# **Pierdomenico Ruggieri**



# Tesi di Laurea Magistrale

Studio del modello CDTire per analisi Handling e Ride Comfort di un veicolo in relazione ai parametri geometrici e operativi degli pneumatici



Politecnico di Torino Dicembre 2018

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA E AEROSPAZIALE Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

# Laureando: Pierdomenico Ruggieri

Relatore: **Prof. Enrico Galvagno (DIMEAS)** 

Correlatori: Prof. Mauro Velardocchia (DIMEAS)

Prof. Alessandro Vigliani (DIMEAS)

Tutor aziendale: Dott. Ing. Stefano Pizzuto (FCA)

**Sessione Laurea Dicembre 2018** 

# Indice

1. 2.	Introduzione La dinamica del veicolo				
	2.1 Hallo	Modello a bicicletta			
	2.1.1	Analisi Handling			
	2.1.2 Analisi Handling				
	2.2 Ruc	Profili stradali			
	2.2.1	Analisi Ride Comfort			
	2.2.2 2.3 Anal	Analisi Ruc Comfort in ambiente MR SHARC $^{\$}$	ہ ۵		
	2.5 Alla	Modello di voicolo multibody	9		
	2.3.1	Analisi Handling e Ride Comfort	9		
2	Lo nneun				
5.	3.1 Trattazione teorica				
	3.1.1	Brush model	12		
	3.1.2	Modello transitorio a singolo punto di contatto			
	3.1.3	Pacejka Magic Formula			
	3.2 Mod	elli di pneumatico utilizzati nelle simulazioni			
	3.2.1	MF-Tyre			
	3.2.2	MF-SWIFT			
	3.2.3	FTire			
	3.2.4	CDTire	30		
4.	. Simulazioni 4.1 Simulazione di manovre Handling e missioni Ride Comfort		32 32		
	4.1.1	Handling	32		
	4.1.2	Ride Comfort			
	4.2 Sime	ılazioni effettuate			
	4.2.1	MF-Tyre e MF-SWIFT VS CDTire			
	4.2.2	Tool Morphing	37		
	4.2.3	Simulazioni effettuate utilizzando un modello CDTire di uno pneumatico specifico			
5.	Analisi de 5.1 Cont	ei risultati fronto MF-Tyre e MF-SWIFT VS CDTire VS CDTire Morphed	41 41		
	5.1.1	Analisi preliminari	41		
	5.1.2	Analisi qualitativa Morphing: MF-Tyre e MF-SWIFT VS CDTire Morphed	46		
	5.1.3	Analisi qualitativa Morphing: confronto tra modelli CDTire	57		
	5.2 Con	fronto CDTire specifico VS dati sperimentali	63		
	5.2.1	Analisi variazione pressione	63		
	5.2.2	Analisi variazione canale			
6.	Conclusio	oni			
	6.1 Cone	clusioni e considerazioni finali			
	6.2 Next	Steps	79		
E B	Elenco delle Figure				

# 1. Introduzione

Nel settore Automotive, l'utilizzo di Software di simulazione è di fondamentale importanza.

In un ambiente in continuo sviluppo, con tempi di consegna sempre più stringenti e requisiti di progetto sempre più elevati, cresce la necessità di disporre strumenti in grado di assistere la progettazione, fornendo risultati più accurati e permettendo di risparmiare tempo e risorse economiche.

Tale necessità guida la ricerca verso lo sviluppo di nuovi modelli di calcolo da implementare nei SW di simulazione, più complessi e in grado di rappresentare con più accuratezza i modelli reali.

In particolare, questo lavoro di tesi è basato sullo studio di un nuovo modello di pneumatico, noto come CDTire 3D.

CDTire (Comfort and Durability Tire) 3D fa parte dell'omonima famiglia di modelli di pneumatico, sviluppata da *Fraunhofer ITWM* (organizzazione tedesca per lo sviluppo della ricerca applicata); a differenza di quelli più comunemente utilizzati, il CDTire è un modello fisico-teorico: questa caratteristica ha permesso lo sviluppo di un Tool di Moprhing, in grado di modificare la geometria del modello, lasciandone invariate le caratteristiche strutturali; essere in grado di creare un nuovo modello, con le stesse caratteristiche strutturali, ma geometria diversa rispetto al precedente, senza dover effettuare nuovamente la caratterizzazione dello pneumatico, offre un enorme vantaggio nella progettazione di un autoveicolo, permettendo di risparmiare tempo e risorse economiche nella scelta della taglia di pneumatico più idonea.

Il ruolo svolto dagli pneumatici nella dinamica del veicolo è di fondamentale importanza, in quanto essi costituiscono il mezzo mediante il quale la vettura scambia forze con il suolo, rendendone possibile il moto. È quindi necessario essere in grado di descrivere e prevedere i fenomeni che intervengono nella generazione di tali forze.

I materiali utilizzati e la struttura dello pneumatico, lo rendono un componente dal comportamento fortemente non lineare ed estremamente complesso da analizzare; gli studi effettuati sulla dinamica dello pneumatico, hanno portato alla formulazione di diversi modelli, che si distinguono tra loro per complessità e capacità descrittiva. Il tipo ti approccio al problema, permette di dividere questi modelli in due categorie:

- modelli empirico-matematici, i quali determinano il comportamento dello pneumatico, senza giustificarlo dal punto di vista fisico; le equazioni che li costituiscono sono basate su un approccio empirico al problema, ovvero su dati sperimentali; in questi modelli non vengono utilizzati tutti i parametri geometrici dello pneumatico come input per determinarne il comportamento, il che rende impossibile la creazione di un Tool per il Morphing della geometria;
- modelli fisico-teorici, che giustificano e descrivono i fenomeni che intervengono nella dinamica dello pneumatico basandosi su un approccio meccanico al problema; le equazioni che li descrivono hanno significato fisico e rendono il modello complesso, per via della natura del componente analizzato.

I modelli empirico-matematici sono solitamente più semplici da implementare in un calcolatore e richiedono potenza di calcolo inferiore rispetto a quelli fisico-teorici; questa caratteristica li ha resi i più diffusi tra i SW di calcolo per analisi di tipo Handling e Ride Comfort, al contrario dei modelli fisico-teorici, i quali risultano molto più esigenti dal punto di vista computazionale e più complessi da gestire e implementare.

Tra i modelli empirico-matematici, si citano quelli utilizzati durante il lavoro di tesi, basati sulla Formula Magica di Pacejka: MF-Tyre, utilizzato per analisi di tipo Handling, e MF-SWIFT, utilizzato per analisi di tipo Ride Comfort; le simulazioni effettuate con questi modelli sono state prese come riferimento per valutare le prestazioni del CDTire 3D.

Questo lavoro di tesi è nato dalla collaborazione tra il Politecnico di Torino e l'azienda FCA Italy S.P.A., la quale ne ha approvato la pubblicazione: durante il tirocinio curricolare della durata di 300 h, è stata presa familiarità con il SW di calcolo per analisi multibody MB-SHARC<sup>®</sup> e con le tecniche di studio del comportamento Handling e Ride Comfort di un'autovettura; successivamente, un modello CDTire 3D di prova, fornito da Fraunhofer ITWM, è stato implementato nel modello di veicolo e sono state effettuate le prime

simulazioni, con lo scopo di rendere compatibile il modello di pneumatico con il SW di simulazione e di ottimizzare le impostazioni del solutore, in modo da ridurre i tempi di calcolo; terminato il tirocinio, la collaborazione con l'azienda è proseguita, permettendo lo sviluppo del presente lavoro di tesi.

I contenuti appresi e i risultati ottenuti durante lo stage costituiscono le fondamenta di questo elaborato, nel quale si riporta l'analisi dei risultati di simulazioni di manovre Handling e missioni Ride Comfort in ambiente MB-SHARC<sup>®</sup>, effettuate su un modello di veicolo completo, dopo l'implementazione del modello di pneumatico CDTire, al variare di parametri geometrici e operativi degli pneumatici.

Le manovre Handling simulate sono state utili a determinare il comportamento in dinamica laterale del veicolo:

- Slow Ramp Steer, manovra utile ad analizzare il comportamento del veicolo in regime stazionario;
- Frequency Sweep Steer, la quale permette di analizzare il comportamento del veicolo in regime transitorio, per diversi valori di accelerazione laterale massima raggiunta nella manovra.

Le missioni Ride Comfort, invece, sono state simulate con lo scopo di determinare e analizzare le accelerazioni verticali e longitudinali in determinati punti del veicolo, in diverse missioni:

- Traversina simmetrica: attraversamento di un ostacolo, rappresentante una sollecitazione di tipo impulsivo;
- Pista inglese: attraversamento di un manto stradale sconnesso, che genera sollecitazioni di ampiezza elevata;
- Autostrada liscia: attraversamento di un manto stradale liscio, che genera sollecitazioni di ampiezza ridotta, ma in un ampio range di frequenza.

Le analisi sono focalizzate sullo studio del CDTire; effettuare simulazioni su tutto il veicolo ha permesso, al contempo, di valutare la compatibilità con il SW di calcolo utilizzato in azienda. I risultati ottenuti, infatti, non sono stati utilizzati per determinare le prestazioni dei modelli di veicolo: gli indici analizzati non sono stati confrontati con dei valori di riferimento provenienti da normative utili a valutare il livello prestazionale di una vettura; i confronti sono stati effettuati tra i diversi risultati delle simulazioni, effettuate al variare dei parametri degli pneumatici, con lo scopo di valutare (appunto) le prestazioni del modello CDTire, in termini di affidabilità e accuratezza e della sua predittività al variare dei parametri geometrici e operativi degli pneumatici.

Il lavoro svolto, è strutturato in diverse fasi:

- implementazione del modello CDTire all'interno di MB-SHARC<sup>®</sup>, risolvendo i problemi di incompatibilità ed ottimizzando le impostazioni del solutore; in questa fase sono state effettuate le simulazioni di una manovra Handling, nota come rampa di sterzo (Slow Ramp Steer), implementando prima i modelli standard di pneumatico, poi il CDTire; l'utilizzo di più modelli ha permesso di verificare la coerenza, dal punto di vista fisico, dei risultati ottenuti con il modello CDTire;
- dopo aver ottimizzato le impostazioni del solutore, è stata effettuata la verifica dell'affidabilità del modello, mediante il confronto tra i risultati delle simulazioni effettuate con CDTire e con modelli di pneumatico standard, sia per manovre Handling che missioni Ride Comfort; in particolare, le analisi sono state focalizzate sulla verifica della robustezza e della predittività del modello CDTire dopo l'utilizzo del Tool di Morphing della geometria dello pneumatico è necessario sottolineare che il Tool di Morphing della geometria utilizzato durante questo lavoro di tesi è una versione beta, preliminare, ed è diverso dal Tool commerciale fornito al giorno d'oggi, implementato nel modello CDTire 3D (prende il nome di Tool di Resizing), il quale ha subito aggiornamenti che lo rendono ancor più performante ; per robustezza si intende la capacità del modello di fornire risultati accurati e stabili per diverse condizioni, in grado quindi di fornire risultati coerenti per diverse condizioni di lavoro dello pneumatico e per diverse manovre effettuate; inizialmente sono state svolte analisi di tipo qualitativo, confrontando i risultati delle simulazioni effettuate con i modelli di pneumatico standard, con i risultati ottenuti utilizzando i modelli CDTire pre e post morphing; successivamente è stato analizzato, qualitativamente, l'andamento del comportamento del veicolo al variare della pressione di insufflazione degli pneumatici e della larghezza del canale del cerchio, confrontando i

risultati ottenuti utilizzando modelli CDTire di taglie diverse (creati utilizzando il Tool di Morphing della geometria);

 infine, il comportamento del modello CDTire è stato valutato quantitativamente, mediante confronti numerico-sperimentali; sono stati analizzati gli andamenti del comportamento dell'intera vettura al variare dei parametri operativi (pressione di insufflazione) e geometrici (larghezza del canale del cerchio) degli pneumatici; per mantenere la riservatezza dei risultati ottenuti, i confronti tra risultati numerici e sperimentali sono stati riportati in relativo.

Per quest'ultima fase è stata effettuata, dalla casa costruttrice, la caratterizzazione degli pneumatici montati sulla vettura utilizzata per effettuare i test; mediante tale caratterizzazione è stato creato un modello CDTire rappresentativo degli pneumatici reali.

Si ritiene opportuno sottolineare che il modello CDTire fornito dall'azienda costruttrice e utilizzato durante questo lavoro di tesi è il frutto della prima caratterizzazione dello pneumatico reale; i dati raccolti durante questo lavoro di tesi sono stati quindi condivisi con Fraunhofer ITWM e con l'azienda costruttrice, le quali hanno intrapreso una collaborazione per perfezionare l'identificazione dei parametri del modello CDTire in modo da renderlo ancor più fedele allo pneumatico reale.

Le prove sperimentali sono state effettuate presso le piste di Balocco.

Il modello multibody della vettura è stato reso conforme a quello reale e le simulazioni sono state effettuate nelle stesse condizioni delle prove sperimentali, accertandosi che le differenze riscontrate tra test sperimentali e simulazioni fossero esclusivamente relative ai modelli di pneumatico.

Il presente elaborato è suddiviso in sei capitoli.

A questo di introduzione al lavoro svolto, seguono due di trattazione teorica: il primo fornisce un backgorund sulla dinamica del veicolo, sui modelli di veicolo utilizzati per effettuare analisi di tipo Handling e Ride Comfort e sul SW MB-SHARC<sup>®</sup>, mentre il secondo è focalizzato sui modelli di pneumatico. In particolare, viene prima descritto il modello fisico-teorico noto come *brush model* (modello a spazzola), poi quello empirico-matematico, descritto dalla Formula Magica di Pacejka; si è scelto di inserire nell'elaborato una trattazione dettagliata del modello a spazzola per descrivere e giustificare i fenomeni che determinano la dinamica dello pneumatico, dando loro significato fisico e fornendo il background teorico utile ad analizzare in modo critico i risultati ottenuti mediante le simulazioni. A queste due trattazioni teoriche, sempre all'interno del terzo capitolo, segue l'introduzione ai modelli di pneumatico utilizzati per le simulazioni: MF-Tyre, MF-SWIFT e CDTire, implementati nel SW MB-SHARC<sup>®</sup> e utilizzati durante questo lavoro di tesi; viene inoltre brevemente introdotto un modello fisico di pneumatico, di complessità paragonabile al CDTire, noto come FTire.

Nel quarto capitolo vengono prima descritte le manovre Handling e le missioni Ride Comfort utilizzate per le simulazioni, successivamente vengono introdotte le varie fasi in cui il presente lavoro di tesi è suddiviso, facendo riferimento alle simulazioni effettuate in ciascuna di esse, al loro scopo e ai modelli utilizzati.

I risultati ottenuti dalle simulazioni sono raccolti e analizzati nel quinto capitolo; alle analisi, nel sesto ed ultimo capitolo, seguono le conclusioni: vengono prima effettuate considerazioni sul modello CDTire, sulla sua affidabilità, robustezza e predittività, poi proposti nuovi spunti per possibili sviluppi e lavori futuri basati su questo lavoro di tesi.

I riferimenti bibliografici, riportati in Bibliografia, sono stati utili a formulare le trattazioni teoriche riguardanti sia i modelli di pneumatico che i modelli di veicolo.

# 2. La dinamica del veicolo

Durante la progettazione di un autoveicolo, lo studio del suo comportamento dinamico è di fondamentale importanza. Tale studio permette di determinare e analizzare il moto di un veicolo sottoposto all'applicazione di forze esterne, quali:

- forze suolo-pneumatico;
- forze aerodinamiche;
- forza gravitazionale.

La dinamica del veicolo comprende i comportamenti Handling e Ride Comfort, definiti rispettivamente come:

- comportamento direzionale, definito dalla risposta del veicolo a input assegnati dai comandi del guidatore o espressi attraverso forze esterne applicate;
- comportamento vibrazionale, definito dalla risposta del veicolo a input assegnati esclusivamente alle ruote, attraverso l'interazione con le asperità del manto stradale.

Al fine di determinare in maniera univoca la dinamica del veicolo è necessario definire i sistemi di riferimento:

- Sistema di riferimento fisso: XYZ;
- Sistema di riferimento veicolo: xyz, centrato nel centro di massa del veicolo G e solidale al veicolo;
- Sistema di riferimento veicolo ausiliare: x'y'z', in moto con il veicolo, utile a definire gli angoli di imbardata Ψ, rollio θ e beccheggio Φ.

I sistemi di riferimento così definiti sono rappresentati in **Figura 2.1**, insieme ai moti caratteristici del veicolo, quali:

- angolo di imbardata Ψ: angolo tra asse X sistema fisso e asse x' sistema ausiliare (nel piano XY);
- angolo di beccheggio Φ: angolo tra asse x sistema veicolo e asse x' sistema ausiliare (nel piano XZ);
- angolo di rollio θ: angolo tra asse y sistema veicolo e asse y' sistema ausiliare (nel piano YZ).

È inoltre importante definire:

- vettore velocità V: vettore rappresentante la velocità del centro di massa del veicolo, per definizione tangente alla traiettoria del veicolo stesso;
- accelerazione laterale ay: componente laterale (parallela a y') del vettore accelerazione del baricentro del veicolo;
- angolo di assetto β: angolo tra asse x' sistema ausiliare e vettore velocità V;



Figura 2.1 – Sistema di riferimento veicolo [1]

### 2.1 Handling

L'analisi del comportamento Handling si basa sullo studio della dinamica di un veicolo in moto su strada piana, il quale può essere effettuato mediante l'utilizzo di innumerevoli modelli matematici, più o meno complessi. In genere possono essere analizzate sia la dinamica laterale che quella longitudinale; in questo lavoro di tesi, tuttavia, l'attenzione è focalizzata esclusivamente su quella laterale.

Per favorire la comprensione di alcuni dei parametri che verranno analizzati nel presente lavoro di tesi, si propone una breve trattazione del più semplice modello utilizzato nelle analisi di tipo Handling per lo studio della dinamica laterale del veicolo: il modello a bicicletta; tale trattazione fa riferimento agli "Appunti del corso di Meccanica del Veicolo" [2].

#### 2.1.1 Modello a bicicletta

In questo modello il veicolo è rappresentato mediante una linea e le sue proprietà meccaniche (massa e momento di inerzia) sono parametri concentrati, applicati in un punto rappresentante il baricentro del veicolo. Ad ogni estremo del veicolo è collegato un solo pneumatico, che rappresenta le caratteristiche medie (in campo lineare) dell'assale. Il modello risulta quindi estremamente limitato, non essendo in grado di apprezzare i moti di cassa (tra i quali quelli di rollio e beccheggio), gli effetti dovuti alla presenza di sospensioni e le azioni aerodinamiche; tuttavia permette di determinare, in campo lineare, i gradienti di sottosterzo e di assetto, di fondamentale importanza nelle analisi Handling.

In Figura 2.2 è rappresentato il modello a bicicletta; in particolare, il veicolo si muove a velocità costante V (moto stazionario), su una traiettoria curvilinea di raggio R molto maggiore del passo della vettura L.

Dove:

- Fy<sub>f</sub> forza laterale agente sull'assale anteriore;
- Fy<sub>r</sub> forza laterale agente sull'assale posteriore;
- $C_{\alpha f}$  rigidezza di deriva dell'assale anteriore;
- C<sub>ar</sub> rigidezza di deriva dell'assale posteriore;
- $\alpha_{\rm f}$  angolo di deriva assale anteriore;
- $\alpha_r$  angolo di deriva assale posteriore;
- $\beta$  angolo d'assetto;
- a distanza tra assale anteriore e centro di massa;
- b distanza tra assale posteriore e centro di massa;
- $\delta$  angolo di sterzo.

Inoltre, si introducono:

- comportamento lineare dell'assale:  $F_y = C_{\alpha} \cdot \alpha$ .

- δ<sub>vol</sub> = τ ⋅ δ angolo volante, con τ rapporto di sterzo;
- m massa del veicolo;
- m<sub>f</sub> ≐ m ⋅ <sup>b</sup>/<sub>L</sub> e m<sub>r</sub> ≐ m ⋅ <sup>a</sup>/<sub>L</sub>, masse equivalenti sugli assali anteriore (f) e posteriore (r), ottenute mediante l'equilibrio;

e si ipotizza che: - raggio di curvatura R elevato  $\Rightarrow \delta$ ,  $\alpha_{f}$ ,  $\alpha_{r}$ ,  $\beta \rightarrow 0$ ;

Figura 2.2 – Modello a bicicletta [1]

Fyr

Ω,

Considerando le ipotesi e le grandezze introdotte, risolvendo sia l'equilibrio laterale che quello alla rotazione, si ottiene:

$$\delta_{vol} - \delta_{vol,0} = \left(\frac{m_f}{C_{\alpha f}} - \frac{m_r}{C_{\alpha r}}\right) \cdot \tau \cdot a_y = K_{US} \cdot a_y$$
(2.1)

$$\beta - \beta_0 = -\frac{m_r}{C_{\alpha r}} \cdot a_y = -K_\beta \cdot a_y \tag{2.2}$$

con  $\delta_{vol,0} = \frac{L}{R} \in \beta_0 = \frac{b}{R}$  angoli di volante e di assetto che si avrebbero in condizioni di sterzata cinematica.

I gradienti di sottosterzo K<sub>US</sub> e di assetto K<sub>B</sub> rappresentano, rispettivamente, la pendenza in campo lineare delle curve di sottosterzo e di assetto, mostrate in Figura 2.3.



Figura 2.3 – Curva di sottosterzo (sx) e curva di assetto (dx)

Per l'analisi di altri modelli di veicolo, più dettagliati e complessi, in grado di descrivere altri fenomeni coinvolti nella dinamica del veicolo, si fa riferimento ai testi "Dinamica del veicolo" di M. Guiggiani [3] e "Meccanica dell'autoveicolo" di G. Genta [4].

#### 2.1.2 Analisi Handling

L'analisi delle prestazioni Handling di un veicolo viene effettuata mediante diverse manovre, normate e non, che possono essere suddivise in manovre di stato stazionario e di stato transitorio. Un'altra classificazione viene invece effettuata in base all'input dato al veicolo dal guidatore (che interviene su volante, cambio, acceleratore, freno): quando quest'input è prestabilito, indipendentemente dal risultato che genera, la manovra viene detta in anello aperto; quando, invece, il guidatore manipola i comandi del veicolo in modo da far percorrere al veicolo stesso una determinata traiettoria o da far raggiungere determinati valori alle grandezze fisiche in gioco (come, ad esempio, l'accelerazione laterale) si sta effettuando una manovra in anello chiuso.

Le manovre di stato stazionario sono tutte eseguite percorrendo a velocità costante una traiettoria curvilinea a raggio costante e possono essere definite attraverso sistemi di equazioni algebriche non lineari.

La manovra stazionaria più semplice, normata, ad anello aperto, prende il nome di Steering Pad (ISO 4138): il veicolo viene guidato a velocità costante, descrivendo una circonferenza di raggio R (angolo di sterzo costante); risulta essere una manovra ad anello aperto in quanto i controlli (sterzo e acceleratore) sono bloccati durante il periodo di test, al fine di garantire un moto in regime stazionario. Questo test consente di valutare gli indici caratteristici della dinamica laterale (tra i quali  $K_{US}$  e  $K_{\beta}$ ), nonché l'angolo di rollio, per diversi valori di accelerazione laterale (ottenuta percorrendo traiettorie di raggio diverso, alla stessa velocità).

Tra le manovre transitorie più comuni, vi sono:

- Step Steering Input (ISO 7401), mantenendo il gas costante, partendo da una velocità prestabilita, viene imposto un input di sterzo il più velocemente possibile e viene mantenuto costante per 3 secondi; successivamente viene rilasciato lo sterzo, lasciando la vettura libera di riallinearsi; la manovra va effettuata partendo da 10°, fino a raggiungere il limite di sterzata della vettura, con step di 5°; la manovra viene effettuata per determinare il comportamento in transitorio laterale del veicolo, la sua stabilità, i moti di cassa e la capacità di riallineamento dello sterzo;
- Tip In/Tip Out (ISO 9816), guidando la vettura in stato stazionario si impone un input sul pedale acceleratore, schiacciandolo (Tip In) o rilasciandolo (Tip Out) il più velocemente possibile e mantenendo costante l'angolo di sterzo; le due manovre vanno effettuate a velocità diverse, in modo da raggiungere ay = 0.4 g per Tip In e ay = 0.85 ay<sub>max</sub> per Tip Out; tale manovra viene effettuata con lo scopo di analizzare la stabilità del veicolo e la deviazione dalla traiettoria imposta;
- Frenata in un test di curva (ISO 7975), manovra ad anello aperto, utile ad esaminare l'effetto della frenata sul mantenimento della traiettoria e sul comportamento direzionale di un veicolo, intervenendo esclusivamente sul pedale del freno;
- ISO Lane Change (ISO 3888), manovra effettuata per valutare il comportamento della vettura durante repentini cambi di traiettoria, atti ad evitare un ostacolo.

Una manovra ad anello aperto utilizzata nelle analisi Handling di questo lavoro di tesi prende il nome di *Slow Ramp Steer*: a gas costante (acceleratore bloccato), o a velocità costante, viene fatto variare l'angolo di sterzo da un valore iniziale (tipicamente 0°) ad un valore finale, impostando la rampa di sterzo, ovvero la velocità di rotazione del volante [°/s]; tale manovra può essere utile a determinare sia il comportamento in regime transitorio, che quello in regime quasi-stazionario, a seconda della velocità di variazione dell'angolo di sterzo. Con questa manovra è possibile determinare le curve di sottosterzo, di assetto e di rollio al variare dell'accelerazione laterale.

Un'altra manovra effettuata, infine, prende il nome di *Frequency Sweep Steer* o *Sweep Sine Maneouvre* (ISO 7401, ISO/TR 8726): il guidatore impone un input sinusoidale allo sterzo, caratterizzato da ampiezza costante e frequenza variabile, solitamente tra 0 e 4 Hz (frequenze tipiche delle analisi Handling); la variazione di frequenza si ottiene aumentando la velocità di rotazione dello sterzo nel tempo. La manovra può essere effettuata sia in anello aperto, impostando l'ampiezza della sinusoide, che in anello chiuso, imponendo come obiettivo il valore massimo di accelerazione laterale raggiunta. Scopo della manovra è quello di determinare la risposta del veicolo in regime di moto transitorio; i risultati ottenuti vengono analizzati nel dominio delle frequenze, in termini di guadagno e fase delle grandezze caratteristiche della dinamica del veicolo, tra le quali vi sono l'accelerazione laterale e gli angoli di sterzo, assetto, rollio e imbardata.

