

Abstract

Un primo obiettivo di questo lavoro di tesi è stato quello di determinare una procedura che fosse utile al gruppo di ricerca MDRG per calcolare i parametri tipici del modello SWIFT, mediante la caratterizzazione degli pneumatici. A tal fine, attraverso l'acquisizione delle forze e dei momenti utilizzando il MotoTireMeter (macchina per la misurazione degli pneumatici dell'Università di Padova), è stato analizzato il comportamento dello pneumatico al variare del angolo di rollio e di imbardata. Successivamente, è stata effettuata un'analisi dei modi di vibrare con lo scopo di ricavare sperimentalmente i valori delle frequenze e dello smorzamento dei primi quattro modi dello pneumatico rispetto al cerchione (rim), come previsto dal modello SWIFT. Per definire tutti i parametri relativi al modello SWIFT è necessaria un'ulteriore prova ovvero il superamento degli ostacoli da parte dello pneumatico. Per ottenerli, è fondamentale acquisire le forze longitudinali, laterali e verticali generate dallo pneumatico a causa dell'interazione con il piano stradale. Il MotoTireMeter non presenta i requisiti per lo svolgimento di tale prova in quanto può misurare solamente la forza laterale, il momento M_y ed il momento M_z . Anche per questa ragione, il gruppo di ricerca MDRG ha sviluppato recentemente una nuova macchina per la misurazione degli pneumatici, sulla quale è presente una cella di carico a sei assi che permette la misurazione delle tre componenti di forza e momento: il MotoTireMeter-2. Quest'ultimo non era mai entrato pienamente in funzione perciò, il secondo obiettivo di questo lavoro di tesi, è stato quello di valutare e risolvere le problematiche riscontrate nel corso del suo utilizzo. Infine, i risultati ottenuti dal MotoTireMeter-2, sono stati confrontati con i valori risultanti dal MotoTireMeter per poter validare la nuova macchina.

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Pneumatico	2
1.1.1	Forza longitudinale	3
1.1.2	Forza Laterale	3
1.1.3	Momento autoallineante	5
1.1.4	Momento di torsione	5
1.2	MotoTireMeter	6
1.3	MotoTireMeter 2	8
2	Modellazione dello pneumatico	11
2.1	Definizione dei parametri di input	11
2.1.1	Raggio di rotolamento	12
2.1.2	Slip longitudinale	13
2.1.3	Slip laterale	14
2.1.4	Turn slip	14
2.1.5	Spin slip	14
2.2	Tire Models	17
2.2.1	Brush Model	18
2.2.2	MF Tire Model	19
2.2.3	String Model	20
2.2.4	SWIFT Model	21
2.2.5	FT Model	23
3	Prove sperimentali con MotoTireMeter	25
3.1	Forza laterale	26
3.1.1	Azzeramento assi e motori	26
3.1.2	Programma di acquisizione	27
3.1.3	Analisi dati sperimentali	31
3.1.4	Cornering stiffness e camber stiffness	35
3.2	Momento autoallineamento	36

3.3	Dati sperimentali	36
3.3.1	Dunlop 115/70-17	37
3.3.2	Metzeler 120/70-19	41
3.3.3	Michelin 110/60-16	45
3.3.4	Pirelli 120/70-14	49
3.4	Raggio effettivo di rotolamento	53
3.4.1	Incertezza sulla misura del raggio effettivo	53
3.4.2	Calcolo del raggio effettivo	55
3.4.3	Calcolo dell'incertezza del raggio effettivo	60
3.5	Fattore correttivo ε_γ	62
3.5.1	Calcolo del fattore correttivo ε_γ	64
4	Analisi modale	71
4.1	Modellazione geometrica	73
4.2	Tipologia di misurazione	77
4.2.1	Prove modali - ruota <i>incastrata</i>	79
4.2.2	Prove modali - ruota <i>loaded</i>	97
4.2.3	Conclusione prove modali	105
5	MotoTireMeter 2	107
5.1	Verifica ingombri	107
5.2	Verifica moto-riduttori	109
5.2.1	LMR-1	110
5.2.2	SM 2861-5055	110
5.2.3	SM 2863-5155	112
5.3	Cella di carico a 6 assi	115
5.3.1	Verifiche sul funzionamento della cella	116
5.4	Verifica attendibilità dati	118
5.4.1	Terna di riferimento	118
5.4.2	Allineamento iniziale	119
5.4.3	Dati sperimentali	120
6	Conclusioni	127

Capitolo 1

Introduzione

Lo pneumatico è uno dei componenti più importanti per tutti i veicoli, motocicli e automobili. La sua caratteristica principale è la deformabilità, che permette di mantenere il contatto tra la ruota ed il terreno in varie condizioni. Oltre a migliorare il comfort della guida, lo pneumatico migliora l'aderenza, caratteristica molto importante per il trasferimento a terra di elevate forze longitudinali, in accelerazione e frenata, e per la generazione di forze laterali. Le prestazioni dei veicoli sono fortemente influenzate dalle caratteristiche dei suoi pneumatici. Per capirne l'importanza, occorre considerare che il controllo dell'equilibrio e del moto del veicolo avviene grazie alla generazione di forze longitudinali e laterali, agenti all'interno delle impronte di contatto dello pneumatico con il piano stradale. Le forze nascono come risultato dell'azione effettuata dal pilota attraverso il meccanismo di sterzo, l'acceleratore ed il sistema frenante.

Nell'ultimo decennio in particolare, è stata data moltissima importanza alle simulazioni dinamiche di motocicli e autovetture. Un vantaggio dell'uso delle simulazioni lo si può vedere durante la ricerca e progettazione, in quanto ancora nelle primissime fasi di sviluppo il modello matematico potrebbe prevedere pregi e difetti del sistema implementato ancora prima di costruire prototipi. Si capisce dunque che oltre ad un risparmio di tempo si può avere un notevole risparmio in termini economici.

Un ulteriore campo che ormai ha preso piede è sicuramente quello dei simulatori di guida. La caratteristica che si ricerca in questo ambito è quello del *feedback* quanto più prossimo alle condizioni reali, al fine di ottenere un'esperienza di guida completa.

I dati degli pneumatici sono quindi fondamentali ma al tempo stesso molto difficili da reperire sia in letteratura che dai costruttori. Per queste ragioni il gruppo di ricerca MDRG (*Motorcycle Dynamic Research Group*) dell'Università di Padova,

ha progettato e costruito una macchina per la misurazione degli pneumatici chiamata *MotoTireMeter*. La *MotoTireMeter* è stata pensata come una macchina compatta e poco costosa, e nel corso degli anni è stata largamente utilizzata dal gruppo di ricerca. Negli ultimi anni però si è resa necessaria l'implementazione di una nuova macchina, *MotoTireMeter2*, per sopperire a dei difetti presenti nella versione precedente come l'impossibilità di misurare le forze longitudinali e la scarsa rigidità della struttura.

1.1 Pneumatico

L'interazione dello pneumatico con il piano stradale può essere rappresentato da un sistema composto da tre forze e tre momenti, come in Figura 1.1 [1]:

- una forza longitudinale agente lungo l'asse parallelo all'intersezione del piano della ruota con il piano stradale, e passante attraverso il punto di contatto, in direzione x ;
- una forza ortogonale al piano stradale, in direzione z ;
- una forza laterale, nel piano stradale, ortogonale alla forza longitudinale, in direzione y ;
- un momento ribaltante attorno all'asse x ;
- una resistenza al rollio attorno all'asse y ;
- un momento di imbardata attorno all'asse z .

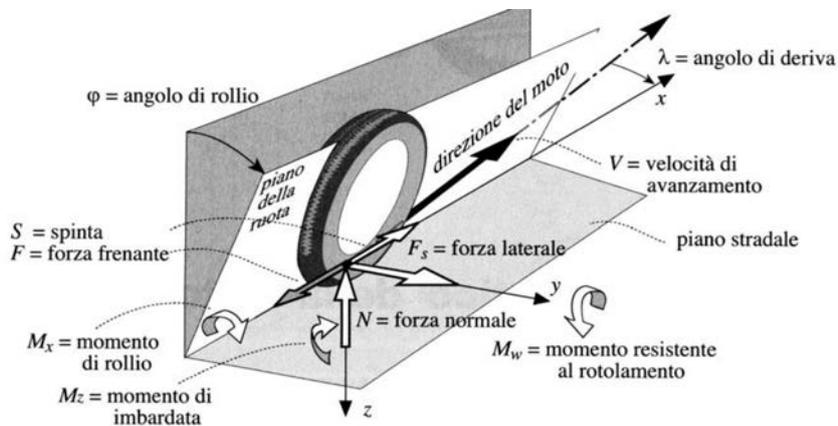


Figura 1.1: Forze e momenti generati tra pneumatico e piano stradale

1.1.1 Forza longitudinale

La presenza di forze di trazione o di frenata genera ulteriori tensioni di taglio longitudinali lungo l'area di contatto. Durante la trazione la velocità di avanzamento del punto è minore rispetto alla velocità periferica dello pneumatico. In caso di frenata, invece, è maggiore della velocità periferica dello pneumatico. Questa situazione viene espressa dallo scorrimento longitudinale, definito come rapporto tra le velocità di strisciamento ($V - \omega R$) e la velocità di avanzamento V .

1.1.2 Forza Laterale

Come per la forza longitudinale, anche la forza laterale è ottenuta tramite una distorsione della carcassa dello pneumatico. A differenza però del caso precedente la forza laterale può essere generata ruotando lo pneumatico in due diversi modi come descritto nella Figura 1.2:

- attraverso un angolo di deriva α (chiamato anche in letteratura λ);
- attraverso un angolo di rollio φ .

