO-0335/M24	SAINT PIERRE-VILLENEUVE	8+243,78 9+283,84	28-29-30-31-32	109
TR1063-TC-TC01-C00-C06	L202-TO-0336/M24	SAINT PIERRE-VILLENEUVE	9+511,04 10+287,75	33-34-35	82
TR1064-TC-TC01-C00-C02	L202-TO-0337/M24	VILLENEUVE-ARVIER	10+413,45 10+964,79	36-37	60
TR1064-TC-TC01-	L202-TO-0338/M24	VILLENEUVE-	11+033,47	38	18

*Il rapporto tra lo sviluppo longitudinale di un tracciato ferroviario e l'evoluzione del fenomeno di usura*

C00-C04		ARVIER	11+148,21		
TR1064-TC-TC01-C00-C05	L202-TO-0339/M24	VILLENEUVE-ARVIER	11+390,70 11+493,70	39	16
TR1064-TC-TC01-C00-C06	L202-TO-0340/M24	VILLENEUVE-ARVIER	11+579,12 11+694,72	40	16
TR1064-TC-TC01-C00-C07	L202-TO-0341/M24	VILLENEUVE-ARVIER	11+778,55 12+200,64	41	48
TR1064-TC-TC01-C00-C08	L202-TO-0342/M24	VILLENEUVE-ARVIER	12+353,70 12+555,24	42	23
TR1064-TC-TC01-C00-C09	L202-TO-0343/M24	VILLENEUVE-ARVIER	12+656,49 12+918,12	43	30
TR1064-TC-TC01-C00-C10	L202-TO-0344/M24	VILLENEUVE-ARVIER	13+037,25 13+372,68	44	39
TR1064-TC-TC01-C00-C11	L202-TO-0345/M24	VILLENEUVE-ARVIER	13+445,67 13+607,82	45	21
TR1064-TC-TC01-C00-C12	L202-TO-0346/M24	VILLENEUVE-ARVIER	13+678,55 13+749,55	46	13
TR1064-TC-TC01-C00-C13	L202-TO-0347/M24	VILLENEUVE-ARVIER	14+010,51 14+524,10	47-48	59
TR1065-TC-TC01-C00-C02	L202-TO-0348/M24	ARVIER-AVISE	14+609,40 14+745,57	49	20
TR1065-TC-TC01-C00-C03	L202-TO-0349/M24	ARVIER-AVISE	14+805,63 14+915,63	50	18
TR1065-TC-TC01-C00-C04	L202-TO-0350/M24	ARVIER-AVISE	15+001,20 15+390,96	51	46
TR1065-TC-TC01-C00-C05	L202-TO-0351/M24	ARVIER-AVISE	15+507,74 15+929,16	52 - 53	47
TR1065-TC-TC01-C00-C07	L202-TO-0352/M24	ARVIER-AVISE	16+050,92 16+385,79	54 - 55	37
TR1065-TC-TC01-C00-C09	L202-TO-0353/M24	ARVIER-AVISE	16+834,06 17+533,14	56 / 59	74
TR1066-TC-TC01-C00-C01	L202-TO-0354/M24	AVISE-DERBY	17+702,57 18+570,21	60-61- 62-63	92
TR1066-TC-TC01-C00-C05	L202-TO-0355/M24	AVISE-DERBY	18+760,03 19+091,91	64	40
TR1066-TC-TC01-C00-C06	L202-TO-0356/M24	AVISE-DERBY	19+216,00 20+882,00	65 / 72	170
TR1066-TC-TC01-C00-C14	L202-TO-0357/M24	AVISE-DERBY	20+932,93 21+242,71	73	35
TR1066-TC-TC01-C00-C15	L202-TO-0358/M24	AVISE-DERBY	21+324,60 21+505,98	74	23
TR1066-TC-TC01-C00-C16	L202-TO-0359/M24	AVISE-DERBY	21+535,33 21+650,19	75	15
TR1066-TC-TC01-C00-C17	L202-TO-0360/M24	AVISE-DERBY	21+775,28 22+565,36	76 / 79	89
TR1067-TC-TC01-C00-C02	L202-TO-0361/M24	DERBY-LA SALLE	22+711,00 22+996,00	80 - 81	36
TR1067-TC-TC01-C00-C04	L202-TO-0362/M24	DERBY-LA SALLE	23+211,00 23+637,00	82 - 83	48
TR1067-TC-TC01-C00-C06	L202-TO-0363/M24	DERBY-LA SALLE	23+665,46 24+700,87	84-85- 86- 86BIS- 87	108
TR1067-TC-TC01-C00-C10	L202-TO-0364/M24	DERBY-LA SALLE	24+742,71 25+517,28	88-89- 90	85
TR1068-TC-TC01-C00-C03	L202-TO-0365/M24	LA SALLE-MORGEX	25+628,96 25+833,22	91	27
TR1068-TC-TC01-C00-C04	L202-TO-0366/M24	LA SALLE-MORGEX	25+930,75 26+302,46	92	19

**Il rapporto tra lo sviluppo longitudinale di un tracciato ferroviario e l'evoluzione del fenomeno di usura**

TR1068-TC-TC01-C00-C05	L202-TO-0367/M24	LA SALLE-MORGEX	26+166,42 26+274,87	93	18
TR1068-TC-TC01-C00-C06	L202-TO-0368/M24	LA SALLE-MORGEX	26+672,35 27+645,04	94 / 97	104
TR1068-TC-TC01-C00-C10	L202-TO-0369/M24	LA SALLE-MORGEX	27+651,54 27+840,27	98	25
TR1069-TC-TC01-C00-C01	L202-TO-0370/M24	MORGEX-PRE SAINT DIDIER	27+954,20 28+203,77	99	30
TR1069-TC-TC01-C00-C02	L202-TO-0371/M24	MORGEX-PRE SAINT DIDIER	28+266,95 28+640,02	100 - 101	41
TR1069-TC-TC01-C00-C04	L202-TO-0372/M24	MORGEX-PRE SAINT DIDIER	28+764,18 29+042,07	102 - 103	34
TR1069-TC-TC01-C00-C06	L202-TO-0373/M24	MORGEX-PRE SAINT DIDIER	29+194,69 29+335,92	104	18
TR1069-TC-TC01-C00-C07	L202-TO-0374/M24	MORGEX-PRE SAINT DIDIER	29+418,11 29+497,11	105	12
TR1069-TC-TC01-C00-C08	L202-TO-0375/M24	MORGEX-PRE SAINT DIDIER	29+610,72 29+694,45	106	13
TR1069-TC-TC01-C00-C09	L202-TO-0376/M24	MORGEX-PRE SAINT DIDIER	29+764,31 29+905,24	107	19
TR1069-TC-TC01-C00-C10	L202-TO-0377/M24	MORGEX-PRE SAINT DIDIER	29+931,59 30+106,39	108	22
TR1069-TC-TC01-C00-C11	L202-TO-0378/M24	MORGEX-PRE SAINT DIDIER	30+370,61 30+493,51	109	16
TR1069-TC-TC01-C00-C12	L202-TO-0379/M24	MORGEX-PRE SAINT DIDIER	30+563,83 30+736,91	110	22
TR1069-TC-TC01-C00-C13	L202-TO-0380/M24	MORGEX-PRE SAINT DIDIER	30+890,98 31+084,77	111	23

**Tabella 27:** Sviluppo longitudinale linea Aosta

## 6.2 La classificazione dei dati

La classificazione dei dati per questa linea è stata condotta in analogia a quanto già previsto per l'elaborazione delle tratte virtuali: lo sviluppo dei singoli intervalli di raggio ed i corrispondenti raggi medi sono riassunti in Tabella 28.

Rmin	Rmax	Rmedio	Ltot (m)	%
155	207	179	12439,49	40,02%
207	250	227	5283,88	17,00%
250	278	263	2103,05	6,77%
278	313	294	897	2,89%
313	357	333	675,86	2,17%
357	417	385	454,43	1,46%
417	500	455	71	0,23%
500	625	556	189	0,61%
625	833	714	348	1,12%
833	1250	1000	734	2,36%
1250	2500	1667	405,67	1,31%
2500	10000	5000	565	1,82%
10000	infinito	--	6917,62	22,25%

**Tabella 28:** Caratteristiche tratta Aosta- Pre Saint Didier

La funzionalità di avere una medesima organizzazione dei dati, nonché un'analogia procedura di estrapolazione della tratta da inserire nelle simulazioni, determina infatti un'immediata possibilità di confronto dei dati a disposizione.

Avendo già descritto tale procedura occorre soltanto precisare che la linea in esame ha presentato caratteristiche di tortuosità molto marcate, pertanto, rispetto alle tratte virtuali presenta un'ulteriore sotto-articolazione degli elementi con raggi di curvatura inferiori ai 208m.

Considerando che il tracciato in esame presenta più del 50% di elementi con angoli di attacco superiori a 5mrad, e cercando altresì di non dar luogo ad un numero di tipologie di sezioni troppo elevato per le simulazioni, si è effettuata un' ulteriore classificazione per elementi con angoli di attacco tra 5mrad e 6mrad, differenziandoli da quelli con valori compresi tra 6mrad ed 8mrad (angolo massimo presente su tracciato).

Osservando cioè che il tracciato è costituito per il 57% da curve di raggio compreso fra 150m e 250m, è stato deciso che le curve comprese nel campo  $150 < R \leq 417$  dovessero esser ulteriormente suddivise. Così facendo si sono ottenuti gli sviluppi longitudinali, per intervallo di raggio, sia in metri che in percentuale indicati in Tabella 29.

Angolo d'attacco		Classi di raggio valori estremi		Raggi arrotondati compresi nel range	
$\alpha_{max}$	$\alpha_{min}$	$R_{min}$	$R_{max}$	$R_{min}$	$R_{max}$
8,50	8,00	147,1	156,3	150	155
8,00	7,50	156,3	166,7	160	165
7,50	7,00	166,7	178,6	170	175
7,00	6,50	178,6	192,3	180	190
6,50	6,00	192,3	208,3	195	205
6,00	5,50	208,3	227,3	210	225
5,50	5,00	227,3	250,0	230	250
5,00	4,00	250,0	312,5	255	310
4,00	3,00	312,5	416,7	315	415

**Tabella 29:** Sotto-articolazione degli intervalli di curvatura

I valori di estremità di ciascuna classe di raggio sono calcolati sulla base di valori dell'angolo d'attacco intervallati di 0,5 mrad fino 250 m di raggio e di 1 mrad per valori superiori, con riferimento a un passo di carrello di 2,5 m. La risoluzione adottata è maggiore nel campo di curve sotto i 250 m di raggio che rappresentano la vera caratteristica di questa linea:

- 57% da curve di raggio compreso fra 150m e 250m
- 13% da curve di raggio compreso fra 250 e 417m
- 8% da curve di raggio superiore a 417m
- 22% da rettilinei.

### **6.3 Il tracciato elaborato ai fini della validazione del modello di usura**

Come già predisposto per le tratte virtuali, a seguito della determinazione dello sviluppo longitudinale e della percentuale di competenza dei singoli elementi costituenti il tracciato di simulazione, occorre determinare:

- 1) il raggio da associare all'intervallo del generico raggio di curvature;
- 2) la sopraelevazione da associare all'intervallo del generico intervallo di sopraelevazione;
- 3) la velocità corrispondente di ogni elemento.

Ancora una volta sono stati valutati più approcci per la ricostruzione di un tracciato funzionale e rappresentativo per le successive simulazioni di usura. Le valutazioni hanno interessato sia diverse possibili attribuzioni del raggio, della sopraelevazione o della velocità, ma anche possibili criteri di riduzione del numero di elementi da simulare.

Pur non scendendo nel dettaglio delle varie ipotesi effettuate, è utile darne breve cenno per capire l'iter analitico che ha condotto alla valutazione della metodologia valutata successivamente più idonea ed esplicita da Trenitalia nel documento "Criterio di classificazione delle curve della linea Aosta – Pre-S.Didier".

Le prime ipotesi assunte si basavano sull'assunzione del raggio di riferimento, da utilizzare nei calcoli di simulazione, pari al valore del raggio medio dell'intervallo di curvatura arrotondato alla mezza decade prima di determinare il valore della sopraelevazione da associare alle singole sottoclassi di raggio con le rispettive velocità secondo la relazione:

$$h = 7,5 \frac{V^2}{R}$$

Conseguentemente discendevano due distinte ipotesi di associazione della velocità: una basata sulle velocità di rango ammesse e l'altra sugli esatti valori di velocità puntualmente noti per questa linea.

Nella prima ipotesi l'associazione della velocità avveniva facendo riferimento a valori della velocità di rango compatibili con le caratteristiche della classe. La velocità di rango da prendere in considerazione per il calcolo della sopraelevazione

era quella fra le seguenti che dava luogo al più alto valore di sopraelevazione relativamente al valore di raggio calcolato:

$$\begin{array}{ll} V_a & \text{con } 70 \leq V_a \leq 140 \text{ a step di } 5 \text{ km/h} \\ V_b/1,06 & \text{con } 75 \leq V_b \leq 160 \text{ a step di } 5 \text{ km/h} \end{array}$$

Facendo riferimento ai valori di velocità minimi e massimi che erano compresi nella classe considerata, si determinava la sopraelevazione di riferimento. Successivamente per calcolare la velocità propria di ogni sottogruppo di curve si effettuava l'ipotesi di avere la massima accelerazione non compensata ( $a_{nc} = 0,6 \text{ m/s}^2$ ), per cui si adottava la formula che lega proporzionalmente la sopraelevazione alla velocità ed al raggio.

Nella seconda ipotesi, osservando che su tutta la tratta AOSTA- PRE` SAINT DIDIER la velocità ammessa è di 60km/h con limitate e locali riduzioni a 50km/h e 55km/h, si deducevano conseguentemente le sopraelevazioni, per ogni tipologia.

La necessità di un criterio uniforme con l'estrapolazione delle tratte virtuali, nonché valutazioni sulla congruità dei metodi, hanno portato invece a classificare le curve, in ciascuna classe di raggio, suddividendole a loro volta in intervalli di classi di sopraelevazione, con estremi:

- 0
- 10-40
- 50-80
- 90-120
- 130-160

Con questo metodo ai fini dei calcoli di simulazione dinamica ciascuna classe di sopraelevazione e raggio è rappresentata :

- per quanto riguarda il raggio: dalla media pesata di tutti i raggi di curva compresi nella classe di sopraelevazione considerata (il fattore di pesatura è rappresentato dalla lunghezza della curva). Il valore trovato va arrotondato al multiplo di 5 più prossimo.
- per quanto riguarda la sopraelevazione: dal valore di sopraelevazione della sottoclasse che raccoglie il maggior sviluppo complessivo di curve.

Ad esempio qualora il raggio medio fosse pari a 199,5m e la condizione di maggior sviluppo si verificasse per una sopraelevazione di 110mm, all'interno della classe di curve con raggio compreso fra  $192,3 < R \leq 208,3$  e sopraelevazione compresa fra  $90 \leq h \leq 120$ , i valori di riferimento per la simulazione sarebbero  $R=200 \text{ m}$  e  $h=110 \text{ mm}$ . Determinati i valori di riferimento da attribuire ad ogni classe, si associa ad essi il corrispondente valore della velocità di rango come da Allegato 4 che fornisce direttamente i valori di velocità, in funzione della sopraelevazione e del raggio di

curva, arrotondato al più vicino multiplo di 5.

I valori di raggio e sopraelevazione calcolati dovrebbero coincidere esclusivamente con i campi caratterizzati dalle velocità di 50, 55 e 60 Km/h, tipiche della linea. Qualora eccezionalmente così non fosse si adotta comunque il valore tabulato, per coerenza con la logica con cui sono state determinate le velocità, che potrebbe differire leggermente da quella adottata in casi singolari sul campo.

L'esito è quello sintetizzato in Tabella 30 ed esplicito più in dettaglio in Allegato 5.

Raggio min [m]	Raggio max [m]	Sovralzo [mm]	Rm	R arrot. (m)	H (mm)	V (km/h)	%
147,1	156,3	90-120	150,00	150	120	55	0,77%
156,3	166,7	90-120	162,62	160	110	55	0,48%
		130-160	163,95	165	140	55	0,56%
166,7	178,6	90-120	169,56	170	110	55	0,82%
		130-160	173,12	175	130	55	1,55%
178,6	192,3	90-120	187,94	190	100	55	8,37%
		130-160	180,08	180	130	55	0,45%
192,3	208,3	90-120	198,63	200	90	55	20,64%
		130-160	197,59	200	130	60	4,00%
208,3	227,3	60-80	219,76	220	80	55	0,70%
		90-120	218,64	220	100	55	3,76%
227,3	250,0	60-80	240,83	240	80	55	7,26%
		90-120	240,93	240	110	60	5,28%
250,0	312,5	60-80	267,93	270	70	55	3,91%
		90-120	270,23	270	90	60	5,29%
312,5	416,7	60-80	369,39	370	60	55	2,26%
		90-120	345,55	345	100	70	1,63%

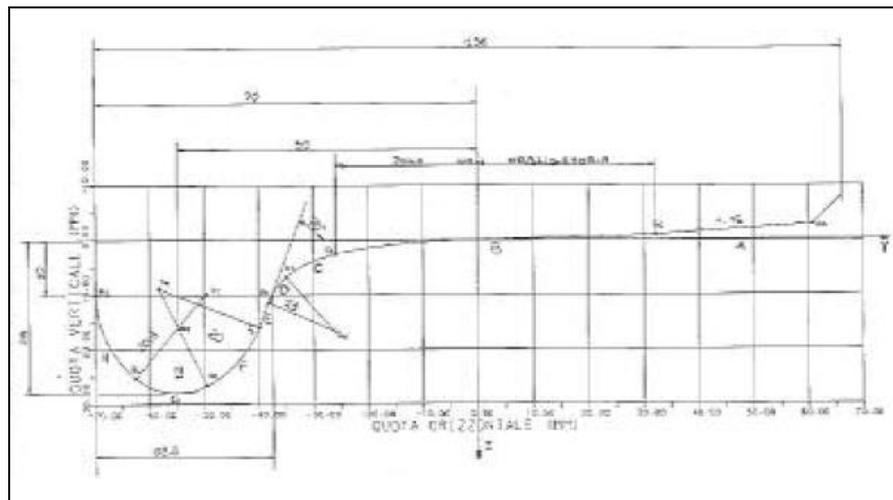
**Tabella 30:** *Tracciato relativo alla linea di Aosta*

## **7. Il rapporto tra le caratteristiche del tracciato ed il fenomeno d'usura**

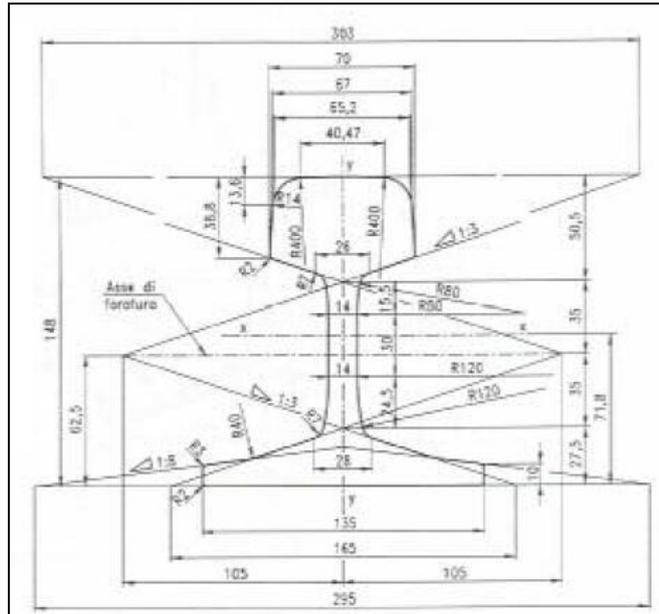
Allo scopo di individuare il rapporto tra le caratteristiche del tracciato ed il fenomeno d'usura e di prevedere l'usura dei profili delle ruote dei veicoli ferroviari a seguito della marcia in linea dei veicoli stessi occorre disporre di un idoneo modello di contatto. Il modello di usura che è stato impiegato per questo, è stato appositamente sviluppato nell'ambito del progetto di ricerca "Ottimizzazione dei profili delle ruote su binario con posa 1/20".