### 2.2 Ride Comfort

Lo studio del Ride Comfort è incentrato sull'analisi delle vibrazioni, che viene effettuata misurando le accelerazioni in determinati punti del veicolo, alcune delle quali sono accelerazioni sono riportate in **Tabella 2.1**.

	Canale	Descrizione
	XM1	Mozzo FL
Accelerazione	XM3	Mozzo RL
longitudinale [g]	XXG	Guida Sedile Conducente
	ZM1	Mozzo FL
	ZM3	Mozzo RL
	ZD1	Duomo FL
Accelerazione	ZD3	Duomo RL
verticale [g]	ZTM	Testa Motore
	ZZG	Guida Sedile Conducente
	ZZP	Pedana

Tabella 2.1 - Canali utilizzati nelle analisi Ride Comfort

I modelli matematici trattati in [3] e [4] consentono di determinare le caratteristiche di smorzamento e rigidezza delle sospensioni, basandosi su criteri di ottimizzazione legati all'analisi in frequenza di forze e accelerazioni trasmesse alla cassa dalle asperità stradali; tuttavia, essendo modelli a parametri concentrati (costituiti da un insieme di masse, molle e smorzatori) estremamente semplificati - in termini di gradi di libertà, geometria, ecc - essi non permettono di effettuare un'analisi dettagliata delle accelerazioni nei diversi punti caratteristici del veicolo; per questo motivo vengono citati, ma non vengono trattati nel presente lavoro di tesi.

Risulta invece indispensabile introdurre le tipologie di strade utilizzate nelle manovre, in quanto, per via delle asperità, costituiscono la fonte di eccitazione del sistema veicolo.

#### 2.2.1 Profili stradali

L'interazione tra gli pneumatici e le asperità del manto stradale genera delle azioni dinamiche che si ripercuotono in tutto il veicolo.

Nei modelli matematici, le asperità stradali sono spesso rappresentate in modo deterministico, da funzioni periodiche definite nel dominio del tempo, caratterizzate da una somma di contributi armonici; risulta quindi semplice determinare la risposta in frequenza del sistema veicolo. Nelle sperimentazioni, invece, il tipo di input fornito dalla strada è generalmente di tipo Radom e definito nel dominio dello spazio; vengono dunque utilizzati metodi statistici per la caratterizzazione del manto stradale: mediante le rilevazioni del profilo stradale è possibile definire delle funzioni nel dominio spaziale g(x); di queste funzioni viene calcolata la densità spettrale di potenza (PSD - Power Spectral Density), utilizzata nelle normative per caratterizzare il manto stradale.

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) \cdot e^{-i\omega\tau} d\tau$$
(2.3)

$$R(\tau) \doteq \lim_{L \to \infty} \frac{1}{L} \cdot \int_{-L/2}^{L/2} g(x) \cdot g(x-\tau) \mathrm{d}x$$
(2.4)

 $R(\tau)$  è nota come *funzione di autocorrelazione*, mentre  $\omega=2\pi f$  è la pulsazione data dalla frequenza spaziale f.

Da risultati sperimentali si è ottenuto che la PSD può essere anche determinata mediante la relazione (2.5); la normativa classifica le strade in base ai due coefficienti  $C_0$  ed N.

$$S(\omega) = C_0 \cdot f^N \tag{2.5}$$

In Figura 2.4 si riportano degli esempi di densità spettrale di potenza nello spettro in frequenza spaziale calcolata per un manto stradale; è possibile notare come all'aumentare della frequenza, vi è una riduzione della

PSD. Inoltre, è possibile notare l'influenza della variazione di velocità: aumentando la velocità di percorrenza, si percorre lo stesso spazio in un tempo minore, aumentando quindi la frequenza temporale di eccitazione; questo corrisponde ad una traslazione delle ascisse, quindi la curva della PSD nel dominio delle frequenze temporali risulta traslata nel grafico.



Figura 2.4 – Esempio PSD: misurata (sx), influenza variazione velocità (dx)

### 2.2.2 Analisi Ride Comfort

Le azioni dovute all'interazione con le asperità stradali sono fortemente legate alla lunghezza d'onda della rappresentazione matematica del profilo stradale. In particolare, per lunghezze d'onda ampie (frequenza ridotta) le forze sviluppate tra il suolo e le ruote sono essenzialmente verticali. Un esempio di questa condizione è l'attraversamento di lunghi avvallamenti: questa manovra evidenzia il bilanciamento tra rigidezza e smorzamento delle sospensioni e le caratteristiche inerziali della scocca, le quali determinano i fenomeni di beccheggio e scuotimento verticale, modi di vibrare pesantemente eccitati dal passaggio sull'avvallamento. Data l'elevata corsa delle sospensioni che si rileva in questo tipo di manovre, vengono anche sfruttate per mettere a punto l'intervento dei tamponi di fine corsa.

È bene sottolineare che la frequenza dell'eccitante dipende dalla velocità di percorrenza, quindi questa viene variata in modo da eccitare il sistema in diversi range di frequenza.

Diminuendo la lunghezza d'onda delle asperità stradali è possibile eccitare il sistema a frequenze più elevate; aumentando la frequenza di eccitazione è possibile valutare il contributo vibrazionale delle sospensioni, del motore e degli altri sistemi con modi a frequenza propria più elevata. In questi casi vengono a crearsi anche azioni in direzione longitudinale e, in presenza di asperità sghembe, trasversale. Ciò richiede un aumento della complessità del modello di pneumatico

Come precedentemente accennato, la valutazione del Ride Comfort di un veicolo è basata sull'analisi delle accelerazioni. Gli indici di riferimento sono infatti basati su *time history* e *spettri in frequenza* delle accelerazioni misurate.

In caso di evento impulsivo, di breve durata, le analisi effettuate sulla *time history* del segnale sono utili a determinare l'ampiezza picco-picco del segnale e il tempo di dissipazione; quest'ultimo parametro sta ad indicare, appunto, il tempo di dissipazione dell'energia vibrazionale associata ad un segnale transitorio ed è utile a descrivere la durata (percepita) delle oscillazioni dovute ad un fenomeno impulsivo.

In caso di evento Random, invece, viene analizzato lo *spettro in frequenza* delle accelerazioni misurate; questo è di fondamentale importanza in quanto la percezione delle vibrazioni di un essere umano varia in funzione della frequenza; è quindi possibile utilizzare dei filtri di sensibilità dell'uomo alle vibrazioni (ad esempio, mediante la norma ISO 2631, British Standard 6841). In queste analisi, i valori RMS sono di fondamentale importanza, in quanto permettono di determinare il contributo energetico del segnale accelerometrico; questi possono essere calcolati considerando l'intero segnale, oppure determinati range di frequenza: il calcolo del valore RMS di un determinato range, permette di determinare il contributo energetico dovuto esclusivamente a quelle frequenze; essendo il corpo umano più o meno sensibile in funzione della frequenza, questo calcolo è utile a valutare il comfort percepito.

In questo lavoro di tesi, l'analisi dei risultati è basata su questi indici. Tuttavia, il modo in cui questi vengono calcolati non può essere descritto, poiché esso (insieme ai valori di riferimento degli indici stessi) fa parte di procedure e normative aziendali riservate.

# 2.3 Analisi Handling e Ride Comfort in ambiente MB-SHARC<sup>®</sup>

L'approccio ai concetti di Handling e Ride Comfort, le analisi preliminari sulla risposta dinamica di un veicolo e la progettazione delle sospensioni, vengono effettuati con l'ausilio dei modelli matematici semplificati precedentemente citati. Oltre a questi, tuttavia, vi sono modelli più complessi, implementati in determinati SW, in grado di fornire analisi più accurate. Tra questi, i modelli multibody ricoprono un ruolo fondamentale nella progettazione di un veicolo.

Il Software utilizzato nel presente lavoro di tesi è denominato MB-SHARC<sup>®</sup> (Multibody – Suspension Handling And Ride Comfort), customizzazione del CRF (Centro Ricerche Fiat) per FCA del SW Adams/Car (Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems), largamente utilizzato nell'industria Automotive.

#### 2.3.1 Modello di veicolo multibody

I modelli multobody prendono il posto dei modelli semplificati all'interno del processo di progettazione di un veicolo, soprattutto per le analisi vibrazionali, in quanto permetto di stimare in maniera più dettagliata le prestazioni del veicolo, nonché di impostare con precisione geometria e caratteristiche dei singoli componenti che lo costituiscono.

Un modello multibody è costituito da un insieme di corpi rigidi (6 gdl) o flessibili, disposti secondo una geometria tridimensionale, collegati tra loro da giunti cinematici (sferici, traslazionali, ecc.) e da elementi sviluppanti forze dipendenti da spostamenti, velocità relative, ecc., che approssimano le caratteristiche dei componenti del sistema (molle ad elica, smorzatori viscosi, tasselli in elastomero, ecc.). La modellazione mediante corpi rigidi permette di ridurre notevolmente il costo computazionale rispetto ai modelli FEM, mantenendo però un'accuratezza sufficientemente elevata.

La modellazione in MB-SHARC<sup>®</sup> è basata su sottosistemi (*subsystems*), composti da corpi (*part*), uniti a creare un *assembly*. È possibile creare *assembly* rappresentanti sia un particolare insieme di componenti, come sospensioni e sterzo, sia l'intero veicolo. Una volta creato l'*assembly*, è facilmente possibile modificare/sostituire/eliminare un *subsystem*, in

modo da modificare e/o aggiornare il veicolo, senza dover ricreare interamente il modello.

I modelli utilizzati per le simulazioni Handling e quelli utilizzati per le simulazioni Ride Comfort, si differiscono tra loro per l'utilizzo di determinati componenti, quali boccole e ruote; dovendo valutare un range di frequenza più ampio, per i modelli Ride Comfort vengono utilizzate boccole in grado di fornire una risposta dinamica, quindi le loro caratteristiche di rigidezza e smorzamento variano in base alla frequenza della forzante applicata ai componenti; per quanto riguarda le ruote, invece, vengono utilizzati modelli ben più complessi e descrittivi, in grado di inviluppare la strada e di essere accurati anche in presenza di forzanti a frequenza elevata (di questi si parlerà nello specifico nel capitolo successivo).

Una volta allestito il modello di veicolo, è possibile procedere alla simulazione sia di eventi rappresentanti le manovre Handling e Ride Comfort sopra citate, sia di eventi creati ad hoc per il test di sottosistemi (ruote, sospensioni, ecc).

#### 2.3.2 Analisi Handling e Ride Comfort

Il SW MB-SHARC<sup>®</sup> permette, come anticipato, di simulare manovre sia standardizzate che customizzate; è possibile effettuarle sia in anello chiuso che in anello aperto; nel primo caso vengono effettuate in automatico delle pre-analisi, in modo da determinare i parametri da impostare per ottenere i valori obiettivo (ad esempio, quale angolo di sterzo impostare per raggiungere una determinata accelerazione laterale).

All'interno del modello è anche possibile definire la posizione degli accelerometri, utili a determinare le accelerazioni nei punti utili all'analisi delle prestazioni Ride Comfort.

Il post-processing dei risultati può essere effettuato sia all'interno, che all'esterno di MB-SHARC<sup>®</sup>, con l'eventuale utilizzo di SW ausiliari, utilizzati soprattutto nelle correlazioni numerico-sperimentali. Mediante

l'utilizzo delle *request*, che vengono create in fase di creazione del modello, è possibile creare i plot delle grandezze di interesse, in modo da estrapolare gli indici di caratterizzazione delle prestazioni di un veicolo.

In MB-SHARC<sup>®</sup> sono inoltre stati implementati diversi Tool che facilitano le operazioni di post-processing; tra questi, il Tool in grado di effettuare la FFT del segnale e di calcolarne il valore RMS, si è rivelato di fondamentale importanza nelle analisi Ride Comfort.

# 3. Lo pneumatico

Il ruolo svolto dalle ruote è di fondamentale importanza nella dinamica del veicolo, in quanto esse costituiscono il mezzo mediante il quale il veicolo scambia forze con il suolo.

Nelle successive analisi il manto stradale verrà assunto sempre come ideale. Assumendolo rigido, è necessario che la ruota sia composta da un corpo deformabile: lo pneumatico.

Le funzioni svolte da questo componente sono:

- Fornire forze per controllare e stabilizzare il veicolo;
- Trasmettere coppia al suolo (trazione);
- Filtrare le asperità stradali (comfort).

La deformabilità dello pneumatico è una caratteristica fondamentale in quanto, oltre a permettere lo scambio di forze (attraverso la zona di contatto, "orma" o "impronta"), rende possibile il mantenimento del contatto ruota-strada anche in presenza di piccole asperità e la copertura in gomma garantisce una buona aderenza. La "tenuta di strada" del veicolo è fortemente influenzata da questi due fattori; inoltre, la deformabilità in senso radiale contribuisce al miglioramento del comfort di marcia.

La struttura fortemente composita dello pneumatico è responsabile di tali caratteristiche; essa è composta da una carcassa di fibre intrecciate, flessibili ma molto rigide estensionalmente, immersa in una matrice di gomma molto deformabile e con elevate caratteristiche di aderenza con il suolo.

Come ben noto, un altro componente essenziale dello pneumatico è l'aria insufflata al suo interno, in grado di conferire stabilità e rigidezza strutturale all'insieme, mantenendo contenuto il peso della ruota.

La struttura dello pneumatico è mostrata in Figura 3.1.



La nomenclatura dello pneumatico è inoltre essenziale per evincerne le principali caratteristiche; un esempio è riportato in **Figura 3.2**.



Codici di treadwear, trazione e temperatura Figura 3.2 – Nomenclatura pneumatico

## 3.1 Trattazione teorica

Per valutare la dinamica dell'intero veicolo è indispensabile formulare un modello di pneumatico in grado di trasmettere forze generate dalla deformazione di un corpo flessibile e di descrivere almeno qualitativamente i fenomeni fisici caratteristici di un componente così complesso.

A tal proposito si è scelto di trattare il cosiddetto "modello a spazzola" (brush model), sviluppato sulla base di una analisi del comportamento fisico dello pneumatico, in grado di rappresentare e descrivere lo scambio di azioni tra pneumatico e suolo in relazione alle caratteristiche complessive, costruttive e operative.

#### 3.1.1 Brush model



Figura 3.3 – Rappresentazione grafica del modello a spazzola [5]

In Figura 3.3 è possibile osservare una rappresentazione grafica del modello.

L'analisi effettuata è incentrata sul piano medio longitudinale della ruota, si considera infatti un disco deformabile solo in senso radiale, di spessore nullo (si perde la dipendenza dalla profondità) e raggio  $r_f$  pari a quello della ruota indeformata. All'estremità del disco vi sono infinite setole radiali, ciascuna di lunghezza trascurabile, che ruotano solidali alla ruota e che possono deformarsi in direzioni parallele al suolo. Durante tale deformazione, la cintura, alla quale le setole sono attaccate, è disposta parallelamente al suolo.

Le variazioni di posizione delle setole, che riproducono le deformazioni degli elementi che compongono il battistrada, sono proporzionali alla forza che lo pneumatico genera nel contatto con la strada.

Fisicamente quindi si considera che il primo elemento che entra nella zona di contatto rimanga perpendicolare al suolo e, nel caso che la ruota si muova in condizioni di puro rotolamento lungo una direzione rettilinea, la setola rimanga tale anche successivamente durante il suo passaggio nella zona di contatto. In presenza invece di scorrimento longitudinale, laterale e di spin, gli elementi che rappresentano il battistrada cambiano la loro posizione descrivendo appunto la deformazione che lo pneumatico subisce.

Come linea guida per lo sviluppo del predetto modello si utilizza il "modello a spazzola" proposto da H.B. Pacejka nel testo "Tire and Vehicle Dynamics" [5].



Considerando il manto stradale indeformabile e perfettamente liscio, esso può essere considerato come un piano matematico.

In **Figura 3.4** sono rappresentati il piano strada (ground-plane) appena citato, il piano del centro ruota (wheelcentre-plane) e due piani perpendicolari al piano strada (normal-ground-plane). La loro intersezione definisce il centro di contatto C tra suolo e pneumatico. Tale punto rappresenta l'origine del sistema di riferimento *contattosuolo* solidale allo pneumatico:

- x individuato dall'intersezione tra il piano longitudinale della ruota e quello stradale, verso coincidente con quello di avanzamento della ruota;
- η asse perpendicolare al piano equatoriale della ruota;
- ✤ y ortogonale agli altri due.

Viene inoltre definito il sistema di riferimento assi-pneumatico (A,  $\xi$ ,  $\eta$ ,  $\zeta$ ), con origine nel centro ruota, A:

- ξ asse parallelo a x;
- $\label{eq:gamma} \ensuremath{ \bullet } \eta \mbox{ asse perpendicolare al piano equatoriale della ruota;}$
- $\Rightarrow$  ζ asse con direzione lungo il raggio ruota **r**, che unisce il centro della ruota A con il centro di contatto C, la cui lunghezza rappresenta il raggio sotto carico dello pneumatico.

Sono inoltre degni di nota l'angolo di deriva  $\alpha$  (slip angle), tra il vettore velocità  $V_c$  del punto di contatto C e la direzione x e l'angolo di camber  $\gamma$  tra il piano perpendicolare al suolo e quello passante per il centro ruota (angolo tra z e  $\zeta$ ).

Definito il sistema di riferimento, è opportuno evidenziare le ipotesi alla base della trattazione del modello:

- regime stazionario;
- ✤ strada piana indeformabile;
- disco deformabile solo radialmente, parallelo al suolo nella zona di contatto;
- \* ogni setola si deforma in modo indipendente dalle altre;
- deformazione lineare delle setole;
- distribuzione parabolica della pressione di contatto: nulla agli estremi dell'orma di contatto, la forma parabolica semplifica i calcoli restando coerente dal punto di vista fisico;
- comportamento isotropo: rigidezza dello pneumatico indipendente dalla direzione di deformazione.

Definite tali ipotesi, è possibile procedere alla determinazione delle forze sviluppate dalla dinamica dello pneumatico, analizzando due condizioni di funzionamento ideali: solo scorrimento laterale e solo scorrimento longitudinale. Tale distinzione risulta fondamentale per la trattazione, in quanto la prima condizione giustifica la nascita della forza laterale Fy e del momento di autoallineamento Mz, mentre la nascita della forza longitudinale. Fx deriva dallo scorrimento longitudinale. In seguito, queste condizioni vengono analizzate contemporaneamente nel caso di scorrimento combinato.

Mediante la seguente trattazione è possibile osservare come il modello a spazzola sia in grado di descrivere i fenomeni fisici che interessano la dinamica dello pneumatico e permetta di calcolare forze e momenti generati dalle interazioni pneumatico-strada. È bene però sottolineare che tali risultati sono frutto di ipotesi più o meno restrittive che inducono ad approssimazioni e, quindi, ad errori numerici.

Si ritiene però indispensabile un'analisi adeguata del modello, fondamentale per descrivere gli andamenti delle grandezze presenti all'interno della formula di Pacejka, implementata nella maggior parte dei modelli di pneumatico utilizzati nei SW di simulazione.



Figura 3.5 – Modello a spazzola: scorrimento laterale [5]

La condizione di solo scorrimento laterale si ha quando lo pneumatico avanza con un angolo di deriva  $\alpha$  non nullo, costante, in assenza di scorrimento longitudinale.

Come già anticipato, tale condizione è utile al calcolo della forza laterale Fy generata dal contatto pneumaticosuolo e del conseguente momento di autoallineamento Mz (il quale tende a portare l'asse x lungo la direzione della velocità di avanzamento V).

Esaminando la zona di contatto, rappresentata nella Figura 3.5, è possibile distinguere due zone:

- zona di aderenza: le estremità delle setole deformate descrivono una traiettoria rettilinea, parallela alla velocità V;
- zona di scorrimento: le estremità delle setole deformate descrivono una traiettoria curvilinea.

La forma descritta delle setole deformate nella zona di scorrimento risulta essere curvilinea in quanto la forza scambiata tra suolo e pneumatico risulta essere inferiore a quella necessaria agli elementi del battistrada per "seguire" la direzione imposta dalla velocità V e dal relativo angolo di deriva  $\alpha$ .

È dunque opportuno descrivere diversamente queste due zone, in quanto le forze scambiate al loro interno assumono espressioni differenti.

La curva tratteggiata rappresenta la deformazione massima possibile dovuta al carico ( $v_{max}$ ), che nel presente studio è considerata parabolica (ipotesi), mentre la deformazione dovuta allo scorrimento laterale (v) è rappresentata dalla retta parallela al vettore velocità di avanzamento V.

Dunque, se:

 $\begin{cases} v < v_{max} \rightarrow Aderenza \\ v \geq v_{max} \rightarrow Scorrimento \end{cases}$ 

Ovvero, si è in aderenza quando  $v < v_{max}$ , cioè quando la forza prodotta dallo pneumatico è inferiore a quella massima generabile in quelle condizioni di aderenza e di carico, mentre si è in scorrimento quando  $v \ge v_{max}$ .

Nella regione di aderenza la variazione lineare si ottiene partendo dall'espressione che descrive la velocità di scorrimento  $V_g$  di un punto generico appartenente al battistrada di uno pneumatico che ruota liberamente con un angolo di deriva  $\alpha$  e di spin  $\varphi$ :

$$V_{gx} = V_C \cdot \left( y\varphi - \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial s} \right)$$
(3.1)

$$V_{gy} = V_C \cdot \left( -tg\alpha - x\phi - \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial s} \right)$$
(3.2)

dove:

- u e v deformazioni rispettivamente lungo x e lungo y,

- s spazio percorso,

- V<sub>c</sub> velocità del centro di contatto.

In condizioni di aderenza, non vi è velocità relativa tra le setole e il suolo, dunque  $V_g = (V_{gx}, V_{gy}) = 0$ . Analizzando esclusivamente la componente laterale  $V_{gy}$  si ha che:

$$\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial s} = -tg\alpha - x\varphi \tag{3.3}$$

Essendo in condizioni stazionarie  $\left(\frac{\partial v}{\partial s} = 0\right)$  e volendo analizzare esclusivamente lo scorrimento laterale ( $\varphi=0$ ), si ottiene:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = -tg\alpha \tag{3.4}$$

La variazione lineare della deformazione laterale v si ottiene integrando la (3.4):

$$v = (a - x) \cdot tg\alpha \tag{3.5}$$

Nota v, è possibile calcolare la forza laterale Fy ed il momento di autoallineamento Mz, introducendo il coefficiente di rigidezza di deriva per unità di lunghezza del singolo elemento di battistrada  $c_{py}$ :

$$F_{y} = \int_{-a}^{a} q_{y} dx = c_{py} \int_{-a}^{a} v dx = c_{py} \int_{-a}^{a} (a-x) tg \alpha \cdot dx = c_{py} tg \alpha \left| \alpha x - \frac{x^{2}}{2} \right|_{-a}^{a} = 2c_{py} \alpha^{2} tg \alpha$$
(3.6)

$$F_{y} = \int_{-a}^{a} q_{y} dx = c_{py} \int_{-a}^{a} v dx = c_{py} \int_{-a}^{a} (a-x) tg \alpha \cdot dx = c_{py} tg \alpha \left| \alpha \frac{x^{2}}{2} - \frac{x^{3}}{3} \right|_{-a}^{a} = -\frac{2}{3} c_{py} \alpha^{3} tg \alpha$$
(3.7)

con q<sub>y</sub> distribuzione della forza laterale.