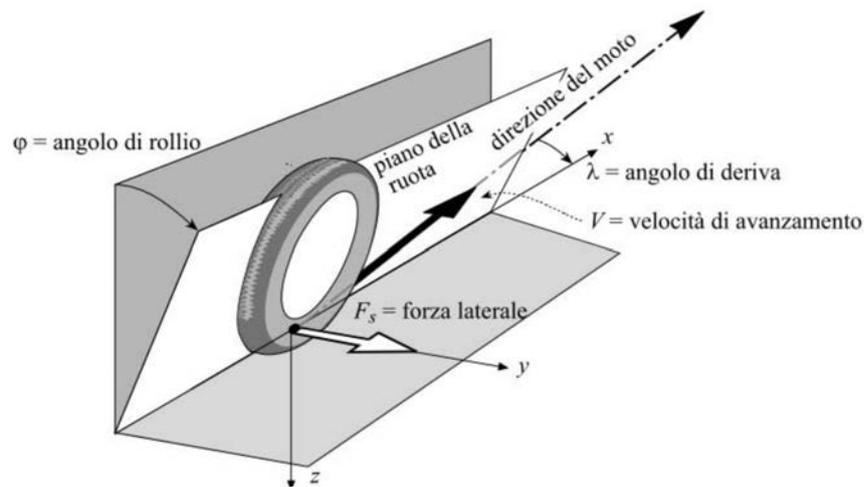


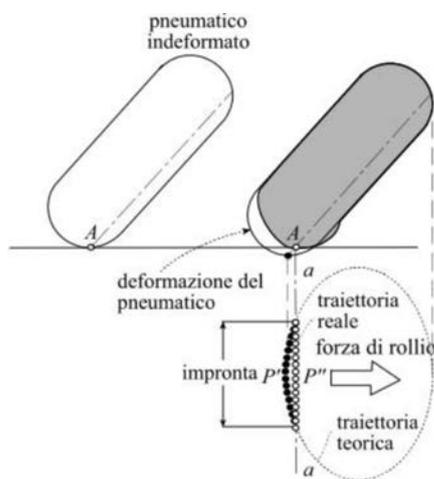
Figura 1.2: Angoli caratteristici per la forza laterale

Forza laterale generata con angolo di rollio

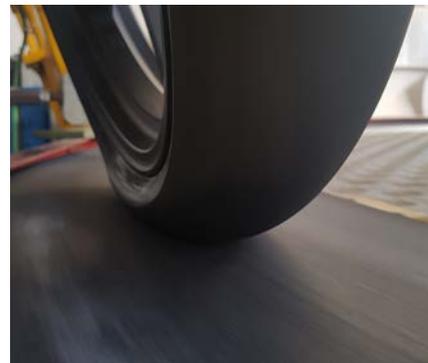
Per capire come l'angolo di rollio riesca ad influenzare lo pneumatico si può considerare uno pneumatico che avanza con un certo angolo di rollio e un angolo di deriva nullo. Se la carcassa fosse indeformabile, l'impronta risulterebbe puntiforme ed un generico punto P situato sulla superficie del toroide della ruota

descrive una traiettoria circolare nello spazio, la cui proiezione sul piano stradale è un'ellisse. In questo caso non si ha deformazione laterale e perciò nemmeno generazione di forza laterale.

Nel caso di carcassa deformabile, quando il punto sulla ruota entra nella zona di contatto, è obbligato ad abbandonare la traiettoria ellittica teorica e a muoversi lungo una traiettoria rettilinea. Questa deformazione crea perciò una forza laterale. Nella Figura 1.3 si può osservare quanto appena detto, soprattutto nella Figura 1.3(b) si nota la deformazione subita dalla carcassa dello pneumatico durante una prova a rollo effettuata con la macchina *MotoTireMeter*.



(a) Origine della spinta di rollo



(b) Deformazione reale durante un test con *MotoTireMeter*

Figura 1.3: Forza Laterale per rollo

Forza generata con angolo di deriva

Si prenda ora una ruota che abbia un angolo di deriva non nullo, come in Figura 1.4 un punto che si trova sul battistrada entra in contatto con la strada nel punto A. Da qui si sposta verso B seguendo la velocità di avanzamento dello pneumatico, nel punto B le tensioni di taglio dovute al richiamo elastico generato dalle deformazioni superano le forze di adesione e quindi si comincia ad avere scorrimento, con il punto che devia ed esce dall'impronta di contatto nel punto C.

Le tensioni laterali che si generano a causa della deformazione dell'impronta sono responsabili della nascita della forza laterale di deriva.

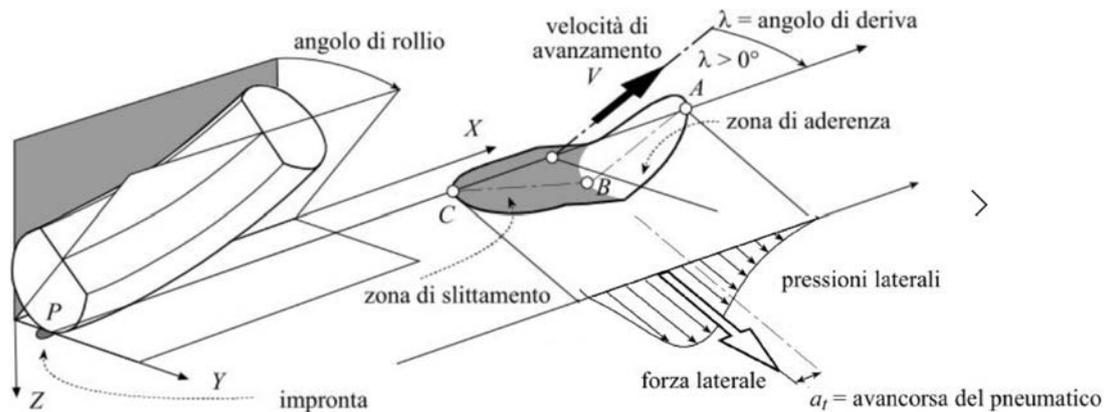


Figura 1.4: Forza Laterale per Deriva

1.1.3 Momento autoallineante

La distribuzione delle tensioni di taglio laterale generato dallo scorrimento laterale dello pneumatico non è simmetrica. Pertanto la forza risultante è applicata in un punto situato ad una certa distanza dal centro dell'impronta. Solitamente questa distanza è chiamata *avancorsa dello pneumatico* o *pneumatic trail*. Come indicato nella Figura 1.4 la forza laterale crea un momento che tende a ruotare lo pneumatico in maniera da diminuire l'angolo di deriva. Per questo è chiamato momento auto-allineante dello pneumatico.

1.1.4 Momento di torsione

Si consideri una ruota inclinata che evolve sul piano stradale con velocità angolare ω attorno al proprio asse (Figura 1.5). Si indichi con C_0 il punto di intersezione dell'asse ruota con il piano stradale. Se il centro C della traiettoria circolare descritta dalla ruota coincide con il punto C_0 , il moto avviene senza scorrimento longitudinale.

In realtà in condizioni di rotolamento libero, il centro di curvatura C è sempre situato all'esterno rispetto al punto C_0 . Questo comporta che l'area più esterna dell'impronta abbia velocità periferica maggiore della velocità di avanzamento, mentre nella zona più interna è vero il contrario. Si genera così un moto di strisciamento con due zone distinte nell'impronta: una parte con strisciamento positivo e una parte con strisciamento negativo. Pertanto si avranno rispettivamente tensioni rivolte in avanti e tensioni rivolte indietro. Queste tensioni tangenziali generano un momento torcente che tende a far muovere la ruota lungo la traiettoria con raggio di curvatura minore, introducendo una coppia disallineante.

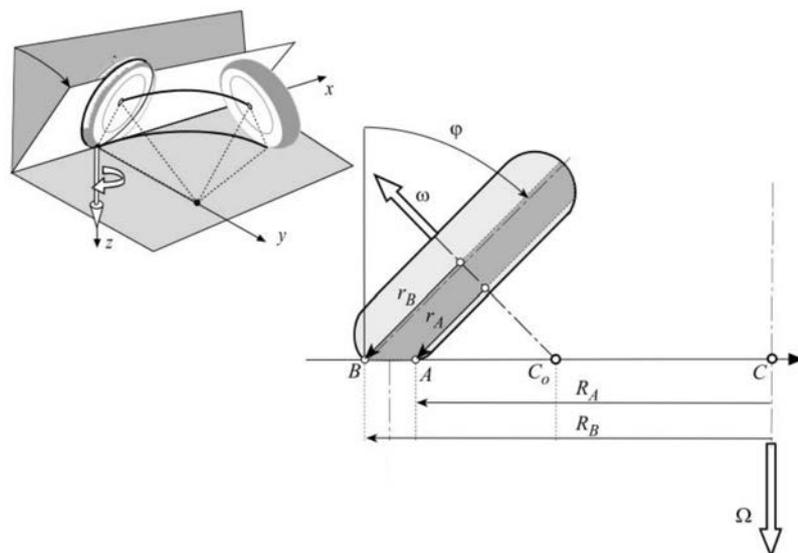


Figura 1.5: Origine del momento torcente

1.2 MotoTireMeter

Il gruppo MDRG, appartenente al Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova, ha sviluppato la macchina per la misurazione degli pneumatici chiamata *MotoTireMeter*. Come si può vedere in Figura 1.6 tutta la struttura è vincolata nel fulcro denominato A. Da qui passano tre assi di rotazione che permettono alla macchina di effettuare vari movimenti necessari sia per il montaggio dello pneumatico che durante i test dinamici. L'asse c-c permette la rotazione della sola parte frontale della macchina (quella di colore argento) simulando perfettamente lo sterzo dei motocicli. Gli pneumatici sono fissati alla macchina con un sistema del tutto simile a quanto fatto dai produttori di motociclette, infatti con dei supporti prodotti al tornio per ogni pneumatico si va in battuta con ai cuscinetti del mozzo ruota, mentre con una barra filettata si stringe il sistema a pacco. Il tutto viene poi agganciato alle forcelle del *MotoTireMeter*.