Tale modello parte da due ipotesi di lavoro fondamentali (in accordo con quanto solitamente avviene nei principali software commerciali dedicati alla dinamica dei veicoli ferroviari quali Simpack Rail e VI-grade):

- 1) nell'ambito del sistema ruota – rotaia, si suppone che la ruota sia l'unico corpo ad usurarsi al contrario della rotaia che viene invece considerata non usurabile (il profilo della ruota varierà dunque nel tempo mentre quello della rotaia rimarrà costante); nel caso in esame, come profili nominali (ovvero come profili iniziali non usurati) verranno impiegati rispettivamente l'ORES1002 per la ruota e l'UIC60 per il binario;



**Figura 29:**Modello ORE S1002



**Figura 30:** Rotaia UIC 60

- 2) tra i vari tipi di usura che caratterizzano il contatto metallo – metallo (abrasiva, plastica, pitting, etc.) verrà nel seguito considerata solamente l'usura dovuta ad abrasione nell'ipotesi che i contributi dovuti alle altre forme di usura risultino trascurabili ai fini pratici.

Ulteriori dettagli riguardanti sia le ipotesi di lavoro che i modelli di usura sviluppati possono essere reperiti in letteratura.

Per poter capire quindi i risultati che si ottengono dal progetto di ricerca in termini di sviluppo del fenomeno di usura in relazione al tracciato ferroviario occorre ora:

- 1) descrivere l'architettura generale del modello di usura;
- 2) analizzare le singole parti del modello stesso;
- 3) illustrare sia l'implementazione che la validazione sperimentale del nuovo modello;
- 4) analizzare l'esito dell'applicazione del modello ai tracciati virtuali.

## 7.1 Architettura generale del modello

L'architettura generale del modello complessivo (modello del veicolo e modello di usura) è schematizzata in Figura 31. La struttura del modello consiste in due parti: il modello multibody del veicolo ferroviario ed il modello di contatto. Durante la simulazione della dinamica di marcia le due parti interagiscono online. Il modello multibody valuta, per ogni sala del veicolo, tutte le variabili cinematiche necessarie per descriverne il moto. A partire da esse il modello di contatto calcola, per ciascuna coppia ruota – rotaia, le relative azioni di contatto (numero e posizione dei punti di contatto, forze e momenti di contatto). La conoscenza delle azioni di contatto permette infine, al modello multibody, di proseguire nella simulazione della dinamica del veicolo.

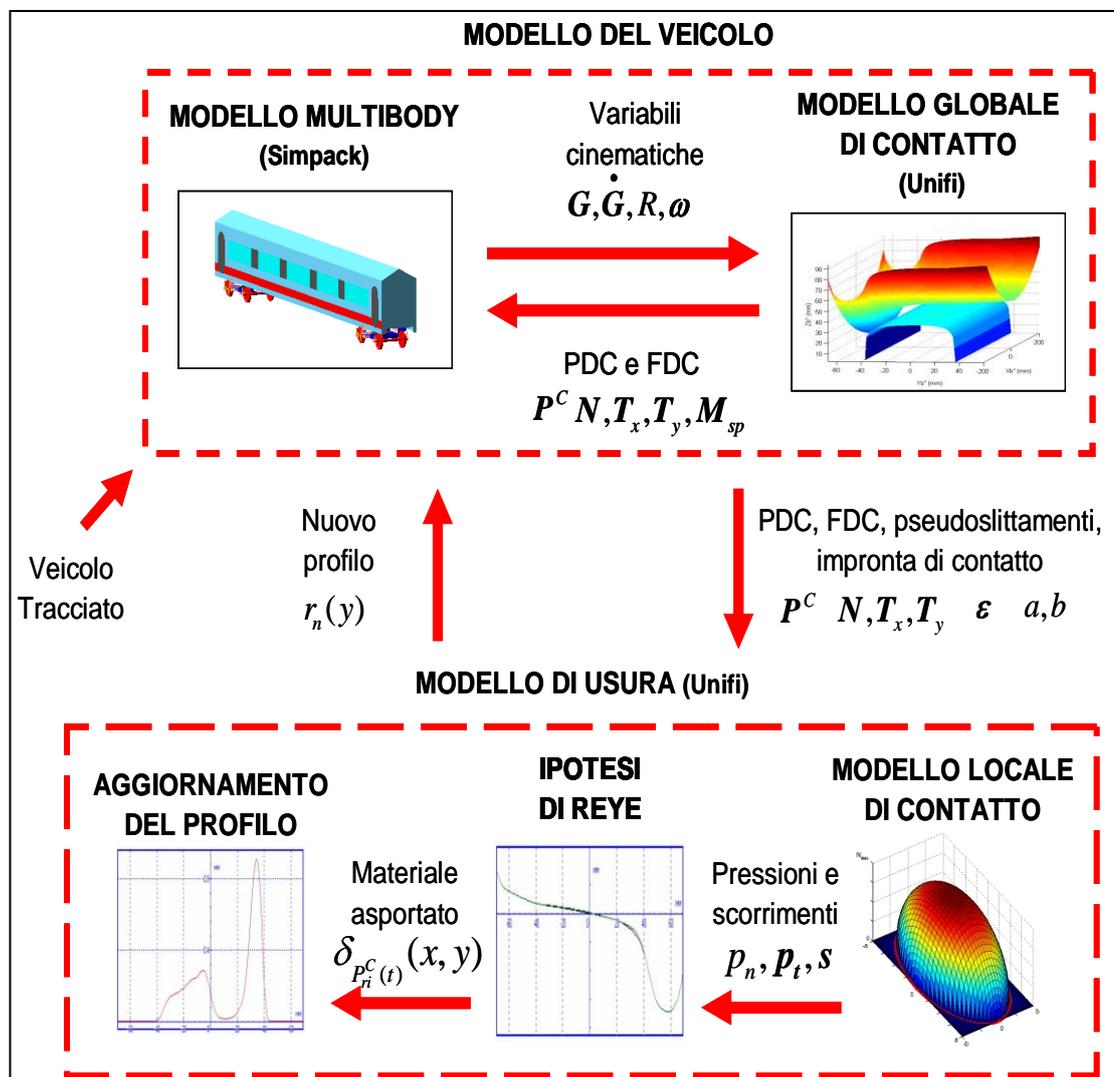


Figura 31: Architettura del modello complessivo

I principali input dell'intero modello sono due: il veicolo considerato ed il tracciato percorso dal veicolo in questione. Durante la fase di validazione del modello di usura, per quanto riguarda il veicolo, si farà riferimento al modello ALn 501 ("Minuetto") mentre, per quanto riguarda il tracciato, le simulazioni si baseranno sull'analisi statistica della tratta Aosta – Pre Saint Didier (ovvero su un insieme di  $N_c$  curve caratterizzate dai relativi valori di curvatura e sopraelevazione e percorse a velocità costante).

Il modello complessivo può essere idealmente diviso in due parti distinte: il modello del veicolo ed il modello di usura. Una volta scelta la vettura e l'insieme di curve considerato, il modello del veicolo permette di effettuare le  $N_c$  simulazioni dinamiche sull'insieme di curve in questione. Gli output relativi a tutte le  $N_c$  simulazioni (punti di contatto, forze di contatto, pseudoslittamenti e dimensioni dell'impronta di contatto) vengono poi passati al modello di usura. Quest'ultimo infine, a partire da tali output e dal profilo originario della ruota, calcola la quantità di materiale asportato a seguito dell'usura abrasiva e di conseguenza il nuovo profilo. Una volta aggiornato il profilo della ruota, il loop appena descritto può essere ripetuto.

L'evoluzione del profilo della ruota risulta dunque un processo discreto; più in particolare ad ogni aggiornamento del profilo corrisponderà un certo step spaziale ovvero una certa quantità di chilometri percorsi dal veicolo (quantità dipendente dal numero  $N_c$  di simulazione derivanti dall'analisi statistica e dalla loro lunghezza).

Analizzando quindi le singole parti del modello complessivo si ha che il modello del veicolo consiste a sua volta in due parti differenti: il modello multibody del veicolo ferroviario ed il modello globale di contatto. Durante la simulazione della dinamica di marcia le due parti interagiscono tra loro online. Il modello multibody valuta, per ogni sala del veicolo, tutte le variabili cinematiche necessarie per descriverne il moto. A partire da esse il modello globale di contatto calcola, per ciascuna coppia ruota – rotaia, le relative azioni globali di contatto (numero e posizione dei punti di contatto, forze e momenti di contatto). La conoscenza delle azioni globali di contatto permette infine, al modello multibody, di proseguire nella simulazione della dinamica del veicolo.

Il modello del veicolo è stato interamente implementato in ambiente Simpack Rail. Più nel dettaglio, il modello multibody è stato costruito per mezzo del modellatore solido presente in Simpack Rail mentre, per il modello globale di contatto, sono state impiegate delle User Routine implementate negli ambienti FORTRAN e C/C++.

Per quanto riguarda invece il modello di usura possono essere individuate tra

fasi distinte. Inizialmente il modello locale di contatto valuta le variabili locali di contatto (pressioni di contatto e scorrimenti) a partire dalle corrispondenti variabili globali (punti di contatto, forze di contatto, pseudoslittamenti e dimensioni dell'impronta di contatto). Successivamente, mediante una variante dell'ipotesi di Reye tridimensionale, viene poi calcolata la distribuzione di materiale asportato. La terza fase del modello consiste infine nell'aggiornamento del profilo della ruota.

Il modello di usura, al contrario del modello del veicolo, è stato interamente implementato in ambiente Matlab/Simulink.

## **7.2 Il modello di usura**

In questo paragrafo verranno descritte nel dettaglio le tre fasi in cui è stato suddiviso da un punto di vista logico il modello di usura:

- 1) il modello locale di contatto;
- 2) l'ipotesi di Reye ;
- 3) l'aggiornamento del profilo della ruota.

### *Il modello locale di contatto*

Il modello locale di contatto ha come fine il calcolo delle variabili locali di contatto (pressioni di contatto normali e tangenziali  $p_n$ ,  $p_t$  e scorrimenti  $s$ , tutte valutate all'interno dell'impronta di contatto) a partire dalle corrispondenti variabili globali (punti di contatto  $P^C$ , forze di contatto  $N, T_x, T_y$ , pseudoslittamenti  $\varepsilon$  e semiassi dell'impronta di contatto  $a, b$ ).

A tal scopo si fa riferimento alla teoria locale di Kalker nella versione implementata all'interno nell'algoritmo FASTSIM; tale algoritmo, sviluppato dallo stesso Kalker, contiene infatti una versione estremamente efficiente (anche se necessariamente approssimata) della teoria in questione e per tale motivo è largamente utilizzato in ambito ferroviario.

L'algoritmo considerato si basa sull'ipotesi di proporzionalità tra le pressioni tangenziali di contatto  $p_t$  e gli spostamenti elastici  $u$  valutati nel generico punto  $(x, y)$  dell'impronta di contatto (Figura 28):

$$u(x, y) = L p_t(x, y) \quad L = L(\varepsilon, a, b, G, \nu) \quad (1)$$

dove la cedevolezza  $L$ , funzione degli pseudoslittamenti  $\varepsilon$ , dei semiassi dell'impronta di contatto  $a, b$ , del modulo di elasticità tangenziale combinato  $G$  e del coefficiente di Poisson combinato  $\nu$ , può essere calcolata come segue

$$L = \frac{|\varepsilon_x|L_1 + |\varepsilon_y|L_2 + c|\varepsilon_{sp}|L_3}{(\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2 + c^2\varepsilon_{sp}^2)^{1/2}} \quad (2)$$

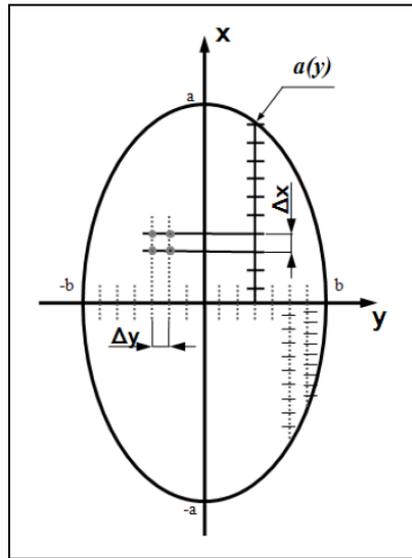
con  $L_1 = 8a/(3Gc_{11})$ ,  $L_2 = 8a/(3Gc_{22})$ ,  $L_3 = \pi a^2/(4Gcc_{23})$  e  $C = \sqrt{ab}$  (in questo caso le costanti  $c_{ij}$  rappresentano i parametri di Kalker, funzioni al loro volta del rapporto  $a/b$  e di  $\nu$ , e possono essere facilmente reperite in letteratura in forma tabulata).

Gli scorrimenti  $s$  possono essere invece calcolati per derivazione tenendo conto sia degli scorrimenti elastici che di quelli rigidi ovvero

$$s(x, y) = \dot{\mathbf{u}}(x, y) + V \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \end{pmatrix} \quad (3)$$

dove  $v$  è la velocità longitudinale del veicolo.

A questo punto è necessario discretizzare l'impronta di contatto in una griglia di punti distinti nei quali poi calcolare le grandezze di interesse  $p_n$ ,  $p_t$  e  $s$  ().



**Figura 32:** Discretizzazione dell'impronta di contatto

Inizialmente l'asse trasversale (rispetto alla direzione di avanzamento del veicolo) dell'ellissi di contatto è stato suddiviso in  $n_y - 1$  parti uguali di ampiezza  $\Delta y = 2b/(n_y - 1)$  per mezzo di  $n_y$  nodi equidistanti. Successivamente le varie sezioni longitudinali dell'impronta (lunghe  $2a(y) = 2a\sqrt{1 - (y/b)^2}$ ; Figura 32) sono state a

loro volta divise in  $n_x - 1$  parti uguali di ampiezza  $\Delta x(y) = 2a(y)/(n_x - 1)$  sempre per mezzo di  $n_x$  nodi equidistanti. Seguendo questa strategia la risoluzione longitudinale della griglia non è più costante ma aumenta in prossimità dei bordi laterali dell'ellissi (dove cioè le lunghezze  $a(y)$  sono minori). Ciò consente di ottenere risultati più accurati proprio nelle vicinanze dei bordi laterali dell'ellissi dove altrimenti una griglia a risoluzione costante produrrebbe eccessivo rumore numerico.

I valori dei parametri  $n_x, n_y$  devono garantire il giusto compromesso tra precisione ed efficienza numerica; dei buoni valori di compromesso si hanno nel range [25 50].

Una volta discretizzata l'impronta di contatto, l'algoritmo FASTSIM permette di valutare in modo iterativo sia il valore delle pressioni di contatto  $p_n, \mathbf{p}_t$  che quello dello scorrimento  $s$  all'interno dell'impronta stessa. Indicando con  $(x_i, y_j) \quad 1 \leq i \leq n_x \quad 1 \leq j \leq n_y$  il generico punto della griglia associata all'impronta di contatto, la pressione normale di contatto e la pressione limite di aderenza possono essere valutate come segue

$$p_n(x_i, y_j) = \frac{3}{2} \frac{N}{\pi ab} \sqrt{1 - \frac{x_i^2}{a^2} - \frac{y_j^2}{b^2}} \quad (4)$$

$$\mathbf{p}_A(x_i, y_j) = \mathbf{p}_t(x_{i-1}, y_j) - \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \end{pmatrix} \frac{\Delta x(y_j)}{L} = \mathbf{p}_t(x_i - \Delta x(y_j), y_j) - \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \end{pmatrix} \frac{\Delta x(y_j)}{L} \quad (5)$$

dove  $N$  rappresenta la forza normale di contatto; a partire da esse si ha poi

$$\begin{aligned} \|\mathbf{p}_A(x_i, y_j)\| \leq \mu p_n(x_i, y_j) &\Rightarrow \mathbf{p}_t(x_i, y_j) = \mathbf{p}_A(x_i, y_j) \quad s(x_i, y_j) = \mathbf{0} \\ \|\mathbf{p}_A(x_i, y_j)\| > \mu p_n(x_i, y_j) &\Rightarrow \begin{cases} \mathbf{p}_t(x_i, y_j) = \mu p_n(x_i, y_j) \mathbf{p}_A(x_i, y_j) / \|\mathbf{p}_A(x_i, y_j)\| \\ s(x_i, y_j) = \frac{LV}{\Delta x(y_j)} \mathbf{p}_t(x_i, y_j) - \mathbf{p}_A(x_i, y_j) \end{cases} \end{aligned} \quad (6)$$

Iterando quindi la procedura per  $2 \leq i \leq n_x$  e successivamente per  $1 \leq j \leq n_y$ , ed assumendo come condizione al contorno  $\mathbf{p}_t(x_1, y_j) = \mathbf{0} \quad s(x_1, y_j) = \mathbf{0} \quad 1 \leq j \leq n_y$  (ovvero pressioni e scorrimenti nulli fuori

dall'impronta di contatto), si ottengono le distribuzioni desiderate di pressioni normali e tangenziali  $p_n(x_i, y_j)$ ,  $p_t(x_i, y_j)$  e di scorrimenti  $s(x_i, y_j)$ .