Superato il limite massimo vmax, la deformazione v assume un andamento differente e, per descriverlo, è necessario che la forza verticale sull'orma di contatto Fz sia nota. Tale forza è pari all'integrale della distribuzione del carico verticale q<sub>z</sub> sull'orma di contatto, per ipotesi assunta di forma parabolica:

$$F_z = \int_{-a}^{a} q_z dx \tag{3.8}$$

$$q_z = kx^2 + c \tag{3.9}$$

Il calcolo delle due costanti k e c permette di ottenere l'espressione di  $q_z$  in funzione di Fz e, introducendo il coefficiente di attrito  $\mu$ , l'espressione della massima distribuzione della forza laterale:

$$q_z = \frac{3F_z}{4a} \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2\right]$$
(3.10)

$$\left|q_{y,max}\right| = \mu \cdot q_z = \mu \cdot \frac{3F_z}{4a} \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2\right]$$
(3.11)

Mediante il coefficiente di rigidezza di deriva  $c_{py}$ , si ricava l'espressione della massima deformazione laterale  $v_{max}$ , indispensabile per distinguere le zone di aderenza e scorrimento:

$$v_{max} = \frac{q_{y,max}}{c_{py}} \tag{3.12}$$

Introducendo ed imponendo costante il parametro  $\theta y$  (3.15) è possibile determinare una lunghezza dell'orma di contatto variabile quadraticamente con il carico:

$$\theta_y = \frac{2c_{py}a^2}{3\mu F_z} \tag{3.13}$$

$$a = \sqrt{\frac{3\mu F_z \theta_y}{2c_{py}}}$$
(3.14)

Per ottenere l'espressione finale della forza laterale Fy, comprensiva del contributo dato dalla zona in scorrimento, è conveniente introdurre definire il parametro adimensionale  $\lambda$ , tale che il punto di transizione aderenza-scorrimento x<sub>t</sub> sia distante 2 $\lambda$  dal bordo d'attacco (**Figura 3.5**), ovvero:

$$(a - x_t) = 2a\lambda \tag{3.15}$$

Concettualmente, la transizione aderenza-scorrimento si ha nel momento in cui il carico laterale in adesione  $q_y$  eguaglia quello laterale massimo  $q_{y, max}$ :

$$|q_{y}| = c_{py}(a - x_{t})|tg\alpha| = |q_{y,max}| = \frac{c_{py}}{2a\theta_{y}}(a - x_{t})(a + x_{t})$$
(3.16)

Dalla (3.16) si ricava l'espressione di  $\lambda$ :

$$\lambda = 1 - \theta_y |tg\alpha| \tag{3.17}$$

La (3.17) è fondamentale invece a calcolare l'angolo di deriva per il quale si ha una condizione di scorrimento laterale totale  $\alpha_{sl}$ , ottenuto imponendo  $\lambda=0$ , ovvero quando tutte le setole presenti nell'orma di contatto (a partire dal bordo d'attacco) sono in scorrimento.

$$tg\alpha_{sl} = \frac{1}{\theta_y}$$
(3.18)

È ora possibile procedere al calcolo della forza laterale complessiva e del momento di autoallineamento, distinguendo la regione di adesione tra x<sub>t</sub><x<a da quella di scorrimento, tra -a<x<x<sub>t</sub>:

$$F_{y} = c_{py} \int_{x_{t}}^{a} (a - x)\sigma_{y} \cdot dx + c_{py} \int_{-a}^{x_{t}} \frac{(a^{2} - x_{t}^{2})}{2a\theta_{y}} dx \qquad se |\alpha| < \alpha_{sl}$$
(3.19)

$$F_{y} = c_{py} \int_{-a}^{a} \frac{(a^{2} - x_{t}^{2})}{2a\theta_{y}} dx \qquad \qquad se |\alpha| \ge \alpha_{sl} \qquad (3.20)$$

$$M_z = c_{py} \int_{x_t}^a (a-x)\sigma_y \cdot x \cdot dx + c_{py} \int_{-a}^{x_t} \frac{(a^2 - x_t^2)}{2a\theta_y} \cdot x \cdot dx \qquad se \ |\alpha| < \alpha_{sl}$$
(3.21)

$$M_z = c_{py} \int_{-a}^{a} \frac{(a^2 - x_t^2)}{2a\theta_y} \cdot x \cdot dx \qquad \qquad se \ |\alpha| \ge \alpha_{sl} \tag{3.22}$$

dove  $\sigma_y := tg\alpha$  scorrimento laterale teorico, quindi:

$$v = (a - x) \cdot \sigma_y \tag{3.23}$$

Risolvendo l'integrale e introducendo  $\lambda$  al posto di x<sub>t</sub>, si ottiene:

$$F_{y} = \mu F_{z}(1-\lambda^{3})sgn(\alpha) = 3\mu F_{z}\theta_{y}\sigma_{y} \cdot \left[1-\left|\theta_{y}\sigma_{y}\right|+\frac{\left(\theta_{y}\sigma_{y}\right)^{2}}{3}\right]$$
 se  $|\alpha| < \alpha_{sl}$  (3.24)

$$F_{y} = \mu F_{z} \, sgn(\alpha) \qquad \qquad se \, |\alpha| \ge \alpha_{sl} \qquad (3.25)$$

$$M_{z} = -\mu F_{z} \lambda^{3} a(1-\lambda) sgn(\alpha) = -\mu F_{z} a \theta_{y} \sigma_{y} \cdot \left[ 1 - 3 \left| \theta_{y} \sigma_{y} \right| + 3 \left( \theta_{y} \sigma_{y} \right)^{2} - \left| \theta_{y} \sigma_{y} \right|^{3} \right] \quad se \ |\alpha| < \alpha_{sl} \quad (3.26)$$

$$M_z = 0 \qquad \qquad se \ |\alpha| \ge \alpha_{sl} \qquad (3.27)$$

È inoltre possibile definire il braccio t che genera il momento Mz:

$$t = -\frac{M_z}{F_y} = \frac{1}{3} \alpha \frac{1 - 3\left|\theta_y \sigma_y\right| + 3\left(\theta_y \sigma_y\right)^2 - \left|\theta_y \sigma_y\right|^3}{1 - \left|\theta_y \sigma_y\right| + \frac{\left(\theta_y \sigma_y\right)^2}{3}}$$

$$t = 0$$

$$se |\alpha| < \alpha_{sl} \quad (3.28)$$

$$se |\alpha| \ge \alpha_{sl} \quad (3.29)$$

$$= 0 \qquad \qquad se |\alpha| \ge \alpha_{sl} \qquad (3.29)$$

Nella Figura 3.6 è possibile osservare l'andamento delle grandezze appena determinate.



Figura 3.6 – Andamento di Fy, Mz e t in funzione dell'angolo di deriva  $\alpha$  [5]

La trattazione sulla generazione di forze longitudinali è analoga a quella appena introdotta per quelle laterali, considerando la ruota in condizioni di solo scorrimento longitudinale, ovvero angolo di deriva nullo ( $\alpha$ =0), che implica che il vettore velocità V ha direzione x: V=(V<sub>x</sub>, 0).

Risulta ora necessario introdurre le grandezze che caratterizzano il moto longitudinale di una ruota dotata di pneumatico.



Figura 3.7 – Raggio effettivo di rotolamento e velocità di scorrimento longitudinale [5]

In Figura 3.7 è possibile osservare tre raggi: indeformato r<sub>f</sub>, sotto carico r ed effettivo r<sub>e</sub>.

Tale distinzione è dovuta alle deformazioni dello pneumatico: anche quando non è soggetta ad alcun momento (frenante o traente), il disco (che rappresenta la ruota nel modello) si deforma in direzione radiale sotto l'azione del carico verticale; inoltre, essendo in presenza di una zona di contatto non puntiforme, vi è anche una deformazione in senso circonferenziale, ovvero quella delle setole. Ciò implica che il raggio di rotolamento effettivo r<sub>e</sub> non coincide né con r sotto carico, né con r<sub>f</sub> indeformato: in particolare si ha r<sub>f</sub><re/r.

Comunemente re viene definito come il raggio di una ruota rigida che trasla e ruota alla stessa velocità della ruota pneumatica in analisi e con centro di rotazione in comune, dunque:

$$r_e = \frac{V_x}{\Omega_0} \tag{3.30}$$

con  $\Omega_0$  velocità angolare in puro rotolamento.

È inoltre necessario considerare le coppie frenanti e traenti che agiscono sulla ruota, le quali inducono un'ulteriore deformazione della fascia di battistrada (delle setole), determinando uno spostamento della posizione del centro di rotazione e, di conseguenza, la comparsa di una velocità di strisciamento  $V_{sx}$  nella zona di contatto con il suolo. Tale velocità causa una variazione di velocità di rotazione rispetto quella in condizioni di puro rotolamento  $\Omega_0$  ed è di seguito definita.

$$V_{sx} = V_x - \Omega \cdot r_e \tag{3.31}$$

Per caratterizzare questo fenomeno, si introduce lo scorrimento longitudinale, ossia il rapporto tra la velocità del centro ruota e quella di scorrimento dell'orma di contatto:

$$s = -\frac{V_{sx}}{V_x} = -\frac{V_x - \Omega \cdot r_e}{V_x}$$
(3.32)

Il segno negativo fa sì che valori di scorrimento positivi si abbiano in presenza di valori positivi di Fx. Esplicitando  $V_x$  nella (3.30) e sostituendo nella (3.32), si ottiene:

$$s = \frac{\Omega}{\Omega_0} - 1 \tag{3.33}$$

Osservando la (3.33) si nota che lo scorrimento così definito è positivo in trazione e negativo in frenata; nel caso in cui la ruota avanzi strisciando senza ruotare (Vsx=Vx e  $\Omega$ =0) lo scorrimento assume valore pari a -1,

mentre non presenta un limite superiore, potendo raggiungere qualsiasi valore positivo fino ad infinito, nel caso in cui lo pneumatico ruoti senza avanzare ( $V_x=0$  e  $V_{sx}\neq 0$ ).

È ora possibile analizzare il modello a spazzola in condizione di solo scorrimento longitudinale, facendo riferimento alla Figura 3.8.



Figura 3.8 – Modello a spazzola, vista laterale in condizioni di frenata [5]

Per ipotesi le setole rappresentanti il battistrada ruotano solidali alla carcassa rigida alla quale sono attaccati ed entrano in posizione verticale nella zona di contatto (deformazione nulla in corrispondenza del bordo d'attacco). In assenza di scorrimento ( $V_{sx}$ =0) le setole rimangono verticali lungo tutta l'orma di contatto, non

deformandosi e, di conseguenza, non scambiando forze longitudinali con il suolo. Quando la ruota è frenata o accelerata, invece, è presente la velocità di scorrimento  $V_{sx}$  definita nell'equazione (3.31), che rappresenta la velocità rispetto al suolo dei punti di attacco delle setole alla carcassa.

Il moto di rotazione della ruota fa sì che questi punti si muovano all'indietro rispetto al centro ruota a velocità  $V_r$ , che prende il nome di velocità di scorrimento lineare di rotolamento, esplicitata nella (3.34).

$$V_r = \Omega \cdot r_e = V_x - V_{sx} \tag{3.34}$$

Per far sì che il punto in cui la setola è attaccata alla carcassa, si sposti di una quantità a-x, mentre l'estremità della setola resta in aderenza con il suolo, è necessario un intervallo di tempo  $\Delta t$  pari a

$$\Delta t = \frac{a - x}{V_r} \tag{3.35}$$

Nello stesso lasso di tempo, la ruota avanza a velocità V<sub>x</sub>>V<sub>r</sub>, percorrendo una distanza

$$V_x \Delta t \ge V_r \Delta t = a - x \tag{3.36}$$

È dunque evidente che per restare in condizioni di aderenza la setola subisce una deformazione in direzione longitudinale u pari a

$$u = -V_{sx}\Delta t = -V_{sx}\frac{a-x}{V_r} = -(a-x)\frac{V_{sx}}{V_x - V_{sx}} = (a-x)\frac{s}{1+s}$$
(3.37)

Introducendo lo "scorrimento teorico" longitudinale, definito nella (3.38), è possibile descrivere la deformazione longitudinale u nella stessa forma di quella laterale v nella (3.23), ottenendo la (3.39).

$$\sigma_x = -\frac{V_{sx}}{V_r} = \frac{s}{1+s}$$
(3.38)

$$u = (a - x) \cdot \sigma_x \tag{3.39}$$

Si introduce inoltre il parametro  $\theta_x$ , utile a determinare lo scorrimento longitudinale limite s<sub>sl</sub>, che determina il passaggio alla condizione di puro scorrimento, ovvero quando tutta l'orma di contatto è in condizioni di scorrimento.

$$\theta_x = \frac{2c_{px}a^2}{3\mu F_z} \tag{3.40}$$

$$s_{sl} = \frac{-1}{1 \pm \theta_x} \tag{3.41}$$

Aver definito gli scorrimenti teorici permette di ottenere un'espressione della forza longitudinale Fx del tutto analoga a quella della forza laterale Fy:

$$F_{x} = 3\mu F_{z}\theta_{x}\sigma_{x} \cdot \left[1 - |\theta_{x}\sigma_{x}| + \frac{(\theta_{x}\sigma_{x})^{2}}{3}\right] \qquad se \ s < s_{sl} \qquad (3.42)$$

$$F_x = \mu F_z \, sgn(s) \qquad \qquad se \, s \ge s_{sl} \qquad (3.43)$$

Gli andamenti delle azioni scambiate tra pneumatico e suolo sono rappresentati in Figura 3.1.



Figura 3.9 – Modello a spazzola: andamento di Fx e Fy [5]

Dopo aver determinato le azioni scambiate tra ruota e pneumatico distinguendo le condizioni di scorrimento laterale e longitudinale, è doveroso analizzare il caso di scorrimento combinato.



Figura 3.10 – Modello a spazzola in condizioni di scorrimento combinato [5]

Analizzando il comportamento di uno pneumatico, è possibile affermare che se questo scambia col suolo, contemporaneamente, sia forze longitudinali che laterali, l'aderenza impiegata in una delle due direzioni diminuisce quella disponibile nell'altra.

Per analizzare l'interazione tra forze longitudinali è necessario introdurre le ipotesi di isotropia:

Rigidezza longitudinale e laterale delle setole uguale:

$$c_p = c_{px} = c_{py}$$

Coefficiente di aderenza uguale e costante in entrambe le direzioni:

 $\mu = \mu_x = \mu_y$ 

L'ipotesi di distribuzione parabolica del carico resta valida.

In queste condizioni, il campo delle deformazioni è dato dall'intersezione di una retta parallela al vettore velocità V e di una parabola inclinata in avanti (accelerazione) o indietro (frenata), essendo appunto in presenza di una forza con componenti sia in direzione x sia in direzione y. La deformazione assume quindi una direzione inclinata, parallela a quella della forza e opposta alla velocità di scorrimento Vs, con componenti in direzione u e v.

L'ipotesi di isotropia fa sì che questa sia la direzione della deflessione sia per la zona di adesione che per quella di scorrimento.

In **Figura 3.10** è possibile osservare i triangoli che collegano la velocità di avanzamento V, quella di strisciamento V<sub>s</sub> e quella lineare di rotolamento V<sub>r</sub>, sia in condizioni di frenata che di trazione, nonché il termine  $2a\sigma_x$  che rappresenta la componente longitudinale della deflessione di adesione nel punto -a, deflessione totale inclinata parallelamente alla forza F.

Dovendo analizzare contemporaneamente due componenti, è necessario introdurre grandezze vettoriali; è opportuno sottolineare che la velocità con cui un punto attraversa l'orma di contatto è sempre  $V_r$  [definita nella (3.34)], ma in questo caso è il risultato della differenza tra il vettore velocità V e il vettore velocità di scorrimento  $V_s$ .

Di conseguenza il tempo necessario ad un punto per passare dall'inizio ad un generico punto x dell'orma è

$$\Delta_t = \frac{a - x}{V_r} \tag{3.44}$$

Vengono ora definiti la deflessione nella zona di aderenza (3.45) e lo scorrimento teorico (3.46) in forma vettoriale,

$$\vec{e} = \binom{u}{v} = \vec{V}_s \cdot \Delta_t = -\frac{\vec{V}_s}{V_r} \cdot (a - x)$$
(3.45)

$$\vec{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \end{pmatrix} = \frac{\vec{V}_s}{V_r} = -\frac{1}{V_r} \cdot \begin{pmatrix} V_{sx} \\ V_{sy} \end{pmatrix}$$
(3.46)

È inoltre possibile ricavare le relazioni tra gli scorrimenti pratici (3.47) e quelli teorici (3.48), per poi ottenere un'espressione del vettore deformazione  $\mathbf{e}$  in funzione del vettore scorrimento teorico  $\boldsymbol{\sigma}$  (3.49).

$$s = -\frac{V_{sx}}{V_x}; \qquad tg\alpha = -\frac{V_{sy}}{V_x}$$
(3.47)

$$\sigma_x = \frac{s}{1+s}; \qquad \sigma_y = \frac{tg\alpha}{1+s} \tag{3.48}$$

$$\vec{e} = (a - x) \cdot \vec{\sigma}, \qquad di \ modulo \ e = \sqrt{u^2 + v^2}$$
(3.49)

Ancora una volta, l'introduzione degli scorrimenti teorici semplifica notevolmente la trattazione, permettendo di esprimere le deflessioni longitudinale e laterale in funzione degli scorrimenti teorici nelle medesime direzioni.

Anche il carico orizzontale va espresso in forma vettoriale:

$$\vec{q} = c_p \cdot (a - x) \cdot \vec{\sigma} \qquad \qquad \text{se } q < \mu \, q_z \tag{3.50}$$

$$\vec{q} = -\frac{\vec{V}_s}{V_s} \cdot \mu q_z = \frac{\vec{\sigma}}{\sigma} \cdot \mu q_z; \qquad \qquad se \ q \ge \mu \ q_z \tag{3.51}$$

$$\operatorname{con} q = \sqrt{q_x^2 + q_y^2}, V_s = \sqrt{V_{sx}^2 + V_{sy}^2} e \sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}, \text{ moduli dei rispettivi vettori.}$$

Analogamente a quanto visto nelle precedenti condizioni, si procede alla determinazione del punto di transizione, imponendo l'uguaglianza tra la retta di adesione e la parabola di strisciamento.

$$c_p \cdot (a-x) \cdot \sigma = \frac{3}{4} \mu F_z \cdot \frac{a^2 - x_t^2}{a^3} \implies x_t = a \cdot (2\theta\sigma - 1)$$
(3.52)

con  $\theta$  definito analogamente ai casi precedenti [(3.13) e (3.40)]:

.

$$\theta = \theta_x = \theta_y = \frac{2c_p a^2}{3\mu F_z}$$
(3.53)

Grazie all'ipotesi di isotropia, anche la definizione di  $\lambda$  è analoga ai casi precedenti (3.17)

$$\lambda = 1 - \theta \sigma \tag{3.54}$$

Questa grandezza permette infine di ricavare l'espressione dello scorrimento limite  $\sigma_{sl}$ , superato il quale, tutta l'orma è in condizioni di scorrimento:

$$\sigma_{sl} = \frac{1}{\theta} \tag{3.55}$$

È ora possibile ricavare le espressioni della forza F e delle sue componenti Fx ed Fy, partendo dal calcolo del modulo F della forza.

$$F = \mu F_z (1 - \lambda^3) = \mu F_z \cdot [3\theta\sigma - 3(\theta\sigma)^2 + (\theta\sigma)^3] \qquad \text{se } \sigma < \sigma_{sl} \qquad (3.56)$$

$$F = \mu F_z \qquad \qquad se \ \sigma \ge \sigma_{sl} \tag{3.57}$$

$$\vec{F} = F \cdot \frac{\vec{\sigma}}{\sigma}$$
  $F_x = F \cdot \frac{\sigma_x}{\sigma}$   $F_y = F \cdot \frac{\sigma_y}{\sigma}$  (3.58)

Esplicitando Fx ed Fy si ottengono equazioni del tutto analoghe a (3.24), (3.25), (3.42), (3.43):

$$F_x = \mu F_z \theta \sigma_x \cdot [3 - 3|\theta \sigma_x| + (\theta \sigma_x)^2] \qquad \text{se } s < s_{sl} \qquad (3.59)$$

$$F_x = \mu F_z \cdot sgn(s) \qquad \qquad se \ s \ge s_{sl} \tag{3.60}$$

$$F_{y} = \mu F_{z} \theta \sigma_{y} \cdot \left[ 3 - 3 \left| \theta \sigma_{y} \right| + \left( \theta \sigma_{y} \right)^{2} \right]$$
 se  $|\alpha| < \alpha_{sl}$  (3.61)

$$F_{y} = \mu F_{z} \cdot sgn(\alpha) \qquad \qquad se \mid \alpha \mid \ge \alpha_{sl} \qquad (3.62)$$



Figura 3.11 – Modello a spazzola: angolo di deriva equivalente  $\alpha_{eq}$  [5]

Nella condizione di scorrimento combinato, a differenza delle precedenti, il momento di autoallineamento Mz non può essere ricavato direttamente, ma va calcolato in funzione del braccio t, definito considerando la distribuzione della deformazione laterale pari a quella utilizzata nella condizione di solo scorrimento laterale, introducendo però un angolo di deriva equivalente  $\alpha_{eq}$ , tale che: tg $\alpha_{eq}=\sigma$ , rappresentato in **Figura 3.11**. La definizione di questo angolo di deriva equivalente permette di ottenere la stessa espressione di t presente nella, con  $\theta\sigma$  al posto di  $\theta_y \sigma_y$ .

$$t = \frac{1}{3}a \frac{1 - 3|\theta\sigma| + 3(\theta\sigma)^2 - |\theta\sigma|^3}{1 - |\theta\sigma| + \frac{(\theta\sigma)^2}{3}} \Longrightarrow M_z = -t(\sigma) \cdot F_y$$
(3.63)

21

A scopo dimostrativo, nelle figure di seguito rappresentate vengono riportati degli andamenti caratteristici del modello in condizioni di scorrimento combinato, facendo riferimento al testo "Tire and Vehicle Dynamics" [5], ottenuti per diversi valori di  $\alpha$  ed s (denominato  $\kappa$  nelle immagini), mantenendo costante il parametro  $\theta$ .



Figura 3.14 - Modello a spazzola: Fy(-Fx) [sopra], Mz(-Fx) [sotto] [5]

Osservando le immagini si nota una certa asimmetria: le azioni laterali tra suolo e pneumatico sono più pronunciate se vi è una piccola forza frenante, fenomeno evidente anche nelle analisi sperimentali.

Analizzando la **Figura 3.10**, si nota che tale fenomeno è teoricamente giustificato poiché in accelerazione e in frenata il vettore  $V_s$  resta costante in modulo, ma cambia direzione, con conseguente variazione della velocità  $V_r$ ;

questo comporta, a pari velocità V, la diminuzione di Vr in frenata e, di conseguenza, un aumento dello scorrimento teorico  $\sigma$  (3.46), inducendo un aumento della forza disponibile.

Il modello a spazzola è dunque in grado di fornire delle giustificazioni teoriche riguardanti il comportamento delle ruote con pneumatico. Esso però presenta delle limitazioni, in quanto alcune delle ipotesi effettuate nella sua trattazione sono fortemente restrittive.

Per rendere le azioni che si vengono a generare nel modello più fedeli a quelle generate da uno pneumatico reale, è necessario apportare delle migliorie al modello, rendendolo più complicato. Ad esempio, l'andamento del momento Mz, sebbene si annulli raggiungendo la condizione di scorrimento limite (coerentemente al comportamento reale), non è del tutto corretto, in quanto la curva stimata sperimentalmente mostra un cambio di segno nella zona in frenata (Mz diventa positivo), fenomeno non apprezzabile con il modello analizzato.

In questo caso, per migliorare l'andamento del momento Mz si introduce nel modello la flessibilità della carcassa, prendendo in considerazione la linea che rappresenta la carcassa rettilinea e parallela al piano nella zona di contatto, come mostrato nella **Figura 3.15**.



Figura 3.15 – Modello a spazzola: carcassa flessibile (rettilinea e parallela al piano ruota) [5]

Definendo le rigidezze della carcassa  $C_{cx}$  e  $C_{cy}$ , rispettivamente in direzione longitudinale e laterale (con  $C_{cx} >> C_{cy}$ ), è possibile ricavare le deformazioni della carcassa stessa nelle medesime direzioni  $u_c e v_c$ :

$$u_c = \frac{F_x}{C_{cx}}; \qquad v_c = \frac{F_y}{C_{cy}}$$
(3.64)

Il momento risultante che si genera in questo modello modificato è uguale alla somma di quello precedentemente calcolato (denominato Mz' nella **Figura 3.15**) e dei momenti generati dalle due forze Fx ed Fy, il cui punto di applicazione è traslato rispetto al centro di contatto C, essendo in presenza di carcassa flessibile.

$$M_z = M_z' - F_x \cdot (v_0 + v_c) + F_y \cdot u_c$$
(3.65)

L'andamento del nuovo momento di autoallineamento Mz così ottenuto è rappresentato nella Figura 3.16.



Figura 3.16 - Modello a spazzola, carcassa flessibile: Mz(-Fx) [grandezze adimensionalizzate] [5]

#### 3.1.2 Modello transitorio a singolo punto di contatto

Nonostante la precedente analisi permetta di giustificare e determinare le azioni scambiate tra suolo e pneumatico in regime stazionario, con essa non si è in grado di analizzare il comportamento dello pneumatico in condizioni transitorie, come la partenza e il cambio di verso di rotazione della ruota.

A tal proposito viene introdotto un modello di ruota a singolo punto di contatto.

In questo modello, il punto di contatto è sospeso rispetto al cerchio della ruota, mediante delle molle laterali e longitudinali che rappresentano la deformabilità della carcassa; esso è dunque in grado di scorrere sul piano strada, generando le azioni di contatto suolo-ruota, Fx, Fy e Mz.

Le grandezze di scorrimento di questo modello possono essere utilizzate come dati di input anche in modelli di ruota stazionari (come, ad esempio, la formula di Pacejka), con lo scopo di calcolare le variazioni di forze e momenti indotte dal regime transitorio.



Figura 3.17 – Modello di ruota a singolo punto di contatto [5]

In **Figura 3.17** è rappresentata la vista dall'altro del modello, nella quale è possibile osservare le deformazioni longitudinali e laterali della carcassa (rispettivamente u e v), il punto di scorrimento S e quello di contatto S', i quali scorrono sul piano stradale con velocità  $V_s e V_s'$ .

La differenza tra queste due velocità di scorrimento causa la deformazione della carcassa e la variazione nel tempo di tale deformazione, scomposta nelle componenti x e y, risulta essere:

$$\frac{du}{dt} = -(V_{sx} - V_{sx}')$$
(3.66)

$$\frac{dv}{dt} = -\left(V_{sy} - V_{sy}'\right) \tag{3.67}$$

Introducendo la rigidezza di scorrimento laterale  $C_{F\alpha}$ , assumendo che sia trascurabile la differenza tra la velocità longitudinale del centro ruota e del centro di contatto C ( $V_{cx} \approx V_x$ ) e che si abbiano piccoli valori di scorrimento (si ipotizza dunque di essere in campo lineare, quindi tg  $\alpha' \approx \alpha'$ ), è possibile definire la forza laterale Fy, come mostrato nella (3.68).

$$F_{y} = C_{F\alpha} \cdot \alpha' = C_{F\alpha} \cdot \frac{V_{sy}'}{|V_{x}|}$$
(3.68)

Introducendo inoltre la rigidezza laterale della ruota a livello della strada  $C_{Fy}$ , la forza Fy può essere espressa anche in funzione della deformazione v:

$$F_y = C_{Fy} \cdot v \tag{3.69}$$

Definendo infine la lunghezza di rilassamento per lo scorrimento laterale (3.70) e sostituendo nella (3.67), si ottiene la (3.71):

$$\sigma_{\alpha} = \frac{C_{F\alpha}}{C_{Fy}}$$
(3.70)

$$\frac{dv}{dt} + \frac{1}{\sigma_{\alpha}} |V_x|v = |V_x|\alpha = -V_{sy}$$
(3.71)

$$\cos \alpha \approx -\frac{V_{sy}}{|V_r|}$$
 angolo di deriva della ruota.

In maniera analoga, introducendo la rigidezza di scorrimento longitudinale  $C_{F\kappa}$ , la rigidezza longitudinale della ruota a livello della strada  $C_{F\kappa}$  e la lunghezza di rilassamento per lo scorrimento longitudinale  $\sigma_k$  [definita nella (3.72)], può essere riscritta anche la (3.66), ottenendo la (3.73).

$$\sigma_{\kappa} = \frac{C_{F\kappa}}{C_{Fx}}$$
(3.72)

$$\frac{du}{dt} + \frac{1}{\sigma_{\kappa}} |V_x|u| = |V_x|\kappa = -V_{sx}$$
(3.73)

 $con \kappa \approx -\frac{V_{sx}}{|V_x|}$  scorrimento laterale della ruota.

Risolvendo le equazioni (3.73) e (3.71), è possibile determinare le deformazioni u e v, le quali, note  $C_{Fx e} C_{Fy}$ , permettono di calcolare le forze Fx e Fy.

Queste equazioni possono essere riscritte, introducendo altri coefficienti, anche per tenere in considerazione l'angolo di camber  $\gamma$  e lo spin  $\phi$  e la dipendenza delle lunghezze di rilassamento dal carico verticale Fz, aumentando la capacità descrittiva del modello analizzato.

Il momento Mz, può infine essere calcolato come descritto nella (3.74).

$$M_z = -t_\alpha \cdot (F_{y\alpha} + F_{y\gamma}) + M_{z\gamma} \tag{3.74}$$

dove i termini con pedice γ stanno ad indicare il contributo dato dalla presenza dell'angolo di camber.