L'intera macchina ha quindi vari gradi di libertà:

1. la rotazione dell'intera struttura lungo l'asse *a-a* (Figura 1.6), che produce una rotazione di rollio di tutta la struttura;
2. la rotazione dell'intera struttura lungo l'asse *b-b* (Figura 1.6), per piccoli angoli di rotazione della struttura si può approssimare questo moto come una traslazione laterale dello pneumatico ;
3. la rotazione lungo l'asse *c-c* (Figura 1.6) per simulare lo sterzo;

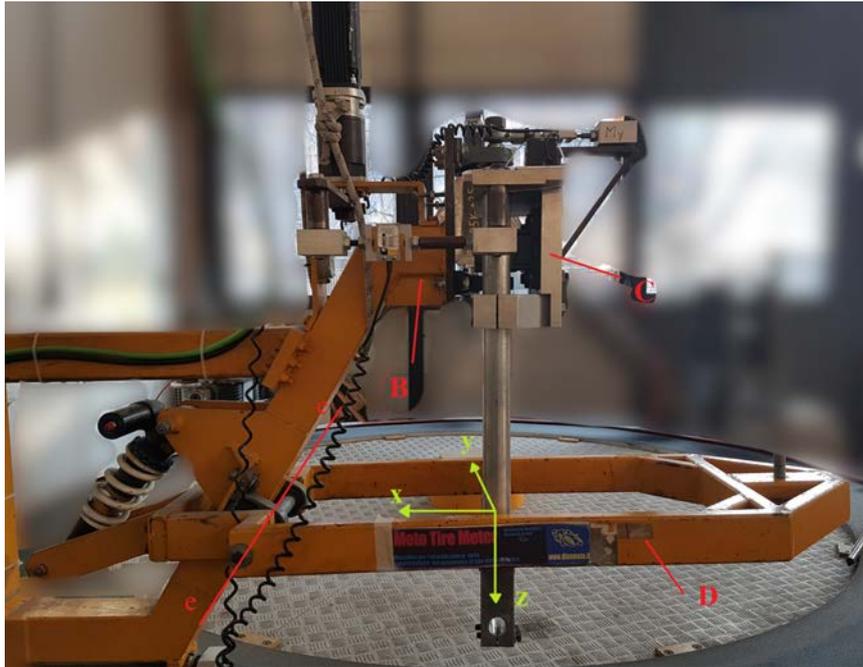


Figura 1.7: Macchina per la misurazione degli pneumatici *MotoTireMeter*, vista laterale

4. rimane libero, causa delle oscillazioni verticali in certe condizioni che provocano errori nella misurazione;
5. una cella di carico, M_y (in Figura 1.6);
6. un ammortizzatore, per minimizzare l'oscillazione del corpo D a causa dei pesi applicati per aumentare il carico verticale.

Le tre celle di carico presenti, bloccando i gradi di libertà del sistema possono identificare:

- la forza laterale F_y ;
- il momento di imbardata M_z ;
- il momento di beccheggio M_y , conoscendo il carico verticale applicato allo pneumatico si può risalire velocemente all'avancorsa (*pneumatic trail*) dello pneumatico.

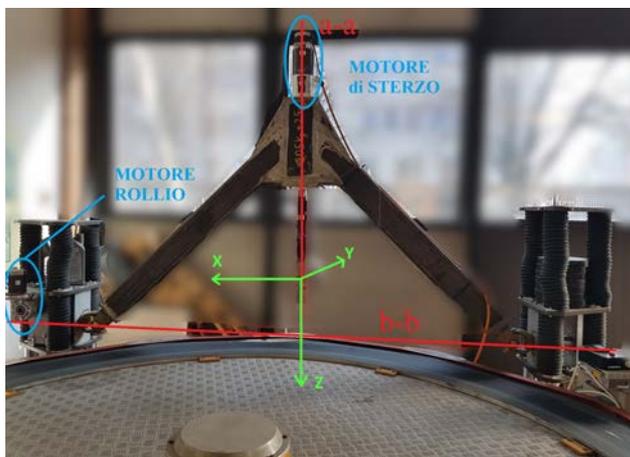
1.3 MotoTireMeter 2

Nonostante gli ottimi risultati raggiunti con il *MotoTireMeter* si è deciso di realizzare una seconda macchina che potesse correggere gli aspetti negativi della prima

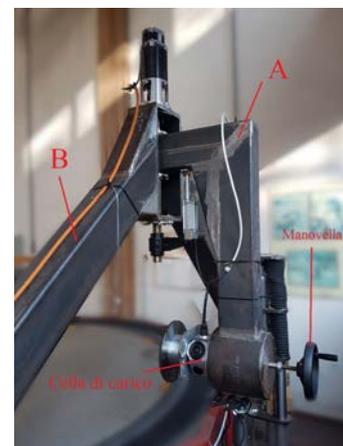
macchina per ottenere in questo modo risultati migliori. Le criticità che sono state individuate con l'uso della *MotoTireMeter* sono:

- la struttura a sbalzo non è sufficientemente rigida e influenza quindi le misure dinamiche;
- le forze misurabili sono solamente F_y , M_z e M_y ;
- le forze sono misurate in un punto lontano da dove effettivamente nascono (punto di contatto a terra);
- l'applicazione del carico è completamente manuale, attraverso dei dischi di ghisa, e appoggiati sulla struttura porta-pesi.

Per cercare di compensare questi problemi, è stata realizzata la struttura in Figura 1.8. Rispetto alla prima macchina, in Figura 1.6, si può notare un totale cambiamento strutturale per superare il problema della scarsa rigidezza nel *MotoTireMeter*. In questo caso l'intera struttura (A + B) è vincolata a ruotare attorno all'asse $b-b$, l'asse di rollio, mentre come si può capire meglio dalla Figura 1.8(b) la struttura B ruota attorno all'asse $a-a$, asse di sterzo o di *Yaw*. Come nel *MotoTireMeter* anche in questo caso la macchina è controllata da Computer attraverso l'azionamento dei due moto-riduttori indicati sempre in Figura 1.8(a).



(a) MotoTireMeter2 Frontale



(b) MotoTireMeter2 Retro

Figura 1.8: Macchina per Misurazione degli pneumatici, MotoTireMeter2

La particolarità del *MotoTireMeter 2* è quella di avere una cella di carico a 6 assi collegata al mozzo ruota. Non solo, ma a differenza delle tre celle di carico montate precedentemente quella montata sul *MotoTireMeter 2* è sicuramente più precisa e affidabile. La differenza di misura con la prima macchina è riassunta in Tabella 1.1.

Macchina	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
<i>MotoTireMeter 1</i>	×	✓	×	×	✓	✓
<i>MotoTireMeter 2</i>	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Tabella 1.1: *MotoTireMeter 1* vs *MotoTireMeter 2*

Il *MotoTireMeter-2* ha sicuramente una struttura più articolata rispetto al suo predecessore [2]. Infatti, nella Figura 1.8(a) si possono vedere le colonne laterali che hanno il compito 1) di sostenere l'intera struttura, attraverso un collegamento tramite giunti cardanici, e, quella 2) di alzare o abbassare l'intera struttura attraverso un sistema pneumatico. Questo movimento verticale è necessario affinché l'asse di rollio della struttura, cioè la congiungente dei centri dei giunti cardanici (asse b-b in Figura 1.8(a)), passi in prossimità del centro del toroide. Quando l'asse di rollio non si trova in questa condizione, si verifica lo schiacciamento o il sollevamento dello pneumatico al variare dell'angolo di *camber*, modificando il carico verticale agente e quindi cambiando le condizioni di ingaggio dello pneumatico durante la prova di rollio. L'impianto pneumatico oltre che al posizionamento dell'asse di rollio ha anche il compito di produrre il carico verticale desiderato. La procedura pensata, in fase di progettazione, consisteva: 1) alzare la struttura in modo che la ruota fosse sollevata dal piano stradale; 2) attraverso un attuatore elettrico modificare l'altezza dello pneumatico in modo da far coincidere l'asse di rollio con il centro del toroide; 3) utilizzare il sistema pneumatico delle colonne per abbassare la struttura avendo un vantaggio notevole, cioè non influenzare in alcun modo il posizionamento dell'asse di rollio ricavato nel punto 2); 4) effettuare le prove ad un certo carico deciso dall'utente. Il posizionamento dell'asse di rollio, è controllato lateralmente attraverso una manovella, come si può vedere in Figura 1.8(b). Attraverso di essa il gruppo ruota può traslare lateralmente sul piano stradale, viene utilizzato affinché l'asse di rollio passi nel centro dello pneumatico. L'errore nel posizionamento, verticale o laterale dell'asse di rollio, origina effetti analoghi sullo pneumatico.

Il *MotoTireMeter 2* sarà approfondito nel Capitolo 5, dove si discuterà: degli ingombri della macchina, spiegazione dei problemi riscontrati e soluzioni adottate, verifica dei moto-riduttori, sistema di misurazione e il confronto delle acquisizioni dati tra *MotoTireMiter* e *MotoTireMiter-2*.

Capitolo 2

Modellazione dello pneumatico

Uno pneumatico può essere visto come una struttura che, sottoposta a degli *input*, riesce a generare in *output* delle forze e dei momenti.

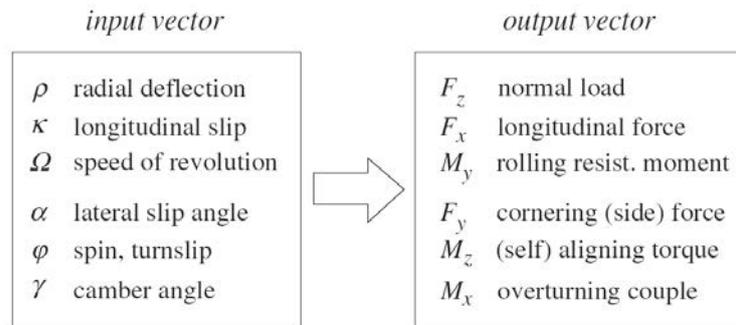


Figura 2.1: Pneumatico considerato come input-output

Come si può vedere in Figura 2.1, se si considera lo pneumatico come un corpo uniforme che si muove su una superficie stradale piana, si generano degli *output* attraverso certi movimenti della ruota rispetto alla strada. Di seguito si darà una spiegazione dettagliata di tali parametri.