L'ipotesi di Reye

Per valutare la distribuzione di materiale asportato sulla ruota a seguito dell'usura abrasiva è stata impiegata una variante tridimensionale dell'ipotesi di Reye che, come è noto, impone la proporzionalità tra il volume di materiale asportato ed il lavoro effettuato dalle azioni di attrito:

$$dV = C\delta L_A. \quad (7)$$

In particolare la variante in questione permette di valutare direttamente la profondità di materiale asportato  $\delta_{P_{ri}^C(t)}(x, y)$  (espressa in mm) relativa all'i-esimo punto di contatto  $P_{ri}^C(t)$  presente su una qualunque ruota del veicolo considerato (espresso nel sistema associato alla ruota  $O_r x_r y_r z_r$ ) durante una delle  $N_C$  simulazioni dinamiche.

Il calcolo di  $\delta_{P_{ri}^C(t)}(x, y)$  richiede prima di tutto la valutazione della potenza di attrito sviluppata dalle pressioni tangenziali di contatto; a tal fine si definisce l'indice di usura  $I_U$  (misurato in  $N/mm^2$ ) nel modo seguente:

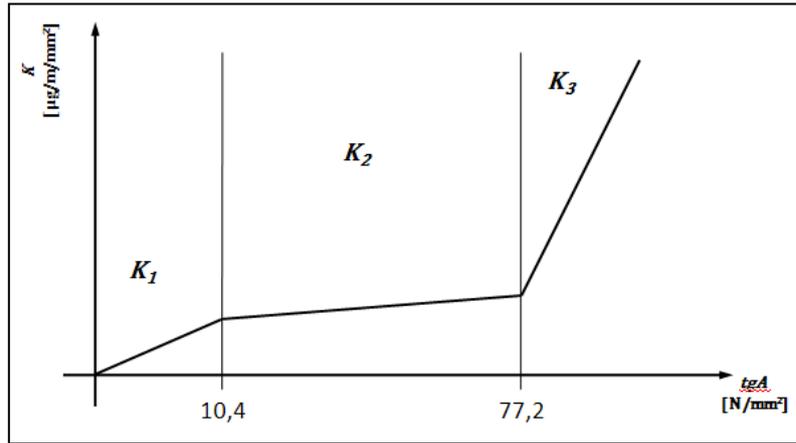
$$I_U = \frac{\mathbf{p}_t \bullet \mathbf{s}}{V}. \quad (8)$$

Tale grandezza può poi essere messa in relazione mediante opportune prove sperimentali con il tasso di usura  $K$  (misurato in  $\mu g/(m \cdot mm^2)$ ) ovvero la massa di materiale asportato per unità di distanza percorsa dal veicolo (espressa in m) e per unità di superficie (espressa in  $mm^2$ ). Gli studi relativi al caso di contatto metallo – metallo con superfici asciutte possono essere reperiti in letteratura. La relazione sperimentale tra  $K$  ed  $I_U$  adottata nel modello di usura descritto in questo documento è la seguente:

$$K(I_U, y_{ri}^C) = K_{PDC}(y_{ri}^C) * K_U(I_U) \quad (9)$$

dove il termine  $K_U(I_U)$  (misurato in  $N/mm^2$ ) ha l'espressione (Figura 33):

$$K_U(I_U) = \begin{cases} 5.3 * I_U & I_U < 10.4 \\ 55.0 & 10.4 \leq I_U \leq 77.2 \\ 61.9 * I_U & I_U > 77.2 \end{cases}. \quad (10)$$



**Figura 33:** *Andamento del tasso di usura*

La presenza del fattore adimensionale  $K_{PDC}(y_{ri}^C)$  introduce una dipendenza del tasso di usura  $K(I_U, y_{ri}^C)$  dalla posizione  $y_{ri}^C$  del punto di contatto considerato sul profilo della ruota. Più nel dettaglio la presenza di  $K_{PDC}(y_{ri}^C)$  ha lo scopo di incrementare l'usura nella zona di bordino. Tale incremento nasce, da un punto di vista fisico, dall'esigenza di considerare nella zona in questione l'eventuale contributo di altre tipologie di usura inizialmente trascurate (soprattutto l'usura plastica). Una tra le possibili forme analitiche del termine  $K_{PDC}(y_{ri}^C)$  è la seguente:

$$K_{PDC}(y_r^C) = \begin{cases} K_1 & y_r^C < y_1 \\ K_1 + (K_2 - K_1)/(y_2 - y_1) * (y_r^C - y_1) & y_1 \leq y_r^C \leq y_2 \\ K_2 & y_r^C > y_2 \end{cases} \quad (11)$$

dove il valore di  $K_1$  varia nel range [1 5] mentre, per quanto riguarda gli altri parametri, solitamente si ha  $y_1 = 720$  mm,  $y_2 = 740$  mm e  $K_2 = 1$ .

Una stima più affidabile dei valori di tali grandezze (inizialmente reperiti in letteratura) è stata ottenuta in fase di validazione del modello di usura confrontando i risultati derivanti dalle simulazioni numeriche con i dati sperimentali misurati sulla tratta Aosta – Pre Saint Didier e minimizzando l'errore commesso. Al posto della relazione (11) infine possono essere considerate relazioni numeriche più complesse e maggiormente regolari (ad esempio spline di ordine più elevato); tuttavia l'impatto di tali modifiche sui risultati numerici non è particolarmente significativo.

Una volta noto il tasso di usura  $K(I_U, y_{ri}^C)$ , la profondità di materiale asportato  $\delta_{P_{ri}^C(t)}(x, y)$  può essere calcolata come segue:

$$\delta_{P_{ri}^C(t)}(x, y) = K(I_U, y_{ri}^C) \frac{V\Delta t}{\rho} \frac{V\Delta t}{2\pi R(y_{ri}^C)} \quad (12)$$

dove  $\rho$  è la densità del materiale (espressa in  $\text{kg/m}^3$ ),  $R(y_{ri}^C)$  è il raggio della ruota valutato in  $y_r^C$  e  $\Delta t$  è l'intervallo discreto di integrazione. La presenza del termine  $V\Delta t/\rho$  consente di ottenere, a partire da  $K(I_U, y_{ri}^C)$ , la profondità di materiale asportato localmente mentre il fattore adimensionale  $V\Delta t/(2\pi R(y_{ri}^C))$  ha il compito di mediare tale grandezza su tutto lo sviluppo longitudinale della ruota fornendo così il valore della vera profondità di materiale asportato.

#### Aggiornamento del profilo

Per aggiornamento del profilo si intende l'insieme di procedure numeriche che permettono di calcolare, a partire dalla conoscenza del "vecchio" profilo della ruota  $r_v(y_r)$  (ovvero il profilo al passo attuale) e di tutte le distribuzioni di materiale asportato  $\delta_{P_{ri}^C(t)}(x, y)$ , il "nuovo" profilo della ruota  $r_n(y_r)$  (ovvero il profilo al passo successivo).

Tali procedure nascono sia dalla necessità di eliminare il rumore numerico che caratterizza le distribuzioni  $\delta_{P_{ri}^C(t)}(x, y)$  (e che si ripercuoterebbe sul "nuovo" profilo della ruota  $r_n(y_r)$  causando non pochi problemi al modello di contatto) sia dall'esigenza di avere, come output finale del modello di usura, un unico profilo della ruota (da utilizzare poi nel passo successivo).

L'insieme delle procedure in esame può essere riassunto individuando le seguenti fasi principali:

- INTEGRAZIONE LONGITUDINALE:

$$\int_{-a(y)}^{a(y)} \delta_{P_{ri}^C(t)}(x, y) dx = \delta_{P_{ri}^C(t)}^{tot}(y); \quad (13)$$

questa prima operazione ha lo scopo di sommare tra loro, in senso longitudinale, tutti i contributi di usura presenti all'interno dell'impronta di contatto

- INTEGRAZIONE TEMPORALE:

$$\int_{T_{in}}^{T_{fin}} \delta_{P_{ri}^C}(t) (y_r - y_{ri}^C(t)) dt = \Delta_{P_{ri}^C}(y_r) \quad (14)$$

dove  $y = y_r - y_{ri}^C$ ; questa seconda integrazione somma tra loro, a livello temporale, tutti i contributi di usura presenti nel corso della simulazione dinamica

- SOMMA SUI PUNTI DI CONTATTO:

$$\sum_{i=1}^{N_{PDC}} \Delta_{P_{ri}^C}(y_r) = \Delta_{jk}(y_r); \quad (15)$$

dove  $N_{PDC}$  rappresenta il numero massimo possibile di punti di contatto presenti su una singola ruota del veicolo considerato (dal momento che il numero di punti presenti su una ruota è minore di  $N_{PDC}$  e varia nel tempo durante le simulazioni, si assume per convenzione che il contributo di usura associato ai punti fittizi sia nullo); la grandezza  $\Delta_{jk}(y_r)$  si riferisce in oltre al materiale asportato relativo alla  $j$  – esima ruota del veicolo durante la  $k$  – esima simulazione dinamica

- MEDIA SULLE RUOTE DEL VEICOLO E SULLE SIMULAZIONI DINAMICHE:

$$\sum_{k=1}^{N_C} p_k \frac{1}{N_R} \sum_{j=1}^{N_R} \Delta_{jk}(y_r) = \bar{\Delta}(y_r) \quad (16)$$

nella quale  $N_R$  è il numero di ruote del veicolo mentre i  $p_k$ ,  $1 \leq k \leq N_C$ ,  $\sum_{k=1}^{N_C} p_k = 1$  rappresentano i pesi associati alle varie simulazioni dinamiche; la media sulle ruote è stata effettuata per avere in output dal modello di usura un unico profilo medio di riferimento mentre l'introduzione dei pesi  $p_k$  è necessaria per tener conto del diverso peso statistico delle  $N_C$  curve che compongono l'insieme delle simulazioni

- SCALATURA

$$\overline{\Delta}(y_r) \frac{kmstep}{kmprove} = \overline{\Delta}^{sc}(y_r); \quad (17)$$

la quantità di materiale asportato  $\overline{\Delta}(y_r)$  è riferita al chilometraggio effettivo percorso dal veicolo durante le  $N_C$  simulazioni relative allo step discreto considerato ovvero  $kmprove = N_C * L_C$  (dove  $L_C$  indica la lunghezza delle curve su cui è stata simulata la dinamica del veicolo). Tale chilometraggio tuttavia potrebbe risultare troppo piccolo rispetto al chilometraggio complessivo  $kmtot$  che il veicolo deve percorrere; per coprire interamente tale distanza dunque potrebbe rivelarsi necessario un numero eccessivo di step discreti con un conseguente ed eccessivo aumento dei tempi di calcolo. Il problema in questione può essere però superato sfruttando la linearità del modello di usura e scalando opportunamente la quantità di materiale asportato  $\overline{\Delta}(y_r)$  (vedi equazione (17)). In questo modo la quantità di materiale scalata  $\overline{\Delta}^{sc}(y_r)$  si riferisce ora ad uno step spaziale di lunghezza  $kmstep$  che può essere scelto arbitrariamente grande.

La scelta dello step spaziale deve necessariamente costituire un buon compromesso tra l'efficienza numerica e l'accuratezza richiesta dal modello di usura. Un  $kmstep$  molto piccolo rispetto a  $kmtot$  produrrebbe infatti risultati accurati ma tempi di calcolo ingestibili; il contrario accadrebbe con un  $kmstep$  troppo grande rispetto a  $kmtot$ . La scelta del  $kmstep$  inoltre può essere adattativa (ovvero un  $kmstep$  variabili da aggiornare imponendo che la quantità di materiale scalata  $\overline{\Delta}^{sc}(y_r)$  non superi una certa soglia massima prefissata) oppure si può impiegare più semplicemente un  $kmstep$  costante sufficientemente piccolo rispetto a  $kmtot$ . Nel caso in esame (validazione del modello di usura sulla tratta Aosta – Pre Saint Didier,  $kmtot \approx 3500$  km) entrambe le strategie hanno fornito risultati comparabili (soprattutto a causa dell'evoluzione piuttosto regolare dell'usura dei profili in funzione del chilometraggio percorsa veicolo). Di conseguenza alla fine si è optato per un  $kmstep$  costante (più facile da gestire e più leggero in termini di tempi di calcolo) pari a 350 km.

- SMOOTHING DELLA QUANTITA' DI MATERIALE ASPORTATO

$$\mathfrak{S}\left[\overline{\Delta}^{sc}(y_r)\right] = \overline{\Delta}_{sm}^{sc}(y_r); \quad (18)$$

lo smoothing della quantità di materiale asportato si è reso necessario per eliminare il rumore numerico che caratterizza tale grandezza e che si sarebbe ripercosso sul “nuovo” profilo della ruota  $r_n(y_r)$  causando notevoli problemi al modello di contatto. A tal fine è stato impiegato un filtro discreto del primo ordine (ovvero un media mobile con una finestra di ampiezza pari al  $1\% \div 5\%$  del numero complessivo di punti in cui è stato discretizzato il profilo della ruota); in linea teorica nulla impedisce di considerare anche filtri di ordine più elevato che tuttavia non hanno prodotto particolari benefici da un punto di vista numerico

- AGGIORNAMENTO DEL PROFILO:

$$\begin{pmatrix} y_r \\ r_v(y_r) \end{pmatrix} + \overline{\Delta}_{sm}^{sc}(y_r) \underline{n}_r \xrightarrow{\text{riparametrizzazione}} \begin{pmatrix} y_r \\ r_n(y_r) \end{pmatrix}; \quad (19)$$

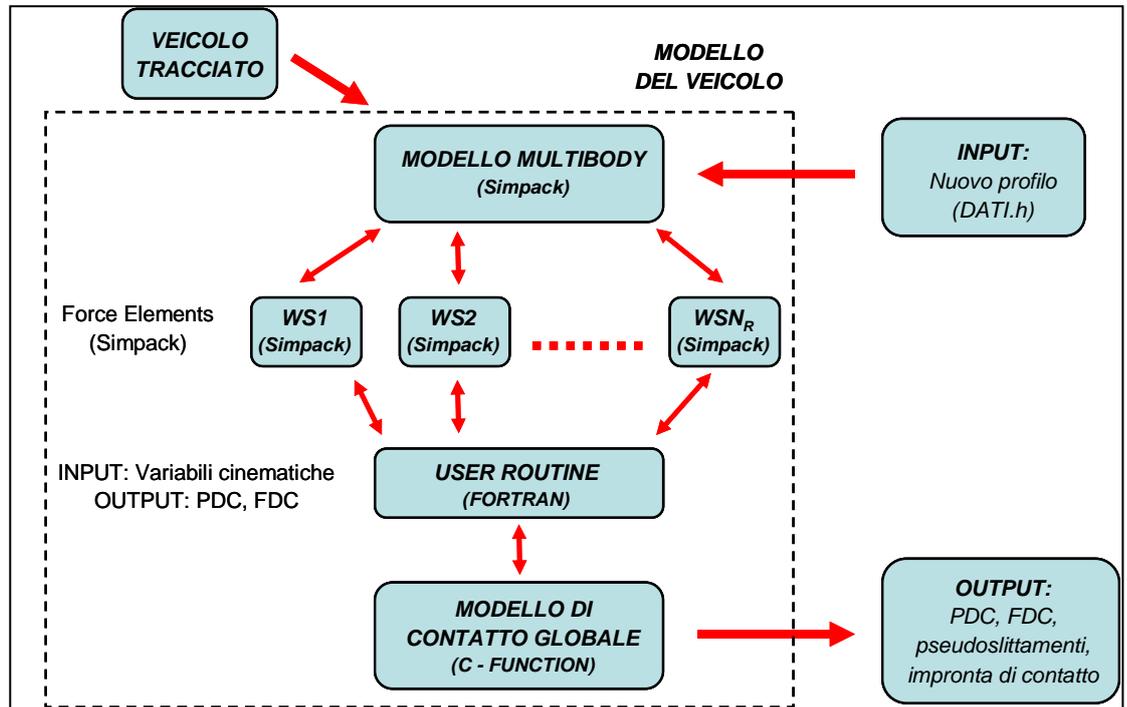
l'ultima fase consiste nell'aggiornamento vero e proprio del vecchio profilo della ruota  $r_v(y_r)$  per ottenere il nuovo profilo  $r_n(y_r)$ ; dal momento che l'asportazione del materiale avviene in direzione normale rispetto al profilo della ruota, una volta sottratta al profilo la quantità  $\overline{\Delta}_{sm}^{sc}(y_r)$ , si rende infine necessaria un'ulteriore riparametrizzazione del profilo stesso al fine di renderlo nuovamente una funzione esplicita della variabile  $y_r$ .

### 7.3 Implementazione del modello

In questo paragrafo è descritta schematicamente l'implementazione del modello complessivo specificando, per le varie parti del modello in questione, gli strumenti software impiegati. Gli input del modello complessivo sono costituiti dal veicolo considerato e dall'insieme degli  $N_C$  tracciati curvilinei sui quali vengono ef-

fettuate le simulazioni dinamiche (entrambi gli input devono essere specificati dall'utente).

Per quanto riguarda il modello del veicolo, l'implementazione è illustrata per mezzo di semplici diagrammi di flusso in Figura 34.



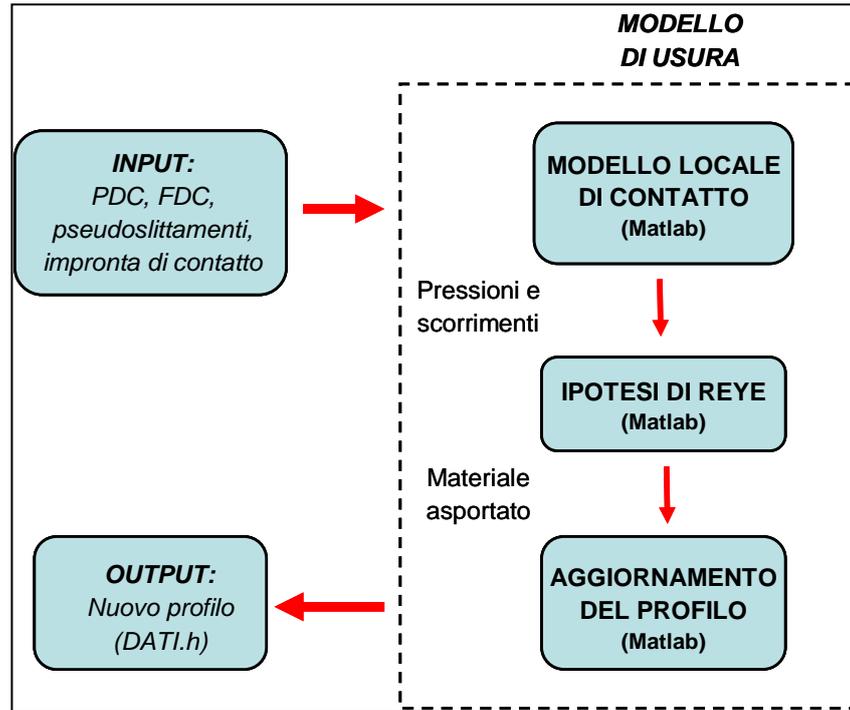
**Figura 34:** Implementazione del modello del veicolo

L'input principale da fornire al modello del veicolo è il profilo attuale della ruota (precedentemente calcolato dal modello di usura); il profilo in questione viene passato al modello del veicolo mediante opportune librerie C/C++.