Per valori di scorrimento elevati, la trattazione si complica notevolmente, in quanto si perde la dipendenza lineare delle forze dagli scorrimenti.

Si ritiene opportuno sottolineare che in letteratura [5] le trattazioni sul modello a spazzola e su quello appena descritto sono ben più approfondite e complesse rispetto a quella introdotta nel presente lavoro di tesi, rendendo tali modelli più fedeli alla realtà, in più condizioni d'esercizio dello pneumatico. Tuttavia, la trattazione scelta permette di giustificare fisicamente e determinare con buona approssimazione la maggior parte dei fenomeni che si generano durante l'interazione tra suolo e pneumatico, risultando così il miglior compromesso tra complessità e capacità descrittiva del modello.

### 3.1.3 Pacejka Magic Formula

La modellizzazione di uno pneumatico può in genere essere effettuata basandosi su due distinte procedure: una mediante la creazione di un modello fisico-teorico, finalizzata a giustificare fisicamente e quantificare i fenomeni che interessano la dinamica dello pneumatico; l'altra prevede la creazione di un modello empirico-matematico con lo scopo di riprodurre i comportamenti caratteristici del componente reale, basandosi su formule matematiche create ad hoc in seguito a caratterizzazioni sperimentali, indipendenti dalla realtà fisica che determina il comportamento acquisito mediante le misurazioni.

Un modello empirico-matematico risulta in genere meno complesso e più semplice da integrare in modelli che descrivono la dinamica del veicolo; mentre un modello fisico-teorico, partendo da uno studio fisico ed essendo quindi basato su leggi ed equazioni che cercano di rappresentare la realtà, risulta più complesso ma anche potenzialmente idoneo a condurre un'analisi dettagliata delle prestazioni di uno pneumatico in relazione ai parametri costruttivi.

Un esempio di modello fisico-teorico è il modello a spazzola precedentemente analizzato, in grado di giustificare fisicamente i fenomeni che generano gli scambi di forze pneumatico-suolo; mentre il modello empirico-matematico che si vuole presentare è uno tra i più importanti, forse il più diffuso in ambito veicolistico, nonché quello implementato in due dei tre modelli di pneumatico utilizzati per le simulazioni in questo lavoro di tesi, noto come "Pacejka Magic Formula", introdotto nel 1987 da H.B. Pacejka [6].

La "Formula Magica di Pacejka" è dunque un modello empirico-matematico che cerca di riassumere le prestazioni sperimentali dello pneumatico attraverso formule matematiche. Queste hanno una precisa struttura in cui compaiono coefficienti quantificati in base a specifici test sperimentali.

Inserendo all'interno della formula tali coefficienti, ricavati per uno specifico pneumatico, è possibile ottenere le curve caratteristiche dello pneumatico stesso, con un livello di approssimazione più o meno elevato al variare delle condizioni di esercizio.

In generale, queste curve permettono di ottenere gli andamenti delle azioni determinate con il modello a spazzola:

- forza longitdinale Fx;
- ✤ forza laterale Fy;
- momento di autoallineamento Mz

in funzione dello scorrimento longitudinale s (anche noto come  $\kappa$ ), dell'angolo di deriva  $\alpha$  e dell'angolo di campanatura  $\gamma$ .

Osservando le curve sperimentali delle caratteristiche di uno pneumatico, si nota che restano *simili* tra loro al variare delle condizioni di esercizio dello pneumatico stesso. Ciò equivale a dire che le curve ottenute rendendo adimensionali le grandezze in input e output (ad esempio, rispettivamente  $\alpha$  ed Fy) e variando le condizioni di esercizio, risultano pressoché identiche. Un esempio di quanto affermato è riportato in **Figura 3.18**.



Figura 3.18 – Andamento sperimentale delle caratteristiche di uno pneumatico al variare delle condizioni di esercizio: Fy( $\alpha$ ) [sinistra], -Mz( $\alpha$ ) [destra]; grandezze adimensionalizzate [5]

Questa particolare caratteristica della dinamica dello pneumatico garantisce un elevato livello di approssimazione della Formula Magica di Pacejka rispetto ai dati sperimentali, all'interno di determinati range di condizioni di esercizio.



Figura 3.19 – Pacejka Magic Formula [5]

Nella **Figura 3.19** è rappresentata graficamente la formula di Pacejka generalizzata, definita nella (3.75); è inoltre possibile individuare alcuni dei coefficienti che ne caratterizzano la forma.

$$y = D \cdot sin\{C \cdot arctg[Bx - E \cdot (Bx - arctgBx)]\}$$
(3.75)

con 
$$Y(X) = y(x) + S_V;$$
  $x = X + S_H$  (3.76)

dove:

- Y variabile output  $\rightarrow$  Fx, Fy o Mz,
- X variabile input  $\rightarrow$  tga o s,
- B fattore di rigidezza,
- C fattore di forma,
- D peak value,
- E fattore di curvatura,
- S<sub>H</sub> offset orizzontale (horizontal shift),
- S<sub>V</sub> offset orizzontale (vertical shift).

La curva rappresentata in **Figura 3.19** presenta degli offset rispetto all'origine ( $S_H e S_V$ ), dovuti a fenomeni non trattati nel presente lavoro di tesi, ma che influenzano la dinamica dello pneumatico; tra questi vi sono il momento di autoallineamento residuo  $M_{zr}$ , la conicità e il ply-steer. Ad esempio, questi ultimi due fanno sì che la ruota trasmetta al suolo forze laterali anche in assenza di angolo di deriva, come mostrato in **Figura 3.20**.



Figura 3.20 – Influenza dei fenomeni di conicità e ply-steer su Fy [5]

Il coefficiente D rappresenta il valore di picco massimo della curva, per valori di C $\geq$ 1. Il prodotto BCD rappresenta invece la pendenza della curva in corrispondenza dell'origine (x=y=0). C viene denominato fattore di forma in quanto determina il limite del range della funzione seno, mentre B prende il nome di fattore di rigidezza poiché, a parità di C e D, viene modificato per determinare la pendenza della curva nell'origine.

Per ottenere l'andamento asintotico dal valore di picco D al valore y<sub>a</sub>, il fattore di forma C è così definito:

$$C = 1 \pm \left(1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \frac{y_a}{D}\right) \tag{3.77}$$

Il fattore di curvatura E, viene determinato in funzione di B, C e dell'ascissa del valore di picco  $x_m$ , come esplicitato nella (3.78).

$$E = \frac{B \cdot x_m - \tan\frac{\pi}{2C}}{B \cdot x_m - \arctan(B \cdot x_m)} \qquad \qquad \text{se } C > 1 \qquad (3.78)$$

Per tener conto dell'influenza dell'angolo di camber  $\gamma$ , sulla forma della curva ( $\gamma \neq 0$  rende la curva asimmetrica rispetto all'origine), è possibile definire un nuovo valore di E dipendente dal segno dell'ascissa:

$$E = E_0 + \Delta E \cdot sgn(x) \tag{3.79}$$

dove E<sub>0</sub> indica il valore del fattore E in assenza di angolo di camber, definito nella (3.78).

In letteratura [5] è riportata un'analisi dettagliata della Formula Magica di Pacejka, con riferimento a prove sperimentali e con la descrizione di tutti i coefficienti che definiscono i parametri presenti nella (3.75). Infine, degni di nota sono i cosiddetti "*user scaling factor*"  $\lambda$ , che permettono all'utente di modificare facilmente alcune caratteristiche della curva.

### 3.2 Modelli di pneumatico utilizzati nelle simulazioni

L'avanzamento tecnologico, e la disponibilità di calcolatori sempre più performanti, hanno dato vita allo sviluppo di modelli sempre più evoluti e complessi, con lo scopo di effettuare simulazioni numeriche da affiancare alle sperimentazioni, riducendo drasticamente i tempi di progettazione in ogni settore industriale.

Questa sezione è dunque dedicata all'introduzione dei modelli di pneumatico utilizzati durante questo lavoro di tesi. I primi due modelli utilizzati sono stati sviluppati presso *TNO* (organizzazione olandese per la ricerca scientifica applicata) e sono basati sulla Magic Formula (MF) di Pacejka, dunque su una modellizzazione empirico-matematica dello pneumatico: MF-Tyre e MF-SWIFT.

I risultati ottenuti hanno rappresentato il metro di paragone nella valutazione delle prestazioni di un modello fisico di pneumatico sviluppato presso *Fraunhofer ITWM*: CDTire 3D.

Viene inoltre descritto brevemente il modello FTire (Flexible Structure Tire Model), sviluppato da *COSIN Scientific Software*. Non essendo stato utilizzato e/o analizzato durante il presente lavoro di tesi, non verrà descritto nel dettaglio; tuttavia si ritiene utile citarlo, in quanto FTire è un modello fisico di pneumatico, come il CDTire 3D.

#### 3.2.1 MF-Tyre

All'interno di questo modello è implementata la Magic Formula di Pacejka (dalla quale prende il nome). Non implementando ulteriori features relative alla dinamica della cintura, il modello risulta estremamente veloce, permettendo di effettuare simulazioni in tempi brevi e con ottimi risultati in analisi di tipo Handling: con l'introduzione della lunghezza di rilassamento all'interno della MF, il modello è in grado di fornire risultati accurati fino ad una frequenza di 8 Hz, ricoprendo abbondantemente il range di frequenze di interesse in questo tipo di analisi. Negli anni sono state rilasciate diverse versioni, partendo dalla 5.0, fino ad arrivare alla 6.2. I vari aggiornamenti hanno reso il modello più versatile e affidabile, migliorando l'accuratezza dei risultati per diverse condizioni di funzionamento e aggiungendo variabili di input come la pressione di insufflazione (implementata nella versione 6.0).

Queste caratteristiche rendono MF-Tyre il modello più utilizzato nelle analisi Handling, in quando permette di simulare con accuratezza il comportamento dinamico della ruota, sia in regime stazionario che transitorio, su strade che impongono sollecitazioni ad onda lunga (bassa frequenza).

#### 3.2.2 MF-SWIFT

MF-SWIFT, Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre, è un modello in grado di descrivere con buona approssimazione il comportamento della ruota fino a frequenze di circa 100 Hz [7].



Figura 3.21 – MF-SWIFT: rappresentazione modello [8]

Il modello, rappresentato in **Figura 3.21**, consiste in un anello rigido (6 GDL, dotato di massa e momenti di inerzia) rappresentate la cintura dello pneumatico, collegato al cerchione mediante un insieme di molle e smorzatori rappresentanti la spalla dello pneumatico e l'aria pressurizzata al suo interno. All'anello rigido è collegata, mediante molle e smorzatori rappresentanti rigidezza e smorzamento residui, la zona di contatto (puntuale), modellizzata mediante MF.

Essendo la cintura un anello rigido, il modello è in grado di apprezzare esclusivamente i modi di corpo rigido della ruota, ovvero il primo modo di vibrare verticale (a circa 70-80 Hz) ed i primi tre torso-longitudinali (a partire da 30- 40 Hz) dello pneumatico, mentre i modi flessibili della cintura non sono apprezzabili.

Sempre nella **Figura 3.21**, a sinistra, è rappresentato il modello utilizzato per l'inviluppo del profilo stradale, in grado di determinare l'effettivo piano di contatto suolo-pneumatico durante l'attraversamento di un ostacolo. Il fenomeno viene modellizzato mediante una serie di camme ellittiche: il modello base, due camme in tundem, è rappresentato in **Figura 3.22**.



Figura 3.22 – Modello a due camme ellittiche per l'inviluppo della strada [8]

Per le camme è stata scelta la forma ellittica in quanto da analisi sperimentali si evince che la rigidezza radiale della ruota è molto più elevata agli estremi dell'orma di contatto che nella zona centrale. Aggiungendo altre coppie di camme lungo la direzione laterale (y) si ottiene il modello di una zona di contatto bidimensionale, .in grado di inviluppare profili stradali tridimensionali, **Figura 3.23**.



Figura 3.23 – Modello a camme ellittiche: griglia "5x6" per inviluppo strada 3D [8]

MF-SWIFT risulta quindi più complesso rispetto a MF-Tyre, con conseguente aumento del costo computazionale, ma ha capacità descrittiva superiore, fornendo risultati accurati anche in presenza di fonti di eccitazione a onda corta (frequenza elevata) ed essendo in grado di descrivere i primi modi della cintura. Queste caratteristiche fanno sì che il modello MF-SWIFT venga largamente impiegato in simulazioni Ride Comfort.

#### 3.2.3 FTire

FTire è un modello di pneumatico 3D. Nel modello meccanico sul quale è basato FTire, la cintura è descritta come un anello flessibile, collegato al cerchio mediante una distribuzione di elementi dotati di rigidezza parzialmente dinamica, nelle direzioni radiale, tangenziale e laterale. L'anello flessibile è approssimato

numericamente da un numero finito di "elementi di cintura", collegati tra loro da elementi dotati di rigidezza e smorzamento. Ad ogni elemento della cintura è associato un determinato numero (tipicamente da 5 a 50) di elementi di battistrada, i quali forniscono le proprietà di rigidezza non lineare e smorzamento nelle direzioni radiale tangenziale e laterale. La deformazione radiale dipende dal profilo della strada e da posizione e orientamento dell'elemento di battistrada associato, mentre le deformazioni laterali e longitudinali dipendono dalla velocità relativa di scorrimento tra strada e pneumatico e dal valore locale del coefficiente di scorrimento.

Le caratteristiche di questo modello lo rendono adatto all'implementazione sia in ambienti multibody che FEM. FTire può essere utilizzato per analisi di tipo Handling, Ride Comfort e NVH fino a frequenze di 200Hz; con questo modello è possibile inoltre effettuare (ad esempio) analisi termiche, di durability e relative all'orma di contatto.

La complessità del modello in questione è paragonabile a quella del CDTire 3D, sia in termini di capacità descrittiva, che di gradi di libertà e costo computazionale necessario alle simulazioni; per questo motivo si è scelto di citarlo nel presente lavoro di tesi. Una descrizione più approfondita del modello FTire è reperibile nel documento "*FTire - Flexible Structure Tire Model: Modelization and Parameter Specification*" [9].

#### 3.2.4 CDTire

Come anticipato nell'introduzione, CDTire (Comfort and Durability Tire) è il nome dato ad una famiglia di modelli di pneumatico sviluppata con l'obiettivo di effettuare simulazioni avanzate di Handling, Ride Comfort e Durability su autovetture e veicoli commerciali leggeri.



Si introducono di seguito le principali caratteristiche dei modelli meccanici:

♦ CDTire MF++ (10)

Modello basato su MF, ottimizzata e resa compatibile con CDTire Thermal per analisi avanzate di Handling. Permette di stimare l'orma di contatto.

CDTire Realtime (31)



Figura 3.24 – CDTire Realtime [10]
Modello fisico di pneumatico sensibile alla pressione di insufflazione (parametro input), rappresentato in **Figura 3.24**, dotato di cintura flessibile; il contatto pneumatico-suolo è modellato sulla formulazione del modello a spazzola. Tipicamente applicato in simulazioni di tipo Ride Comfort e Durability. Limiti: inviluppo 2D, nella direzione laterale il modello considera costante la quota della strada.

CDTire 3D



Figura 3.25 – CDTire 3D [10]

È il più complesso tra quelli analizzati: sia la cintura (default 6x3x50 GDL) che le spalle (default 8x3x50 GDL) sono modellizzate mediante membrane flessibili. Il contatto ruota-strada è basato sulla formulazione del modello a spazzola. Questo modello è sensibile alla pressione di insufflazione e permette di inviluppare strade tridimensionali.

Trova applicazione in analisi avanzate di Handling, Ride Comfort e Durability, implementando al suo interno anche meccanismi di usura.

Con CDTire 3D variare la taglia dello pneumatico senza dover caratterizzare nuovamente il modello: Tool di Morphing della geometria. Tuttavia, la complessità del modello incrementa notevolmente il costo computazionale.

Nei modelli RealTime, 3D e NVH è implementato un modello utile allo studio dei modi di cavità: modi a frequenza elevata, che generano rumore acustico, dovuti all'aria presente nella cavità dello pneumatico.

La possibilità di modificare la geometria dello pneumatico mediante il Tool di Morphing rende il CDTire 3D estremamente versatile, soprattutto quando vi è la necessità di simulare il comportamento di pneumatici con le stesse caratteristiche fisiche ma con taglie differenti. Essendo basato su un modello fisico-teorico, i parametri definiti al suo interno identificano le proprietà meccaniche di ogni membrana, ciascuna delle quali rappresenta uno strato di diverso materiale: la modifica di tali parametri determina la variazione delle caratteristiche costruttive dello pneumatico; non vi sono i fattori di scala (*user scaling factor*) che permettono di modificare in maniera semplice la risposta dello pneumatico e questo rappresenta un grosso svantaggio nel caso in cui sia necessario correlare il modello.

# 4. Simulazioni

In questo lavoro di tesi, lo studio della robustezza e della predittività del modello di pneumatico CDTire 3D è stato condotto mediante l'analisi dei risultati di diverse simulazioni, effettuate più volte, utilizzando diversi modelli di veicolo e di pneumatici; queste simulazioni sono state utili a determinare il comportamento dinamico dell'intero veicolo, sia laterale (Handling) che vibrazionale (Ride Comfort), permettendo di determinare le conseguenze dovute all'utilizzo di diversi modelli di pneumatico.

Per questo motivo, in questo capitolo si è scelto di introdurre prima le diverse simulazioni effettuate, poi di definirne l'ordine e lo scopo, descrivendo i diversi step che si sono susseguiti nel corso di questo lavoro di tesi.

Come anticipato nell'introduzione, il presente lavoro di tesi è focalizzato sullo studio del modello CDTire 3D; essendo l'unico analizzato, il tipo di modello (3D) viene sottinteso quando si cita il CDTire.

## 4.1 Simulazione di manovre Handling e missioni Ride Comfort

Dopo aver introdotto nel capitolo 2 diverse manovre e missioni utilizzate per analizzare il comportamento Handling e Ride Comfort di un veicolo, vengono ora descritte le procedure utilizzate per effettuare le simulazioni in ambiente MB-SHARC<sup>®</sup>.

### 4.1.1 Handling

Slow Ramp Steer (denominata in seguito SRS)

È una manovra ad anello aperto, nota anche come rampa di sterzo; a gas costante, o a velocità costante, viene fatto variare l'angolo di sterzo da un valore iniziale (tipicamente 0°) ad un valore finale imponendo, appunto, la rampa di sterzo (ovvero la velocità di rotazione del volante).

La manovra SRS viene simulata imponendo la velocità iniziale del veicolo e gli input relativi all'acceleratore, al cambio e allo sterzo, in modo da definire velocità di percorrenza e rampa di sterzo durante la manovra. È inoltre possibile scegliere il property file relativo alla strada sulla quale viene effettuata la manovra.

La pendenza della rampa di sterzo (velocità di rotazione del volante imposta durante la manovra) influenza il comportamento dinamico del veicolo, in quanto a basse velocità di rotazione dello sterzo il moto risulta quasi-stazionario.





Figura 4.1 - Andamento dell'angolo di sterzo durante una manovra SRS

Frequency Sweep Steer (denominata in seguito FS)

Durante la manovra viene imposto un input sinusoidale allo sterzo, caratterizzato da ampiezza costante e frequenza variabile nel tempo, solitamente tra 0 e 4 Hz (frequenze tipiche delle analisi Handling).

La manovra FS viene simulata imponendo la velocità iniziale del veicolo e gli input relativi all'acceleratore, al cambio e allo sterzo. È necessario definire le frequenze iniziali e finali delle oscillazioni imposte al volante; all'aumentare della frequenza dell'input di sterzo, varia la sua velocità di rotazione, in quanto si raggiunge lo stesso angolo massimo di volante in un periodo di tempo minore. È inoltre possibile scegliere il property file relativo alla strada sulla quale viene effettuata la manovra.

Nel caso in cui si decida di eseguire una manovra in anello chiuso, occorre impostare l'accelerazione laterale massima raggiunta, dovuta alla prima sterzata, quando ci si trova ancora in stato stazionario (essendo la frequenza iniziale vicina a 0 Hz); nel caso in cui si decida di effettuare la manovra in anello aperto, invece, è necessario imporre l'angolo di sterzo massimo raggiunto, il quale comporterà una certa accelerazione laterale massima.

In tutte le fasi di questo lavoro di tesi, questa manovra è stata simulata più volte:

- FS\_03: utile a valutare il comportamento in stato transitorio del veicolo per basse accelerazioni laterali, ay<sub>max</sub> = 0.3 g;
- FS\_05: utile a valutare il comportamento in stato transitorio del veicolo per accelerazioni laterali medie, ay<sub>max</sub> = 0.5 g;
- FS\_07: utile a valutare il comportamento in stato transitorio del veicolo per accelerazioni laterali elevate, ay<sub>max</sub> = 0.7 g;

Utilizzando il modello standard di pneumatico MF-Tyre, è stato possibile lanciare le manovre in anello chiuso; l'utilizzo del modello CDTire, invece, ha precluso tale possibilità per motivi di incompatibilità, costringendo a lanciare tutte le manovre FS in anello aperto: è stato necessario trovare, per via iterativa, l'angolo di sterzo utile ad ottenere gli stessi valori di accelerazione laterale massima ottenuti nelle simulazioni di riferimento (con modello MF-Tyre).





Figura 4.2 – Andamento dell'angolo di sterzo durante una manovra FS

✤ Carpet degli pneumatici

Il carpet, ovvero l'insieme delle curve delle forze trasmesse al suolo da uno pneumatico al variare dei parametri caratteristici analizzati nel capitolo 3, viene effettuato mediante il Tire Testrig di MB-SHARC<sup>®</sup>: questo Tool permette di effettuare simulazioni su un singolo pneumatico, con lo scopo di determinarne le curve caratteristiche, tra le quali vi sono gli andamenti della forza laterale Fy e del momento di autoallineamento Mz al variare dell'angolo di deriva  $\alpha$ , e della forza longitudinale Fx al variare dello scorrimento longitudinale.

Avendo simulato esclusivamente manovre utili a determinare il comportamento laterale del veicolo (SRS e FS), il Tool è stato utilizzato per determinare le caratteristiche degli pneumatici in condizioni di scorrimento laterale.

Una volta selezionato il modello di pneumatico, la simulazione viene effettuata imponendo il carico verticale agente sulla ruota Fz, l'angolo di camber  $\gamma$  della ruota, il range di variazione dell'angolo di deriva della ruota,  $\alpha_{min} \in \alpha_{max}$ ; infine è necessario imporre anche la velocità di traslazione del centro ruota.

## 4.1.2 Ride Comfort

La simulazione di missioni Ride Comfort viene invece effettuata imponendo la durata della missione, la frequenza di campionamento del segnale accelerometrico, la velocità iniziale del veicolo e la marcia innestata. È inoltre possibile decidere se attivare il controllore dell'input acceleratore, in modo da mantenere la velocità costante durante tutta la durata della manovra.

La scelta del tracciato definisce la missione che si vuole simulare, in quanto è proprio il manto stradale ad imporre gli spostamenti alle ruote, i quali generano le accelerazioni che si andranno ad analizzare; le tre missioni simulate nel presente lavoro di tesi sono:

✤ Traversina simmetrica

La missione consiste nel passaggio su un ostacolo, la traversina, di sezione rettangolare; la dicitura "simmetrica" è relativa al posizionamento dell'ostacolo: perpendicolare all'assale; ne consegue che la sollecitazione imposta è simmetrica rispetto al piano XZ del veicolo, in quanto le ruote dell'assale impattano sull'ostacolo nello stesso momento. La variazione del profilo stradale è isolata e di dimensioni dell'ordine delle decine di millimetri. È utile a determinare il comportamento del veicolo in condizioni simili al passaggio su giunzioni e/o danneggiamenti della strada o su delle rotaie, mediante l'analisi delle ampiezze e dei tempi di dissipazione delle accelerazioni misurate. La velocità di percorrenza è limitata. Un esempio di traversina simmetrica è riportato in **Figura 4.3** 



**Figura 4.3** – Traversina simmetrica

### Pista comfort

Attraversamento di un manto stradale sconnesso, il quale presenta asperità importanti, che generano sollecitazioni di ampiezza elevata. Le dimensioni longitudinali delle asperità sono paragonabili alle dimensioni del raggio della ruota. La variazione del profilo è di tipo Random. La missione è utile a determinare il comportamento della vettura durante l'attraversamento di strade dissestate, mediante l'analisi degli spettri in frequenza delle accelerazioni misurate. La velocità di percorrenza è media. Un esempio di Pista Comfort è riportato in **Figura 4.4**.



Figura 4.4 – Pista comfort

### ✤ Liscio autostradale

Attraversamento di un manto stradale liscio, il quale presenta ampiezza delle sollecitazioni ridotta, ma il range di frequenza eccitato risulta elevato, in quanto le asperità hanno dimensioni molto inferiori al raggio della ruota. La variazione del profilo è di tipo Random. La missione è utile a determinare il comportamento della vettura durante l'attraversamento di manti stradali lisci, come quello di un'autostrada, mediante l'analisi degli spettri in frequenza delle accelerazioni misurate. La missione viene eseguita a velocità di percorrenza elevata. Un esempio del tracciato liscio autostradale è riportato in **Figura 4.5**.



Figura 4.5 – Liscio Autostradale

## 4.2 Simulazioni effettuate

Le manovre precedentemente introdotte sono state simulate utilizzando diversi modelli, sia di veicolo che di pneumatici, con scopi diversi.

Le prime simulazioni, effettuate con modelli di pneumatico standard, sono state prese come riferimento per determinare le prestazioni del modello CDTire.

In Tabella 4.1 vengono elencati i modelli di pneumatico utilizzati:

	Modello	Taglia	Larghezza canale	Utilizzo
1	MF-Tyre	205/55 R16	6.5''	Simulazioni Handling di riferimento
2	MF-SWIFT	205/55 R16	6.5''	Simulazioni Ride Comfort di riferimento
3	CDTire	225/45 R17	7"	Riferimento VS CDTire
4	CDTire	215/55 R17	7"	Numerico VS Sperimentale

Tabella 4.1 – Modelli di pr	neumatico utilizzati
-----------------------------	----------------------

Per i modelli 3 e 4 sono state riportate le taglie di partenza: la taglia iniziale è stata successivamente modificata mediante il Tool di Morphing della geometria e le taglie ottenute verranno riportate in seguito, insieme alla descrizione delle simulazioni effettuate e del loro scopo.