2.1 Definizione dei parametri di input

Lo studio degli pneumatici prevede la determinazione degli output sopracitati in tutte le condizioni, sia considerando il piano stradale piano sia considerandolo irregolare. Siccome che l'irregolarità della strada è definita rispetto ad una terna fissa collegata alla strada, se si conosce la posizione e l'orientazione dell'asse di rotazione dello pneumatico rispetto a questa terna fissa, si è in grado di valutare tale posizione anche nel caso di piano stradale irregolare. La posizione relativa e l'orientamento della ruota rispetto alla strada sono importanti per derivare la deformazione radiale dello pneumatico, l'assetto (*camber e yaw*) e per valutare

il valore corrente del coefficiente di attrito, che può variare a causa di un piano stradale non uniforme. Conoscere il cambiamento della posizione relativa tra pneumatico e strada è necessario per la determinazione degli *slip*.

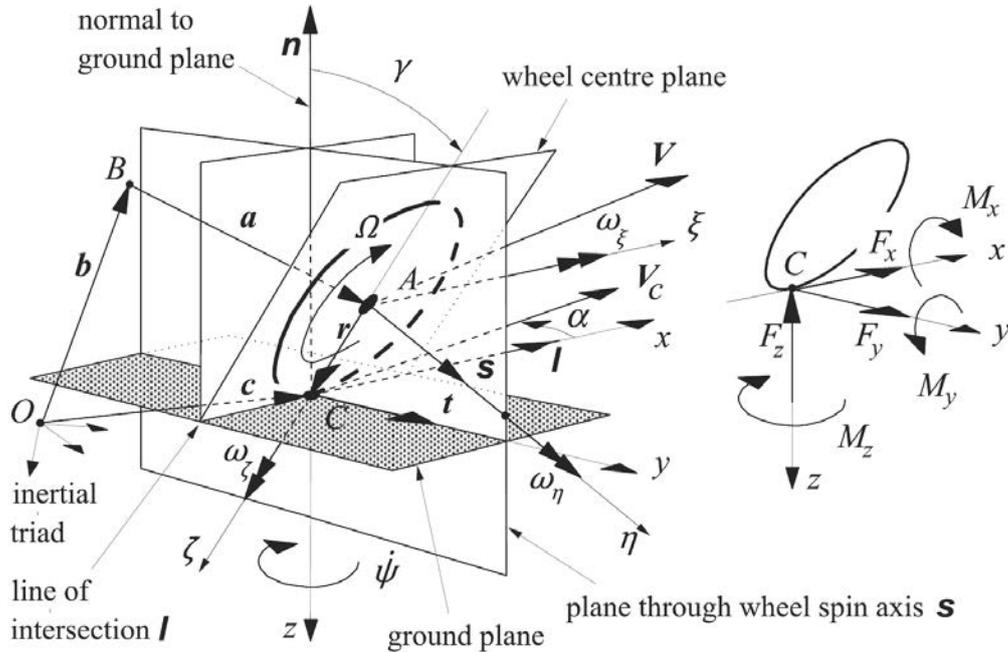


Figura 2.2: Posizione dello pneumatico nello spazio

2.1.1 Raggio di rotolamento

Si consideri uno pneumatico che ruota senza slittamento su una superficie piana. Il raggio di rotolamento viene definito come il rapporto della velocità di avanzamento rispetto alla sua velocità angolare:

$$r_e = \frac{V_x}{\Omega}$$

Il raggio di effettivo rotolamento nel moto libero (*free rolling* [3]) è minore rispetto al raggio del pneumatico non caricato, a causa della deformazione dello stesso. Il valore dipende da molteplici fattori:

- tipo di pneumatico;
- rigidità radiale;
- carico;
- pressione di gonfiaggio;

- velocità.

Un valore approssimato viene fornito dalla seguente equazione:

$$r_e = r_f - \frac{r_f - r}{3}$$

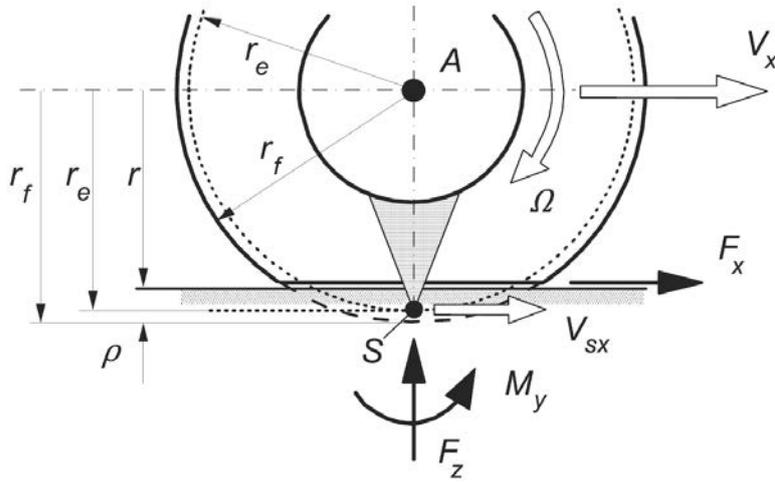


Figura 2.3: Raggio effettivo dello pneumatico

La deformazione radiale ρ , un input in Figura 2.1, è definita:

$$\rho = r_f - r$$

2.1.2 Slip longitudinale

Come si può vedere nella Figura 2.3, per definire correttamente lo scorrimento longitudinale, viene introdotto il punto di scorrimento S (*Slip point*). Si può pensare che questo punto sia attaccato al cerchio o al corpo della ruota con un raggio uguale al raggio di slittamento r_s . Quando la ruota sta rotolando con uno *slip* longitudinale nullo, il punto S sarà il centro di rotazione. Esistono varie definizioni per determinare il punto S, la più utilizzata è quella di definire il raggio effettivo di rotolamento r_e durante una prova in *free rolling* (pneumatico rotola senza applicazioni di momenti esterni), e porre $r_e = r_s$. Perciò il punto S è collocato ad una distanza pari al raggio effettiva di rotolamento dal centro ruota. Lo *slip* longitudinale, chiamato anche *slip ratio*, è così definito:

$$\kappa = -\frac{V_{sx}}{V_x} = \frac{\Omega \cdot r_e - V_x}{V_x}$$

Seguendo questa semplice relazione:

- nel puro rotolamento $\rightarrow \Omega \cdot r_e = V_x \Rightarrow \kappa = 0$;
- in frenata con ruota bloccata $\rightarrow \Omega = 0 \Rightarrow \kappa = -1$;
- in accelerazione $\rightarrow \Omega \cdot r_e > V_x \Rightarrow \kappa > 0$;

2.1.3 Slip laterale

Avendo definito nella sezione 2.1.2 il punto di *slip* S , risulta semplice definire quello che viene chiamato *slip* laterale o *side slip*:

$$\tan(\alpha) = -\frac{V_{sy}}{V_x} \approx -\frac{V_y}{V_x}$$

dove α viene definito angolo di deriva o angolo di *side*.

2.1.4 Turn slip

Il *turn slip* lega la velocità di imbardata dello pneumatico, $\dot{\psi}$, con la velocità longitudinale. Per come è definito questo *slip* è importante a basse velocità (al di sotto dei 10 km/h) oppure se si vuole modellare lo pneumatico in condizioni di manovra con veicolo fermo :

$$\varphi_t = -\frac{\dot{\psi}}{V_x}$$

2.1.5 Spin slip

Come nel caso precedente, anche lo *spin slip* φ_s è definito come il rapporto tra la velocità di rotazione assoluta dello pneumatico lungo la normale al piano stradale ω_z e la velocità longitudinale V_x . Come si può vedere in Figura 2.4, ω_z può essere scomposta come segue: $\omega_z = \dot{\psi} - \Omega \cdot \sin(\gamma)$ dove γ è l'angolo di *camber* a cui è sottoposto lo pneumatico.

$$\varphi_s = -\frac{\omega_z}{V_x} = -\frac{\dot{\psi} - \Omega \cdot \sin(\gamma)}{V_x} = -\frac{\dot{\psi}}{V_x} + \frac{\Omega \cdot \sin(\gamma)}{V_x} = \varphi_t + \frac{\Omega \cdot \sin(\gamma)}{V_x}$$

Attraverso quest'ultima riformulazione è facile capire che può esserci un angolo di *camber* tale per cui si annulla lo *spin slip*. Si pensi ad una condizione molto semplice, uno pneumatico con $\kappa = \alpha = 0$, cioè in puro rotolamento, che deve seguire una piano stradale con una certa curvatura R . Si può scrivere dunque quanto segue:

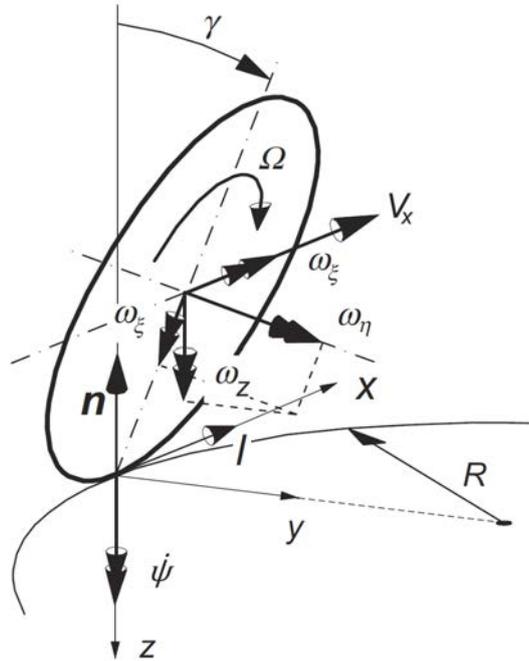


Figura 2.4: Componenti di velocità sulla ruota

$$\varphi_s = -\frac{\dot{\psi}}{V_x} + \frac{\Omega \cdot \sin(\gamma)}{V_x} = -\frac{\dot{\psi}}{\dot{\psi} \cdot R} + \frac{1}{r_e} \cdot \sin(\gamma) = -\frac{1}{R} + \frac{1}{r_e} \cdot \sin(\gamma) = 0$$

$$\text{Per } \kappa = \alpha = 0 \rightarrow \varphi_s = 0 \Leftrightarrow \sin(\gamma_0) = \frac{r_e}{R}$$

Questo vuol dire che una ruota che percorre un piano stradale con raggio di curvatura R , in condizioni di puro rotolamento ($\kappa = \alpha = 0$) con un angolo di camber $\gamma_0 = \arcsin(\frac{r_e}{R})$ non genererà alcuna forza laterale.