Il modello multibody della vettura (ALn 501, "Minuetto") è stato implementato interamente in ambiente Simpack Rail. Le varie sale del veicolo (WS1, WS2, ..., WSN<sub>R</sub>) interagiscono poi col tracciato attraverso il modello globale di contatto, implementato in ambiente C/C++. Il controllo dell'interazione tra il modello multibody del veicolo ed il modello globale di contatto è stato infine affidato ad un'apposita User Routine scritta in FORTRAN che gestisce lo scambio dei dati tra le due parti del modello del veicolo (variabili cinematiche, punti di contatto e forze di contatto).

Gli output relativi alle  $N_C$  simulazioni effettuate con il modello del veicolo (punti di contatto, forze di contatto, pseudoslittamenti ed impronta di contatto) vengono poi passati al modello di usura già convertiti in formato Matlab in modo tale da poter essere direttamente elaborati senza bisogno di ulteriori manipolazioni.

Per quanto riguarda invece il modello di usura, la logica dell'implementazione è schematizzata in Figura 35.



**Figura 35:** Implementazione del modello di usura

L'intero modello di usura è stato implementato in ambiente Matlab sia per motivi di efficienza numerica sia per permettere un più agevole trattamento degli input ovvero dei dati relativi alle  $N_C$  simulazioni effettuate con il modello del veicolo (punti di contatto, forze di contatto, pseudoslittamenti ed impronta di contatto).

Gli algoritmi numerici relativi alle tre parti di cui si compone il modello (modello locale di contatto, calcolo delle distribuzioni di materiale asportato mediante l'ipotesi di Reye e l'aggiornamento del profilo della ruota) sono stati inoltre implementati all'interno del solito file Matlab in modo tale da facilitare l'automatizzazione della procedura di calcolo.

L'output finale del modello di usura (ovvero il nuovo profilo della ruota insieme alle sue derivate) viene infine passato nuovamente al modello del veicolo dopo essere stato trascritto in opportune librerie C/C++; in questo modo il ciclo appena descritto può ripetersi indefinitamente.

## **8. Validazione del modello di usura**

Per poter illustrare la fase di validazione del modello di usura occorre introdurre l'insieme di  $N_C$  tracciati curvilinei sui quali sono state effettuate le simulazioni della dinamica di marcia del veicolo ALn 501 "Minuetto" (tracciati ottenuti a partire dall'analisi statistica della tratta Aosta – Pre Saint Didier) e definire le quote di riferimento (spessore di bordino SP, quota QR ed altezza di bordino AB) impiegate per stimare lo stato di usura dei profili delle ruote del veicolo.

Successivamente occorre richiamare i dati sperimentali di usura misurati sulla tratta Aosta – Pre Saint Didier grazie ai quali è stato possibile validare il modello.

Solo alla luce di essi è possibile analizzare risultati ottenuti con il modello di usura e procedere al confronto di questi ultimi con i dati sperimentali.

### **8.1 Analisi della tratta Aosta – Pre Saint Didier**

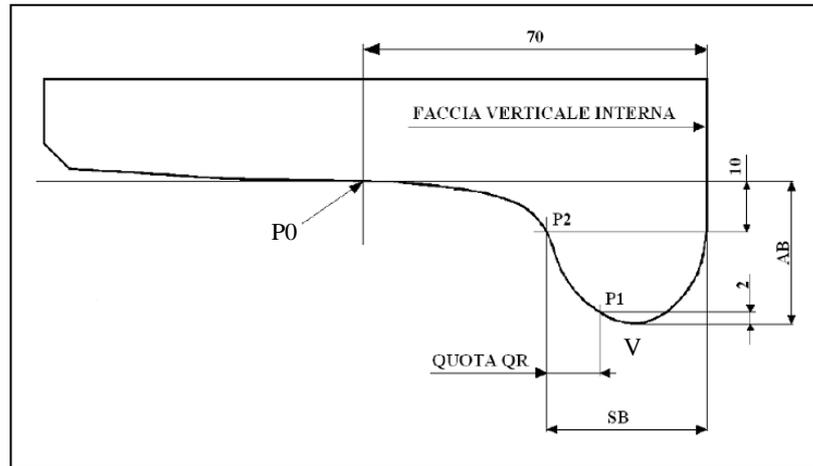
L'insieme degli  $N_C$  tracciati curvilinei sui quali sono state effettuate le simulazioni della dinamica di marcia del veicolo (tracciati ottenuti a partire dall'analisi statistica della tratta Aosta – Pre Saint Didier) è quello già individuato in Tabella 30

L'insieme in questione consiste di  $N_C = 18$  elementi distinti (17 curve effettive più il rettilineo) caratterizzati dai relativi valori di raggio di curvatura  $R_C$ , sopraelevazione  $H$ , velocità di percorrenza  $V$  e peso percentuale  $p_k$ ,  $1 \leq k \leq N_C$ ; ciascuna delle  $N_C$  curve è infatti la rappresentante di una delle classi di curve impiegate nell'analisi statistica della tratta Aosta - Pre Saint Didier e, di conseguenza, eredita il peso statistico associato alla classe di appartenenza in base alla frequenza con cui essa compare nella linea considerata.

### **8.2 Quote di riferimento**

In questo paragrafo verranno introdotte le quote di riferimento (spessore di bordino SP, quota QR ed altezza di bordino AB) impiegate per stimare l'usura dei profili delle ruote del veicolo senza necessariamente conoscere per intero la forma del profilo in questione (Figura 36). In base ad esse sarà possibile stabilire quando il

profilo usurato dovrà essere ritornito ed eventualmente rilevare se l'usura del profilo compromette la stabilità di marcia del veicolo.



**Figura 36:** Quote di riferimento

Le quote in esame possono essere definite come segue:

- prima di tutto si definisce, sul profilo, il punto **P0** a 70 mm dalla faccia verticale interna della ruota;
- successivamente si introduce il punto **P1**, sempre sul profilo, salendo di 2 mm dal vertice **V** del bordino;
- infine si determina, nuovamente sul profilo, il punto **P2** scendendo di 10 mm a partire dal punto **P0**;
- a questo punto le quote di riferimento possono essere calcolate nel modo seguente: lo spessore di bordino **SP** è la distanza tra il punto **P2** e la faccia verticale interna della ruota, la quota **QR** è la distanza verticale tra il punto **P1** ed il punto **P0** mentre l'altezza di bordino **AB** è la distanza verticale tra il punto **P0** ed il vertice del bordino **V** (tutte le distanze sono intese positive).

Da un punto di vista fisico, lo spessore di bordino **SP** e l'altezza di bordino **AB** forniscono una stima delle dimensioni del bordino mentre la quota **QR** fornisce informazioni sulla conicità di quest'ultimo. E' utile inoltre osservare come le tre grandezze considerate siano comunque delle grandezze "relative"; esse risultano infatti invarianti rispetto ad un'eventuale traslazione verticale di tutto il profilo (ovvero rispetto ad una variazione del raggio della ruota).

### **8.3 Dati sperimentali e loro trattamento**

Per validare il modello di usura sono stati impiegati dati sperimentali derivanti da misurazioni effettuate sulla tratta ferroviaria Aosta – Pre Saint Didier. I dati in questione sono costituiti dai valori delle quote di riferimento (spessore di bordino SP, quota QR ed altezza di bordino AB) misurati al variare della distanza chilometrica complessiva percorsa dal veicolo considerato (ALn 501, “Minuetto”). In Figura 37, Figura 38 e Figura 39 sono stati riportati i valori sperimentali assunti da tali grandezze per tre differenti vetture operanti sullo stesso percorso (denominate convenzionalmente MD061, MD068, MD082).

*Il rapporto tra lo sviluppo longitudinale di un tracciato ferroviario e l'evoluzione del fenomeno di usura*

Km	quote da rilevare sul bordino	1 dx	1 sx	2 dx	2 sx	3 dx	3 sx	4 dx	4 sx	5 dx	5 sx	6 dx	6 sx	7 dx	7 sx	8 dx	8 sx
		diametro ruota 816 mm		diametro ruota 815 mm		diametro ruota 824 mm		diametro ruota 823 mm		diametro ruota 823 mm		diametro ruota 823 mm		diametro ruota 819 mm		diametro ruota 820 mm	
0	spessore	30,953	30,944	30,983	30,784	31,099	30,957	30,938	31,076	30,401	30,367	30,830	30,987	30,437	30,717	30,852	30,933
	altezza	27,970	27,894	28,141	28,043	27,969	28,187	28,030	28,271	28,245	27,918	28,141	27,982	28,013	27,937	28,333	27,883
	quota Qr	10,208	10,140	10,424	10,457	10,220	10,306	10,279	10,833	10,332	10,445	10,364	10,219	10,421	10,500	10,338	10,396
1426	spessore	29,855	28,977	30,283	29,317	30,118	29,383	30,152	29,450	29,796	29,799	30,288	29,483	29,802	29,085	30,267	29,316
	altezza	28,010	27,923	28,104	28,108	28,000	28,249	28,095	28,278	28,248	28,284	28,247	28,030	28,997	28,003	30,383	27,919
	quota Qr	9,297	8,226	9,822	8,956	9,344	8,749	9,511	9,072	9,635	9,767	9,773	8,763	9,593	8,883	9,675	8,762
2001	spessore	29,056	28,498	29,722	28,878	29,441	28,667	29,629	28,717	29,153	28,101	29,739	28,841	29,066	28,447	29,625	28,777
	altezza	27,990	27,880	28,161	28,080	29,998	28,248	28,128	28,283	28,290	27,994	28,273	28,022	28,027	28,014	28,362	27,957
	quota Qr	8,404	7,558	9,233	8,637	8,702	7,950	8,873	8,436	9,144	8,141	9,236	8,086	9,038	8,152	9,248	8,373
2575	spessore	28,259	27,096	29,333	28,045	28,972	28,385	29,029	28,124	29,053	27,600	29,095	28,505	28,553	27,866	29,205	28,473
	altezza	28,009	27,089	28,173	28,020	28,063	28,243	28,090	28,241	28,285	27,963	28,244	28,085	28,030	28,018	28,352	27,968
	quota Qr	7,198	7,024	8,853	8,163	8,123	7,598	8,438	7,791	8,868	7,395	8,559	7,840	8,372	7,340	8,777	7,900

**Figura 37:** Dati sperimentali relativi alla vettura ALn 501 "Minuetto" MD061

Km	quote da rilevare sul bordino	1 dx	1 sx	2 dx	2 sx	3 dx	3 sx	4 dx	4 sx	5 dx	5 sx	6 dx	6 sx	7 dx	7 sx	8 dx	8 sx
		diametro ruote 819 mm		diametro ruote 820 mm		diametro ruote 822 mm		diametro ruote 822 mm		diametro ruote 816 mm		diametro ruote 822 mm		diametro ruote 818 mm		diametro ruote 819 mm	
0	spessore	30,919	31,320	30,754	30,825	30,934	30,549	31,083	30,626	31,066	31,038	31,002	30,758	30,687	30,957	30,895	30,709
	altezza	28,270	27,826	28,329	27,968	28,137	28,084	28,091	28,084	28,257	27,995	28,295	27,811	28,390	27,651	28,221	27,518
	quota Qr	10,613	10,083	10,716	10,273	10,430	10,006	10,024	10,006	10,511	10,364	10,509	10,408	10,700	10,338	10,335	10,080
1050	spessore	30,428	29,918	30,259	29,803	30,390	29,358	30,333	29,513	30,582	29,723	30,367	29,488	30,191	30,580	30,415	29,004
	altezza	28,228	27,876	28,325	27,922	28,148	28,006	28,091	28,112	28,262	28,092	28,307	27,884	28,383	27,710	28,245	27,552
	quota Qr	10,134	8,684	10,377	9,267	9,973	8,740	9,615	8,834	9,980	9,083	10,130	8,998	10,202	8,965	9,895	8,370
2253	spessore	28,753	28,218	29,117	29,014	28,776	27,530	28,970	28,218	28,687	27,722	29,022	27,512	28,809	27,845	29,141	27,306
	altezza	28,304	27,911	28,344	28,054	28,202	28,104	28,085	28,216	28,295	28,099	28,320	27,926	28,382	27,698	28,318	27,632
	quota Qr	8,604	7,209	9,130	8,382	8,294	7,326	8,238	7,343	8,395	7,444	8,793	7,274	8,862	7,065	8,662	7,034
2576	spessore	28,142	27,978	29,128	28,867	28,690	27,570	29,122	28,008	28,465	27,621	28,888	27,448	28,482	27,882	28,829	26,971
	altezza	28,278	27,883	28,335	28,037	28,213	28,102	28,113	28,171	28,236	28,172	28,341	27,889	28,406	27,792	28,180	27,581
	quota Qr	8,142	7,111	9,032	8,237	8,064	7,246	8,213	7,422	8,058	7,319	8,692	7,284	8,470	7,070	8,181	6,940

**Figura 38:** Dati sperimentali relativi alla vettura ALn 501 "Minuetto" MD068

*Il rapporto tra lo sviluppo longitudinale di un tracciato ferroviario e l'evoluzione del fenomeno di usura*

Km	quote da rilevare sul bordino	1 dx	1 sx	2 dx	2 sx	3 dx	3 sx	4 dx	4 sx	5 dx	5 sx	6 dx	6 sx	7 dx	7 sx	8 dx	8 sx
		diametro ruote 846 mm		diametro ruote 846 mm		diametro ruote 846 mm		diametro ruote 846 mm		diametro ruote 846 mm		diametro ruote 846 mm		diametro ruote 846 mm		diametro ruote 846 mm	
0	spessore	30,973	30,778	31,045	30,737	30,894	30,923	30,882	30,809	30,904	30,564	30,899	31,164	30,616	30,976	30,867	30,838
	altezza	28,239	27,916	28,032	27,851	28,294	27,947	28,260	27,910	28,196	27,918	28,100	27,931	28,064	28,071	27,958	28,143
	quota Qr	10,447	10,108	10,518	10,274	10,728	10,229	10,782	10,178	10,474	10,483	10,559	10,283	10,441	10,202	10,313	10,321
852	spessore	30,917	30,360	30,836	30,311	30,563	30,429	30,824	30,276	30,910	30,092	30,666	30,536	30,317	30,564	30,530	30,141
	altezza	28,189	28,043	28,040	27,917	28,332	28,050	28,331	28,008	28,237	27,914	28,170	28,002	28,213	28,126	27,866	28,130
	quota Qr	10,141	9,800	10,256	9,912	10,405	9,865	10,466	9,951	10,284	10,015	10,220	9,812	10,496	9,721	10,147	9,835
1800	spessore	29,732	29,221	30,039	29,238	29,880	29,304	30,039	29,273	29,861	28,849	30,221	29,317	29,644	29,682	29,969	28,716
	altezza	28,209	28,001	28,009	27,908	28,374	27,995	28,240	28,061	28,285	27,923	28,165	28,014	28,110	28,126	27,975	28,179
	quota Qr	9,206	8,619	9,503	8,765	9,672	8,644	9,831	8,792	9,372	8,856	9,609	8,650	9,334	8,992	9,321	8,341
2802	spessore	28,439	28,114	29,278	28,364	28,854	28,568	29,557	27,885	28,527	27,958	29,497	28,178	28,552	28,907	29,100	27,727
	altezza	28,165	28,044	28,088	27,897	28,287	28,024	28,293	28,045	28,233	27,883	28,128	27,931	28,072	28,126	27,562	28,201
	quota Qr	7,844	7,348	8,733	7,885	8,762	7,871	9,065	7,486	8,385	7,885	9,009	7,321	8,172	8,224	8,390	7,431
3537	spessore	28,160	27,821	29,012	28,121	28,523	28,306	28,998	27,566	28,260	27,643	28,538	27,804	28,054	28,658	28,524	27,244
	altezza	28,196	28,021	20,062	27,928	28,320	28,056	28,298	27,996	28,314	28,002	28,229	27,956	28,067	28,130	28,075	28,202
	quota Qr	7,106	7,234	8,460	7,553	8,383	7,608	8,707	7,111	7,809	7,455	8,229	7,176	7,920	7,917	7,851	7,273

**Figura 39:** *Dati sperimentali relativi alla vettura ALn 501 "Minuetto" MD082*

VEICOLO	KM PERCORSI	QR (mm)	AB (mm)	SB (mm)
M061	0	10,8	28,0	32,5
	1426	9,8	28,2	31,5
	2001	9,1	28,1	30,8
	2575	8,6	28,0	30,2
M068	0	10,8	28,0	32,5
	1050	10,0	28,0	31,8
	2253	8,5	28,0	30,2
	2576	8,4	28,0	30,0
M082	0	10,8	28,0	32,5
	852	10,6	28,0	32,3
	1800	9,6	28,0	31,3
	2802	8,7	28,0	30,3
	3537	8,3	27,6	30,0

**Figura 40:** *Dati sperimentali scalati e mediati*

I valori delle quote di riferimento sono stati misurati per tutte le 16 ruote del veicolo (che possiede complessivamente 8 assili). Tuttavia, per potersi ricondurre ad un unico profilo della ruota che potesse essere efficacemente confrontato con il profilo ottenuto a partire dalle simulazioni numeriche, sono state necessarie le seguenti rielaborazioni del dato sperimentale:

- prima di tutto è stata effettuata una scalatura dei valori delle varie quote in modo tale da eliminare l'offset iniziale; una tale scalatura impone che tutte le grandezze considerate partano, al chilometro zero, dai relativi valori nominali (valori standard per il profilo ORES1002);
- successivamente è stata considerata la media dei valori delle quote su tutte le 16 ruote del veicolo; tale media è stata necessaria per poter disporre di un unico profilo medio della ruota da poter poi confrontare con il profilo ottenuto mediante il modello di usura.

I dati sperimentali, opportunamente trattati, sono riassunti in Figura 40.

Si è deciso infine di mantenere la distinzione tra le tre differenti vetture operanti sullo stesso percorso (MD061, MD068, MD082) senza effettuare un'ulteriore operazione di media sulle grandezze considerate per ricondursi al veicolo medio; di conseguenza l'andamento delle quote di riferimento simulato mediante il modello di usura verrà nel seguito confrontato con i dati sperimentali relativi a tutte e tre le vetture in esame.