Si ritiene opportuno, inoltre, evidenziare che i modelli 1 e 2 (di riferimento) hanno caratteristiche costruttive diverse dal modello 3; i primi due rappresentano uno stesso pneumatico reale, mentre il terzo è stato fornito all'azienda FCA da Fraunhofer ITWM e, essendo un modello di prova, non rappresenta lo stesso pneumatico reale. Il modello 4, invece, è stato creato dalla casa costruttrice di pneumatici; i parametri di questo modello sono stati impostati in modo da rappresentare le caratteristiche dello pneumatico reale che equipaggia la vettura utilizzata nelle prove sperimentali effettuate per questo lavoro di tesi, rendendo possibile un'analisi quantitativa dell'affidabilità e della predittività del modello CDTire, mediante il confronto tra i dati numerici e quelli sperimentali.

Ricordando che i modelli di riferimento si basano su un approccio empirico-matematico, mentre il CDTire si basa su un approccio fisico-teorico, i coefficienti che ne definiscono le caratteristiche si differiscono tra loro; ciò rende necessario l'utilizzo di simulazioni se si ha lo scopo di effettuare una comparazione tra i due modelli. Inoltre, l'assenza di parametri di scala all'interno del CDTire, impedisce di modificare le curve caratteristiche del modello, a meno che non si intenda variarne i parametri costruttivi.

### 4.2.1 MF-Tyre e MF-SWIFT VS CDTire

Durante il lavoro di tirocinio svolto in azienda, sono state effettuate delle simulazioni utili all'implementazione del modello CDTire all'interno di MB-SHARC<sup>®</sup> e all'ottimizzazione delle impostazioni del solutore, finalizzata ad ottenere risultati accurati e a ridurre i tempi di calcolo.

In questa fase sono stati utilizzati due modelli di veicolo validati, rappresentanti la stessa vettura: come precedentemente anticipato, i modelli utilizzati per analisi Ride Comfort si differiscono da quelli utilizzati per analisi Handling; questo perché nei due tipi di analisi, i range di frequenza eccitati sono diversi e, in particolare, nei modelli di veicolo di tipo Comfort è necessario implementare pneumatici più complessi (MF-SWIFT, anziché MF-Tyre) e componenti in grado di rispondere alle sollecitazioni in funzione della frequenza eccitante.

Per effettuare l'implementazione del modello CDTire all'interno di MB-SHARC<sup>®</sup> e l'ottimizzazione dei parametri del solutore, si è scelto di simulare la manovra Slow Ramp Steer, utilizzando lo stesso modello Handling di partenza e implementando al suo interno prima il modello di pneumatico MF-Tyre, poi CDTire; per quest'ultimo sono state effettuate diverse simulazioni: inizialmente sono stati utilizzati parametri del solutore non ottimizzati; il passo successivo è stato quello di modificarli, verificando che la riduzione del costo computazionale non comportasse errori numerici non trascurabili; infine, come ultimo step, sono state implementate strade ottimizzate per il modello CDTire.

Una volta ottimizzate le impostazioni del solutore, si è proceduto effettuando le simulazioni di tutte le manovre Handling e le missioni Ride Comfort prima citate. È inoltre stato utilizzato il Tool Tire Testrig per ottenere le curve caratteristiche degli pneumatici, utili ad analizzare i risultati ottenuti. Aver simulato tutte le manovre ha permesso di verificare la corretta implementazione del modello CDTire: è stato infatti necessario, durante il tirocinio svolto in azienda, utilizzare particolari tecniche per permettere l'esecuzione delle diverse simulazioni effettuate; inoltre, per una corretta implementazione del modello, si è ritenuto utile analizzare i risultati ottenuti simulando diverse manovre Handling e missioni Ride Comfort, in modo da valutare il comportamento del CDTire per diverse condizioni di funzionamento del veicolo.

## 4.2.2 Tool Morphing

La modifica della geometria di un modello di pneumatico CDTire 3D è possibile mediante il Tool "*CDTireMorph3D.exe*", fornito da Fraunhofer ITWM: inserendo il property file di uno pneumatico e i parametri delle geometrie di ingresso e di uscita, questo Tool crea un nuovo property file, il quale differisce da quello di partenza esclusivamente per le coordinate che definiscono il profilo di una sezione dello pneumatico. Viene dunque creato un nuovo modello di pneumatico con le stesse caratteristiche costruttive di quello di partenza, ma di taglia modificata.

In Figura 4.6 è riportato un esempio dell'utilizzo del Tool.



Figura 4.6 - Rappresentazione grafica del Tool di Morphing della geometria

Si ricorda che il Tool di Morphing della geometria utilizzato durante questo lavoro di tesi è una versione beta, preliminare, ed è diverso dal Tool commerciale fornito al giorno d'oggi, implementato nel modello CDTire 3D (prende il nome di Tool di Resizing), il quale ha subito aggiornamenti che lo rendono ancor più performante.

Partendo dal modello CDTire fornito da Fraunhofer ITWM, il Tool di Morphing della geometria è stato inizialmente utilizzato per creare dei modelli di pneumatico di taglia pari a quella dei modelli di riferimento, ovvero 205/55 R16x6.5 (dopo la "x" è indicato il valore della larghezza del canale del cerchio della ruota, in pollici).

I modelli così creati sono stati implementati nei modelli di veicolo Handling e Ride Comfort utilizzati per effettuare le simulazioni precedenti e le pressioni di insufflazione sono state rese uguali a quelle dei modelli di pneumatico di riferimento. Si è dunque proceduto alla simulazione di tutte le manovre Handling e le missioni Ride Comfort prima citate. Questo ha permesso di effettuare la prima valutazione qualitativa della robustezza del modello, dopo l'utilizzo del Tool di Morhing della geometria: i risultati sono stati confrontati con quelli ottenuti utilizzando sia i modelli di riferimento che il modello CDTire di partenza, valutando l'influenza della variazione della geometria e della pressione di insufflazione degli pneumatici sul comportamento dinamico dell'intero veicolo.

È noto che le diverse caratteristiche costruttive tra il modello CDTire in analisi e quelli di riferimento non permettono che i risultati ottenuti utilizzando CDTire 205/55 R16x6.5 siano uguali a quelli ottenuti utilizzando i modelli di riferimento; per questo motivo, le analisi sono state effettuate utilizzando anche il Tool Tire Testrig, in modo da poter valutare la coerenza dei risultati al variare dei parametri geometrici e operativi degli pneumatici.

Al fine di approfondire la valutazione della robustezza del modello CDTire e della sua sensibilità alla variazione di geometria e pressione di insufflazione, sono stati creati nuovi modelli di pneumatico, sempre mediante l'utilizzo del Tool di Morphing della geometria. In **Tabella 4.2** vengono riportate le taglie di partenza dei modelli utilizzati e quelle ottenute mediante l'utilizzo del Tool di Morphing della geometria.

Taglia di partenza	Taglia ottenuta
225/45 R17x7	225/45 R17x7.5
205/55 D16-6 5	205/55 R16x7
205/55 K10x0.5	205/55 R16x7.5

 Tabella 4.2 – Taglie modelli CDTire: analisi variazione larghezza canale

Avendo già effettuato le simulazioni con il modello CDTire di taglia 205/55 R16x6.5 con pressioni uguali a quelle dei modelli utilizzati come riferimento ( $Pi_{REAR} = Pi_{FRONT} - 0.2$  bar), sullo stesso veicolo sono stati implementati modelli CDTire della stessa taglia, ma con pressione uguale tra ruote anteriori e posteriori, in modo da simulare la manovra SRS e valutare le differenze ottenute al variare della pressione di insufflazione delle ruote posteriori. La manovra SRS è stata simulata anche implementando tutti gli altri modelli di pneumatico; infine, per i modelli di taglia 205/55 R16x7 e 205/55 R16x7.5 sono state effettuate anche le simulazioni delle missioni Ride Comfort.

Le simulazioni effettuate implementando i nuovi modelli riportati in **Tabella 4.2**, sono state utili a determinare il trend del comportamento della vettura al variare della pressione di insufflazione e della larghezza del canale della ruota, comparando i risultati ottenuti utilizzando i modelli di taglia 205/55 R16; inoltre, confrontando i risultati ottenuti mediante i modelli di taglia diversa – 205/55 R16 e 225/45 R17 – è stato possibile valutare se l'andamento al variare della larghezza del canale fosse coerente tra le due diverse taglie di pneumatico. Non avendo in questa fase dei dati di riferimento, questa analisi si è limitata esclusivamente ad una valutazione qualitativa della coerenza dei risultati ottenuti.

#### 4.2.3 Simulazioni effettuate utilizzando un modello CDTire di uno pneumatico specifico

Come precedentemente accennato, le simulazioni appena descritte sono state utili ad effettuare analisi di tipo qualitativo. L'ultima fase del lavoro di tesi, invece, è finalizzata ad analisi quantitative dei risultati ottenuti: sono state effettuate simulazioni con lo scopo di valutare la robustezza del modello CDTire e la sua sensibilità alla variazione di parametri geometrici e operativi, confrontando i risultati numerici con quelli ottenuti mediante prove sperimentali.

Le prove sperimentali hanno avuto luogo presso le piste FCA di Balocco. Una vettura di marchio Fiat è stata utilizzata per effettuare le stesse manovre Handling e missioni Ride Comfort di cui si è discusso in precedenza. L'azienda FCA ha fornito i modelli multibody – Handling e Ride Comfort – della vettura in questione, mentre il modello CDTire degli pneumatici con cui questa era equipaggiata è stato fornito dall'azienda costruttrice, dopo essere stato creato dalla stessa, mediante l'identificazione dei parametri basata sulla caratterizzazione dello pneumatico reale.

Si ritiene importante specificare che il modello fornito per questo lavoro di tesi è la prima versione sviluppata dalla caratterizzazione dello pneumatico reale; per motivi di tempo non è stato possibile, per le aziende fornitrici, perfezionare il modello. Quanto affermato verrà tenuto in conto nell'analisi dei risultati, nonché nelle conclusioni, sottolineando l'importanza dell'utilizzo di un modello correttamente correlato.

La taglia dello pneumatico è 215/55 R17; le prove sperimentali sono state effettuate variando sia i parametri geometrici che quelli operazionali: è stata variata sia la larghezza del canale, montando gli pneumatici su cerchi di larghezza diversa, che la pressione di insufflazione degli pneumatici.

Per valutare gli effetti della variazione di un solo parametro per volta, la pressione è stata modificata mantenendo costante la larghezza del canale, mentre per le prove effettuate variando la larghezza del canale è stata mantenuta costante la pressione di insufflazione degli pneumatici (**Tabella 4.3**). Per ogni configurazione, lo stesso modello di pneumatico è stato implementato su tutte e quattro le ruote della vettura.

Configurazione	Pressione di insufflazione	Larghezza canale
Iniziale	2.4 bar	7''
$+\Delta$ pressione	2.7 bar	7''
$-\Delta$ pressione	2.1 bar	7''
$+\Delta$ canale	2.4 bar	7.5"
$-\Delta$ canale	2.4 bar	6.5''

Tabella 4.3 - Configurazioni pneumatico 215/55 R17

In **Figura 4.7** è riportato il profilo del modello di pneumatico CDTire (di taglia 215/55 R17) prima e dopo una delle modifiche apportate alla geometria mediante il Tool di Morphing: aumento larghezza canale del cerchio, da 7'' a 7.5''.



Figura 4.7 – Variazione larghezza canale mediante il Tool di Morphing della geometria

È stato necessario apportare delle modifiche ai modelli multibody di veicolo:

- il peso e la sua distribuzione sugli assali anteriore e posteriore, sono stati modificati in modo da renderli conformi a quelli della vettura in prova; questo è necessario in quanto le strumentazioni e la presenza del driver modificano sia la posizione del baricentro che la massa del sistema. Nei report sperimentali è ripotato il peso totale della vettura (compresi driver e strumentazione) e la sua distribuzione sugli assali: prima di effettuare le prove sperimentali, la vettura è stata pesata utilizzando una bilancia per ogni ruota, in modo da stabilire il carico su ognuna di esse; in prima approssimazione, la posizione longitudinale del baricentro è stata ricavata sfruttando la definizione delle masse equivalenti sugli assali (definite in

precedenza, durante la trattazione del modello a bicicletta, nel capitolo 2); ricordando che b rappresenta la distanza in direzione longitudinale tra assale posteriore e baricentro, si ha che

$$m_f = m \cdot \frac{b}{L} \Longrightarrow b = L \cdot \frac{m_f}{m}$$
 (4.1)

Sfruttando l'equazione (4.1) è stato effettuato il primo riposizionamento del baricentro; la posizione finale, invece, è stata ricavata mediante un processo iterativo, effettuando simulazioni di prova e determinando la distribuzione del peso attraverso l'analisi delle forze verticali agenti sulle ruote;

Le modifiche sono state apportate in quanto il modello virtuale di veicolo deve rappresentare fedelmente quello reale, per garantire che le differenze riscontrate siano dovute esclusivamente al modello di pneumatico utilizzato.

Terminata la fase di modifica dei modelli di veicolo, sono stati creati i modelli CDTire per ognuna delle configurazioni riportate in **Tabella 4.3**, partendo dal modello fornito dalla casa costruttrice; questi sono stati implementati nei modelli di veicolo e sono state effettuate le simulazioni in ambiente MB-SHARC<sup>®</sup>, riproducendo le manovre Handlig e le missioni Ride Comfort eseguite durante i test sperimentali.

In particolare, per gli sweep in frequenza è stata valutata l'accelerazione laterale massima raggiunta in ogni manovra (**Tabella 4.4**), con lo scopo di raggiungere i medesimi valori nelle simulazioni numeriche; ricordando che l'utilizzo del modello CDTire non permette di simulare manovre Frequency Sweep in anello chiuso, l'obiettivo è stato raggiunto mediante un processo iterativo, variando l'angolo volante massimo, fino ad ottenere i valori di accelerazione laterale riportati in **Tabella 4.4**.

	Pi 2.4 bar	Pi 2.7 bar	Pi 2.1 bar	Pi 2.4 bar	Pi 2.4 bar
	C 7"	C 7"	C 7"	C 7.5"	C 6.5"
FS_03	0.3	0.31	0.29	0.31	0.3
FS_05	0.5	0.52	0.51	0.51	0.5
FS_07	0.69	0.71	0.7	0.71	0.7

**Tabella 4.4** – ay<sub>max</sub> [g] effettiva, raggiunta nelle manovre FS, nelle diverse configurazioni

# 5. Analisi dei risultati

Dopo aver introdotto le simulazioni effettuate nel corso di questo lavoro di tesi, viene ora trattata l'analisi dei risultati ottenuti.

## 5.1 Confronto MF-Tyre e MF-SWIFT VS CDTire VS CDTire Morphed

È bene sottolineare che il confronto dei risultati ottenuti con i diversi modelli di pneumatico è qualitativo, in quanto le caratteristiche costruttive dei modelli presi come riferimento differiscono da quelle dei modelli CDTire, in quanto in questa fase non sono stati resi disponibili modelli differenti di uno stesso pneumatico reale; tuttavia, ci si è concentrati sulla variazione del comportamento del veicolo al variare dei modelli di pneumatico implementati al suo interno: i risultati sono stati analizzati con lo scopo di studiare gli effetti della variazione di geometria e pressione di insufflazione del CDTire di partenza.

### 5.1.1 Analisi preliminari

In **Tabella 5.1** sono riportati i dettagli delle simulazioni effettuate per l'implementazione del modello CDTire all'interno di MB-SHARC<sup>®</sup> e l'ottimizzazione dei parametri del solutore:

Simulazione	Dettagli	Taglia
Pacejka Riferimento	Effettuata con modello MF-Tyre, presa come riferimento.	205/55 R16
CDTire	Effettuata senza modificare le impostazioni del solutore.	
CDTire ROAD MB-SHARC <sup>®</sup>	Impostazioni solutore ottimizzate, strada MB-SHARC®	225/45 R17
CDTire ROAD CDTire	Impostazioni solutore ottimizzate, strada CDTire	

Tabella 5.1 - Simulazioni effettuate per l'implementazione del modello CDTire e l'ottimizzazione del solutore

Prima di riportare i grafici dei risultati ottenuti, si discutono i tempi di calcolo delle varie simulazioni. Come riportato in **Tabella 5.1**, la prima simulazione con modello CDTire non è stata effettuata ottimizzando i parametri del solutore, richiedendo un costo computazionale maggiore: i tempi di simulazione necessari utilizzando il modello CDTire risultano essere circa 40 volte maggiori rispetto a quelli necessari nel caso in cui si utilizzi il modello MF-Tyre.

L'ottimizzazione dei parametri del solutore ha permesso di ridurre drasticamente i tempi di calcolo: si è passati da 40 a circa 24 volte la durata delle simulazioni con modello di pneumatico standard; la riduzione è pari circa al 40% e, come si evidenzierà in seguito, questa non comporta differenze apprezzabili nei risultati ottenuti; il modello CDTire rimane quindi stabile anche dopo aver ottimizzato le impostazioni del solutore.

Inoltre, implementando la strada ottimizzata per CDTire, i tempi di calcolo risultano ridotti di un ulteriore 40%, richiedendo da 24 a 14 volte il tempo necessario ad effettuare la stessa simulazione con modello di pneumatico standard. L'implementazione di tale strada, tuttavia, è stata effettuata esclusivamente per la simulazione di manovre Handling, in quanto i tracciati Ride Comfort utilizzati sono stati creati da FCA per riprodurre le piste di Balocco e non sono disponibili delle versioni ottimizzate per il modello CDTire.

Una volta settate le impostazioni ottimali del solutore, sono state utilizzate anche per le simulazioni delle missioni Ride Comfort; si è riscontrato che queste durano da 3 a 5 volte (in base alla missione simulata) rispetto a quelle effettuate utilizzando il modello MF-SWIFT.

È bene sottolineare che l'utilizzo di MF-SWIFT, porta all'incremento del costo computazionale rispetto a MF-Tyre, in quanto il primo è più complesso, poiché il modello permette di effettuare l'inviluppo del profilo stradale ed è composto da un anello rigido in grado di muoversi nello spazio, aumentando il numero di gradi di libertà.

Si è ritenuto necessario riportare le differenze riscontrate nei tempi di simulazione, per sottolineare quanto la complessità del modello influisca sul costo computazionale. In ottica aziendale, trovare il giusto compromesso tra costo computazionale e accuratezza dei risultati è un obiettivo fondamentale. È anche per questo motivo che i

modelli MF-Tyre e MF-SWIFT risultano essere così diffusi e competitivi nel mercato automotive. Tuttavia, nonostante il costo computazionale comportato dall'utilizzo del modello CDTire sia elevato, la possibilità di effettuare sia il Morphing della geometria, che analisi NVH avanzate, ha motivato lo sviluppo del presente lavoro di tesi, ponendo come obiettivo la valutazione dell'affidabilità, della stabilità e della predittività del modello. Non è stato possibile effettuare un confronto tra i tempi di calcolo necessari ad effettuare le simulazioni con i modelli CDTire ed FTire, in quanto quest'ultimo non è stato analizzato durante il presente lavoro di tesi; tuttavia, da esperienze pregresse in azienda, si evince che i tempi di calcolo per questi due modelli sono confrontabili, coerentemente alla loro complessità (molto maggiore rispetto ai modelli MF-Tyre e MF-SWIFT).

Si procede ora all'analisi dei risultati ottenuti simulando la manovra SRS, dopo aver implementato i modelli di pneumatico riportati in **Tabella 5.1**; il post processing è stato effettuato utilizzando un Tool creato dal CRF e implementato all'interno di MB-SHARC<sup>®</sup>, il quale permette di raccogliere e ordinare i risultati delle simulazioni, creando grafici e tabelle utili ad analizzare il comportamento della vettura; questo Tool effettua, inoltre, l'identificazione dei parametri di un modello a bicicletta rappresentante le caratteristiche della vettura, permettendo di ottenere le caratteristiche equivalenti degli assali, che saranno riportate nelle presenti analisi. In particolare, degli angoli di assetto e volante, sono riportate le componenti elastiche: le curve sono ottenute sottraendo a  $\beta$  e  $\delta_{vol}$  le rispettive componenti cinematiche,  $\beta_0$  e  $\delta_{vol,0}$ , rappresentando così le curve di assetto e sottosterzo descritte nel capitolo 2 (**Figura 2.3**).

In **Figura 5.1**e **Figura 5.2** sono riportati, rispettivamente, la componente elastica dell'angolo di assetto  $\beta$  (o SSA) in funzione di ay e le caratteristiche dell'assale posteriore: Fy al variare dell'angolo di deriva  $\alpha$  (o SA) e la rigidezza di deriva  $C_{\alpha,r}$  (o  $C_r$ ) al variare di ay. In **Figura 5.3** e **Figura 5.4** sono riportati la componente elastica dell'angolo volante  $\delta_{vol}$  (o SWA) in funzione di ay e le caratteristiche dell'assale anteriore (Fy e  $C_f$ ).



Figura 5.2 – Caratteristiche assale posteriore: Fy [N] a sinistra; Cornering Stiffness [N/rad] a destra



Figura 5.4 - Caratteristiche assale anteriore: Fy [N] a sinistra; Cornering Stiffness [N/rad] a destra

In tutti i grafici riportati (a partire da **Figura 5.1**, fino a **Figura 5.4**), risulta immediato notare la sovrapposizione delle curve rappresentanti i risultati delle simulazioni effettuate utilizzando il modello CDTire. Dopo aver discusso le differenze tra le simulazioni in questione e i tempi di calcolo di ognuna, è possibile affermare che l'ottimizzazione delle impostazioni del solutore e l'utilizzo della strada ottimizzata per CDTire hanno avuto esito positivo: i tempi di calcolo sono stati drasticamente ridotti, senza influenzare l'accuratezza dei risultati.

Confrontando i risultati ottenuti con MF-Tyre e CDTire, invece, si osserva che le curve non risultano sovrapposte. Tuttavia, gli andamenti delle curve sono paragonabili: è possibile affermare che le differenze riscontrate sono dovute all'utilizzo di modelli di pneumatico con caratteristiche diverse e non a errori del modello CDTire; dunque, nonostante i risultati ottenuti siano diversi, il modello CDTire risulta coerente dal punto di vista fisico.

Considerando le equazioni (2.1) e (2.2), si nota che il gradiente di assetto dipende dalle caratteristiche dell'assale posteriore, mentre il gradiente di sottosterzo dipende dal comportamento di entrambi gli assali. In prima analisi, tali caratteristiche giustificano le differenze ottenute: considerando sia MF-Tyre che CDTire, la rigidezza di deriva dell'assale posteriore è molto simile per basse accelerazioni laterali e, di conseguenza, gli angoli d'assetto sono pressoché uguali nel tratto lineare; all'aumentare dell'accelerazione laterale, la rigidezza dell'assale con pneumatici CDTire decresce più velocemente, comportando un aumento del modulo dell'angolo d'assetto più importante rispetto a quello che si ha utilizzando pneumatici MF-Tyre. Analizzando le caratteristiche dell'assale anteriore, si nota che, per basse accelerazioni laterali, il modello CDTire conferisce rigidezza di deriva maggiore rispetto al modello MF-Tyre; ne consegue che, nel tratto lineare, la vettura con

pneumatici CDTire è caratterizzata da un gradiente di sottosterzo inferiore rispetto a quello della vettura con pneumatici MF-Tyre; all'aumentare dell'accelerazione laterale, invece, la rigidezza di deriva dell'assale con pneumatici CDTire decresce più velocemente, diventando inferiore rispetto alla rigidezza di deriva dell'assale con pneumatici MF-Tyre e ciò comporta un incremento della pendenza della curva di sottosterzo; infatti, utilizzando il modello CDTire, il limite della curva di sottosterzo diminuisce e la vettura non raggiunge la stessa accelerazione laterale.

L'andamento delle rigidezze di deriva è strettamente legato a quello delle forze laterali; è possibile notare, infatti, che ad una maggior rigidezza di deriva dell'assale corrisponde una maggior pendenza della curva che rappresenta la forza laterale trasmessa al suolo; inoltre, come precedentemente affermato, la rigidezza di deriva dell'assale con CDTire decresce più velocemente rispetto a quella dell'assale con MF-Tyre, così come la pendenza della curva Fy della vettura con pneumatici CDTire; ne risulta uno pneumatico più rigido per piccoli angoli di deriva, ma con limite di saturazione della forza laterale inferiore.

Avendo già effettuato l'ottimizzazione delle impostazioni del solutore e l'implementazione di strade ottimizzate per CDTire, queste operazioni verranno d'ora in poi sottintese.

Per valutare la coerenza degli andamenti ottenuti con le caratteristiche degli pneumatici utilizzati, è stato utilizzato il Tool Tire Testrig di MB-SHARC<sup>®</sup>.



Figura 5.5 – Rappresentazione grafica di  $K_{\beta}$  (sinistra) e  $K_{US}$  (destra)

In **Figura 5.5**, nei grafici relativi alle curve di assetto e sottosterzo ottenute utilizzando CDTire e MF-Tyre, sono stati rappresentati graficamente i gradienti  $K_{\beta}$  e  $K_{US}$ , i quali identificano le pendenze nei tratti lineari delle rispettive curve.

I modelli utilizzati, si differiscono sia per taglia che per caratteristiche costruttive, in particolare è stato riscontrato che il modello CDTire (225/45 R17) ha rigidezza di deriva superiore all'aumentare del carico verticale e per piccoli angoli di deriva dello pneumatico; tuttavia, pur avendo larghezza maggiore e rapporto altezza spalla inferiore rispetto al modello MF-Tyre, con questo pneumatico non si riesce a raggiungere la stessa accelerazione laterale massima ay<sub>MAX</sub>.

L'utilizzo del Tool Tire Testrig permette di analizzare nel dettaglio le differenze tra i modelli CDTire e MF-Tyre, in modo da giustificare i risultati ottenuti effettuando le simulazioni sull'intero veicolo. Prima di procedere con l'analisi dei risultati ottenuti utilizzando tale Tool, si ritiene opportuno descrivere come questi siano stati elaborati: nonostante siano state utilizzate le impostazioni ottimizzate del solutore, le curve ottenute utilizzando il modello CDTire risultano affette da numerose oscillazioni, oltre a quelle dovute a errori numerici (**Figura 5.6**, curva "CD-Tire Non Filtrata"). La causa delle oscillazioni risiede nell'incompatibilità tra il modello CDTire e il Tool Tire Testrig di MB-SHARC<sup>®</sup>, la quale genera un'anomala oscillazione della forza verticale Fz imposta sulla ruota durante la simulazione, che si ripercuote sull'andamento della forza laterale.