Fattore correttivo sperimentale ε_γ

Come descritto precedentemente, uno pneumatico è in grado di sviluppare *spin slip* attraverso il *turn slip* (produco una velocità di imbardata) e/o attraverso il *camber o inclination angle* dello pneumatico. Se lo pneumatico sviluppa degli *slip*, genererà automaticamente delle forze; in questo caso con la produzione di *spin slip* verrà generata una forza laterale.

Si potrebbe dunque concludere che qualsiasi pneumatico, inclinato con un certo angolo γ , produca una certa forza laterale. Questa affermazione è errata, in quanto differenti tipologie di pneumatico risponderanno in modo diverso alla produzione di forza laterale attraverso il camber. Per prendere in considerazione

questa specifica proprietà degli pneumatici, è stato definito un fattore correttivo sperimentale ε_γ .

In seguito viene riportata la formulazione corretta per lo *spin slip*:

$$\varphi_s = -\frac{\dot{\psi}}{V_x} + \frac{(1 - \varepsilon_\gamma) \cdot \Omega \cdot \sin(\gamma)}{V_x}$$

In letteratura vengono forniti dei valori tipici per questo fattore correttivo:

Tipologia Veicolo	Range tipico
Motociclette	≈ 0
Autovetture	$0.7 \div 1$
Camion	1

Tabella 2.1: Comparazione dei fattori correttivi per i vari tipi di veicolo

Come mostrato in Tabella 2.1 c'è una grande differenza nel fattore correttivo ε_γ tra le varie tipologie di pneumatici, questo cambiamento deriva dalla diversa struttura della carcassa. Le differenze a livello strutturale si riflettono sulla forma della zona di contatto, o più comunemente *contact patch*. Come si può vedere nell'immagine seguente, un pneumatico di autovettura presenta una linea periferica di contatto raddrizzata se paragonata a quella di un pneumatico motociclistico.

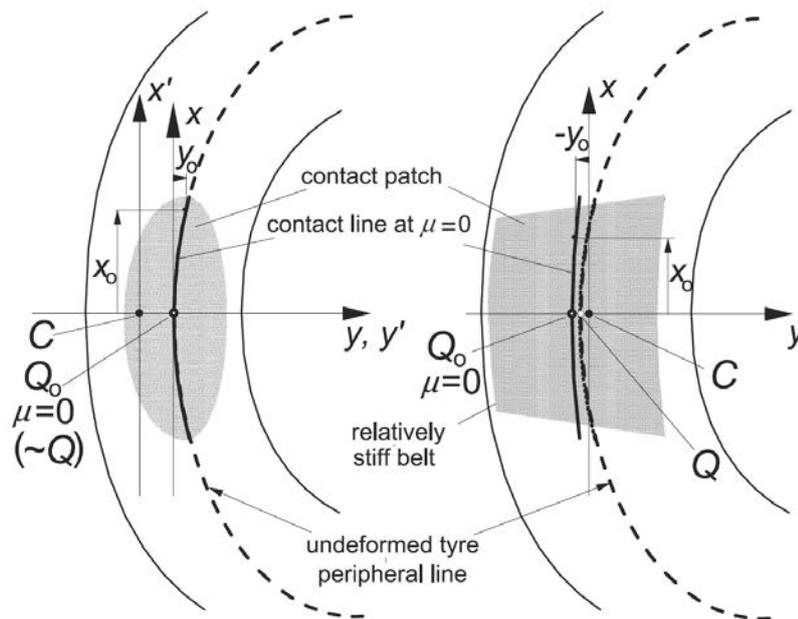


Figura 2.5: Differenza di *contact patch* tra un pneumatico motociclistico (sinistra) e un pneumatico per autovettura (destra)

2.2 Tire Models

Da metà del secolo scorso fino ad oggi sono state definite diverse tipologie di modellazione degli pneumatici, ognuno è stato creato con uno scopo preciso. Si può notare che ogni modello ha differenti livelli di complessità e accuratezza rispetto allo pneumatico reale.

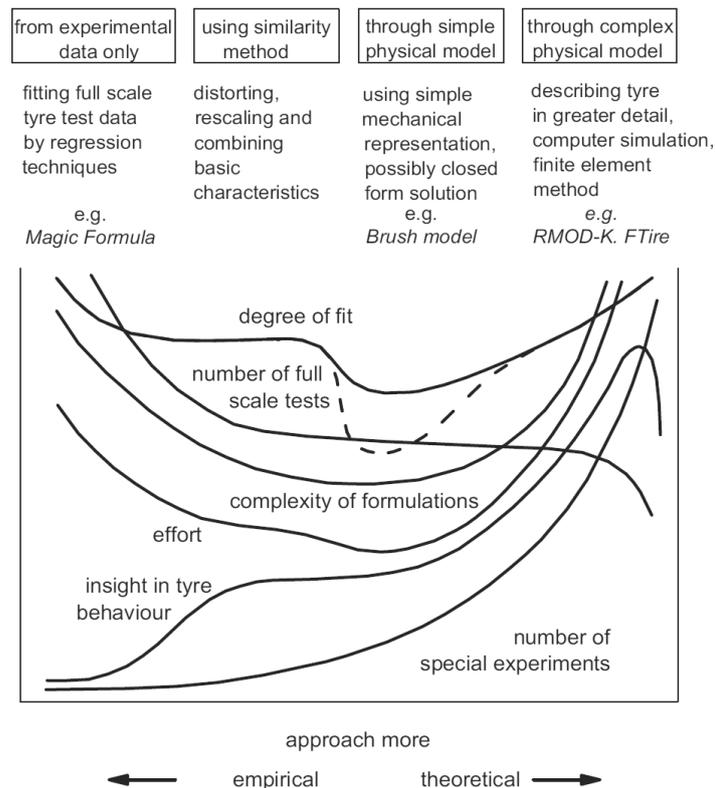


Figura 2.6: Diverse tipologie e approcci per la modellazione degli pneumatici

La Figura 2.6 mostra come variano le problematiche al variare delle differenti strategie di approccio alla modellazione. Nella parte sinistra si trovano dei modelli che sono basati sulla teoria del comportamento della struttura fisica dello pneumatico ma tengono meno conto degli esperimenti su una larga scala di pneumatici. Nella parte destra si trovano dei modelli molto complessi, che sono consigliati per quanto riguarda l'analisi dettagliata delle prestazioni degli pneumatici ma sconsigliati l'applicazione nelle simulazioni dinamiche del veicolo. Nella parte centrale si trovano modelli semplici che però possono essere meno accurati degli altri.

2.2.1 Brush Model

Il modello *brush* o *a spazzola*, è un modello relativamente semplice della terza categoria come descritto nella Figura 2.6. Come mostrato in Figura 2.7, questo modello si fonda sul fatto che lo pneumatico è formato da una fila di setole che vanno a contatto con il piano stradale. Queste setole o spazzole possono essere viste come il battistrada. Questi elementi rispecchiano l'elasticità della combinazione carcassa, *belt* e battistrada dello pneumatico reale. Quando lo pneumatico è in movimento, si presume che il primo elemento che entra nella zona di contatto sia perpendicolare rispetto alla superficie stradale. Si prenda in considerazione un caso semplice, una ruota in *free rolling*, con *camber* nullo, senza la formazione di alcuno *slip*, che si muove lungo una linea retta parallela al piano longitudinale della ruota stessa. Trascurando la resistenza al rotolamento, si ha che gli elementi del *brush model* si muovono nella zona di contatto senza deformarsi e cioè non generando alcun tipo di forza. Nel caso mostrato in Figura 2.7, quando nel *brush model* si presuppone la generazione di uno *slip*, in questo caso *side slip*, gli elementi elastici si deformano creando così una forza.