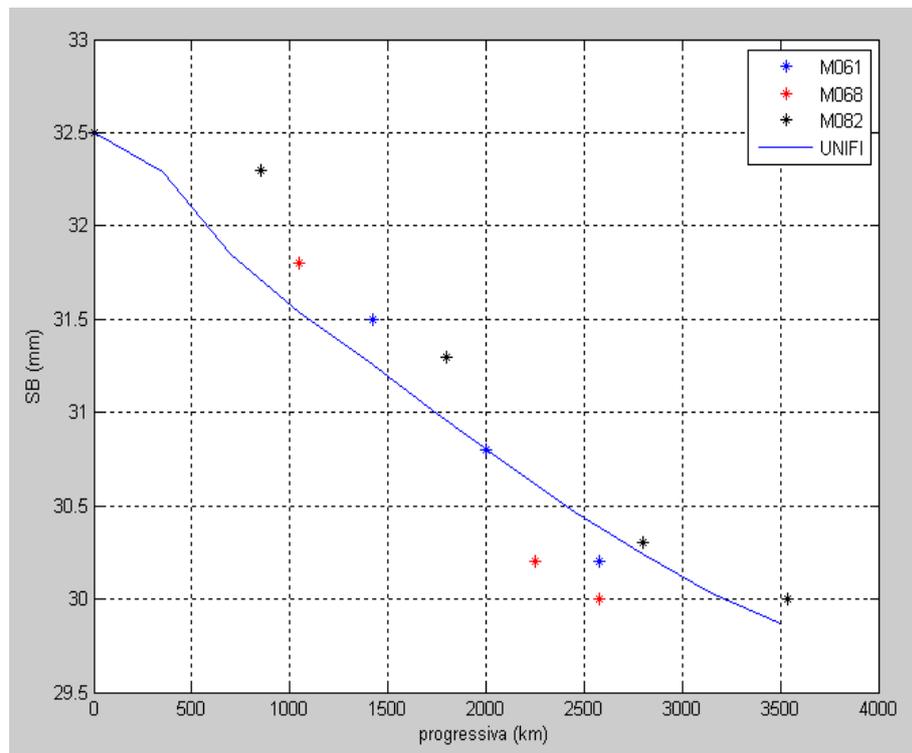
#### **8.4 Andamento delle quote di riferimento**

L'andamento delle quote di riferimento (spessore di bordino SP, quota QR ed altezza di bordino AB) calcolate mediante il modello di usura può esser confrontato con l'andamento delle analoghe grandezze misurate sperimentalmente sulla tratta ferroviaria di Aosta – Pre Saint Didier (e relative alle tre vetture operanti sul percorso in questione: MD061, MD068 e MD082).

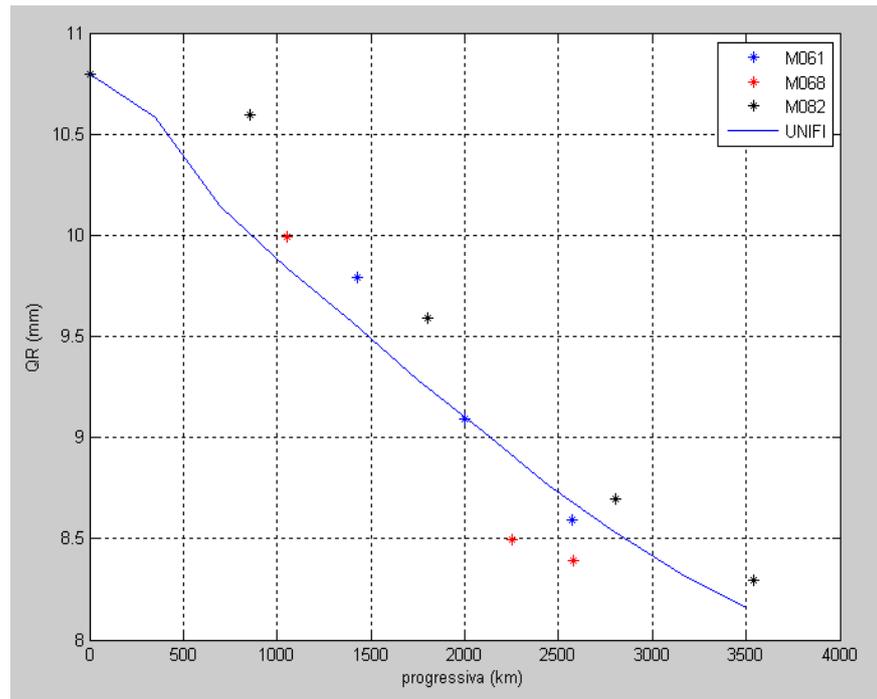
Il valore del parametro  $K_1$  (amplificazione dell'usura nella zona di bordino) e l'ampiezza della finestra del filtro discreto impiegato nello smoothing del profilo della ruota sono stati scelti in modo tale da minimizzare l'errore commesso rispetto ai dati sperimentali (nel caso in esame i valori in questione sono  $K_1 = 2.5$  e 5% ).

In Figura 37 è stato riportato l'andamento dello spessore di bordino SP in funzione della chilometrica complessiva percorsa dal veicolo considerato; in Figura 38 e 39 sono invece rappresentati gli andamenti analoghi della quota QR e dell'altezza di bordino AB.

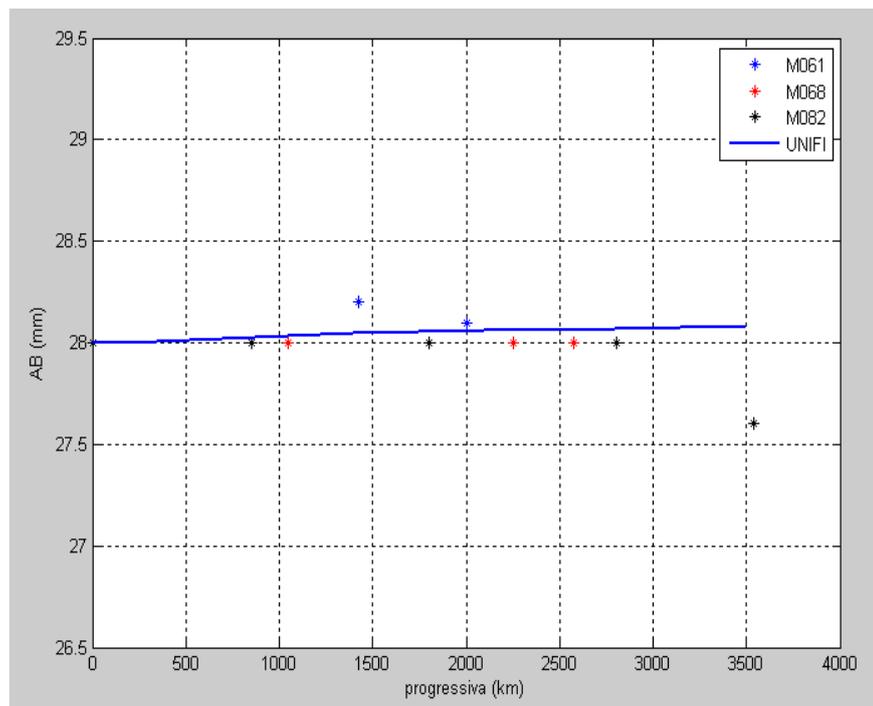
Il confronto tra i risultati ottenuti con il modello di usura ed i dati sperimentali mostra un buon accordo sia per quanto riguarda le dimensioni del bordino (spessore SP ed altezza AB) sia per quanto riguarda la sua conicità (quota QR). Da questo punto di vista dunque la validazione del modello risulta soddisfacente.



**Figura 41:** *Andamento dello spessore di bordino SP*



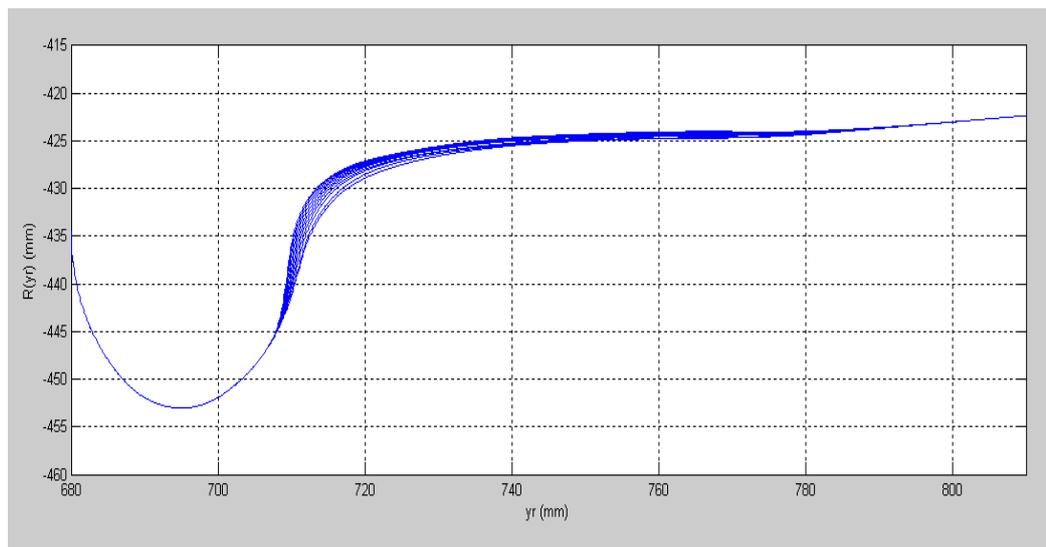
**Figura 42:** *Andamento della quota QR*



**Figura 43:** *Andamento dell'altezza di bordino AB*

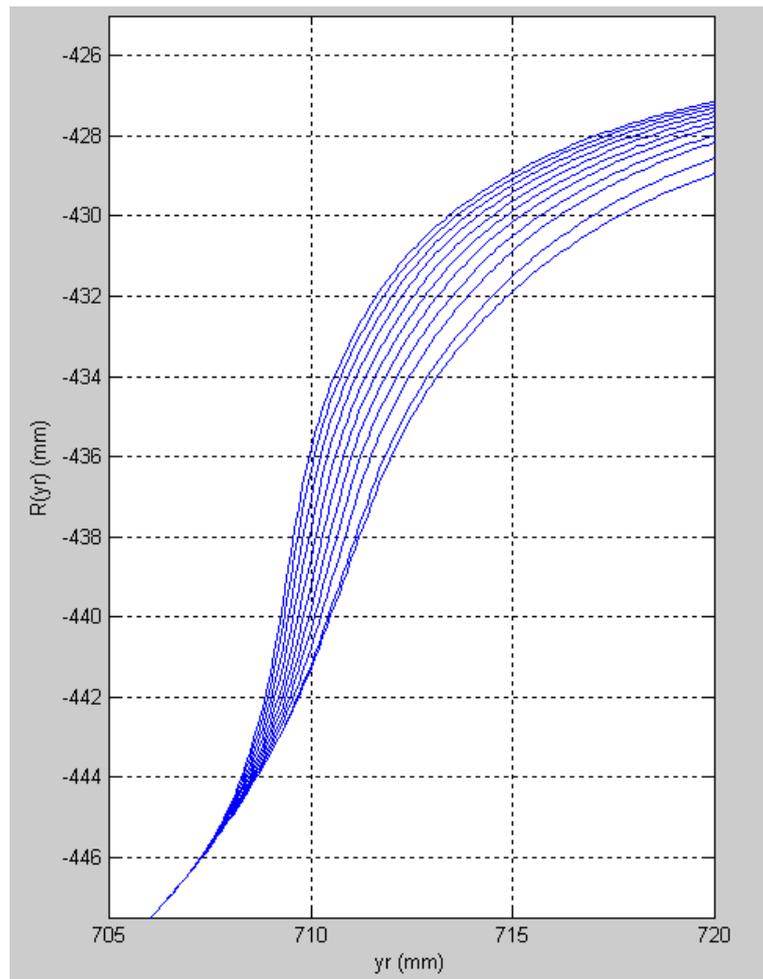
## 8.5 Evoluzione del profilo usurato

In Figura 44 è infine riportata, in funzione della chilometrica complessiva percorsa dal veicolo, l'evoluzione del profilo della ruota stimata mediante il modello di usura. Poiché il veicolo ha percorso in totale una distanza pari a  $kmtot \approx 3500$  km e poiché si è scelto uno step spaziale costante pari a  $kmstep = 350$  km, l'evoluzione del profilo risulta descritta da 10 step discreti (per un totale di 11 profili).



**Figura 44:** *Evoluzione del profilo della ruota*

Come è possibile notare dalla Figura 44, l'usura della ruota si rivela più aggressiva nei primi step discreti della simulazione per poi stabilizzarsi e procedere più regolarmente nel proseguo della stessa. Ciò è dovuto in primo luogo all'evoluzione delle superfici di contatto che, col passare del tempo e dei chilometri percorsi, tendono a diventare sempre più conformi favorendo così il procedere regolare dell'usura stessa. Un ingrandimento di quanto avviene nella zona vicina al bordino, è illustrato in Figura 45.



**Figura 45:** *Evoluzione del profilo della ruota nella zona di bordino*

## **9. Incidenza dello sviluppo longitudinale del tracciato sul fenomeno di usura**

Per valutare l'incidenza dello sviluppo longitudinale del tracciato sull'evoluzione del fenomeno di usura occorre relazionare questi due parametri con la velocità massima ammessa in curva. Tale valore è contenuto entro il limite meccanico dovuto all'usura e alla sicurezza della ruota e della rotaia.

In particolare occorre determinare la quantità di materiale asportato che esprime il fenomeno dell'usura facendo riferimento a diverse condizioni di contatto ruota-rotaia.

Storicamente l'accoppiamento della rotaia UIC 60 con la ruota ORE S1002 avveniva con posa 1/40 dando buone risposte in termini di stabilità di moto ed usura.

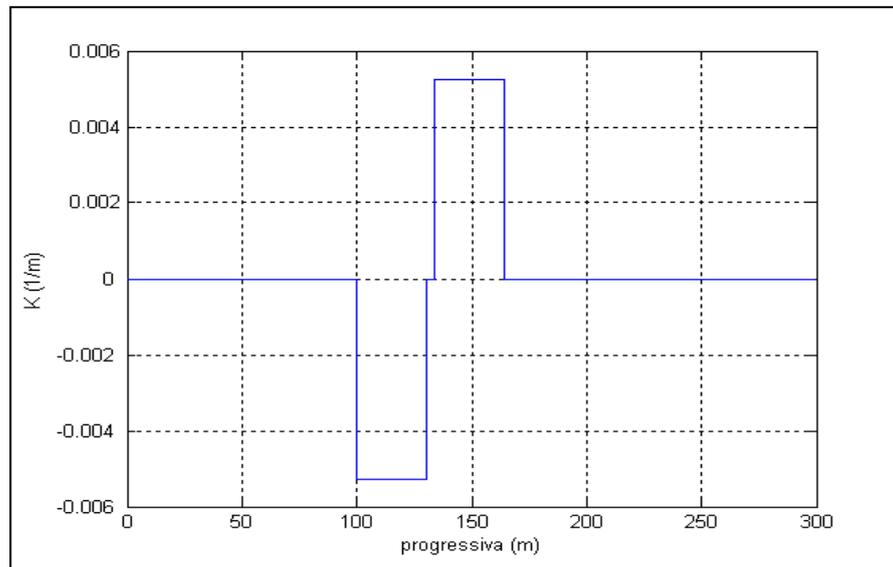
L'incidenza dello sviluppo longitudinale del tracciato sull'evoluzione del fenomeno di usura si valuta ora riproducendo un accoppiamento della rotaia UIC 60 con la ruota ORE S1002 su posa 1/20 con le stesse variabili cinematiche dell'accoppiamento con posa 1/40. Nel fare ciò si va ad imporre che per ogni spostamento laterale della ruota si generi un unico punto di contatto, valutando poi diversi possibili moti del punto di contatto.

La determinazione del punto di contatto dipende evidentemente dal modello adottato e può essere dedotto dallo sviluppo di simulazioni dinamiche applicate a tracciati ferroviari differenti ottenuti variando le principali caratteristiche geometriche del tracciato. Nelle simulazioni in questione sono stati impiegati due distinti algoritmi per la determinazione dei punti di contatto in modo da poter testare il comportamento di entrambe le procedure una volta inserite all'interno del modello multi-body del veicolo: metodo della DIFFERENZA e metodo della DISTANZA.

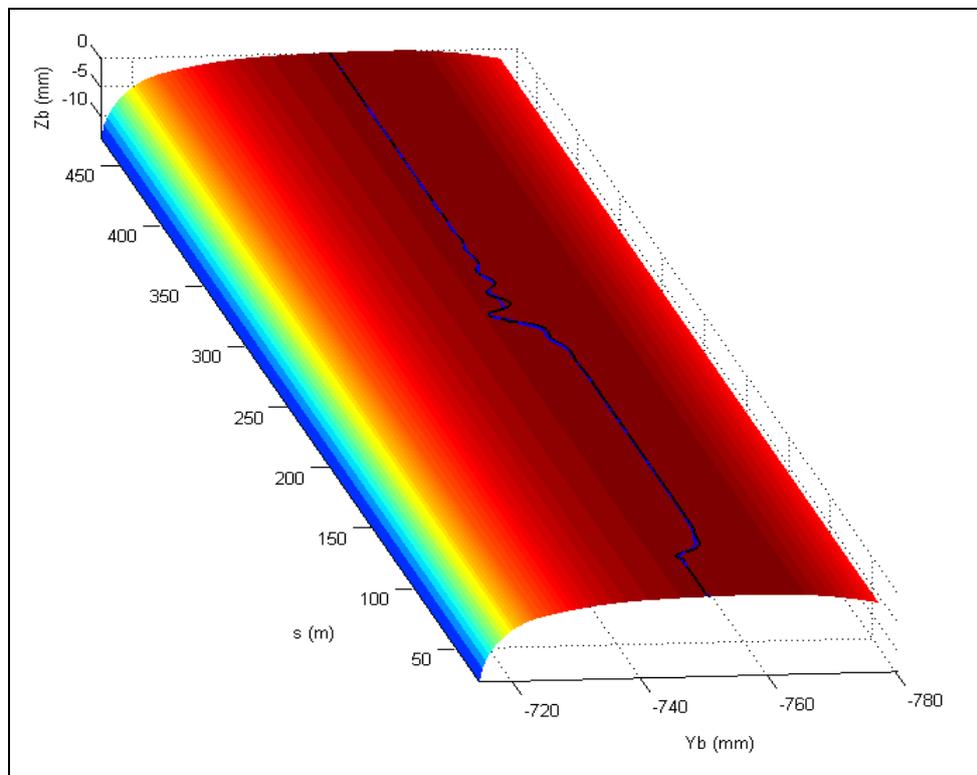
Il metodo della DIFFERENZA si è però rivelato numericamente più efficiente del metodo della DISTANZA mentre, per quanto riguarda l'accuratezza, le performance delle due procedure si sono equivalenti. Di conseguenza, poichè i due metodi non producevano differenze apprezzabili sulla dinamica globale del veicolo (variabili cinematiche, azioni di contatto e punti di contatto), per semplicità le simulazioni hanno tutte fatto uso del solo metodo della DIFFERENZA.