Con lo scopo di ridurre le fluttuazioni, sono state effettuate diverse simulazioni, con range anche più ampi di angolo di deriva  $\alpha$  (o Slip Angle) rispetto a quello mostrato in **Figura 5.6**, senza ottenere i risultati voluti. Si è

dunque optato di filtrare la curva utilizzando la tecnica della media mobile; questa procedura ha permesso attenuare notevolmente le oscillazioni, rendendo la curva più leggibile nel range di angolo di deriva considerato. In **Figura 5.6** sono riportate le curve prima e dopo l'utilizzo della media mobile. Una possibile soluzione al problema sarebbe quella di intervenire sul tempo della manovra simulata, dando al modello il tempo di smorzare le vibrazioni prima di procedere alla variazione dell'angolo di deriva, in modo da evitare di ottenere soluzioni non stazionarie. Questa prova non è stata effettuata in quanto non è stato possibile intervenire sui tempi della simulazione, ma solo sul range dell'angolo di deriva.



Figura 5.6 – Riduzione oscillazioni Carpet mediante media mobile

Dopo aver descritto la procedura utilizzata per determinare le curve caratteristiche degli pneumatici, si propone un confronto tra quelle ottenute per MF-Tyre e CDTire. Nel caso analizzato, il modello CDTire utilizzato è lo stesso per tutte le ruote della vettura, mentre i modelli MF-Tyre si differiscono tra ruote anteriori e posteriori, in quanto rappresentano pneumatici con diverse pressioni di insufflazione. Per questo motivo, in **Figura 5.7** sono riportati due grafici diversi, che rappresentano le caratteristiche degli pneumatici montati sugli assali anteriore e posteriore delle rispettive vetture.



**Figura 5.7** – Fy( $\alpha$ ); Rear a sinistra, Front a destra

Per motivi di riservatezza non è possibile mostrare i valori degli assi dei grafici riportati in **Figura 5.7**, ma è possibile valutare qualitativamente le loro differenze, in quanto condividono la stessa scala. Tale affermazione è valida anche per i confronti tra i grafici in **Figura 5.8**, **Figura 5.10** e **Figura 5.11**.

Tute le simulazioni sono state effettuate mantenendo costante il coefficiente di attrito  $\mu$ . Le curve relative a Fy rappresentate in **Figura 5.7** sono state ottenute mantenendo il carico verticale costante durante le simulazioni, il valore è stato scelto in modo da rappresentare le condizioni di carico dei due assali: il carico verticale agente sull'assale anteriore è superiore a quello agente sull'assale posteriore; il carico verticale impostato è pari circa al valore massimo di Fz rilevato sulle ruote esterne durante la manovra SRS. Successivamente, sono state effettuate più simulazioni, per diversi valori di carico verticale, in modo da ottenere l'andamento della forza laterale Fy al variare del carico verticale Fz, per un dato angolo di deriva (Slip Angle = 5°), rappresentato in **Figura 5.8**.



Figura 5.8 – Andamento della forza laterale Fy al variare del carico verticale Fz applicato alla ruota

Analizzando i grafici appena introdotti, si osserva che:

- $C_{\alpha,R}$  CDTire  $\approx C_{\alpha,R}$  Pacejka  $\Rightarrow K_{\beta}$  CDTire  $\approx K_{\beta}$  Pacejka: la pendenza della curva di assetto nel tratto lineare è circa uguale tra i due veicoli (nei quali sono implementati, rispettivamente, modelli CDTire e modelli MF-Tyre);
- ★  $\begin{cases} C_{\alpha,F}CDTire > C_{\alpha,F}Pacejka \\ C_{\alpha,R}CDTire \approx C_{\alpha,R}Pacejka \end{cases} \Rightarrow K_{US} CDTire < K_{US} Pacejka: la pendenza nel tratto lineare della curva di sottosterzo del veicolo con pneumatici CDTire è inferiore a quella della curva relativa al veicolo con pneumatici MF-Tyre;$
- $Fy_{F/R} \max CDTire < Fy_{F/R}$  Pacejka  $\rightarrow ay_{max} CD$ -Tire  $< ay_{max}$  Pacejka

Tali considerazioni confermano la coerenza dei risultati ottenuti effettuando simulazioni sull'intero veicolo, rispetto alle caratteristiche degli pneumatici. Si può dunque affermare che tale modello risulta affidabile e in grado di fornire risultati fisicamente accettabili.

Il grafico riportato in **Figura 5.8** mette in evidenza l'incompatibilità tra il modello CDTire e il Tool Tire Testrig di MB-SHARC<sup>®</sup>: le fluttuazioni citate in precedenza, aumentano all'aumentare del carico verticale imposto nelle simulazioni; ciò impedisce di ottenere risultati affidabili nonostante l'utilizzo della media mobile, non permettendo di determinare il carico di saturazione  $Fz_{max}$ , oltre il quale la forza laterale trasmissibile al suolo resta costante.

## 5.1.2 Analisi qualitativa Morphing: MF-Tyre e MF-SWIFT VS CDTire Morphed

Avendo dedotto, anche mediante l'analisi dei Carpet degli pneumatici, che i risultati ottenuti utilizzando il modello CDTire sono coerenti, si procede ora con l'analisi qualitativa della predittività del modello CDTire dopo aver effettuato il Morphing della geometria, la quale verrà effettuata comparando i risultati ottenuti utilizzando

modelli standard di pneumatico e il modello CDTire prima e dopo l'utilizzo del Tool. Le modifiche apportate al modello CDTire di partenza riguardano sia la pressione di insufflazione che la geometria; in particolare, tali modifiche sono state effettuate per creare modelli CDTire aventi la stessa geometria e la stessa pressione di insufflazione degli pneumatici standard utilizzati nelle simulazioni. Si ricorda che il Tool di Morphing della geometria utilizzato durante questo lavoro di tesi è una versione beta, preliminare, ed è diverso dal Tool commerciale fornito al giorno d'oggi, implementato nel modello CDTire 3D (prende il nome di Tool di Resizing), il quale ha subito aggiornamenti che lo rendono ancor più performante.

I primi risultati analizzati riguardano la manovra SRS; successivamente, verranno analizzate le caratteristiche dei vari pneumatici, per poi proporre l'analisi delle altre manovre Handling e delle missioni Ride Comfort.

Si riportano, in **Figura 5.9**, le curve di assetto e sottosterzo della vettura, utili a determinare le variazioni del comportamento laterale del veicolo, dovute alla variazione dei parametri geometrici e operativi degli pneumatici.



Figura 5.9 – Curve di assetto (sopra) e di sottosterzo (sotto); modelli utilizzati: MF-Tyre e CDTire pre e post Morphing

Osservando la Figura 5.9, è possibile notare che l'utilizzo del modello CDTire di taglia 205/55 R16 porta ad un incremento dei gradienti di assetto e di sottosterzo della vettura.

Prima di procedere con l'analisi dei Carpet dei vari pneumatici, si ritiene opportuno effettuare alcune considerazioni sulle taglie dei modelli utilizzati: a parità di caratteristiche costruttive, è stata ridotta la larghezza del battistrada (da 225 a 205 mm) ed è stata aumentata l'altezza della spalla dello pneumatico; queste variazioni comportando una riduzione sia delle dimensioni dell'orma di contatto, che della rigidezza di deriva dello pneumatico.

Questa considerazione qualitativa permette di affermare che il risultato ottenuto simulando la manovra SRS con i modelli CDTire è coerente con le modifiche apportate alla taglia del modello di partenza, in quanto la riduzione della rigidezza di deriva dello pneumatico e dell'orma di contatto contribuiscono all'aumento dei gradienti di sottosterzo e assetto, proprio come si evince dalla figura.

Per confermare quanto affermato e verificare che i risultati siano coerenti con le caratteristiche dei modelli di pneumatico, vengono riportati in **Figura 5.10** e in **Figura 5.11** i risultati dei Carpet, ottenuti mediante l'utilizzo del Tool Tire Testrig.



**Figura 5.10** – Fy( $\alpha$ ); Rear a sinistra, Front a destra

\*CDTire e Paceika rappresentano pneumatici di caratteristiche diverse.



Figura 5.11 - Andamento della forza laterale Fy al variare del carico verticale Fz applicato alla ruota

In **Figura 5.10** è riportato l'andamento della forza laterale Fy trasmessa al suolo dai vari modelli di pneumatico, al variare dell'angolo di deriva  $\alpha$ , mantenendo invariato il carico verticale Fz durante la simulazione. Come nel caso precedente, il carico verticale imposto alle ruote posteriori è diverso da quello imposto alle ruote anteriori, in modo da rappresentare la distribuzione dei pesi del veicolo. In **Figura 5.11** è invece riportato l'andamento della forza laterale trasmessa al suolo dai vari pneumatici, per uno stesso angolo di deriva e per diversi valori di carico verticale imposto alle ruote. In entrambe le figure è possibile notare che la forza laterale trasmessa al suolo dal modello CDTire di taglia 205/55 è inferiore a quella trasmessa al suolo dal modello CDTire di partenza, coerentemente con i risultati ottenuti sull'intero veicolo. Inoltre, vi è una variazione della forza laterale trasmessa al suolo tra il modello CDTire 205/55 utilizzato per le ruote anteriori e quello utilizzato per le ruote posteriori, in quanto, come già anticipato, sono state utilizzate pressioni di insufflazione diverse tra Front e Rear.

Dunque, in prima analisi, il modello CDTire risponde in maniera coerente alla variazione di geometria e di pressione.

Si procede ora all'analisi dei risultati delle simulazioni delle altre manovre Handling e delle missioni Ride Comfort.

Come accennato in precedenza, la manovra Frequency Sweep permette di determinare il comportamento laterale in stato transitorio del veicolo. I risultati vengono plottati nel dominio delle frequenze, in termini di guadagni e ritardi. Il range di frequenza è limitato, al di sotto dei 5 Hz, in quanto le analisi si focalizzano sullo stato di moto dell'intero veicolo: durante la manovra viene variata la frequenza dell'input di sterzo e i risultati riportati in seguito descrivono la risposta del veicolo a tale variazione.

In **Figura 5.12**, **Figura 5.13**, e **Figura 5.14**, vengono riportati, rispettivamente, i risultati delle manovre Frequency Sweep a 0.3, 0.5 e 0.7 g; analizzare i risultati della stessa manovra, ma per diversi valori di accelerazione laterale raggiunta permette di valutare la risposta del modello CDTire in diverse condizioni di utilizzo, da normali a sportive, fino a raggiungere il limite degli pneumatici.

Come per la manovra SRS, nelle seguenti analisi, vengono proposti i risultati ottenuti implementando nel modello di veicolo i modelli di pneumatico MF-Tyre (denominato anche "Pacejka" nelle legende dei grafici) e CDTire pre e post Morphing, in modo da verificare che il comportamento del CDTire sia coerente sia prima che dopo l'utilizzo del Tool di Morphing della geometria.

Delle manovre FS vengono plottati i guadagni e i ritardi dei seguenti indici:

- ay/SWA: rapporto tra accelerazione laterale e angolo volante, utile ad analizzare la risposta in frequenza dell'intero veicolo;
- Yaw Rate/SWA: rapporto tra velocità di imbardata e angolo volante, utile ad analizzare la risposta in frequenza dell'assale anteriore;
- Roll Angle/ay: rapporto tra l'angolo di rollio e l'accelerazione laterale, utile ad analizzare i moti di cassa (rollio) e la risposta delle sospensioni al variare della frequenza.

Il post processing dei risultati è stato effettuato utilizzando un Tool all'interno di MB-SHARC<sup>®</sup> analogo a quello utilizzato per analizzare i risultati delle manovre SRS.



Figura 5.12 – Risultati Frequency Sweep 0.3 g







Figura 5.14 – Risultati Frequency Sweep 0.7 g

È possibile osservare che modificando la taglia e la pressione di insufflazione del modello CDTire, il comportamento del veicolo con pneumatici "CDTire Morphed" è coerente con le modifiche apportate: i guadagni YawRate/SWA e ay/SWA si riducono, coerentemente alla riduzione della rigidezza di deriva degli pneumatici e dei gradienti di assetto e sottosterzo; questo fenomeno è apprezzabile in maniera più evidente per i guadagni "ay/SWA", indici caratteristici del comportamento dell'intero veicolo. Il guadagno Roll Angle/ay, invece, aumenta: a parità di caratteristiche costruttive, un aumento dell'altezza di spalla dello pneumatico ne causa un aumento della cedevolezza (riduzione rigidezza radiale), la quale induce il veicolo a rollare di più in curva.

È possibile infine osservare che modificando la taglia e la pressione di insufflazione del modello CDTire, rendendole uguali a quelle del modello MF-Tyre, il comportamento del veicolo con pneumatici "CDTire Morphed" si avvicina al comportamento del veicolo con pneumatici standard: a 0 Hz, quindi in regime stazionario, la curva rossa (CDTire 205/55 R16) si avvicina alla curva blu (Pacejka 205/55 R16); questo fenomeno è apprezzabile in maniera più evidente per i guadagni "ay/SWA". L'andamento delle curve, infine, permette di affermare che il comportamento del modello CDTire resta coerente sia prima che dopo la modifica della geometria: non sono presenti andamenti rappresentanti fenomeni non fisici.

In **Figura 5.15** sono riportati i risultati delle manovre FS 0.3, 0.5 e 0.7 g; questo confronto è utile a mostrare la variazione qualitativa della risposta del veicolo al variare dell'accelerazione laterale massima raggiunta durante la manovra: è possibile apprezzare la non linearità del comportamento direzionale della vettura (dovuto anche alla non linearità del comportamento degli pneumatici). Infatti, se il sistema fosse lineare, al variare di ay la risposta della vettura sarebbe sempre la stessa. In particolare, per 0.3 e 0.5 g il comportamento è simile, non essendo al limite delle condizioni di utilizzo degli pneumatici, mentre si riscontrano importanti differenze per la manovra eseguita a 0.7g: ad esempio, il guadagno ay/SWA risulta molto minore per 0.7g, in quanto l'angolo volante necessario ad ottenere una determinata ay cresce più che linearmente per accelerazioni laterali elevate (come si nota nelle curve di sottosterzo).



Dopo aver verificato che i risultati ottenuti utilizzando il modello CDTire sono coerenti dal punto di vista fisico per tutte le manovre Handling sia prima che dopo l'utilizzo del Tool di Morphing della geometria, si propongono i risultati ottenuti effettuando le simulazioni delle missioni Ride Comfort.

Il post processing dei risultati è stato effettuato mediante l'utilizzo di un Tool implementato in MB-SHARC<sup>®</sup>, il quale permette di emulare il SW VDArco (Vehicle Dynamics Analysis Ride COmfort), sviluppato dal CRF; questo SW è stato creato per effettuare analisi dei segnali provenienti da test sperimentali: i dati misurati dai sensori vengono raccolti in database e importati all'interno del SW, che permette di effettuare analisi sia nel dominio del tempo, che nel dominio della frequenza.

In Figura 5.16 e in Figura 5.17 sono riportate le accelerazioni longitudinali misurate sui mozzi (anteriore e posteriore sinistro) e sulla guida sedile; mentre, in Figura 5.18, in Figura 5.19 e in Figura 5.20 sono riportate, rispettivamente, le accelerazioni verticali misurate sui mozzi, sulla guida sedile e sulla pedana guidatore.



Figura 5.16 – Traversina: Time History dell'accelerazione longitudinale dei mozzi FL (sx) e RL (dx)



**Figura 5.17** – Traversina: Time History dell'accelerazione longitudinale della guida sedile



Figura 5.18 – Traversina: Time History dell'accelerazione verticale dei mozzi FL (sx) e RL (dx)





Figura 5.20 – Traversina: Time History dell'accelerazione verticale della guida sedile

I risultati appena ripotati rappresentano la Time History delle accelerazioni nei diversi punti citati, durante l'attraversamento della traversina. Le accelerazioni misurate sui mozzi permettono di valutare il comportamento degli pneumatici, in quanto questi rappresentano l'unico componente che si frappone tra il mozzo e il profilo stradale. Le accelerazioni misurate sulla guida sedile permettono di valutare le accelerazioni percepite all'interno dell'abitacolo, nei pressi della posizione del conducente, mentre quelle misurate sulla pedana, rappresentano le accelerazioni nei pressi della pedaliera del veicolo, le quali risentono maggiormente del traballamento motore.

È infatti possibile notare come le differenze tra i risultati delle simulazioni effettuate utilizzando i vari modelli siano più accentuate nelle accelerazioni misurate sui mozzi. Tali differenze sono imputabili alle diverse caratteristiche dei vari modelli di pneumatico, in quanto sia le ampiezze dei picchi, che le frequenze delle oscillazioni delle accelerazioni misurate, sono paragonabili e non affette da errori di natura non fisica.

All'interno dell'abitacolo, sia in corrispondenza della guida sedile che della pedana, le accelerazioni risultano pressoché sovrapposte, per via del filtraggio fornito dalle sospensioni.

Si riporta ora l'analisi degli spettri in frequenza delle accelerazioni misurate durante l'attraversamento della Pista Comfort; il passaggio dal dominio del tempo a quello delle frequenze è stato effettuato utilizzando il Tool di MB-SHARC® prima citato, mediante il quale è stata applicata la trasformata di Fourier veloce (FFT: Fast Fourier Transform) al segnale.

In **Figura 5.21** e **Figura 5.22** sono riportati gli spettri in frequenza delle accelerazioni longitudinali, misurate rispettivamente sui mozzi e sulla guida sedile; da **Figura 5.23** a **Figura 5.26** sono invece riportati gli spettri in frequenza delle accelerazioni misurate rispettivamente sui mozzi, sui duomi, sulla testa motore, sulla pedana e sulla guida sedile, durante l'attraversamento della Pista Comfort.



Figura 5.21 - Pista Comfort: FFT [g] dell'accelerazione longitudinale dei mozzi FL (sx) e RL (dx)



















\*CDTire e SWIFT rappresentano pneumatici di caratteristiche diverse. **Figura 5.26** – Pista Comfort: FFT [g] dell'accelerazione verticale della guida sedile

L'analisi degli spettri in frequenza delle accelerazioni permette di valutare con più chiarezza le differenze tra i vari segnali; in particolare, è possibile notare che per basse frequenze, caratteristiche dei moti di cassa, le curve risultano pressoché sovrapposte, mentre per frequenze più elevate possono essere apprezzate le differenze dovute all'utilizzo di diversi modelli di pneumatico.

Inoltre, analizzando nel dettaglio gli spettri in frequenza riportati, è possibile effettuare diverse considerazioni:

- è possibile notare (sia per Pista Comfort che per Liscio Autostradale) che il contributo dei moti di cassa bassa frequenza – al segnale accelerometrico è maggiormente apprezzabile a valle delle sospensioni, ovvero su duomi, pedana, guida sedile e testa motore;
- sui mozzi, invece, il contributo dei moti di cassa al segnale accelerometrico è quasi trascurabile; i picchi si riscontrano nel range di frequenza relativo alle masse non sospese, essendo proprio queste a scambiare forze con i mozzi;
- sui mozzi, invece, il contributo dei moti di cassa al segnale accelerometrico è quasi trascurabile; i picchi si riscontrano nel range di frequenza relativo alle masse non sospese, essendo proprio queste a scambiare forze con i mozzi;
- i principali moti di cassa apprezzabili durante l'attraversamento della Pista Comfort sono il beccheggio e il rollio (quest'ultimo è dovuto a sollecitazioni verticali non simmetriche tra lato destro e sinistro della vettura);
- i picchi che si osservano in Figura 5.22 sono relativi alle oscillazioni delle masse non sospese che si trasmettono alla cassa; in particolare, i picchi si hanno in corrispondenza delle frequenze caratteristiche dei modi di vibrare in direzione longitudinale delle masse non sospese;
- nel range di frequenza relativo alle masse non sospese, un contributo al segnale accelerometrico è dato anche dal motore; questo è apprezzabile confrontando le accelerazioni sui duomi anteriori e posteriori (Figura 5.24), in quanto i primi risentono maggiormente delle accelerazioni provenienti dal motore; è possibile infatti osservare dei picchi nel range delle masse non sospese nel grafico relativo a ZD1, non presenti invece in corrispondenza del duomo posteriore.

Anche in questo caso è possibile affermare che i risultati ottenuti con modello CDTire di partenza sono coerenti dal punto di vista fisico e che il modello CDTire creato mediante il Tool di Morphing tende a comportarsi come il modello di riferimento MF-SWIFT.

Gli ultimi risultati riportati sono gli spettri in frequenza delle accelerazioni misurate durante l'attraversamento del Liscio Autostradale. In questa missione, effettuata a velocità elevata, vengono considerate esclusivamente le

accelerazioni verticali misurate sui mozzi (Figura 5.27), sui duomi (Figura 5.28), su testa motore e pedana (Figura 5.29) e, infine, sulla guida sedile (Figura 5.30).











Figura 5.29 – Liscio autostradale: FFT [g] dell'accelerazione verticale testa motore (sx) e pedana (dx)



**Frequency [Hz] Figura 5.30** – Liscio autostradale: FFT [g] dell'accelerazione verticale della guida sedile

\*CDTire e SWIFT rappresentano pneumatici di caratteristiche diverse.

Le curve rappresentanti le accelerazioni su duomi, guida sedile, pedana e testa motore risultano pressoché sovrapposte per ogni modello di pneumatico analizzato, per tutte le missioni Ride Comfort simulate. Ciò permette di affermare che le sospensioni risultano in grado di filtrare il contributo di vibrazione dato dai diversi modelli di pneumatico. Le differenze riscontrate sui mozzi, sono inoltre coerenti con le differenze tra i vari modelli di pneumatico.

In tutte le missioni Ride Comfort è possibile osservare come il passaggio da geometria originale (225/45 R17) a modificata (205/55 R16) porti lo pneumatico CDTire a comportarsi in maniera simile allo pneumatico di riferimento (MF-SWIFT 205/55 R16): l'inviluppo del profilo stradale è uguale per penumatici con la stessa taglia.

Non considerando le differenze costruttive tra i modello CDTire e il modello MF-SWIFT, è possibile effettuare delle considerazioni sulle taglie utilizzate e sull'influenza che queste hanno sulle prestazioni del veicolo: CDTire Morphed e MF-SWIFT presentano spalla più alta rispetto al CDTire di partenza, permettendo un migliore inviluppo degli ostacoli con conseguente miglioramento del comfort di guida; l'utilizzo di uno pneumatico più stretto e con altezza di spalla superiore, tuttavia, comporta un peggioramento delle prestazioni Handling del veicolo, visto l'aumento riscontrato dei gradienti di assetto e di sottosterzo.

Le differenze riscontrate sono anche dovute alla variazione delle pressioni effettuata sul modello CDTire Morphed, in modo da conformarsi alle pressioni dei modelli di riferimento:  $Pi_{REAR}$  è stata ridotta di 0.2 bar; al diminuire della pressione diminuisce anche la rigidezza radiale dello pneumatico, con conseguente miglioramento del comfort di guida.

I risultati ottenuti e le analisi effettuate permettono di affermare la validità del modello CDTire dal punto di vista qualitativo e della sua predittività dopo l'utilizzo del Tool di Morphing della geometria: nonostante le diverse caratteristiche costruttive tra i modelli di pneumatico utilizzati, il CDTire creato con il Tool di Morphing ha permesso di ottenere risultati coerenti, quantomeno a livello qualitativo.

### 5.1.3 Analisi qualitativa Morphing: confronto tra modelli CDTire

In questo paragrafo viene analizzato l'andamento del comportamento del veicolo al variare della pressione di insufflazione e della larghezza del canale del cerchio.

La prima analisi riguarda esclusivamente la variazione della pressione di insufflazione degli pneumatici; in particolare, si ricorda che il confronto è stato effettuato utilizzando il modello di taglia 205/55 R16x6.5, variando la pressione delle ruote posteriori di 0.2 bar; per questo motivo, i risultati vengono contraddistinti nelle leggende mediante le diciture "Pi high" e "Pi low".







L'aumento di pressione delle ruote posteriori causa una riduzione del gradiente di sottosterzo pari al 3.1% e un aumento del gradiente di assetto pari al 2.9%, rendendo il comportamento del veicolo meno sottosterzante.

Negli studi riportati nell'articolo dal titolo "Optimizing Tire Vertical Stiffness Based on Ride, Handling, Performance, and Fuel Consumption Criteria" [11], è possibile osservare l'andamento della rigidezza di deriva di uno pneumatico al variare della sua rigidezza radiale (dipendente dalla pressione di insufflazione), riportato in

**Figura 5.32**: all'aumentare della rigidezza radiale, la rigidezza di deriva non ha un andamento monotono, ma mostra un picco – rigidezza di deriva massima, valore ottimo per l'Handling – oltre il quale la rigidezza di deriva decresce. Questo fenomeno è dovuto anche alla riduzione dell'area di contatto all'aumentare della pressione.



Figura 5.32 – Variazione rigidezza di deriva di uno pneumatico, in funzione della rigidezza radiale [11]

Nelle analisi effettuate si evince che, in questo caso, l'aumento di pressione ha portato ad una riduzione della rigidezza di deriva dello pneumatico; il minimo valore di pressione analizzato conferisce quindi (allo pneumatico) una rigidezza radiale superiore a quella ottima per l'Handling. Avendo aumentato la pressione delle ruote posteriori, l'aumento del gradiente d'assetto e la conseguente riduzione del gradiente di sottosterzo risultano coerenti dal punto di vista fisico; infatti, ricordando la definizione dei due gradienti, riportata nelle equazioni (2.1) e (2.2), si ha che:

$$K_{US} = \left(\frac{m_F}{C_{\alpha,F}} - \frac{m_R}{C_{\alpha,R}}\right) \tau_{vol}$$

$$K_{\beta} = -\frac{m_R}{C_{\alpha,R}}$$
(5.1)

Osservando le equazioni (5.1) e (5.2) risulta immediato notare che una riduzione della rigidezza di deriva (posta al denominatore nella formula del gradiente di assetto) comporta un aumento del modulo del gradiente di assetto e una riduzione del gradiente di sottosterzo, indici della pendenza del tratto lineare delle rispettive curve.

In **Figura 5.33** sono riportati i risultati dei Carpet degli pneumatici, nei quali è possibile osservare che l'aumento della pressione di insufflazione ha portato ad un aumento della forza laterale trasmissibile al suolo, la quale permette al veicolo di raggiungere accelerazioni laterali più elevate, per valori elevati di angolo di deriva  $\alpha$  e di carico verticale Fz. Le curve riportate riguardano esclusivamente le caratteristiche delle ruote posteriori, in quanto sono quelle a diversa pressione di insufflazione.