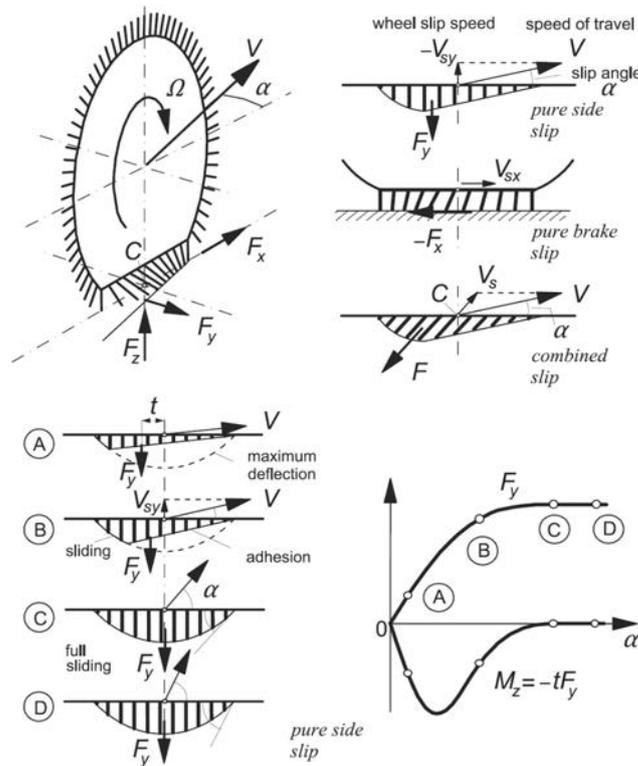


Figura 2.7: Il modello Brush. In alto a sinistra si vede lo schema di uno pneumatico in *free rolling* sottoposto a *side slip*. In alto a destra si vedono più condizioni di *slip*: In basso si vede lo pneumatico sottoposto a vari livelli di *side slip* con relativo grafico che mostra relazione Forza-Slip

2.2.2 MF Tire Model

Questo modello, creato da Pacejka [4], è largamente utilizzato negli studi della dinamica del veicolo, usa un modello semi-empirico dello pneumatico per calcolare forze e momenti in condizioni di *steady state*. a forma generale del modello è:

$$y = D \cdot \sin\{C \cdot \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan Bx)\}\}$$

con:

$$Y(x) = y(x) + S_V$$

$$x = X + S_H$$

In questa formulazione si ha che Y è la variabile in *output* desiderata, può essere F_x , F_y oppure M_z , X è la variabile in *input* scelta tra α e κ . I parametri B , C , D , E , S_V e S_H , chiamati anche coefficienti di Pacejka, descrivono:

- $B \rightarrow$ stiffness factor;
- $C \rightarrow$ shape factor;
- $D \rightarrow$ pick value;
- $E \rightarrow$ curvature factor;
- $S_V \rightarrow$ spostamento verticale;
- $S_H \rightarrow$ spostamento orizzontale.

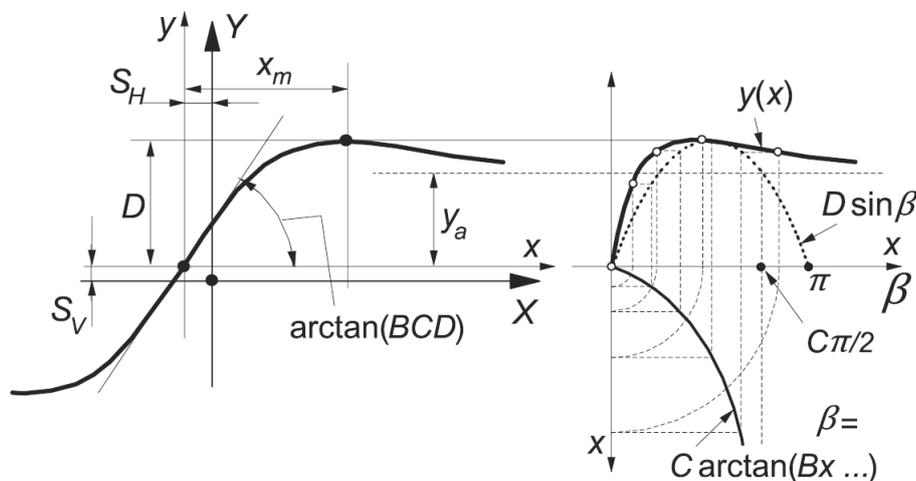


Figura 2.8: Andamenti tipici delle curve prodotte con MF Tire

Questi valori generalmente sono ricavati in funzione del carico normale applicato e dalla pressione di gonfiaggio dello pneumatico, anche se quest'ultima è stata introdotta recentemente (2010); è importante notare che nella *Magic Formula* non è considerato l'effetto della temperatura.

Nel *MF Tire Model* si può prendere in considerazione la combinazione di più *slip* agenti nello stesso momento attraverso l'uso di *weighting function* G :

$$G_{x\alpha} = \cos[C_{x\alpha} \arctan(B_{x\alpha} \tan(\alpha))] \Rightarrow F_{xc} = F_x \cdot G_{x\alpha}$$

$$G_{y\kappa} = \cos[C_{y\kappa} \arctan(B_{y\kappa} \kappa)] \Rightarrow F_{yc} = F_x \cdot G_{y\kappa}$$

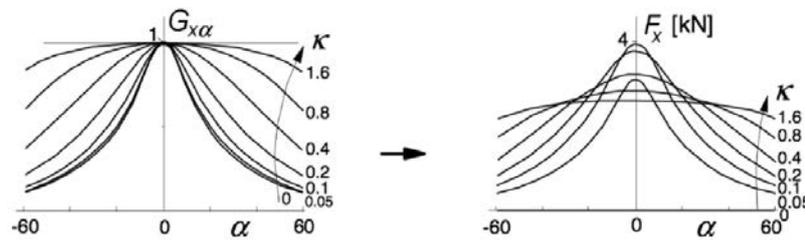


Figura 2.9: Uso delle *weighting function* per la determinazione delle forze con *slip* combinati

2.2.3 String Model

Storicamente, dopo la creazione del *MF Tire Model* che prende in considerazione un comportamento in *steady state*, si è iniziato a sviluppare un nuovo modello che considerasse la presenza di un transitorio nella generazione delle forze. Questo modello viene chiamato *String Model* oppure *Unsteady Magic Formula*. Questa seconda nomenclatura esprime pienamente il concetto che sta dietro al modello: quando si impone allo pneumatico un certo grado di *slip* non verrà generata istantaneamente tutta la forza corrispettiva a quello *slip*. Si passa da un modello *steady state* ad un modello *non steady state*. Il modello stringa, introduce varie approssimazioni per semplificarne la descrizione, perciò può descrivere fenomeni che avvengono tra gli 8-15 Hz con una lunghezza d'onda maggiore di 1.5 m. Per la modellazione del transitorio ci si serve di una equazione differenziale al primo ordine del tipo:

$$\tau \cdot \dot{x} + x = x_0$$

$$\frac{x}{x_0} = \frac{1}{1 + \tau \cdot s}$$

Queste equazioni generiche, applicate agli *slip* del sistema prendono il nome di *equazioni di rilassamento*. La costante di tempo τ ingloba in essa il parametro

più importante dell'intero modello: $\tau = \frac{\sigma}{V_x}$ espresso in secondi. La variabile σ è la **lunghezza di rilassamento** espressa in metri.

Si può descrivere il modello come in Figura 2.10:

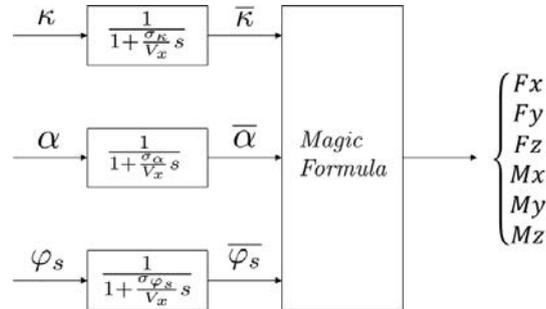


Figura 2.10: A sinistra gli *slip* desiderati vengono filtrati attraverso un'equazione differenziale al primo ordine, generando uno *slip* transitorio. Proprio questo *slip* produrrà delle forze, ricavate attraverso la *Magic Formula*.

2.2.4 SWIFT Model

Il modello *SWIFT* è l'abbreviazione di *Short Wavelength Intermediate Frequency Tire Model* ed è un'estensione dell'*MF Tire*. A differenza del modello stringa, nello *SWIFT* si possono osservare fenomeni che avvengono a frequenze intermedie, 60 – 100 Hz, ed una lunghezza d'onda relativamente piccola cioè $> 10\text{cm}$. La differenza sostanziale tra questi ultimi due modelli è che nel modello *SWIFT* è stata separata la modellazione della carcassa dello pneumatico da quella della *contact patch*. In questo modo si garantisce un modello molto più versatile che descrive correttamente le proprietà dello pneumatico con piccole lunghezze d'onda e alti livelli di *slip*.

Come si può vedere in Figura 2.11, all'interno del modello si trovano 5 elementi caratteristici: (1) l'inerzia della cintura di sommità dello pneumatico, chiamata *belt*, è presa in considerazione attraverso la creazione di un anello rigido. Il fatto di assumere un anello rigido limita la frequenza ai 60 – 100 Hz, infatti a queste frequenze si possono trascurare le deformazioni della *belt* dello pneumatico. (2) Le rigidità residue sono state modellate affinché le rigidità statiche dello pneumatico (verticali, longitudinali, laterali, imbardata) risultassero corrette. La cedevolezza dell'intera struttura è costituita dalla cedevolezza della carcassa, quella residua e quella del battistrada. (3) Si è utilizzato il modello *Brush* come base nello sviluppo della *contact patch*, includendo larghezza e lunghezza finite della zona di contatto: questa modellazione permette di utilizzare in ingresso una lunghezza d'onda di almeno 10 cm. (4) Per simulare il movimento dello pneuma-