A titolo esemplificativo una simulazione effettuata su un tracciato ad "S" caratterizzato da un'elevata curvatura ( $R=190m$ ) e percorsa a velocità moderata

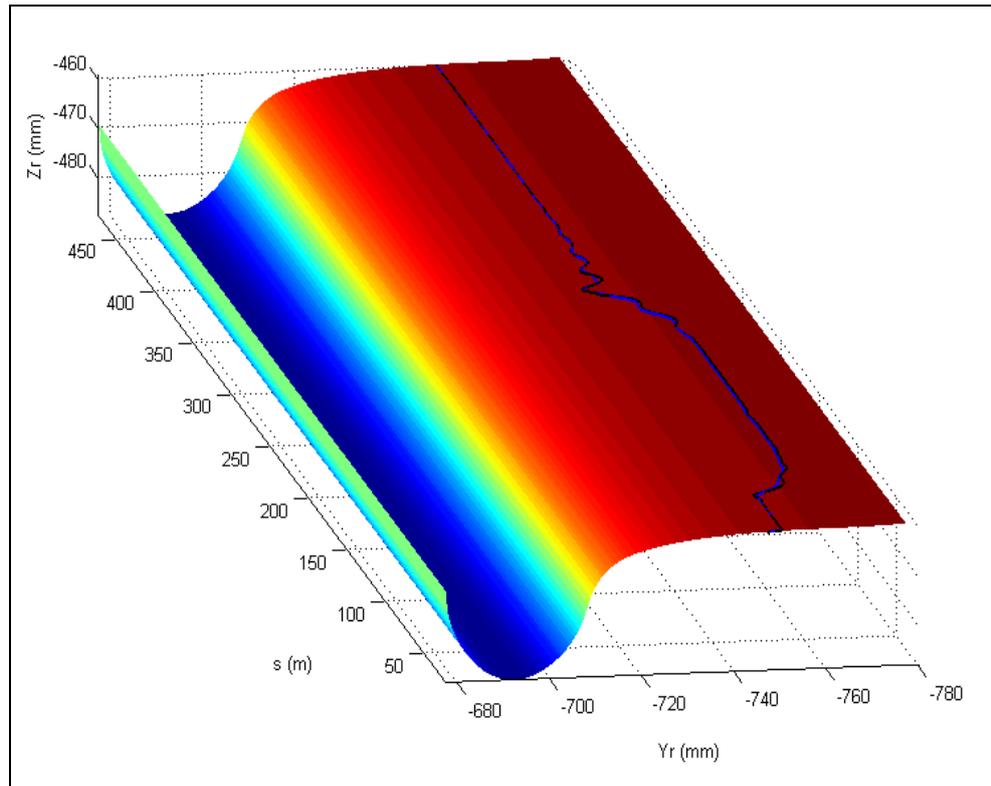
( $V=40\text{km/h}$ ) ha portato a visualizzare i punti di contatto reciproci ruota-rotaia di Figura 47 e Figura 48.



**Figura 46:** *Tratta a doppia S con  $R=190m$*

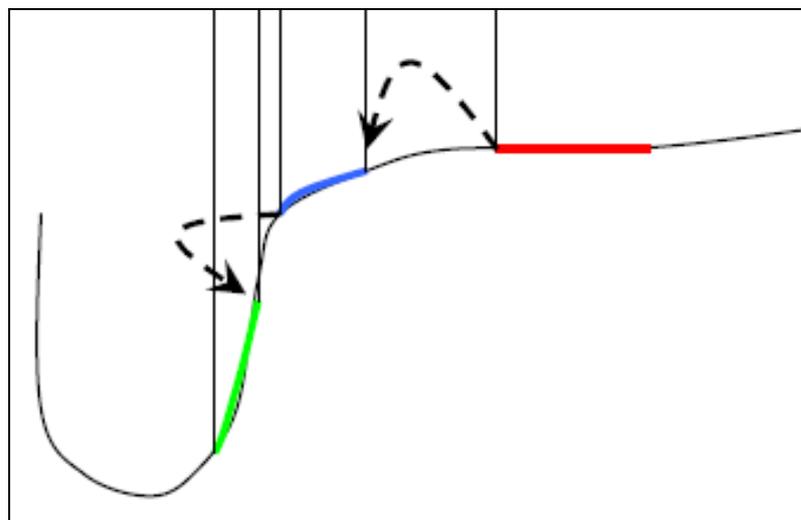


**Figura 47:** *Sala anteriore: posizione del punto di contatto sul binario di destra*

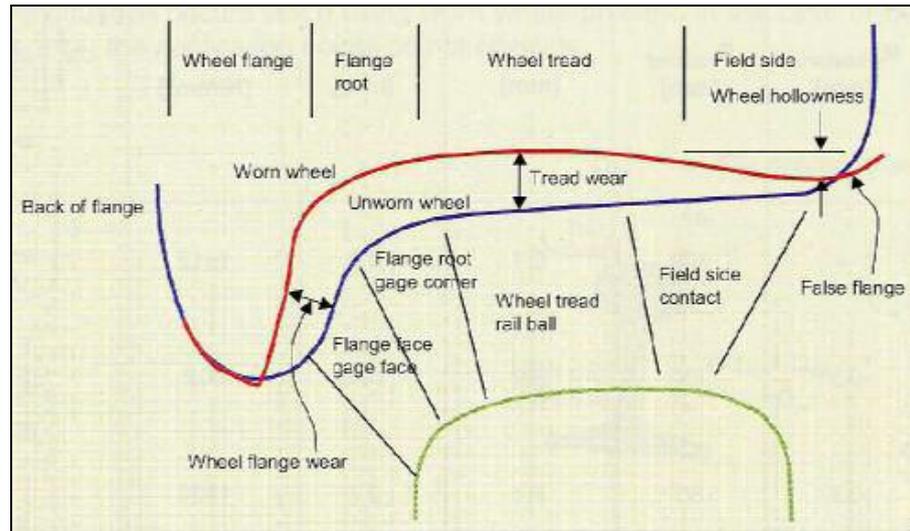


**Figura 48:** Sala anteriore: posizione del punto di contatto sulla ruota destra

Il moto del punto di contatto ed il conseguente sviluppo di usura sulla ruota (e sulla rotaia) modifica quindi il profilo trasversale di entrambi e di conseguenza varia la condizione di contatto.

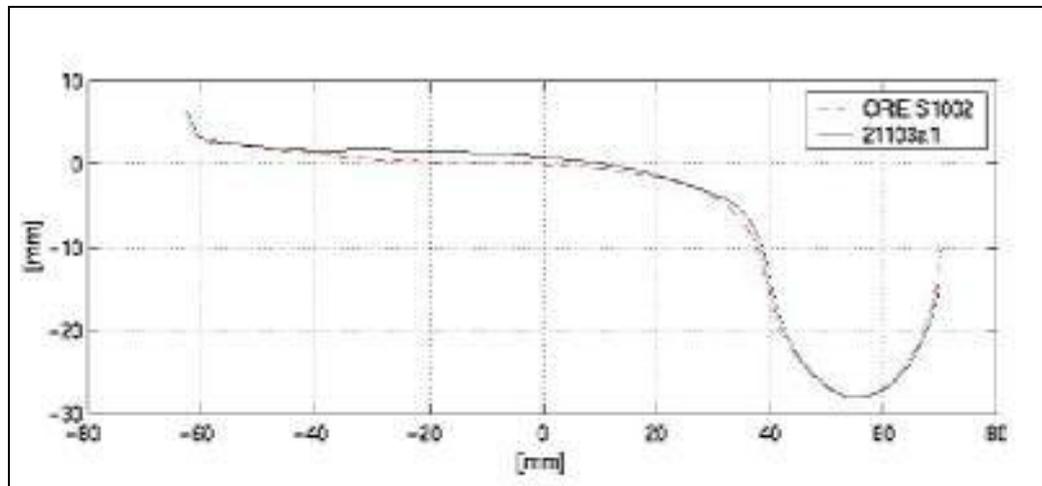


**Figura 49:** Variazione del punto di contatto

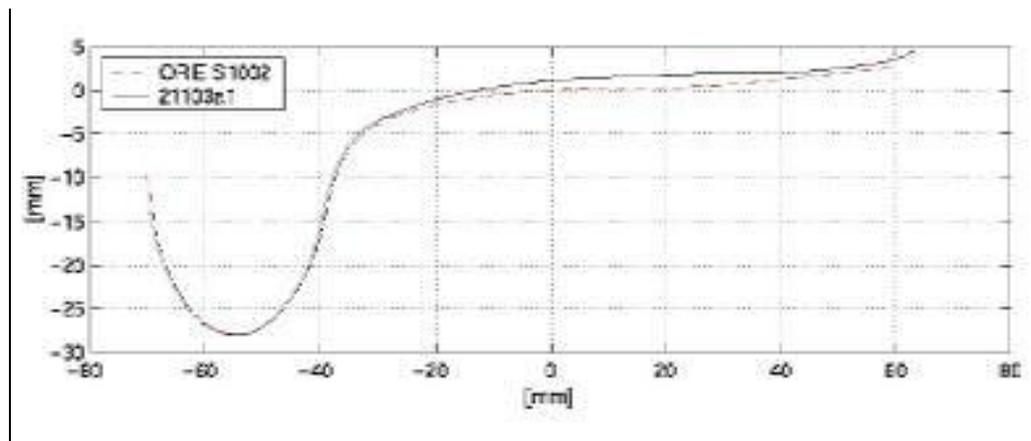


**Figura 50:** *Variazione del punto di contatto*

Esempio di profili usurati, partendo da profili ORE S1002:

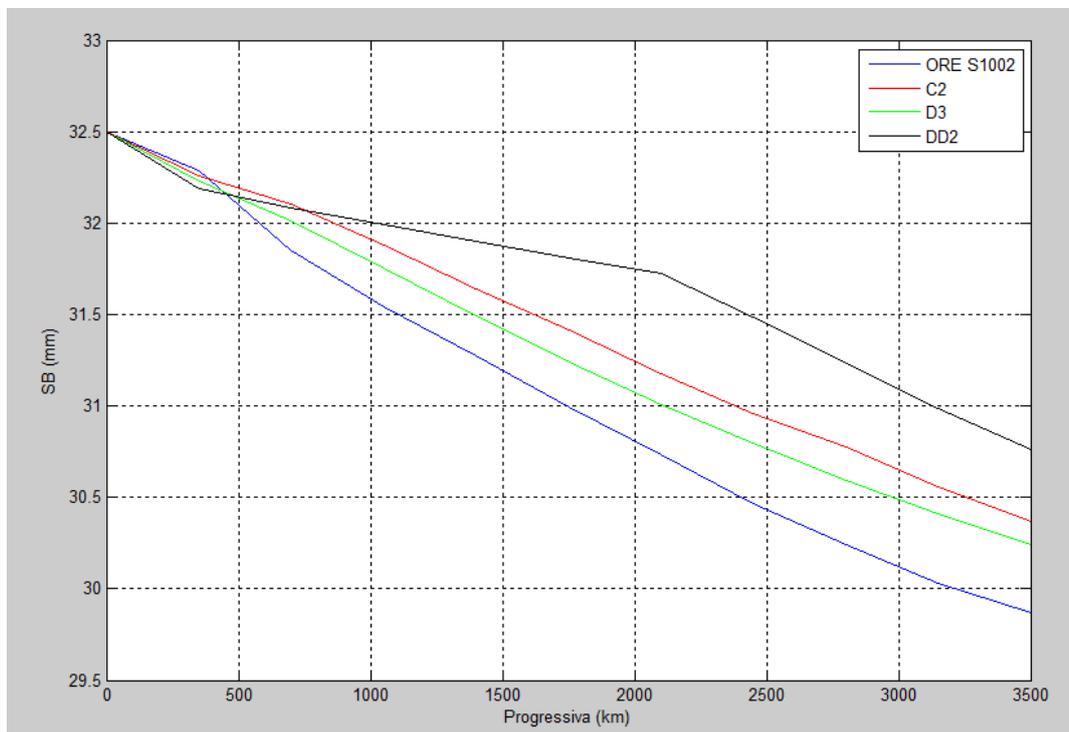


**Figura 51:** *Profilo usurato*

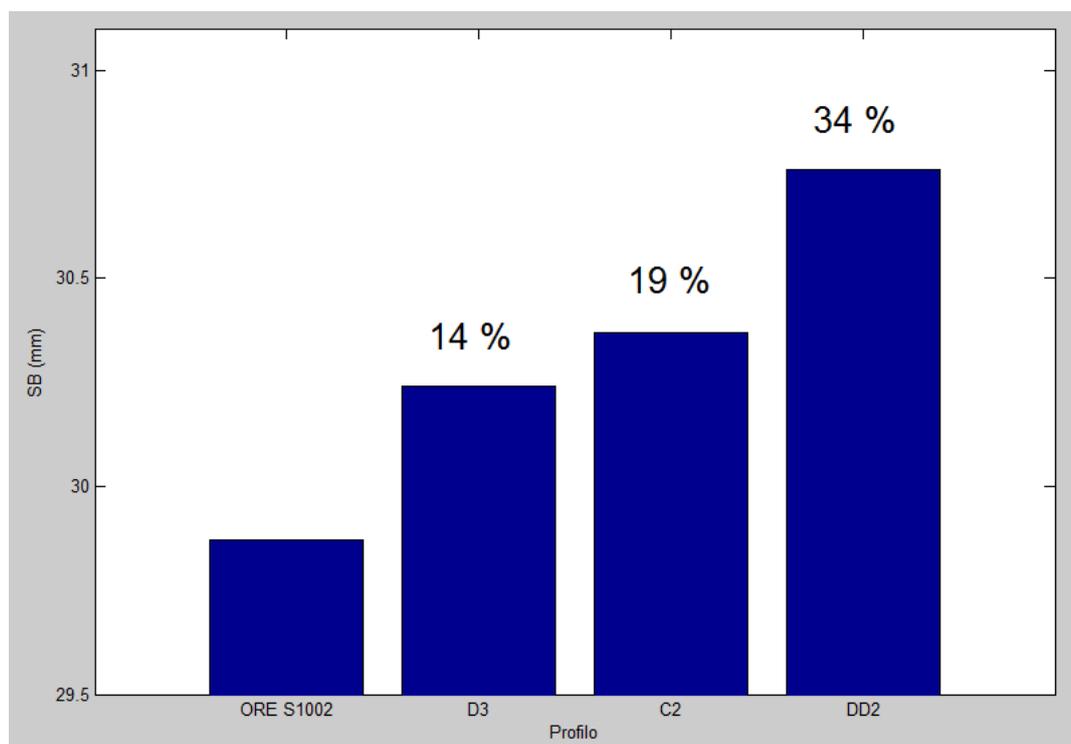


**Figura 52:** *Profilo usurato*

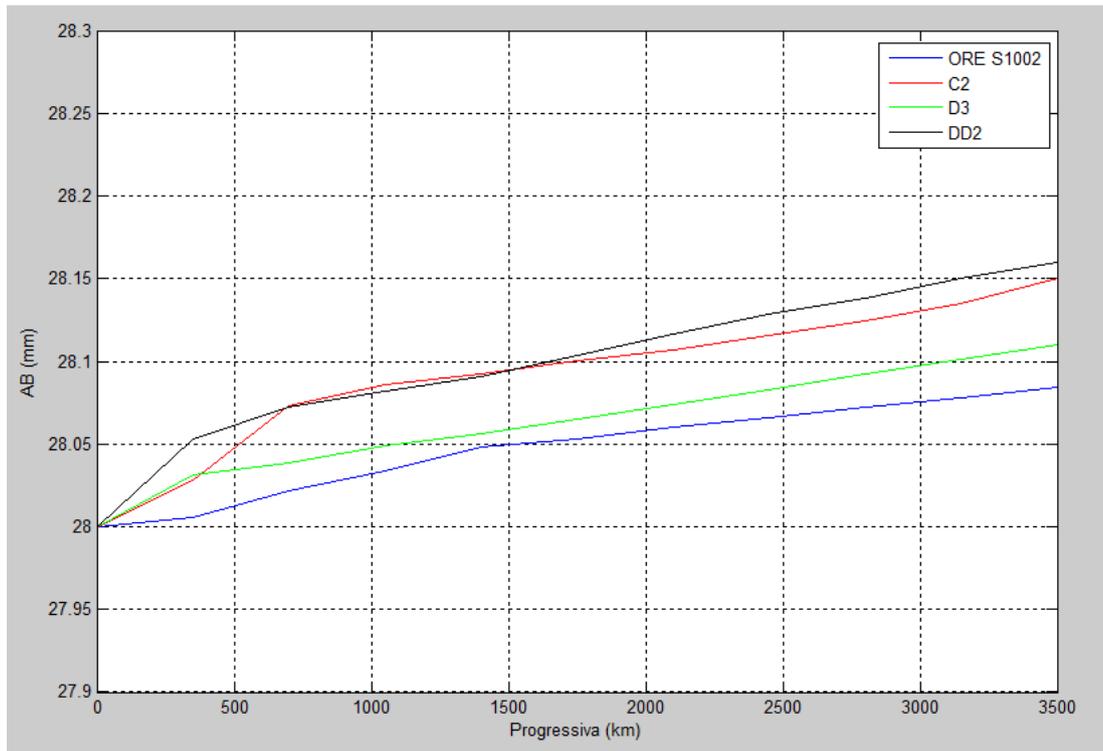
L'applicazione del modello di usura sopra richiamato a partire da diversi profili della ruota (ORE S 1002, C2, D3 e DD2), sul tracciato dei Minuetto, evidenzia diverse condizioni di sviluppo dell'usura in termini di spessore ed altezza di bordino, variazioni della quota QR e del complessivo materiale asportato.