Figura 5.33 – Fy( $\alpha$ ) (sx) e Fy(Fz) (dx); CDTire 205/55 R16x6.5, pressioni diverse



In **Figura 5.33** non è possibile apprezzare la variazione di rigidezza di deriva dell'assale posteriore dovuta alla variazione di pressione degli pneumatici. Per questo motivo si è scelto di riportare le caratteristiche di rigidezza di deriva equivalenti degli assali al variare dell'accelerazione laterale, in **Figura 5.34**: è possibile osservare che la rigidezza di deriva equivalente dell'assale anteriore rimane invariata, poiché gli pneumatici su questo assale mantengono la stessa pressione di insufflazione tra le due configurazioni (Pi<sub>High</sub> e Pi<sub>Low</sub>); invece, sull'assale posteriore è possibile apprezzare la riduzione di rigidezza di deriva dovuta all'aumento di pressione degli pneumatici posteriori; la riduzione è pari al 2.5% per ay≈0g.

Una volta determinata l'influenza della variazione di pressione sul comportamento laterale del veicolo, si procede ad un'analisi più approfondita dell'influenza della larghezza del canale del cerchio.

I primi risultati riportati riguardano le simulazioni della manovra SRS utilizzando i modelli CDTire di taglia 205/55 R16x6.5 e 205/55 R16x7; in particolare, in **Figura 5.35** sono riportati gli andamenti delle curve di assetto e di sottosterzo delle vetture, mentre in **Figura 5.36** sono riportati i risultati dei Carpet degli pneumatici, al variare dell'angolo di deriva e del carico verticale applicato al mozzo.





In **Figura 5.36** è possibile osservare che l'aumento della larghezza del canale del cerchio ha portato ad un aumento della forza laterale trasmissibile al suolo, la quale permette al veicolo di raggiungere accelerazioni laterali più elevate, per valori elevati di angolo di deriva  $\alpha$  e di carico verticale Fz. Le caratteristiche non sono state distinte tra Front e Rear, in quanto i risultati ottenuti sono analoghi: l'interesse è quello di evidenziare la variazione di forza laterale trasmissibile al suolo; come si evince dalle analisi, un aumento della larghezza del canale porta all'aumento della forza laterale trasmissibile, sia sull'assale anteriore che su quello posteriore, per questo motivo si è ritenuto opportuno riportare un solo un esempio della variazione analizzata.



Osservando le curve in **Figura 5.35** è possibile notare che aumentando la larghezza del canale delle ruote si ha una riduzione dei gradienti di assetto e di sottosterzo. Tale fenomeno è giustificato dall'aumento della rigidezza di deriva di entrambi gli assali. La riduzione percentuale risulta pari al 4.3% per  $K_{US}$  e al 2.5% per  $K_{\beta}$ . Sono inoltre stati confrontati i risultati ottenuti variando la larghezza del canale dei modelli CDTire di taglia 205/55 R16 e 225/45 R17, come è possibile osservare in **Figura 5.37** e in **Figura 5.38**.



In **Figura 5.38** è possibile notare l'aumento della rigidezza di deriva degli assali dovuta all'aumento della larghezza del canale delle ruote. Partendo dai risultati ottenuti simulando la manovra SRS, sono stati creati i grafici riassuntivi riportati in **Figura 5.39** e **Figura 5.40**: si è deciso di plottare i valori di rigidezza di deriva degli assali (denominata Ky nei grafici) e dei gradienti di assetto e sottosterzo, in funzione della larghezza del canale, per entrambe le geometrie. È possibile notare che l'aumento di ky causa una riduzione di K<sub>US</sub> e K<sub>β</sub>, per entrambe le geometrie analizzate. Dunque, nonostante le taglie di partenza fossero diverse, è stato possibile riscontrare lo stesso fenomeno fisico; il comportamento del modello CDTire risulta dunque coerente, al variare della larghezza del canale, per entrambe le geometrie analizzate.





Figura  $5.39 - Ky_R(sx) e K_{SSA}(dx)$ ; CDTire geometrie diverse e canali diversi



Per valutare in maniera più approfondita l'andamento degli indici analizzati, si è inoltre deciso aumentare ulteriormente la larghezza del canale del modello CDTire di taglia 205/55 R16, arrivando a 7.5". I risultati della manovra SRS sono stati confrontati con quelli ottenuti in precedenza. In **Figura 5.41** e in **Figura 5.42**, sono riportati gli andamenti delle rigidezze di deriva degli assali e dei gradienti si assetto e sottosterzo in funzione della larghezza del canale delle ruote.





Figura 5.41 – Ky<sub>R</sub> (sx) e K<sub>SSA</sub> (dx); CDTire 205/55 R16, canali diversi

Figura 5.42 – Ky<sub>F</sub> (sx) e K<sub>SWA</sub> (dx); CDTire 205/55 R16, canali diversi

In **Figura 5.41** e in **Figura 5.42** l'andamento dei vari indici è stato confrontato con una retta, ottenuta congiungendo i valori corrispondenti alla minima e alla massima larghezza di canale analizzata: è possibile osservare che l'andamento degli indici valutati è circa lineare al variare della larghezza del canale.

Non è stato possibile plottare i valori numerici dei risultati ottenuti nelle analisi, per motivi di riservatezza. Tuttavia, si ritiene opportuno sottolineare che il confronto è di natura qualitativa e che, se pur privi di valori, i grafici riportati permettono di apprezzare gli andamenti di cui si è discusso.

Variando la larghezza del canale e simulando le missioni Ride Comfort, non sono state riscontrate variazioni degne di nota nel comportamento della vettura. Si è dunque deciso di riportare esclusivamente gli andamenti delle accelerazioni verticali della guida sedile misurate durante l'attraversamento di Traversina (Figura 5.43), Pista Comfort (Figura 5.44), e Liscio Autostradale (Figura 5.45).





Figura 5.43 - Traversina: Time History dell'accelerazione verticale della guida sedile





Figura 5.44 - Pista Comfort: FFT [g] dell'accelerazione verticale della guida sedile



Frequency [Hz] Figura 5.45 – Liscio autostradale: FFT [g] dell'accelerazione verticale della guida sedile

## 5.2 Confronto CDTire specifico VS dati sperimentali

Dopo aver valutato qualitativamente le prestazioni del modello CDTire e l'influenza della variazione dei parametri geometrici e operativi sulla dinamica del veicolo, si procede ad un'analisi quantitativa basata sul confronto tra i risultati ottenuti mediante simulazioni (numerici) e quelli ottenuti mediante prove sperimentali.

Prima di procedere, si ritiene opportuno ricordare che il modello CDTire fornito dall'azienda costruttrice è il frutto della prima caratterizzazione dello pneumatico reale; per motivi di tempo non è stato possibile iterare la procedura di caratterizzazione del modello, per questo motivo i dati raccolti durante questo lavoro di tesi sono stati condivisi con Fraunhofer ITWM e con l'azienda costruttrice, le quali hanno intrapreso una collaborazione per perfezionare la correlazione tra il modello CDTire e lo pneumatico reale.

In questa sezione l'analisi è più dettagliata rispetto alle precedenti, viene analizzato un numero maggiore di indici e i risultati vengono riportati in un ordine diverso: volendo valutare il comportamento del modello in diverse condizioni di utilizzo, gli indici relativi alle manovre Handling vengono suddivisi in base allo stile di guida, il quale può essere di routine (Routine Handling) o sportivo (Sporty Handling).

Nell'Handling di routine vengono analizzati gli indici relativi alla manovra SRS per basse accelerazioni laterali e quelli relativi alle manovre FS 0.3 e 0.5 g; nell'Handling sportivo, invece, vengono presi in considerazione gli indici relativi alla manovra SRS nell'intorno dell'accelerazione laterale limite e quelli relativi alla manovra FS 0.7 g.

Essendo riservati, i risultati verranno riportati in relativo, in modo da valutare l'andamento dei vari indici al variare dei parametri geometrici e operativi degli pneumatici mantenendo al contempo la dovuta riservatezza.

Per garantire un'elevata accuratezza delle misure sperimentali, ogni prova è stata eseguita più volte. Gli indici riportati sono relativi alla media dei risultati ottenuti; insieme a questi, nei grafici, si evidenzia un range rappresentativo dell'intervallo di confidenza di ogni valore sperimentale.

Nelle analisi Ride Comfort, è stato utilizzato il SW VDArco per effettuare il post-processing dei risultati numerici (esportati da MB-SHARC<sup>®</sup>) e per determinare i valori medi degli indici (ed il relativo intervallo di confidenza) ottenuti mediante le prove sperimentali.

Prima di riportare tabelle e grafici relativi all'andamento degli indici caratteristici della dinamica del veicolo, vengono riportati degli esempi dei risultati numerici ottenuti mediante le simulazioni; inoltre, nel paragrafo riguardante la variazione di pressione di insufflazione degli pneumatici, viene descritto il significato degli indici di interesse calcolati.

### 5.2.1 Analisi variazione pressione

In **Figura 5.46** e in **Figura 5.47** sono riportati i risultati numerici ottenuti effettuando le simulazioni delle manovre SRS e FS 0.5 g al variare della pressione di insufflazione degli pneumatici.

Analizzando la manovra SRS e considerando l'Handling di routine, i gradienti di sottosterzo e di assetto (come ben noto), rappresentano la pendenza delle relative curve nel tratto lineare; nell'Handling sportivo, invece, rappresentano la pendenza delle curve in corrispondenza dell'85% dell'accelerazione laterale massima raggiunta. Il gradiente dell'angolo di rollio rappresenta la pendenza della curva ottenuta plottando l'angolo di rollio in funzione dell'accelerazione laterale; di conseguenza, l'unità di misura del gradiente di rollio è [°/g]. Infine, nell'Handling sportivo, viene considerata anche l'accelerazione laterale massima raggiunta durante la manovra (**Figura 5.46**).

Gli indici relativi ai Frequency Sweep sono i ritardi in corrispondenza di 1Hz e le informazioni relative al rapporto tra velocità di imbardata e angolo volante: guadagno in corrispondenza di 1Hz, rapporto tra guadagno massimo e guadagno a 0Hz (il quale rappresenta il guadagno in regime stazionario) e, infine, frequenza naturale, ovvero la frequenza in corrispondenza del guadagno massimo (**Figura 5.47**).



In prima osservazione, analizzando la **Figura 5.46** è possibile notare un aumento del gradiente di assetto all'aumentare della pressione di insufflazione degli pneumatici. Tale fenomeno risulta coerente con le analisi effettuate in precedenza, in quanto si riscontra una riduzione della rigidezza di deriva equivalente dell'assale posteriore, la quale causa l'incremento del gradiente di assetto. Risulta coerente anche la riduzione della rigidezza di deriva equivalente dell'assale di sottosterzo all'aumentare della pressione di insufflazione: si è riscontrato che la riduzione della rigidezza di deriva equivalente degli assali è più marcata sul posteriore che sull'anteriore; è proprio questo fenomeno a comportare la riduzione del gradiente di sottosterzo, indice del comportamento laterale dell'intera vettura, influenzato dalle caratteristiche di entrambi gli assali.

I fenomeni appena descritti, oltre ad essere coerenti con i comportamenti osservati nelle precedenti analisi effettuate sul modello CDTire, risultano coerenti con il comportamento misurato durante le prove sperimentali, come è possibile osservare nei dati riportati nelle seguenti tabelle e rappresentati nei corrispettivi grafici.

Da **Tabella 5.2** a **Tabella 5.6**, vengono riportati gli andamenti (in relativo) degli indici sopra citati per le manovre Handling (prima di routine, poi sportivo), al variare della pressione di insufflazione degli pneumatici; mentre i grafici rappresentativi dei dati raccolti in ogni tabella sono riportati da **Figura 5.48** a **Figura 5.55**. Le curve rappresentano i risultati numerici (rosso) quelli sperimentali (blu) e gli intervalli di confidenza (asterischi).

		SPERIMENTALE			NUMERICO		
Slow Ramp Steer		2.1 bar	2.4 bar	<b>2.7 bar</b>	2.1 bar	2.4 bar	2.7 bar
Routine	Understeer gradient	1.078	1	0.927	1.088	1	0.945
Handling	Sideslip gradient	1.007	1	1.078	0.973	1	1.043
Roll angle gradient		1.009	1	0.991	1.019	1	0.988





Figura 5.48 – SRS: Routine Handling, pressioni diverse;  $K_{US}$  @ 0.4 g (sx),  $K_{\beta}$  @ 0.4 g (centro),  $K_{Roll}$  (dx)

-		SPERIMENTALE			NUMERICO			
FS 0.3 g		2.1 bar	2.4 bar	2.7 bar	2.1 bar	2.4 bar	2.7 bar	
D 1	ay/SWA	0.942	1	1.013	0.942	1	1.052	
$\bigcirc 1 H_7$	YawRate/SWA	0.903	1	1.056	0.855	1	1.130	
W I IIZ	YawRate/ay	0.976	1	0.976	1.000	1	1.000	
VauData	Gain @ 1 Hz	0.965	1	1.005	0.975	1	1.008	
rawRate	GMAX / G0	1.030	1	0.985	1.053	1	0.947	
SWA	Natural Freq.	1.078	1	1.000	1.164	1	1.000	



Figura 5.49 - FS 0.3g: pressioni diverse; Delay@1Hz: ay/SWA(sx), YawRate/SWA(centro), YawRate/ay(dx)



Figura 5.50 - FS 0.3g: pressioni diverse; YawRate/SWA: G@1Hz(sx), Gmax/G0(centro), Natural Freq(dx)

		SPERIMENTALE			NUMERICO			
FS 0.5 g		2.1 bar	2.4 bar	2.7 bar	2.1 bar	2.4 bar	2.7 bar	
D.I.	ay/SWA	0.982	1	1.036	0.984	1	1.044	
$\bigcirc$ 1 Hz	YawRate/SWA	0.937	1	1.076	0.919	1	1.108	
W I IIZ	YawRate/ay	1.023	1	1.000	1.028	1	1.000	
VauData	Gain @ 1 Hz	0.994	1	1.014	0.995	1	1.003	
<i>Y awkate</i>	GMAX / G0	1.044	1	0.985	1.070	1	0.951	
SW A	Natural Freq.	1.000	1	0.887	1.000	1	1.000	

Tabella 5.4 – FS 0.5 g: variazione pressione



Figura 5.51 - FS 0.5g: pressioni diverse; Delay@1Hz: ay/SWA(sx), YawRate/SWA(centro), YawRate/ay(dx)



Figura 5.52 – FS 0.5g: pressioni diverse; YawRate/SWA: G@1Hz(sx), Gmax/G0(centro), Natural Freq(dx)

Tabella 5.5 – Slow Ramp S	teer: Sporty Handling, varia	zione pressione
	SPERIMENTALE	NUMERICO

		SPERIMENTALE			NUMERICO		
Slow Ramp Steer		2.1 bar	2.4 bar	2.7 bar	2.1 bar	2.4 bar	2.7 bar
Sporty Handling	Understeer gradient	1.007	1	0.920	0.988	1	0.935
85% ay <sub>max</sub>	Sideslip gradient	1.030	1	0.973	1.022	1	0.985
ay max		0.990	1	1.036	0.990	1	1.006
a	y max	0.990	1	1.036	0.990	1	1.006



 $\textbf{Figura 5.53-SRS: Sporty Handling} @ 85\% ay_{max}, pressioni diverse; K_{US} (sx), K_{\beta} (centro), ay_{max} (dx) \\$
		SPE	RIMENTA	<b>ALE</b>	NUMERICO		
FS 0.7 g		2.1 bar	2.4 bar	2.7 bar	2.1 bar	2.4 bar	2.7 bar
D 1	ay/SWA	1.005	1	1.048	1.065	1	1.015
O Delay	YawRate/SWA	0.978	1	1.098	1.090	1	1.037
W I IIZ	YawRate/ay	1.031	1	1.000	1.040	1	0.992
VauData	Gain @ 1 Hz	1.000	1	1.007	0.986	1	0.990
SWA	GMAX / G0	1.034	1	0.973	1.066	1	0.973
	Natural Frequency	1.115	1	0.923	1.000	1	0.836

Tabella 5.6 – FS 0.7 g: variazione pressione



Figura 5.54 - FS 0.7g: pressioni diverse; Delay@1Hz: ay/SWA(sx), YawRate/SWA(centro), YawRate/ay(dx)



Figura 5.55 - FS 0.7 g: pressioni diverse; YawRate/SWA: G@1Hz (sx), Gmax/G0 (centro), Natural Freq (dx)

Osservando gli andamenti degli indici caratteristici della dinamica del veicolo, si evince una buona predittività del modello al variare della pressione di insufflazione. La maggior parte degli indici relativi ai risultati numerici rientra negli intervalli di confidenza delle corrispettive prove sperimentali; focalizzando l'attenzione sulla scala dei risultati ottenuti, si nota inoltre che i valori al di fuori degli intervalli di confidenza, si allontanano dai risultati sperimentali di pochi punti percentuali.

Le differenze tra andamenti numerici e sperimentali risultano più evidenti in condizioni di utilizzo sportivo della vettura, nelle quali gli pneumatici lavorano nell'intorno del limite di aderenza. Inoltre, la variazione degli indici si allontana da un andamento lineare quando ci si avvicina alle condizioni di utilizzo limite degli pneumatici. Anche questo fenomeno era previsto, in quanto il comportamento degli pneumatici è fortemente non lineare per grandi angoli di deriva.

L'aumento di pressione di 0.3 bar causa una riduzione del gradiente di sottosterzo (in campo lineare) pari a circa il 9% (da 2.1 a 2.4 bar), mentre l'aumento del gradiente di assetto è limitato al 3%. Questo è coerente in quanto il primo gradiente è influenzato dalle caratteristiche di entrambi gli assali e, avendo variato la pressione di tutte e quattro le ruote, era prevedibile che questa influenzasse maggiormente il gradiente di sottosterzo rispetto a quello di assetto, il quale dipende esclusivamente dalle caratteristiche dell'assale posteriore.

Si riporta ora un esempio dei risultati ottenuti simulando le missioni Ride Comfort, al variare della pressione di insufflazione degli pneumatici.

I risultati proposti sono relativi alle accelerazioni verticali misurate in corrispondenza della guida sedile durante il passaggio sulla traversina simmetrica (Figura 5.56) e durante l'attraversamento della pista comfort (Figura 5.57) e del liscio autostradale (Figura 5.58).



Figura 5.56 – Traversina: Time History dell'accelerazione verticale della guida sedile; pressioni diverse



Figura 5.57 – Pista Comfort: FFT [g] dell'accelerazione verticale della guida sedile; pressioni diverse



Figura 5.58 – Liscio Autostradale: FFT [g] dell'accelerazione verticale della guida sedile; pressioni diverse

Coerentemente a quanto osservato nelle precedenti analisi, la riduzione della pressione di insufflazione determina una riduzione della rigidezza radiale degli pneumatici, con conseguente riduzione dell'ampiezza delle oscillazioni accelerometriche. È possibile osservare questo fenomeno sia nel dominio del tempo che in quello delle frequenze, per tutte le missioni Ride Comfort simulate; il comportamento riscontrato mediante le simulazioni è inoltre coerente con quello misurato sperimentalmente.

Da Tabella 5.7 a Tabella 5.9, vengono riportati gli andamenti (in relativo) degli indici caratteristici delle analisi Ride Comfort, al variare della pressione di insufflazione degli pneumatici; mentre i grafici rappresentativi

dei dati raccolti in ogni tabella sono riportati da **Figura 5.59** a **Figura 5.64**. Le curve rappresentano i risultati numerici (rosso) quelli sperimentali (blu) e gli intervalli di confidenza (asterischi).

		SPE	RIMENT	TALE	NUMERICO		
	Traversina	2.1 bar	2.4 bar	2.7 bar	2.1 bar	2.4 bar	2.7 bar
	Front Peak to Peak Value	1.010	1	1.141	0.931	1	1.071
770	Front Dissipation time	1.000	1	0.998	1.022	1	0.978
LLG	Rear Peak to Peak Value	0.942	1	0.991	0.990	1	1.016
	Rear Dissipation time	1.082	1	0.962	1.013	1	0.986
	Front Peak to Peak Value	1.060	1	1.087	0.971	1	0.994
VVC	Front Dissipation time	1.178	1	1.186	1.000	1	1.000
XXG	Rear Peak to Peak Value	1.029	1	0.960	1.091	1	0.990
	Rear Dissipation time	0.988	1	1.009	0.983	1	1.000

Tabella 5.7 – Traversina: variazione pressione



Figura 5.59 – Traversina, pressioni diverse; ZZG: Front Peak to Peak (sx), Front Dissipation Time (dx)



Figura 5.60 – Traversina, pressioni diverse; ZZG: Rear Peak to Peak (sx), Rear Dissipation Time (dx)



Figura 5.61 – Traversina, pressioni diverse; XXG: Front Peak to Peak (sx), Front Dissipation Time (dx)



Figura 5.62 - Traversina, pressioni diverse; XXG: Rear Peak to Peak (sx), Rear Dissipation Time (dx)



Tabella 5.8 - Pista Comfort: variazione pressione

Figura 5.63 – Pista Comfort, pressioni diverse; RMS 0.5-50 Hz: ZZG (sx), XXG (dx)





Figura 5.64 – Liscio Autostradale, pressioni diverse; RMS 0.5-50 Hz: ZZG (sx), XXG (dx)

Osservando gli andamenti degli indici caratteristici delle analisi Ride Comfort, si evince una buona predittività del modello al variare della pressione di insufflazione, in quanto vi è coerenza tra i risultati numerici e quelli sperimentali: focalizzando l'attenzione sulla scala dei risultati ottenuti, si nota che i valori al di fuori degli intervalli di confidenza, si allontanano dai risultati sperimentali di pochi punti percentuali.

#### 5.2.2 Analisi variazione canale

In **Figura 5.65** e in **Figura 5.66** sono riportati, rispettivamente, i risultati ottenuti simulando la manovra SRS e la manovra Frequency Sweep a 0.5 g, implementando all'interno di MB-SHARC<sup>®</sup> i modelli CDTire con diversa larghezza di canale.



Analizzando la **Figura 5.65**Figura 5.46 è possibile notare una riduzione dei gradienti di sottosterzo e di assetto all'aumentare della larghezza del canale del cerchio. Tale fenomeno risulta coerente con le analisi effettuate in precedenza, in quanto si riscontra un aumento della rigidezza di deriva equivalente di entrambi gli assali della vettura, il quale causa la riduzione di entrambi i gradienti. Questi risultati sono coerenti sia con le analisi svolte in precedenza, che con i risultati ottenuti sperimentalmente.

Gli indici riportati da **Tabella 5.10** a **Tabella 5.14** sono stati calcolati in maniera analoga a quelli relativi alla variazione di pressione. I grafici rappresentativi dei dati raccolti in ogni tabella sono riportati da **Figura 5.67** a **Figura 5.74**. Le curve rappresentano i risultati numerici (rosso) quelli sperimentali (blu) e gli intervalli di confidenza (asterischi).

		SPERIMENTALE			NUMERICO		
Slow Ramp Steer		C 6.5"	С 7"	C 7.5"	C 6.5"	С 7"	C 7.5"
Routine	Understeer gradient	0.990	1	0.898	1.044	1	0.967
Handling	Sideslip gradient	1.131	1	0.933	1.027	1	0.980
Roll angle gradient		1.009	1	0.991	1.005	1	0.998

Tabella 5.10 - Slow Ramp Steer: Routine Handling, variazione larghezza canale



**Figura 5.67** – SRS: Routine Handling, canali diversi;  $K_{US}$  @ 0.4 g (sx),  $K_{\beta}$  @ 0.4 g (centro),  $K_{Roll}$  (dx)

Tahella	511_	FS 0 3	σ.	variazione	larghezza	canale
гарена	5.11 -	· ГЗ U.J	<b>g</b> :	variazione	largnezza	canale

<b>-</b>		SPE	SPERIMENTALE			NUMERICO		
FS 0.3 g		C 6.5"	С 7"	C 7.5"	C 6.5"	С 7"	C 7.5"	
D 1	ay/SWA	1.045	1	0.936	1.023	1	0.977	
$\bigcirc 1 H_7$	YawRate/SWA	1.056	1	0.944	1.029	1	0.986	
шıпz	YawRate/ay	1.036	1	0.929	1.019	1	0.971	
VauData	Gain @ 1 Hz	0.992	1	0.993	1.000	1	1.002	
<u>Yawkate</u> SWA	GMAX / G0	1.007	1	0.978	1.015	1	0.985	
	Natural Freq.	0.991	1	1.078	1.000	1	1.000	



Figura 5.68 - FS 0.3 g: canali diversi; Delay@1Hz: ay/SWA (sx), YawRate/SWA (centro), YawRate/ay (dx)



Figura 5.69 – FS 0.3 g: canali diversi; YawRate/SWA: G@1Hz (sx), Gmax/G0 (centro), Natural Freq (dx)

		SPERIMENTALE			NUMERICO		
FS 0.5 g		C 6.5"	С 7"	C 7.5"	C 6.5"	С 7"	C 7.5"
D 1	ay/SWA	1.054	1	0.964	1.033	1	0.978
O Delay	YawRate/SWA	1.063	1	0.962	1.041	1	0.973
W I IIZ	YawRate/ay	1.045	1	0.966	1.028	1	0.981
VauData	Gain @ 1 Hz	1.003	1	1.013	1.001	1	0.999
SWA	GMAX / G0	1.015	1	0.993	1.021	1	0.986
	Natural Freq.	1.000	1	1.000	1.000	1	1.000

Tabella 5.12 – FS 0.5 g: variazione larghezza canale



Figura 5.70 - FS 0.5 g: canali diversi; Delay@1Hz: ay/SWA (sx), YawRate/SWA (centro), YawRate/ay (dx)



Figura 5.71 – FS 0.5 g: canali diversi; YawRate/SWA: G@1Hz (sx), Gmax/G0 (centro), Natural Freq (dx)

Tabella 5.13 - Slow Ramp Steer: Sporty Handling, variazione larghezza canale

		SPERIMENTALE			NUMERICO		
Slow Ramp Steer		C 6.5"	С 7"	C 7.5"	C 6.5"	С 7"	C 7.5"
Sporty Handling	Understeer gradient	1.008	1	0.882	1.005	1	0.923
85% ay <sub>max</sub>	Sideslip gradient	1.006	1	0.947	1.012	1	0.976
ay max		1.002	1	1.033	0.989	1	1.003



Figura 5.72 – SRS: Sporty Handling @ 85%  $ay_{max}$ , canali diversi;  $K_{US}$  (sx),  $K_{\beta}$  (centro),  $ay_{max}$  (dx)

		SPERIMENTALE			NUMERICO		
FS 0.7 g		C 6.5"	С 7"	C 7.5"	C 6.5"	С 7"	C 7.5"
D 1	ay/SWA	1.064	1	0.968	1.077	1	1.027
Delay @ 1 Hz	YawRate/SWA	1.087	1	0.978	1.104	1	1.052
	YawRate/ay	1.042	1	0.958	1.048	1	1.000
YawRate SWA	Gain @ 1 Hz	0.999	1	1.002	0.980	1	0.993
	GMAX / G0	1.014	1	0.966	1.038	1	1.011
	Natural Frequency	0.923	1	1.058	1.000	1	1.000

Tabella 5.14 - FS 0.7 g: variazione larghezza canale



Figura 5.73 - FS 0.7 g: canali diversi; Delay@1Hz: ay/SWA (sx), YawRate/SWA (centro), YawRate/ay (dx)



Figura 5.74 - FS 0.7 g: canali diversi; YawRate/SWA: G@1Hz (sx), Gmax/G0 (centro), Natural Freq (dx)

L'andamento degli indici caratteristici della dinamica del veicolo risulta, in generale, coerente tra le analisi numeriche e quelle sperimentali. Tuttavia, la sensibilità del modello CDTire alla variazione di larghezza del canale risulta meno accentuata rispetto alle prove sperimentali: nonostante i trend siano coerenti, la variazione percentuale degli indici calcolata mediante le simulazioni numeriche è inferiore rispetto a quella riscontrata nelle prove sperimentali.