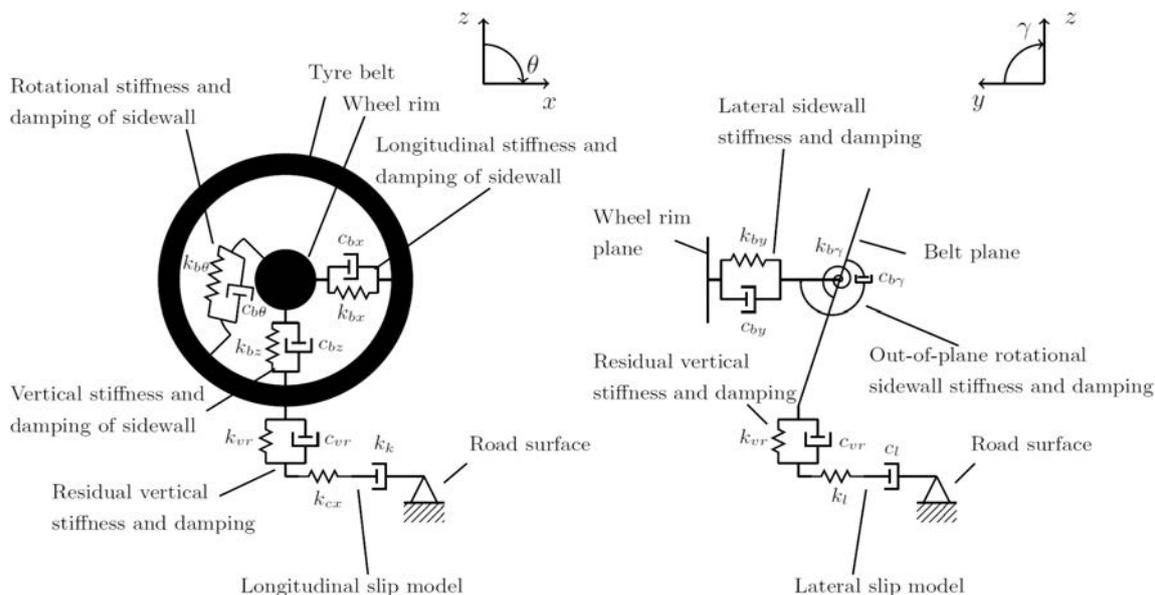


Figura 2.11: Elementi che compongono il modello SWIFT

tico su una strada non uniforme, viene modellato il piano stradale con quattro ingressi: l'altezza effettiva, la pendenza trasversale e la pendenza in avanti della strada, e la curvatura del terreno. Si utilizza questa metodologia per poter applicare la teoria del *single point contact* e studiare quindi uno pneumatico durante una manovra oppure mentre attraversa un ostacolo. (5) L'uso della *Magic Formula* per studiare le proprietà non lineari dello pneumatico.

Attraverso questa breve descrizione si è capito che:

- il modello si basa sull'uso della *Unsteady Magic Formula* e perciò saranno necessari dei test per determinare i vari parametri;
- a differenza dei modelli precedentemente descritti, si è interessati alla dinamica della ruota (intesa cerchio e pneumatico);
- per ottenere informazioni riguardo il comportamento dinamico, in risposta al piano stradale, saranno necessari test specifici a questo proposito.

Il lavoro di tesi si è concentrato sulla ricerca di una procedura per determinare i parametri dello *SWIFT Model*, nel particolare si vedrà:

- nel Capitolo 3 verrà studiato il parametro ϵ_γ visto nel Paragrafo 2.1.5 e la forza laterale F_y sia in puro rollio che in puro *Side*;
- nel Capitolo 4 verrà effettuata l'analisi modale per determinare i primi modi di vibrare del sistema formato da pneumatico e cerchio, nel piano di simmetria e fuori dal piano di simmetria;

2.2.5 FT Model

FT Model, *Flexible Ring Tire Model*, è un modello avanzato che viene utilizzato solitamente nelle simulazioni dinamiche. È stato sviluppato partendo da un altro noto modello BRIT (*Brush and Ring Tire Model*) e inglobandone all'intero delle assunzioni numeriche tipiche dei modelli ad elementi finiti. Come molti altri modelli, il nucleo del FT è diviso in due parti: (1) la parte strutturale che prende in considerazione la rigidità e lo smorzamento della struttura nonché altre proprietà tipiche come l'inerzia; (2) la modellazione del battistrada che descrive l'interazione dello pneumatico con il piano stradale.

Alla base della modellazione strutturale si trovano dai 50 ai 500 elementi flessibili, chiamati segmenti della cintura. Ogni segmento ha $4 + x$ gradi di libertà:

- Spostamento longitudinale, laterale e verticale del punto medio;
- Un angolo di rotazione attorno l'asse della circonferenza;
- Flessione laterale degli elementi flessibili, descritti da una funzione di forma di grado x .

Questi elementi sono collegati tra di loro e al cerchione attraverso numerose rigidità, smorzatori ed elementi di attrito, tutti non lineari e dipendenti dalla pressione di gonfiaggio.

Alla base della modellazione del battistrada, tra un segmento e l'altro, si trovano degli elementi senza massa ed elementi di attrito. Tipicamente l'utente può adottare dai 20 ai 200 elementi, maggiore sarà il numero degli elementi e maggiore sarà la risoluzione del piano stradale.

Attraverso una trattazione di questo tipo, con l'*FT Model* si raggiungono delle frequenze che possono arrivare fino ai 150 Hz, ed è proprio per questa particolarità che viene utilizzato un modello di questo tipo piuttosto che ad esempio lo *String Model*.

Modello descritto	Frequenza tipica [Hz]	Caratteristiche Principali
Brush Model	0	Formulazione semplice di forze e momenti agenti
MF Model	0	Modello largamente utilizzato nelle simulazioni
String Model	8-15	Sviluppo del modello precedente Considera il transitorio
SWIFTModel	<100	Implementa lo String Model Offre considerazioni dinamiche della ruota in risposta alla strada Utilizzato per studi: comfort, vibrazioni, sviluppo di sistemi di controllo (ABS e ESP)
FT Model	<150	Anello esterno flessibile Permette di implementare la temperatura nel modello Grande attenzione sull'interazione tra pneumatico e piano stradale

Tabella 2.2: Breve ricapitolazione e confronto tra i vari modelli visti in questo capitolo

Capitolo 3

Prove sperimentali con MotoTireMeter

In questo capitolo verranno presentati i seguenti risultati ottenuti attraverso prove sperimentali con il *MotoTireMeter*:

- forza laterale al variare dell'angolo di imbardata e rollio;
- analisi delle incertezze e calcolo del raggio effettivo di rotolamento;
- coefficiente correttivo ε_γ degli pneumatici.

Queste prove sono state effettuate per quattro pneumatici diversi, con pressione di gonfiaggio pari a quella consigliata da ciascun produttore. In particolare gli pneumatici testati sono:

- Dunlop 115/70 R17 (pneumatici MotoStudent);
- Metzeler 120/70-19 M/C 60V;
- Michelin 110/60-16;
- Pirelli GTS23 120/70-14 M/C 55S.

Nel Capitolo 1, in particolare nella Sezione 1.2 e Sezione 1.3, sono state presentate le due macchine per il test degli pneumatici presenti all'Università di Padova. Siccome che il *MotoTireMeter2* è di recente sviluppo, durante questo lavoro di tesi ci si occuperà della validazione della macchina. In ottica di completare tale validazione, sono stati testati diversi pneumatici a diversi carichi verticali attraverso la già collaudata *MotoTireMeter*. Il punto di forza di questa macchina è sempre stata la semplicità, sia della struttura, sia dei vari modi con cui vengono ricavate forze e momenti. Basti pensare al modo con cui si determina il carico

verticale a cui è sottoposto lo pneumatico: non essendoci né attuatori né celle di carico, si utilizzano dei pesi calibrati, che vengono appoggiati sul piano piano porta-pesi. Per ottenere il carico ci si serve di questa semplice equazione:

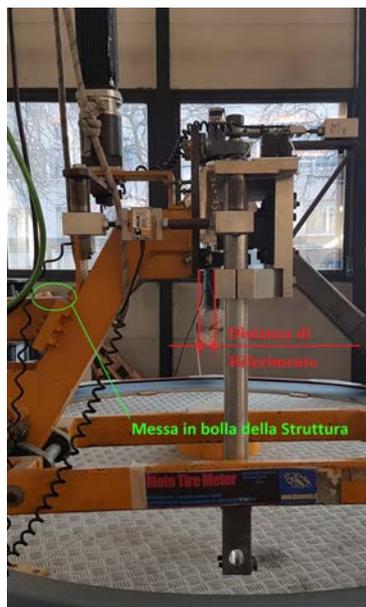
$$(\text{peso proprio della ruota} + \text{peso proprio della struttura}) \cdot 9.81 + \text{pesi applicati} \cdot 9.81 \cdot 1.35$$

In questa equazione si ha che: 1) il peso della struttura è pari a 90.4kg , 2) il peso della ruota viene misurato su di una bilancia in laboratorio, 3) il valore 1.35 deriva da un rapporto di leve pari a $\frac{\text{pesi-fulcro}}{\text{contatto pneumatico - fulcro}} = \frac{1.9}{1.4} = 1.35$. Molto semplicemente si può ricavare il carico verticale agente, e tale carico sarà diretto sempre lungo la verticale e con lo stesso modulo.

3.1 Forza laterale

In questa sezione verrà illustrata dapprima la procedura utilizzata prima di effettuare qualsiasi prova, poi verranno riassunti i principali risultati per i quattro pneumatici utilizzati.