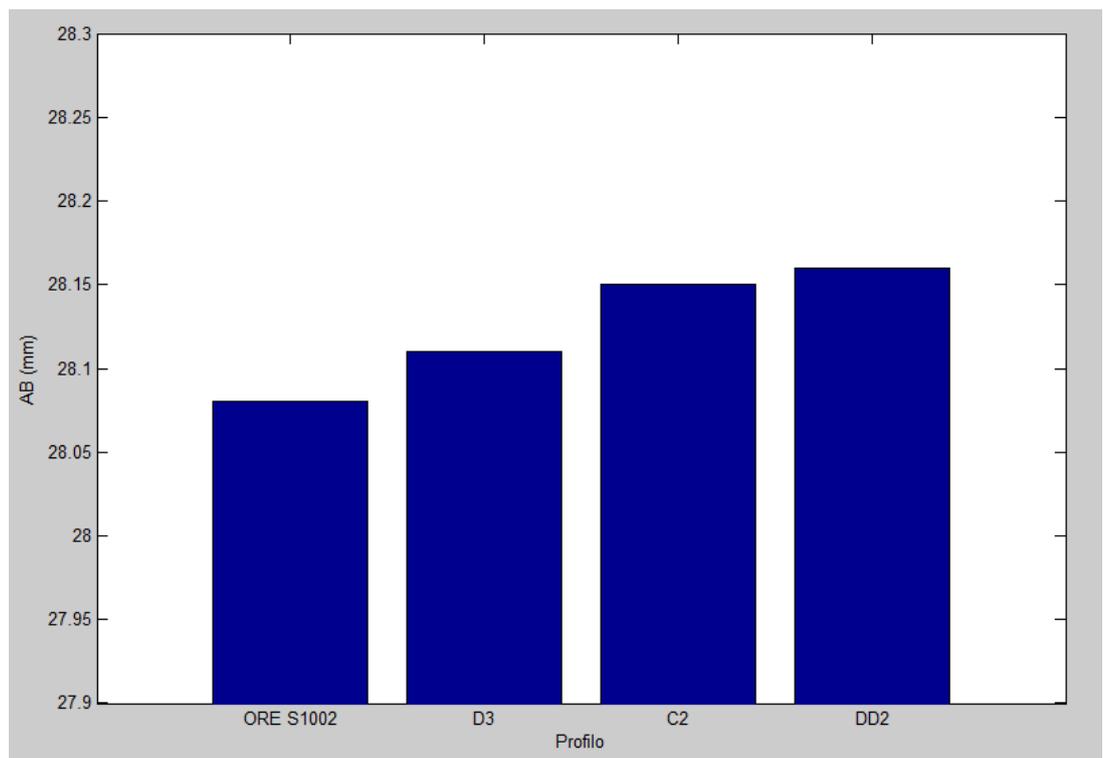
**Figura 53:** Riduzione progressiva dello spessore di bordino



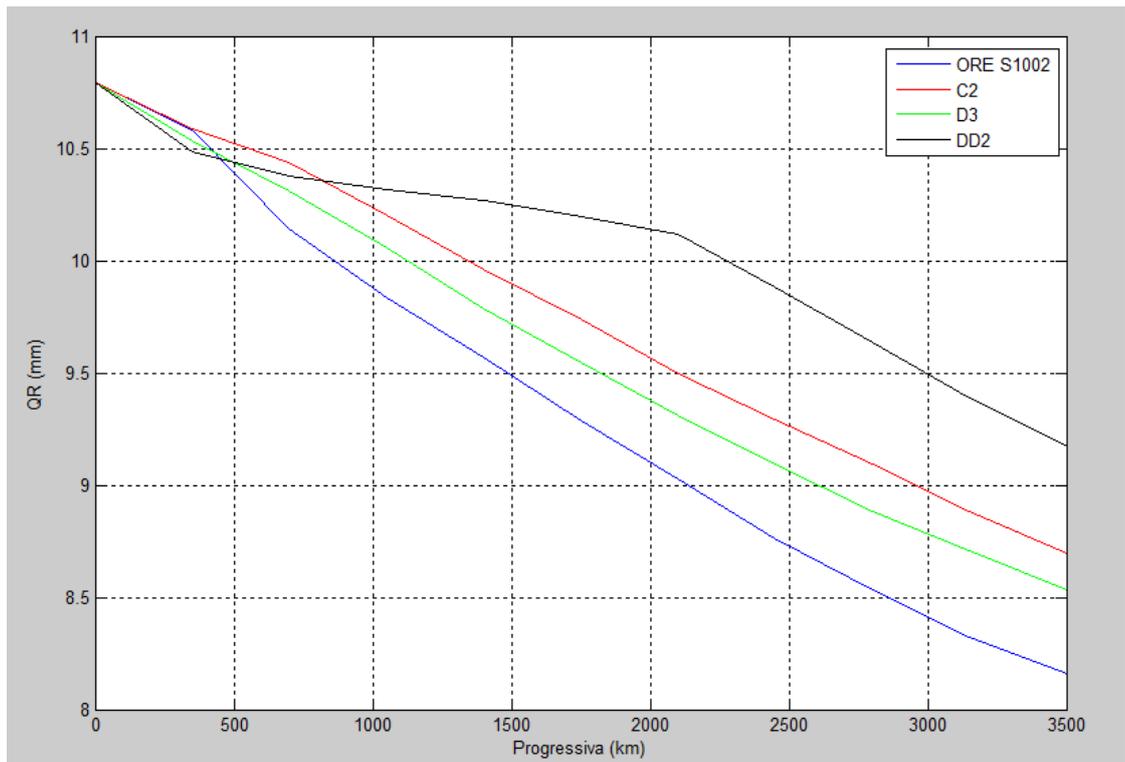
**Figura 54:** Riduzione percentuale dello spessore di bordino



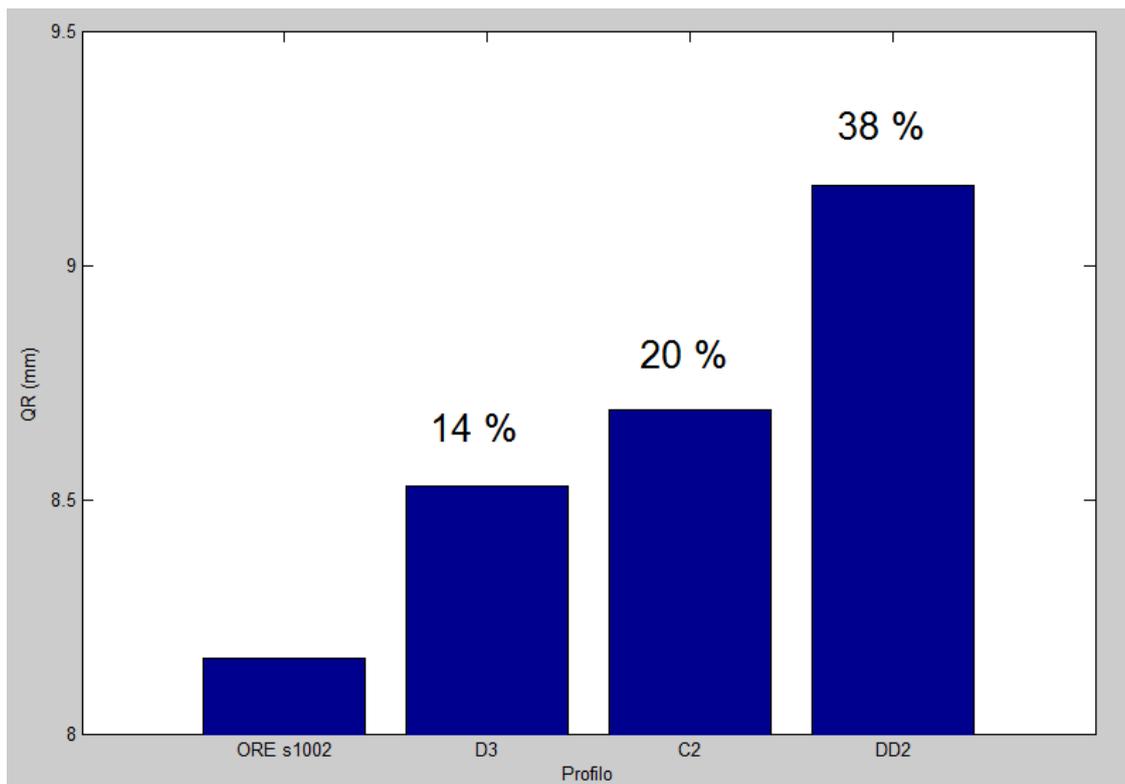
**Figura 55:** Riduzione progressiva dell'altezza di bordino



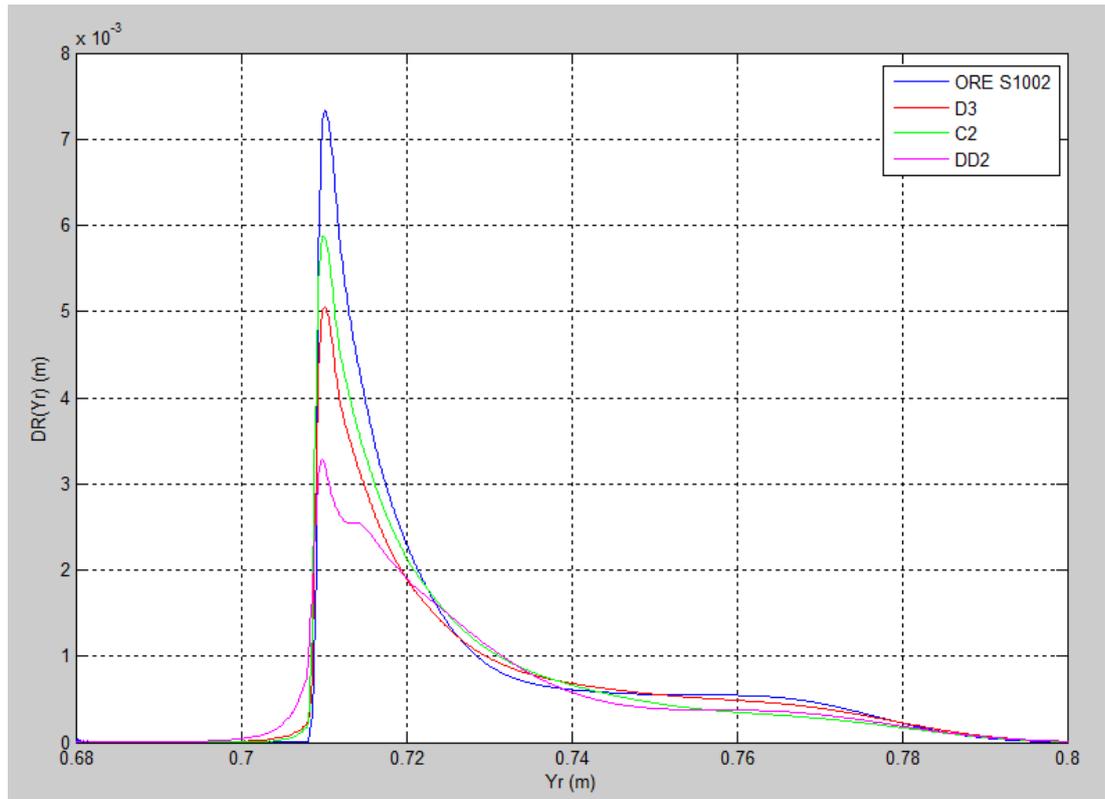
**Figura 56:** Riduzione percentuale dell'altezza di bordino



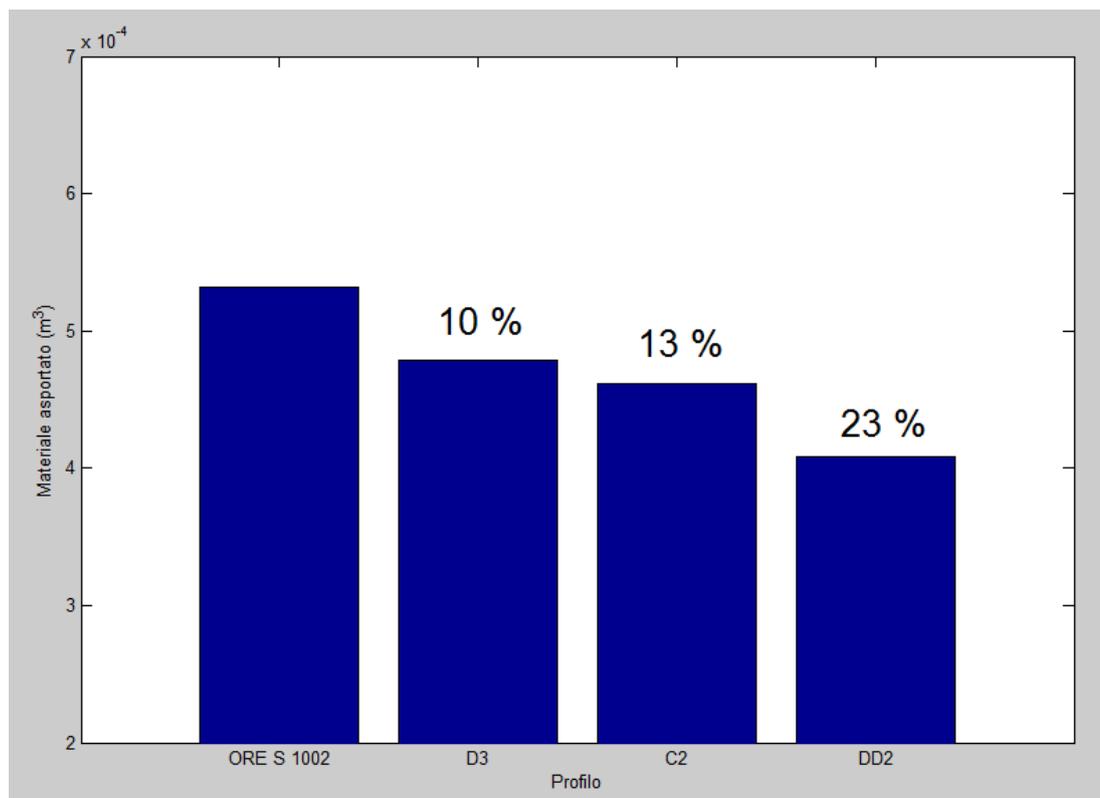
**Figura 57:** Riduzione progressiva della quota QR



**Figura 58:** Riduzione percentuale della quota QR



**Figura 59:** *Distribuzione del materiale asportato*



**Figura 60:** *Riduzione percentuale di materiale asportato*

Possiamo pertanto concludere che in presenza di un tracciato con elevato grado di tortuosità e caratterizzato da curve di raggio ridotto, con le seguenti caratteristiche:

- 57 % di curve con raggio compreso tra 150m e 250m
- 13 % di curve con raggio compreso tra 250m e 417m
- 8 % di curve di raggio superiore a 417m
- 22 % di rettilinei.

i costi di manutenzione potrebbero essere ridotti fino al 23% tramite un allungamento delle percorrenza fra due ritorniture consecutive, a seguito dell'ottimizzazione dei profili delle ruote.

Tale modello, applicato ai tracciati percorsi dai treni Vivalto ha dato dei primi risultati che sono ancora in fase di approfondimento di ricerca e che comunque si aggirano intorno ad un valore del 10%, a partire da un tracciato con le seguenti caratteristiche:

- 0,02% di curve con raggio compreso tra 150m e 250m
- 0,57% di curve con raggio compreso tra 250m e 417m
- 24,96% di curve di raggio superiore a 417m
- 74,45% di rettilinei.

## **10. Conclusioni**

Al fine di contestualizzare l'ambito dell'analisi condotta occorre ricordare che complessivamente la ricerca presuppone lo sviluppo di un modello analitico avanzato del contatto ruota rotaia in grado di descrivere la distribuzione delle pressioni e degli scorrimenti nella zona di contatto. Tramite interfacciamento di questo modello con i codici di calcolo è possibile determinare gli sforzi di interazione fra ruota e rotaia con simulazioni su linee statisticamente significative e quindi stimare l'evoluzione dell'usura in funzione del chilometraggio percorso.

L'obiettivo finale della ricerca era quello di applicare un avanzato modello di contatto a tracciati rappresentativi dei tracciati ferroviari reali per disporre delle informazioni necessarie ad individuare nuovi profili ruota in grado di dar miglior risposta al fenomeno dell'usura. Il fine del più vasto progetto in cui questa ricerca è inserita è infatti quello di ridurre i costi di manutenzione e sostituzione delle ruote, tramite un allungamento della percorrenza di almeno il 20% fra due ritorniture consecutive, ottimizzando i profili delle ruote.

Il modello statistico di linea assume il fine di conferire una reale significatività ai risultati ottenuti dalle simulazioni che saranno effettuate prendendo a riferimento le principali tipologie di materiale rotabile utilizzato per il trasporto regionale e che terranno conto dei reali profili delle rotaie rilevati in linea.

L'obiettivo di questa parte di progetto è stato quindi costruire il tracciato virtuale per lo studio dell'usura delle ruote dei rotabili Vivalto e Minuetto Diesel. Costruire un "tracciato virtuale" significa estrarre dai vari tracciati percorsi dai rotabili, lo sviluppo e le caratteristiche di elementi planimetrici tali da essere in grado di rappresentare statisticamente quanto realmente percorso durante i turni. In tal modo si possono utilizzare questi pochi ma significativi elementi per le simulazioni numeriche dell'usura tramite i programmi informatici.

In particolare l'estrazione dei "tracciati virtuali" ha riguardato i compartimenti di Firenze, Milano, Bologna, Roma, Bari e Genova per i treni Vivalto e i compartimenti di Firenze, Torino, Verona e Napoli, per i treni Minuetto Diesel.

L'attività di ricerca ha portato all'individuazione di un criterio di strutturazione delle tratte virtuali in grado di tener in considerazione i parametri che maggiormente influenzano l'usura e gli sforzi di contatto da un punto di vista della geometria della linea: ossia la velocità in curva e la sopraelevazione.

La procedura adottata per l'estrazione del "tracciato virtuale", applicata alle percorrenze dei treni Vivalto e Minuetto ha dato luogo ai tracciati virtuali di cui alla

Tabella 24 per i Vivalto ed alla Tabella 25 per i Minuetto Diesel, oltre al tracciato relativo alla linea di Aosta- Pre-S.Didier

Un'osservazione dei risultati ottenuti (Allegato 3) permette di capire la diversa concezione di utilizzo dei due rotabili. Il Vivalto ha una velocità massima (160km/h) più alta del minuetto diesel, sfruttando la trazione elettrica ed una capienza elevata, viaggia solitamente attorno alle grandi città. Tutti i turni del Vivalto si trovano, infatti, nelle zone di Milano e Roma, di Bari, Bologna, Genova e Firenze, dove viene solitamente utilizzato per il trasporto dei pendolari. I tracciati su cui viaggia il Vivalto sono solitamente rettilinei per avere una buona velocità media e realizzare più rapidamente il servizio cui sono deputati. Il Minuetto, che ha una velocità massima minore rispetto al Vivalto (140km/h), viaggia solitamente su linee montane con un'alta percentuale di curve a raggio basso, come il compartimento di Verona dove la percentuale di curve con  $R^* = 214$  m è di circa il 20%, su un chilometraggio totale molto elevato.