Nonostante ciò, l'utilizzo del modello CDTire permette di prevedere con buona affidabilità il comportamento della vettura al variare dei parametri geometrici degli pneumatici: focalizzando l'attenzione sulla scala dei risultati ottenuti, si nota che i valori al di fuori degli intervalli di confidenza, si allontanano dai risultati sperimentali di pochi punti percentuali.

Come nel caso di variazione della pressione di insufflazione, le differenze tra andamenti numerici e sperimentali risultano più evidenti in condizioni di utilizzo sportivo della vettura, nelle quali gli pneumatici lavorano nell'intorno del limite di aderenza.

Si riporta ora un esempio dei risultati ottenuti simulando le missioni Ride Comfort, al variare della larghezza del canale del cerchio.

I risultati proposti sono relativi alle accelerazioni verticali misurate in corrispondenza della guida sedile durante il passaggio sulla traversina simmetrica (Figura 5.75) e durante l'attraversamento della pista comfort (Figura 5.76) e del liscio autostradale (Figura 5.77).



Figura 5.75 – Traversina: Time History dell'accelerazione verticale della guida sedile; canali diversi



Figura 5.76 - Pista Comfort: FFT [g] dell'accelerazione verticale della guida sedile; canali diversi



Figura 5.77 – Liscio Autostradale: FFT [g] dell'accelerazione verticale della guida sedile; canali diversi

Coerentemente a quanto osservato nelle precedenti analisi, la variazione della larghezza del canale del cerchio ha poca influenza sull'accelerazione misurata in corrispondenza della guida sedile. Infatti, sia nel dominio del tempo che in quello delle frequenze, per tutte le missioni Ride Comfort simulate le curve rappresentanti le accelerazioni verticali al variare della larghezza del canale degli pneumatici risultano pressoché sovrapposte; il comportamento riscontrato mediante le simulazioni è inoltre coerente con quello misurato sperimentalmente.

		SPERIMENTALE			NUMERICO		
	Traversina	C 6.5"	С 7"	C 7.5"	C 6.5"	С 7"	C 7.5"
	Front Peak to Peak Value	1.107	1	1.054	0.982	1	1.020
770	Front Dissipation time	0.992	1	0.984	1.000	1	0.989
LLG	Rear Peak to Peak Value	1.017	1	0.940	0.999	1	1.006
	Rear Dissipation time	0.898	1	0.906	1.000	1	1.000
	Front Peak to Peak Value	1.139	1	1.052	1.016	1	0.994
VVC	Front Dissipation time	1.188	1	1.191	1.020	1	1.000
ллG	Rear Peak to Peak Value	1.082	1	1.006	1.014	1	0.987
	Rear Dissipation time	0.983	1	0.991	0.975	1	1.000

Tabella 5.15 – Traversina: variazione larghezza canale



Figura 5.78 - Traversina, canali diversi; ZZG: Front Peak to Peak (sx), Front Dissipation Time (dx)



Figura 5.79 – Traversina, canali diversi; ZZG: Rear Peak to Peak (sx), Rear Dissipation Time (dx)



Figura 5.80 - Traversina, canali diversi; XXG: Front Peak to Peak (sx), Front Dissipation Time (dx)



Figura 5.81 – Traversina, canali diversi; XXG: Rear Peak to Peak (sx), Rear Dissipation Time (dx)

-		SPER	<b>SPERIMENTALE</b>			NUMERICO		
	Pista Comfort	C 6.5"	С 7"	C 7.5"	C 6.5"	С 7"	C 7.5"	
ZZG	RMS 0.5 – 50 Hz	0.971	1	0.970	0.997	1	1.002	
XXG	RMS 0.5 – 50 Hz	0.948	1	0.958	1.003	1	0.999	
1.05 -	English Road ZZG		1.1	E	inglish Ro XXG	ad		
L-] -1	*	* *	RMS 0.5-50 Hz [-]	*	*		***	

Tabella 5.16 – Pista Comfort: variazione pressione

Figura 5.82 – Pista Comfort, canali diversi; RMS 0.5-50 Hz: ZZG (sx), XXG (dx)

6.5"

7"

7.5"

7.5″

6.5"

7"

Tabella 5.17 – Liscio Autostradale: variazione pressione



Figura 5.83 - Liscio Autostradale, canali diversi; RMS 0.5-50 Hz: ZZG (sx), XXG (dx)

Osservando gli andamenti degli indici caratteristici delle analisi Ride Comfort, si evince una buona predittività del modello al variare della larghezza del canale. In particolare, il confronto dei trend risulta migliore per le accelerazioni verticali che per quelle longitudinali. Tuttavia, nonostante vi siano valori che ricadono al di fuori degli intervalli di confidenza, questi si allontanano dai risultati sperimentali di pochi punti percentuali.

## 6. Conclusioni

## 6.1 Conclusioni e considerazioni finali

L'obiettivo di questo lavoro di tesi è stato quello di valutare la robustezza del modello di pneumatico CDTire 3D.

Le analisi effettuate per raggiungere tale obiettivo sono state molteplici, dall'implementazione del modello CDTire al confronto tra risultati numerici e sperimentali:

- Ia prima fase del lavoro è stata fondamentale per l'implementazione del modello all'interno del SW MB-SHARC<sup>®</sup>, utilizzato dall'azienda per effettuare le simulazioni di manovre Handling e missioni Ride comfort sull'intero veicolo; la risoluzione dei problemi di incompatibilità del modello CDTire ha permesso di effettuare le simulazioni necessarie a svolgere tutte le analisi; una volta implementato correttamente il modello, l'ottimizzazione dei parametri del solutore ha permesso di ottenere risultati accettabili nel minor tempo possibile, fattore indispensabile in ottica aziendale;
- l'esecuzione delle simulazioni, utilizzando modelli di pneumatico standard (MF-Tyre per manovre Handling e MF-SWIFT per missioni Ride Comfort) e il modello CDTire, insieme all'utilizzo del Tool di Morphing della geometria, hanno permesso di valutare l'affidabilità del modello e la sua predittività al variare dei parametri geometrici e operativi degli pneumatici, prima effettuando confronti qualitativi tra i diversi modelli a disposizione (MF-Tyre, MF-SWIFT e CDTire), poi effettuando analisi qualitative degli andamenti del comportamento della dinamica del veicolo per modelli CDTire di diverse taglie;
- il confronto numerico-sperimentale degli andamenti degli indici caratteristici della dinamica del veicolo, al variare dei parametri geometrici e operativi degli pneumatici, ha infine permesso di effettuare un'analisi a livello quantitativo delle prestazioni del modello.

Grazie alle analisi riportate nel precedente capitolo, si afferma, come già anticipato, che l'utilizzo del modello CDTire permette di ottenere risultati coerenti dal punto di vista fisico. Con l'utilizzo del Tool di Morphing della geometria, è stata riscontrata, già nella fase di analisi qualitativa, una buona predittività del modello al variare dei parametri degli pneumatici. Questa è stata poi valutata dal punto di vista quantitativo, mediante il confronto numerico-sperimentale: la maggior parte degli andamenti degli indici caratteristici della dinamica del veicolo – al variare dei parametri degli pneumatici – ottenuti mediante le simulazioni, rientra negli intervalli di confidenza sperimentali; inoltre, i valori al di fuori di tali intervalli si discostano dai range sperimentali di pochi punti percentuali.

Considerando che il modello CDTire fornito dalla casa costruttrice è il frutto della prima caratterizzazione degli pneumatici reali, i risultati ottenuti si reputano soddisfacenti. Ci si aspetta, inoltre, che la nuova versione del modello, frutto di una nuova identificazione dei parametri effettuata grazie alla collaborazione tra Fraunhofer ITWM e la casa costruttrice, sarà in grado di fornire risultati ancor più accurati.

Oltre a valutare le prestazioni del modello CDTire, la condivisione dei risultati ottenuti e delle analisi svolte durante questo lavoro di tesi ha portato alla collaborazione appena citata, nata appunto con l'obiettivo di fornire a FCA un nuovo modello CDTire dello pneumatico specifico.

La complessità del modello CDTire, permette sia di utilizzare Tool estremamente vantaggiosi, come quello per il Morphing della geometria, che di effettuare analisi NVH avanzate e analisi termiche. Tuttavia, la natura del modello, non permette l'utilizzo di parametri di scala, utili a variare la risposta del modello di pneumatico alle sollecitazioni esterne. Come anticipato in precedenza, i parametri di scala sono presenti, invece, nei modelli empirico-matematici (compresi MF-Tyre e MF-SWIFT) e vengono spesso modificati per migliorare la correlazione numerico-sperimentale delle caratteristiche degli pneumatici.

La mancanza di questi parametri nel modello CDTire rende indispensabile un'accurata correlazione del modello, la quale risulta più complessa rispetto al procedimento di identificazione dei parametri dei modelli di pneumatico standard.

La scelta del modello di pneumatico da utilizzare va dunque ponderata in base alle analisi che devono essere effettuate: ogni modello offre vantaggi e limitazioni, è necessario comprenderli a fondo per valutare quale sia il più adatto in base al caso di studio in questione. Ad esempio, come già anticipato, l'utilizzo di un modello CDTire ben correlato e validato sarebbe estremamente vantaggioso nel caso in cui l'obiettivo fosse quello di ottimizzare il comportamento dinamico del veicolo variando le caratteristiche geometriche e operative degli pneumatici, in quanto permetterebbe di effettuare tutte le simulazioni al variare della geometria senza dover caratterizzare nuovamente gli pneumatici per ogni configurazione considerata, comportando un notevole risparmio di tempo e risorse economiche.

Oltre alle considerazioni sul modello CDTire, le analisi svolte durante questo lavoro di tesi hanno permesso di valutare il comportamento dinamico dell'intero veicolo al variare dei parametri geometrici e operativi degli pneumatici; in particolare è stato riscontrato che:

- I'aumento della pressione di insufflazione degli pneumatici, nei range analizzati, porta ad un incremento dell'accelerazione massima raggiunta e ad una riduzione del gradiente di assetto, entrambi fenomeni positivi dal punto di vista Handling; tuttavia, l'aumento del gradiente d'assetto, causato dalla riduzione della rigidezza di deriva equivalente dell'assale posteriore è uno svantaggio, in quanto la vettura risulta meno stabile in curva e più sovrasterzante;
- all'aumentare della larghezza del canale del cerchio si ha una riduzione dei gradienti di sottosterzo e di assetto, dovuto all'aumento della rigidezza di deriva equivalente di entrambi gli assali della vettura; dal punto di vista della dinamica del veicolo, una riduzione di entrambi i gradienti è positiva, in quanto la vettura risulta più stabile in curva ed è possibile raggiungere una determinata accelerazione laterale imponendo meno angolo volante; la variazione della larghezza del canale induce a cambiamenti (percentuali) minori dei gradienti di assetto e di sottosterzo rispetto a quelli riscontrati nella variazione di pressione; l'aumento di larghezza del canale porta ad una riduzione dei ritardi nelle manovre FS, il che indica una vettura che risponde in maniera più tempestiva. Considerando quanto appena affermato e il miglioramento in regime stazionario analizzato in precedenza, dal punto di vista Handling, una vettura che monta pneumatici di canale più largo risulta essere più performante;
- I'aumento della rigidezza radiale degli pneumatici (dovuto all'aumento della pressione di insufflazione) è sfavorevole dal punto di vista del Ride Comfort, in quanto porta all'aumento dell'ampiezza delle oscillazioni accelerometriche; mentre, la variazione del canale non influenza particolarmente il comfort di guida.

È dunque possibile affermare che l'aumento della larghezza del canale porta ad un miglioramento delle caratteristiche dinamiche del veicolo, mentre l'aumento della pressione di insufflazione degli pneumatici induce un peggioramento del comfort di guida e una riduzione della stabilità della vettura in curva. È opportuno sottolineare che, data la forte non linearità del comportamento degli pneumatici, le precedenti affermazioni sono valide per i range analizzati nel presente lavoro di tesi; infatti, ad esempio, un'eccessiva riduzione della pressione di insufflazione porterebbe al peggioramento del comportamento dinamico del veicolo e il rischio di detallonamento degli pneumatici in presenza di forti sollecitazioni laterali.

### 6.2 Next Steps

Non essendo stato possibile effettuare la seconda caratterizzazione dello pneumatico utilizzato nelle prove sperimentali prima che questo lavoro di tesi volgesse al termine, gli sviluppi nell'immediato futuro potrebbero essere incentrati su analisi effettuate utilizzando il modello CDTire aggiornato. Questo permetterebbe inoltre di approfondire l'influenza dei parametri costruttivi all'interno dei property file sulle caratteristiche fisiche del modello.

Un ulteriore sviluppo potrebbe essere incentrato sull'aggiornamento del modello CDTire e del SW di simulazione MB-SHARC<sup>®</sup>, con lo scopo di aumentare la loro compatibilità.

Ulteriori studi sulla famiglia di modelli CDTire, inoltre, permetterebbero di effettuare diverse tipologie di analisi, tra le quali:

 ottimizzazione delle prestazioni Handling e Ride Comfort di un veicolo, al variare dei parametri geometrici e operativi degli pneumatici, utilizzando un modello CDTire 3D validato;

- \* analisi termiche utilizzando il modello CDTire Thermal;
- analisi NVH avanzate, effettuando anche studi sulla rumorosità indotta dal rotolamento dello pneumatico, grazie alla modellizzazione dei modi di cavità implementata all'interno del CDTire;
- analisi di durability del veicolo, grazie alla sensibilità del modello CDTire alle alte frequenze, utile a determinare in maniera accurata le forze trasmesse dal suolo alla vettura attraverso i mozzi delle ruote.

# Elenco delle Figure

Figura 2.1 – Sistema di riferimento veicolo [1]	4
Figura 2.2 – Modello a bicicletta [1]	. 5
Figura 2.3 – Curva di sottosterzo (sx) e curva di assetto (dx)	. 5
Figura 2.4 – Esempio PSD: misurata (sx), influenza variazione velocità (dx)	. 8
Figura 3.1 – Sezione di uno pneumatico stradale	11
Figura 3.2 – Nomenclatura pneumatico	11
Figura 3.3 – Rappresentazione grafica del modello a spazzola [5]	12
Figura 3.4 – Sistema di riferimento [5]	12
Figura 3.5 – Modello a spazzola: scorrimento laterale [5]	13
Figura 3.6 – Andamento di Fy, Mz e t in funzione dell'angolo di deriva α [5]	16
Figura 3.7 – Raggio effettivo di rotolamento e velocità di scorrimento longitudinale [5]	17
Figura 3.8 – Modello a spazzola, vista laterale in condizioni di frenata [5]	18
Figura 3.9 – Modello a spazzola: andamento di Fx e Fy [5]	19
Figura 3.10 – Modello a spazzola in condizioni di scorrimento combinato [5]	19
Figura 3.11 – Modello a spazzola: angolo di deriva equivalente $\alpha_{eq}$ [5]	21
Figura 3.12 – Modello a spazzola: $Fx(\alpha)$ [5]	22
Figura 3.13 – Modello a spazzola: Fy(s) [5]	22
Figura 3.14 – Modello a spazzola: Fy(-Fx) [sopra], Mz(-Fx) [sotto] [5]	22
Figura 3.15 – Modello a spazzola: carcassa flessibile (rettilinea e parallela al piano ruota) [5]	23
Figura 3.16 – Modello a spazzola, carcassa flessibile: Mz(-Fx) [grandezze adimensionalizzate] [5]	23
Figura 3.17 – Modello di ruota a singolo punto di contatto [5]	24
Figura 3.18 – Andamento sperimentale delle caratteristiche di uno pneumatico al variare delle condizioni di	
esercizio: $Fy(\alpha)$ [sinistra], -Mz( $\alpha$ ) [destra]; grandezze adimensionalizzate [5]	26
Figura 3.19 – Pacejka Magic Formula [5]	26
Figura 3.20 – Influenza dei fenomeni di conicità e ply-steer su Fy [5]	27
Figura 3.21 – MF-SWIFT: rappresentazione modello [8]	28
Figura 3.22 – Modello a due camme ellittiche per l'inviluppo della strada [8]	29
Figura 3.23 – Modello a camme ellittiche: griglia "5x6" per inviluppo strada 3D [8]	29
Figura 3.24 – CDTire Realtime [10]	30
Figura 3.25 – CDTire 3D [10]	31
Figura 4.1 – Andamento dell'angolo di sterzo durante una manovra SRS	32
Figura 4.2 – Andamento dell'angolo di sterzo durante una manovra FS	33
Figura 4.3 – Traversina simmetrica	34
Figura 4.4 – Pista comfort	35
Figura 4.5 – Liscio Autostradale	35
Figura 4.6 – Rappresentazione grafica del Tool di Morphing della geometria	37
Figura 4.7 – Variazione larghezza canale mediante il Tool di Morphing della geometria	39
Figura 5.1 - Andamento SSA [°] in funzione di ay [g]	42
Figura 5.2 – Caratteristiche assale posteriore: Fy [N] a sinistra; Cornering Stiffness [N/rad] a destra	42
Figura 5.3 – Andamento SWA [°] in funzione di ay [g]	43
Figura 5.4 – Caratteristiche assale anteriore: Fy [N] a sinistra; Cornering Stiffness [N/rad] a destra	43
Figura 5.5 – Rappresentazione grafica di $K_{B}$ (sinistra) e $K_{US}$ (destra).	44
Figura 5.6 – Riduzione oscillazioni Carpet mediante media mobile	45
Figura 5.7 – Fy( $\alpha$ ); Rear a sinistra, Front a destra	45
Figura 5.8 – Andamento della forza laterale Fy al variare del carico verticale Fz applicato alla ruota	46
Figura 5.9 – Curve di assetto (sopra) e di sottosterzo (sotto); modelli utilizzati; MF-Tvre e CDTire pre e post	
Morphing	47
Figura 5.10 – Fv( $\alpha$ ): Rear a sinistra. Front a destra	48
Figura 5.11 – Andamento della forza laterale Fy al variare del carico verticale Fz applicato alla ruota	48
Figura 5.12 – Risultati Frequency Sweep 0.3 g	49
Figura 5.13 – Risultati Frequency Sweep 0.5 g	50
Figura 5.14 – Risultati Frequency Sweep 0.7 g	50
Figura 5.15 – Risultati Frequency Sweep 0.3. 0.5 e 0.7 g: Paceika 205/55 R16	51
Figura 5.16 – Traversina: Time History dell'accelerazione longitudinale dei mozzi FL (sx) e RL (dx)	52
Figura 5.17 – Traversina: Time History dell'accelerazione longitudinale della guida sedile	52
Figura 5.18 – Traversina: Time History dell'accelerazione verticale dei mozzi FL (sx) e RL (dx)	52

Figura 5.21 - Pista Comfort: FFT [g] dell'accelerazione longitudinale dei mozzi FL (sx) e RL (dx) ...... 53 Figura 5.25 – Pista Comfort: FFT [g] dell'accelerazione verticale testa motore (sx) e pedana (dx)...... 54 Figura 5.27 - Liscio autostradale: FFT [g] dell'accelerazione verticale dei mozzi FL (sx) e RL (dx) ...... 56 Figura 5.28 - Liscio autostradale: FFT [g] dell'accelerazione verticale dei duomi FL (sx) e RL (dx)...... 56 Figura 5.29 - Liscio autostradale: FFT [g] dell'accelerazione verticale testa motore (sx) e pedana (dx)...... 56 Figura 5.30 - Liscio autostradale: FFT [g] dell'accelerazione verticale della guida sedile ...... 56 Figura 5.31 - Curve di assetto (sinistra) e di sottosterzo (destra); CDTire 205/55 R16x6.5, pressioni diverse .... 57 Figura 5.35 - Curve di assetto (sinistra) e di sottosterzo (destra); CDTire 205/55 R16x6.5 e 205/55 R16x7 ..... 59 Figura 5.36 –  $Fy(\alpha)$  (sx) e Fy(Fz) (dx); CDTire 205/55 R16x6.5 e 205/55 R16x7......60 Figura 5.37 – Curve di assetto (sx) e di sottosterzo (dx); CDTire 205/55 R16 e 225/45 R17, canali diversi ...... 60 Figura 5.38 – Cα assale REAR (sx) e FRONT (dx); CDTire 205/55 R16 e 225/45 R17, canali diversi ...... 60 Figura 5.48 - SRS: Routine Handling, pressioni diverse; K<sub>US</sub> @ 0.4 g (sx), K<sub>β</sub> @ 0.4 g (centro), K<sub>Roll</sub> (dx)...... 65 Figura 5.49 - FS 0.3g: pressioni diverse; Delay@1Hz: ay/SWA(sx), YawRate/SWA(centro), YawRate/ay(dx) 65 Figura 5.50 – FS 0.3g: pressioni diverse; YawRate/SWA: G@1Hz(sx), Gmax/G0(centro), Natural Freq(dx).... 65 Figura 5.51 – FS 0.5g: pressioni diverse; Delay@1Hz: ay/SWA(sx), YawRate/SWA(centro), YawRate/ay(dx) 66 Figura 5.52 - FS 0.5g: pressioni diverse; YawRate/SWA: G@1Hz(sx), Gmax/G0(centro), Natural Freq(dx).... 66 Figura 5.54 – FS 0.7g: pressioni diverse; Delay@1Hz: ay/SWA(sx), YawRate/SWA(centro), YawRate/ay(dx) 67 Figura 5.55 – FS 0.7 g: pressioni diverse; YawRate/SWA: G@1Hz (sx), Gmax/G0 (centro), Natural Freq (dx) 67 Figura 5.58 – Liscio Autostradale: FFT [g] dell'accelerazione verticale della guida sedile; pressioni diverse .... 68 Figura 5.62 - Traversina, pressioni diverse; XXG: Rear Peak to Peak (sx), Rear Dissipation Time (dx) ......70 Figura 5.64 – Liscio Autostradale, pressioni diverse; RMS 0.5-50 Hz: ZZG (sx), XXG (dx)......70 Figura 5.68 - FS 0.3 g: canali diversi; Delay@1Hz: ay/SWA (sx), YawRate/SWA (centro), YawRate/ay (dx). 72 Figura 5.69 - FS 0.3 g: canali diversi; YawRate/SWA: G@1Hz (sx), Gmax/G0 (centro), Natural Freq (dx) ..... 72 Figura 5.70 - FS 0.5 g: canali diversi; Delay@1Hz: ay/SWA (sx), YawRate/SWA (centro), YawRate/ay (dx) . 73 Figura 5.71 - FS 0.5 g: canali diversi; YawRate/SWA: G@1Hz (sx), Gmax/G0 (centro), Natural Freq (dx) ..... 73 Figura 5.73 - FS 0.7 g: canali diversi; Delay@1Hz: ay/SWA (sx), YawRate/SWA (centro), YawRate/ay (dx) . 74 Figura 5.74 – FS 0.7 g: canali diversi; YawRate/SWA: G@1Hz (sx), Gmax/G0 (centro), Natural Freq (dx) ..... 74 

Figura 5.79 – Traversina, canali diversi; ZZG: Rear Peak to Peak (sx), Rear Dissipation Time (dx)	
Figura 5.80 – Traversina, canali diversi; XXG: Front Peak to Peak (sx), Front Dissipation Time (dx)	
Figura 5.81 - Traversina, canali diversi; XXG: Rear Peak to Peak (sx), Rear Dissipation Time (dx)	77
Figura 5.82 - Pista Comfort, canali diversi; RMS 0.5-50 Hz: ZZG (sx), XXG (dx)	
Figura 5.83 – Liscio Autostradale, canali diversi; RMS 0.5-50 Hz: ZZG (sx), XXG (dx)	77

## **Bibliografia**

- [1] CRF, Basics of Vehicle Dynamics, 2007.
- [2] E. Galvagno, M. Velardocchia e A. Vigliani, Appunti del corso di Meccanica del Veicolo, Politecnico di Torino, 2017.
- [3] M. Guiggiani, Dinamica del Veicolo, Torino: CittàStudi Edizioni, 1998.
- [4] G. Genta, Meccanica dell'autoveicolo, V edizione, Torino: Levrotto & Bella, 2000.
- [5] H. B. Pacejka, Tire and Vehicle Dynamics, Butterworth-Heinemann, 2012.
- [6] E. Bakker, L. Nyborg e H. Pacejka, Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies, SAE Technical Paper 870421, 1987.
- [7] I. Besselink, H. Pacejka, A. Schmeitz e S. Jansen, The swift tyre model: overview and applications, AVEC '04, 2004.
- [8] A. Schmeitz, A semi-empirical three-dimensional model of the pneumatic tyre rolling over arbitrary uneven road surfaces, Delft University of Technology, 2004.
- [9] COSIN Scientific Software, «COSIN Scientific Software,» 2018. [Online]. Available: https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/ftire\_model.pdf.
- [10] CDTire User manual, Version 4.2.5.
- [11] G. Avesta, «Optimizing Tire Vertical Stiffness Based on Ride, Handling, Performance, and Fuel Consumption Criteria,» JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL, vol. 137, 2015.