Sicuramente ben più rilevante dell'osservazione delle caratteristiche di impiego è però l'aver raggiunto il triplice obiettivo di:

- 1) Determinare un criterio di estrapolazione di tratte ferroviarie in grado di fornire attendibili risultati di stima dell'usura;
- 2) Determinare le tratte virtuali di riferimento per il progetto di ricerca in cui tale attività è nata;
- 3) Aver determinato un tracciato di riferimento per la validazione del modello di usura sintetizzato in Allegato 5.

In ordine all'incidenza dello sviluppo longitudinale del tracciato ferroviario nell'evoluzione del fenomeno di usura, l'analisi dettagliata del fenomeno di usura su diversi profili ruota in simulazione per la tratta di Aosta- Pre-S.Didier dimostra come per tracciati ad alta aggressività l'adozione di diversi profili ruota possa portare ad una riduzione del materiale asportato dell'ordine del 20%. Tracciati con grado di tortuosità meno accentuato contengono questo parametro in valori più contenuti ma comunque significativi.

I risultati che l'attività svolta nell'ambito del dottorato, inquadrati nel complesso della ricerca, ha permesso di conseguire, sono stati i seguenti:

- 1) L'ottimizzazione dei profili delle ruote in considerazione dei tassi d'usura del materiale rotabile a contatto con l'infrastruttura;
- 2) L'ottimizzazione dei turni dei rotabili in funzione dei profili delle ruote e delle caratteristiche dei tracciati;
- 3) Un nuovo modello di previsione dei cicli di manutenzione dei rotabili in relazione alla quantità di materiale asportato per usura.



## **Allegati**

- I. Turni dei materiali rotabili
- II. Velocità di rango massime e minime per i ranghi A, B e C
- III. Tratte virtuali per Minuetto e Vivalto
- IV. Velocità di rango per la linea di Aosta
- V. Linea di Aosta per la validazione del modello di usura

## **Bibliografia**

- [1]. G. Piro, G. Vicuna, *Il materiale rotabile motore*, Roma, CIFI, 2002
- [2]. G. Bono, C. Focacci, S. Lanni, *La sovrastruttura ferroviaria*, Roma, CIFI, 1997
- [3]. F. Policicchio, *Lineamenti di infrastrutture ferroviarie*, Firenze, FUP, 2007
- [4]. M. Agostinacchio, D. Ciampa, S. Olita, *Strade, ferrovie, aeroporti*, Roma, EPC Libri, 2005
- [5]. C. Esveld, *Modern railway track*, Duisburg, MRT-Productions, 2001
- [6]. FCL30, *Linea Treviglio Ovest – Cremona*, edizione 12/2003, RFI
- [7]. FCL23, *Linea Domodossola – Milano*, edizione 12/2003, RFI
- [8]. FCL35, *Linea Milano – Piacenza (tradizionale)*, edizione 10/2008, RFI
- [9]. FCL32, *Linea Milano – Tortona*, edizione 12/2003, RFI
- [10]. FCL24, *Linea Porto Ceresio – Milano*, edizione 12/2003, RFI
- [11]. K. Sawley, H. Wu, *The formation of hollow-worn wheels and their effects on wheel/rail interaction*, in *Wear* 258 (2005), 1179-1186
- [12]. J. Kalousek, *Wheel/rail damage and its relationship to track curvature*, in *Wear* 258 (2005), 1330-1335
- [13]. R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, U. Olofsson, R.I. Hallam, *Wheel material wear mechanisms and transitions*, Paper from the 14<sup>th</sup> International Wheelset Congress, 17-21 October, 2005, Orlando, USA
- [14]. I.Y. Shevtsov, V.L. Markine, C. Esveld, *Optimal design of wheel profile for railway vehicles* Paper from the 6<sup>th</sup> international conference on contact mechanics and wear of rail/wheel system, Gothenburg, June 10-13, 2003
- [15]. I. Povilaitienė, I. Z. Kamaitis, I. Podagėlis, *Influence of gauge width on rail side wear on track curves*, in *Journal of civil engineering and management*, vol. XII, no.3, 2006, pp. 255-260
- [16]. Stephen Mace a, Reuben Pena a, Nicholas Wilson a, Dominic DiBrito 1995; *Effects of wheel-rail contact geometry on wheel set steering forces*; *Wear* 191 (1996) 204-209; 9 May 1995; Association of American Railroads, Transportation Test Center, Pueblo, CO 81001. USA b The ARC Group, Silverthorne, CO, USA

- [17]. P. Clayton; *Tribological aspects of wheel-rail contact: a review of recent experimental research*; *Wear* 191 (1996) 170-183; 31 March 1995; Oregon Graduate Institute of Science and Technology, Department of Materials Science and Engineering, Portland, OR 97291-1000, USA
- [18]. Sergey Zakharov, Igor Komarovskiy, Ilya Zharov; *Wheel flange/rail head wear simulation*; *Wear* 215 (1998) 18-24; 11 December 1997; AII.Russia, Ruzhichy Research Institute, 103 Mytishinskaya, Moscow, Russian Federation
- [19]. Sergey Zakharov, Ilya Zharov; *Simulation of mutual wheel/rail wear*; *Wear* 253 (2002) 100–106; 2002; All-Russian Railway Research Institute, 10 Third Mytishchinskaya, 129851 Moscow, Russia
- [20]. G Shen, J B Ayasse, H Chollet and I Pratt; *A unique design method for wheel profiles by considering the contact angle function*; *Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 217 Part F: J. Rail and Rapid Transit*; 24 September 2002; Department of Locomotive and Car, Tongji University, Shanghai, People's Republic of China INRETS-LTN, Arcueil, France, The University of Sheffield, UK
- [21]. F. Braghin, S. Bruni and F. Resta, *Wear of railway wheel profiles: a comparison between experimental results and a mathematical model*, *Suppl. Vehicle Syst. Dynam.* 37 (2002), pp. 478–489
- [22]. R Lewis, F. Braghin, A. Ward, S. Bruni, R.S. Dwyer-Joyce, K. Bel Knani and P. Bologna ; *Integrating Dynamics and Wear Modelling to predict Railway Wheel Profile Evolution*; 6th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2003); Gothenburg, Sweden June 10–13, 2003; The University of Sheffield, Dept. of Mech. Eng., Mappin Street, Sheffield, UK; Dept. of Mech. Eng., Politecnico di Milano, Milano, ITALY; Fiat Research Centre, Orbassano (TO)
- [23]. Eric E. Magel Joseph Kalousek; *The application of contact mechanics to rail profile design and rail grinding*; *Wear* 253 (2002) 308–316; 8 May 2003; Centre for Surface Transportation Technology, National Research Council, Vancouver, BC, Canada
- [24]. M. Ishida, M. Akama, K. Kashiwaya, A. Kapoor; *The current status of theory and practice on rail integrity in Japanese railways—rolling contact fatigue and corrugations*; 2003 Blackwell Publishing Ltd. *Fatigue Fract*

- Engng Mater Struct 26, 909–919; 8 May 2003; 1Railway Technical Research Institute, Tokyo 185-8540, Japan, 2Department of Mechanical Engineering, The University of Sheffield, Mappin Street, Sheffield
- [25]. R.S. Dwyer-Joyce, R. Lewis, N. Gao and D.G. Grieve; *Wear and fatigue of railway track caused by contamination, sanding and surface damage*; 6th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2003) ; Gothenburg, Sweden June 10–13, 2003; The University of Sheffield, Department of Mechanical Engineering, Mappin Street, Sheffield, S1 3JD UK
- [26]. Persson I., Iwnicki S.D.; *Optimisation of Railway Wheel Profiles using a Genetic Algorithm*; Vehicle Sys. Dynamics (2004), pp.517–527 ; 2004; Rail Technology Unit, Manchester Metropolitan University, Department of Engineering&Technology, Manchester United Kingdom
- [27]. Sergey M. Zakharov, Ilya A. Zharov; *Criteria of bogie performance and wheel/rail wear prediction based on wayside measurements*; Wear 258 (2005) 1135–1141; 1 March 2004; All-Russian Railway Research Institute, 10, 3-d Mytishchinskaya, 129851 Moscow, Russia
- [28]. I.Y. Shevtsov, V.L. Markine, C. Esveld ; *Optimal design of wheel profile for railway vehicles*; wear 258 1022-1030; 1 March 2004; Section of Road and Railway Engineering, Faculty of Civil Engineering and Geosciences, Delft University of Technology,Stevinweg 1, NL-2628, CN Delft, The Netherlands
- [29]. F. Alwahdi, F.J. Franklin, A. Kapoor; *The effect of partial slip on the wear rate of rails*; Wear 258 (2005) 1031–1037; 1 March 2004; Department of Mechanical Engineering, The University of Sheffield, Mappin Street, Sheffield S1 3JD, UK
- [30]. Kevin Sawley, Huimin Wu; *The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction*; Wear 258 (2005) 1179–1186; 1 March 2004; Transportation Technology Center Inc., 55500 DOT Road, Pueblo, P.O. Box 11130, Colorado, CO 81001, USA
- [31]. Aleksander Sladkowski, Marek Sitarz; *Analysis of wheel–rail interaction using FE software*; Wear 258 (2005) 1217–1223; 1 March 2004; Department of Railway Transport, Silesian Technical University, Krasinski Street 8, Katowice 40-019, Poland

- [32]. Ludger Deters, Matthias Proksch; *Friction and wear testing of rail and wheel material*; Wear 258 (2005) 981–991; 1 March 2004; Otto-von-Guericke-University Magdeburg, Institute of Machine Design, Magdeburg, Germany
- [33]. O. Polach; *Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit*; Wear 258 (2005) 992–1000; 1 March 2004; Bombardier Transportation, CH-8401 Winterthur, Switzerland
- [34]. Roger Enblom, Mats Berg; *Simulation of railway wheel profile development due to wear—influence of disc braking and contact environment*; Wear 258 (2005) 1055–1063; 10 November 2004; Royal Institute of Technology (KTH), SE-10044 Stockholm, Sweden Bombardier Transportation, Intercity Trains, SE-72173 Västerås, Sweden
- [35]. Tanel Telliskivi, Ulf Olofsson; *Wheel–rail wear simulation*; wear 257 1145–1153; 11 September 2004; Department of Machine Design, Stockholm, Sweden
- [36]. I.Y. Shevtsov, V.L. Markine, C. Esveld ; *Shape Optimisation of Railway Wheel Profile*; XXI ICTAM; 15–21 August 2004, Warsaw, Poland; Section of Road and Railway Engineering, Faculty of Civil Engineering and Geosciences, Delft University of Technology, Stevinweg 1, NL-2628, CN Delft, The Netherlands
- [37]. R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, S. Bruni, A. Ekberg, M. Cavalletti, K. Bel Knani; *A New CAE Procedure for Railway Wheel Tribological Design*; 14th International Wheelset Congress, ; 17–21 October 2004, Orlando, USA.; 1Department of Mechanical Engineering, The University of Sheffield, Mappin Street, 2 Department of Mechanical Engineering, Politecnico di Milano, Italy. 3Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden. 4Mechanical Dynamics Italy, MSC Software, Italy. 5Fiat Research Centre, Strada Torino, Orbassano (TO), Italy.
- [38]. R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, U. Olofsson, R.I. Hallam; *Wheel Material Wear Mechanisms and Transitions*; 14th International Wheelset Congress; 17–21 October, Orlando, USA; 1Department of Mechanical Engineering, The University of Sheffield, Mappin Street, Sheffield, UK, 2Department of Machine Design, Stockholm, Sweden.

- [39]. Eric Magel, Joe Kalousek, Robert Caldwell; *A numerical simulation of wheel wear*; wear 258 1245-1254; 5 November 2004; Centre for Surface Transportation Technology, National Research Council, Canada U-89 Lester Road, Ottawa, Ont., Canada K1A 0R6
- [40]. Joseph Kalousek; *Wheel/rail damage and its relationship to track curvature*; Wear 258 (2005) 1330–1335; 6 November 2004; National Research Council Canada, Centre for Surface Transportation Technology, Calgary, Alta., Canada
- [41]. René Heydera, Gregor Girschb; *Testing of HSH® rails in high-speed tracks to minimise rail damage*; Wear 258 (2005) 1014–1021; March 2004; Deutsche Bahn AG, DB System Technology, Am Südtor, 14774 Brandenburg-Kirchmöser, Germany b voestalpine Schienen GmbH, Technical Service, Kerpelystraße 199, 8700 Leoben-Donawitz, Austria
- [42]. Thomas B. Meinders, Peter Meinke and Werner O. Schiehlen; *Wear estimation in flexible multibody systems with application to railroads*; MULTIBODY DYNAMICS 2005, ECCOMAS ; Madrid, Spain, 21–24 June 2005; Institute B of Mechanics, University of Stuttgart, Germany
- [43]. R. Lewis, A. Ekberg, S. Bruni, ; *A Design Tool for Railway Wheels incorporating Damage Models and Dynamic Simulations*; 2005 Joint Rail Conference; March 16-18, 2005, Pueblo, Colorado; The University of Sheffield, Department of Mechanical Engineering, Mappin Street, Sheffield. Department of Applied Mechanics Chalmers University of Technology, Gothenburg Sweden. Department of Mechanical Engineering, Politecnico di Milano.
- [44]. F. Braghin a, R. Lewisb, R.S. Dwyer-Joyce b, S. Bruni ; *A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear*; Wear 261 (2006) 1253–1264; 2006; Politecnico di Milano, Mechanical Engineering Department, Italy-University of Sheffield, Department of Mechanical Engineering, UK
- [45]. F. Bucher, A.I. Dmitriev, M. Ertz, K. Knothe, V.L. Popov, S.G. Psakhie, E.V. Shilko; *Multiscale simulation of dry friction in wheel/rail contact*; Wear 261 (2006) 874–884; 2006; Goodyear S.A., Luxembourg, Institute of Strength Physics and Materials Science, Russian Academy of Sciences, Tomsk, Russia, Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge GmbH,

- Munich, Germany, Technische Universität Berlin, Institut für Luft- und Raumfahrt, Berlin, Germany e Technische Universität Berlin, Institut für Mechanik, Berlin, Germany
- [46]. Inesa Povilaitienė, Ipolitas Zenonas Kamaitis, Igoris Podagėlis; Influence of Gauge Width on Rail Side Wear on Track Curves; *Journal of civil engineering and management* Vol XII, No 3, 255–260; 01-feb-06; Vilnius Gediminas Technical University (VGTU), Vilnius, Lithuania.
- [47]. Hamid Jahed, Behrooz Farshi, Mohammad A. Eshraghi, Asghar Nasr; A numerical optimization technique for design of wheel profiles; *Wear* 264 (2008) 1–10; 28 July 2006; Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science & Technology, Tehran 16844, Department of Railway Engineering, Iran University of Science & Technology, Tehran 16844, Iran
- [48]. I.Y. Shevtsov, V.L. Markine, C. Esveld ; An inverse shape design method for railway wheel profiles; *Industrial applications*; 28 September 2006; Section of Road and Railway Engineering, Faculty of Civil Engineering and Geosciences, Delft University of Technology, Stevinweg 1, NL-2628, CN Delft, The Netherlands
- [49]. M. B. Marshall R. Lewis R. S. Dwyer-Joyce U. Olofsson S. Björklund; Experimental Characterization of wheel-rail contact patch evolution; *Journal of Tribology* Vol.128/493; July 2006; Department of Mechanical Engineering, University of Sheffield. Department of Machine Design, Stockholm, Sweden
- [50]. I.Y. Shevtsov, V.L. Markine, C. Esveld, M.V. Markina; Optimisation of a Railway Wheel Profile; III European Conference on Computational Mechanics Solids, Structures and Coupled Problems in Engineering C.A. Motta Soares et al. (eds.); Lisbon, Portugal, 5–8 June 2006; Section of Road and Railway Engineering, Faculty of Civil Engineering and Geosciences, Delft University of Technology, Stevinweg 1, NL-2628, CN Delft, The Netherlands
- [51]. Xuesong Jin·Zefeng Wen ·Xinbiao Xiao Zhongrong Zhou; A numerical method for prediction of curved rail wear; *Multibody Syst Dyn* (2007) 18: 531–557; 1 August 2007;

- [52]. M. Novales, A. Orro, and M.R. Bugarín; Use of a genetic algorithm to optimize wheel profile geometry; *proc.IMEchE. Vol.221 Part F:J.Rail and Rapid Transit*; 13 July 2007; Railways and Transportation Group, University of A Coruña, ETS Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, A Coruña, Spain
- [53]. Ali Asadi Lari a, Ajay Kapoor b; An investigation to the influence of bogie direction reversal on equalizing rail vehicle wheel wear; *Wear* 265 (2008) 65–71; 22 October 2007; a Iran University of Science and Technology, School of Railway Engineering, Tehran Iran b The University of Newcastle upon Tyne, Mechanical and System Engineering Department, Newcastle United Kingdom
- [54]. I.Y. Shevtsov, V.L. Markine, C. Esveld; Design of railway wheel profile taking into account rolling contact fatigue and wear; *wear* (265) 1273–1285; 23 May 2008; Section of Road and Railway Engineering, Faculty of Civil Engineering and Geosciences, Delft University of Technology, Stevinweg 1, 2628 CN, Delft, The Netherlands
- [55]. M. Wiest a,b, E. Kassac, W. Davesa,b, J.C.O. Nielsec, H. Ossberger ; Assessment of methods for calculating contact pressure in wheel-rail/switch contact; *Wear* 265 (2008) 1439–1445; 27 May 2008; a Materials Center Leoben Forschung GmbH, Leoben, Austria b Institute of Mechanics, Montanuniversität Leoben, Leoben, Austria c Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden
- [56]. H.M. Tournay; A future challenge to wheel/rail interaction analysis and design: Predicting worn shapes and resulting damage modes; *wear* 265 1259–1265; 7 July 2008; Transportation Technology Center Inc.(TTCI),Pueblo,CO,USA
- [57]. Sergey Zakharov a,, Irina Goryacheva b, Victor Bogdanov a, Dmitry Pogorelov c, Ilya Zharov a, Vladislav Yazykov c, Elena Torskaya b, Sergey Soshenkov b; Problems with wheel and rail profiles selection and optimization; *Wear* 265 (2008) 1266–1272; 9 June 2008; a All-Russian Railway Research Institute, 10, 3d Mytishchinskaya, Moscow, Russia b Institute for Problems in Mechanics of the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia c Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

- [58]. J Tunna, J Sinclair, and J Perez; A review of wheel wear and rolling contact fatigue; Proc. IMechE Vol. 221 Part F: J. Rail and Rapid Transit; 12 February 2007.; 1Transportation Technology Center Inc., Co, USA  
2Interfleet Technology Ltd, Derby, UK 3Rail Technology Unit of Manchester Metropolitan University,Manchester, UK.
- [59]. XuesongJin, XinbiaoXiao,ZefengWen,JunGuo, MinhaoZhu, An investigationin to the effect of train curving on wear and contact stresses of wheel and rail, TribologyInternational 42 (2009) 475–490,15October2008,State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China