3.1.1 Azzeramento assi e motori



(a) Allineamento struttura



(b) Posizionamento struttura

Figura 3.1: Procedura per misurazione pneumatici

Per effettuare dei test sul *MotoTireMeter* si deve innanzitutto realizzare in tornio una coppia di supporti che servono per il montaggio della ruota sulla struttura. Tali supporti, si intravedono nella Figura 3.1(b), sostengono la ruota come farebbe un perno in una motocicletta e attraverso una barra filettata si porta a pacco la ruota sulla struttura. Con questo montaggio l'unico fattore da osservare è che la ruota sia posizionata il più possibile al centro del *path*. Quando lo pneumatico è nella posizione corretta, si procede a fissare la sotto-struttura (formata da barra filettata, pneumatico e supporti) alle forcelle attraverso un semplice serraggio. Prima di procedere con la misurazione è fondamentale posizionare la macchina nella configurazione con angolo di rollio e angolo di imbardata nulli. Tra i due angoli il più facile è sicuramente l'angolo di imbardata, infatti a motori spenti si cerca di sterzare la struttura affinché si abbia per tutta la profondità della macchina una distanza di riferimento pari a $34mm$, come mostrato in Figura 3.1(a). Per effettuare tale allineamento si consiglia di sollevare la struttura con il carro ponte, ed avere così più libertà di movimento. Dopodiché si abbassa totalmente la struttura, si accede al software NImax e a motori spenti si effettua all'azzeramento dei riferimenti dei motori. Solo a questo punto, sempre attraverso NImax ma con i motori avviati, si può inclinare la struttura in rollio fino a raggiungere la condizione di rollio nullo. Per questo ci si aiuta con una bolla, posizionata come mostrato in Figura 3.1(a). Una volta raggiunta la condizione di imbardata e rollio nulli, si spengono nuovamente i motori, e con NImax si compie un ulteriore azzeramento dei riferimenti dei motori. Si riaccendono per l'ultima volta i motori e a questo punto la macchina è pronta per l'acquisizione dei dati. Il motivo per cui è fondamentale spegnere i motori prima di effettuare qualsiasi azzeramento è che se i servomotori fossero accesi durante tale operazione perderebbero qualsiasi riferimento portandosi a rollio e imbardata massimi (cioè con la macchina in appoggio sui sistemi di sicurezza). Oltre al posizionamento della ruota e all'allineamento dei motori è necessario fare attenzione al posizionamento del carro ponte o della gru idraulica. Infatti come si intravede in Figura 3.1(b) si deve trovare il punto del carro ponte, ad esempio, affinché il moto verticale di quest'ultimo non influenzi il posizionamento sul piano stradale della gomma. Per questo è necessario allineare il carro ponte sia sul piano $X - Y$ sia sul piano $X - Z$ del *MotoTireMeter*, tali piani si riferiscono alla Figura 1.6.

3.1.2 Programma di acquisizione

Una volta posizionata la macchina come illustrato precedentemente, si può accedere al *software LabView*. All'interno si trova il programma che ha il compito di

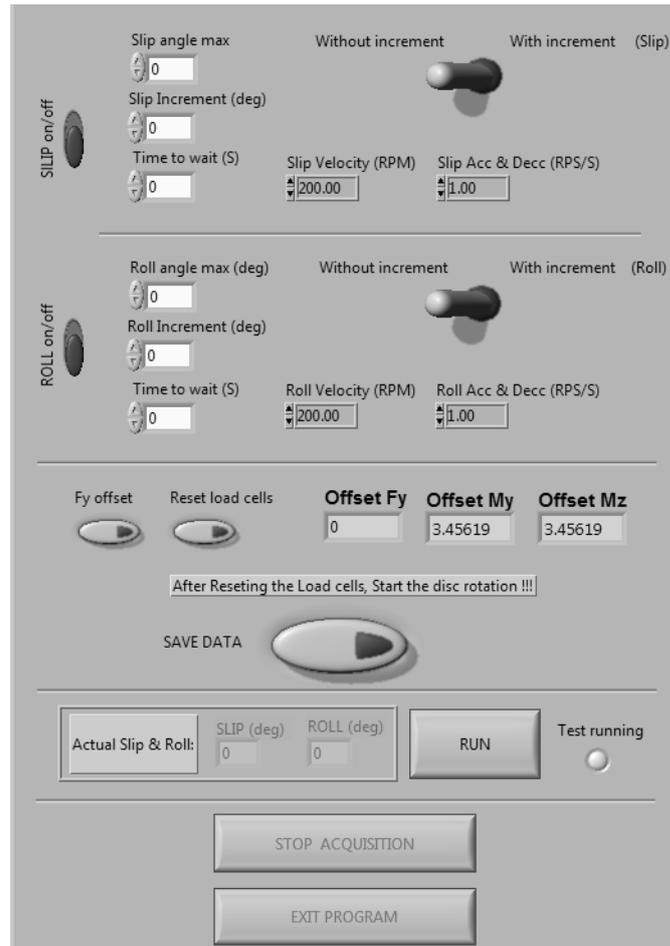


Figura 3.2: Interfaccia utente *LabView* per azionamento *MotoTireMeter*

movimentare i motori presenti, acquisire i dati dalle celle di carico e trascriverli su un file di testo [5]. Si riporta per completezza lo schema *LabView* utilizzato, l'interfaccia in Figura 3.2 e lo schema a blocchi di Figura 3.3:

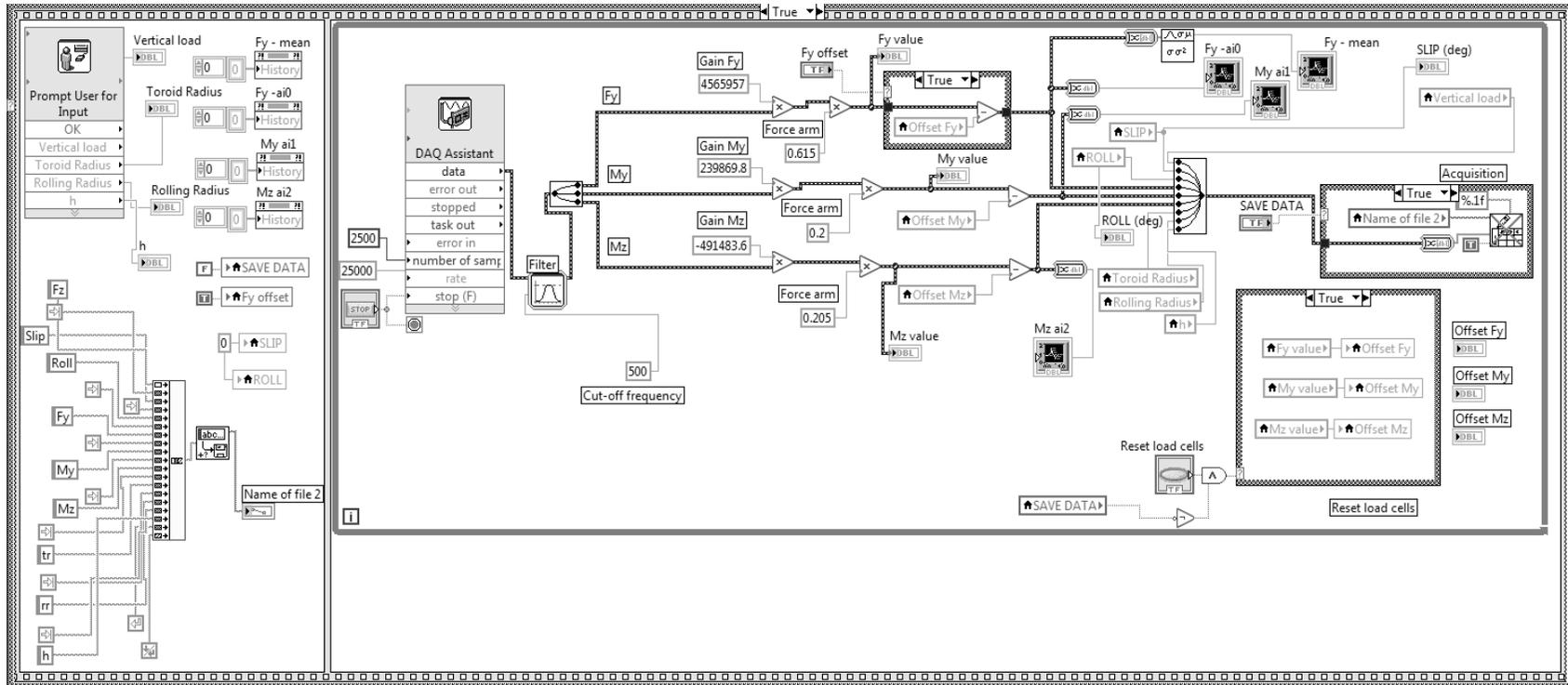


Figura 3.3: Schema a blocchi *LabView* per azionamento *MotoTireMeter*

Come si vede nell'interfaccia utente, prima di procedere ad una qualsiasi prova bisogna:

- attivare la prova desiderata tra Imbardata (*Side slip*) e Rollio;
- impostare l'angolo massimo raggiungibile nella prova;
- impostare il passo desiderato tra un angolo e all'altro;
- impostare la durata in secondi dello stazionamento della macchina in ciascun angolo;
- selezionare l'impostazione *With Increment* se si desidera partire da un angolo nullo e portarsi all'angolo massimo con passo e tempo desiderati (solitamente questa è l'impostazione corretta)
- selezionare l'impostazione *Without Increment* se si desidera portarsi direttamente all'angolo massimo impostato (impostazione che non viene utilizzata per l'acquisizione standard).

Una volta settati correttamente tali valori, si aziona il disco rotante ad una certa velocità, dopodiché è possibile effettuare la prova desiderata cliccando sul pulsante *RUN*.

Prova impostata	Incremento	Angolo massimo [deg]	Passo [deg]	Tempo stazionamento [s]
Side slip	✓	6	0.5 ÷ 1	5
Rollio	✓	50	1 ÷ 2	5

Tabella 3.1: Vengono riportati i valori massimi degli angoli utilizzati con il *MotoTireMeter*

Si assuma di voler procedere ad una prova di *side slip*, con angolo massimo di 6 gradi, passo uno, tempo di attesa di 5 secondi e impostazione attiva su *With Increment*. Una volta terminata la prova si otterrà un file di testo che conterrà i dati come mostrato in Figura 3.4.

Come mostrato in Figura 3.4, i dati acquisiti ad un certa frequenza di campionamento (solitamente impostata a 25000 Hz per evitare i disturbi provenienti dalla rete) sono composti da più valori di forza laterale per uno stesso angolo. Di norma, per permettere l'elaborazione dei dati, viene riportato solo il valore medio di forza e viene calcolata la dispersione dei dati attraverso il calcolo della deviazione standard (σ , anch'essa riferita ad ogni angolo). Questa elaborazione viene eseguita per tutti i file che vengono acquisiti. Ad esempio viene riportato

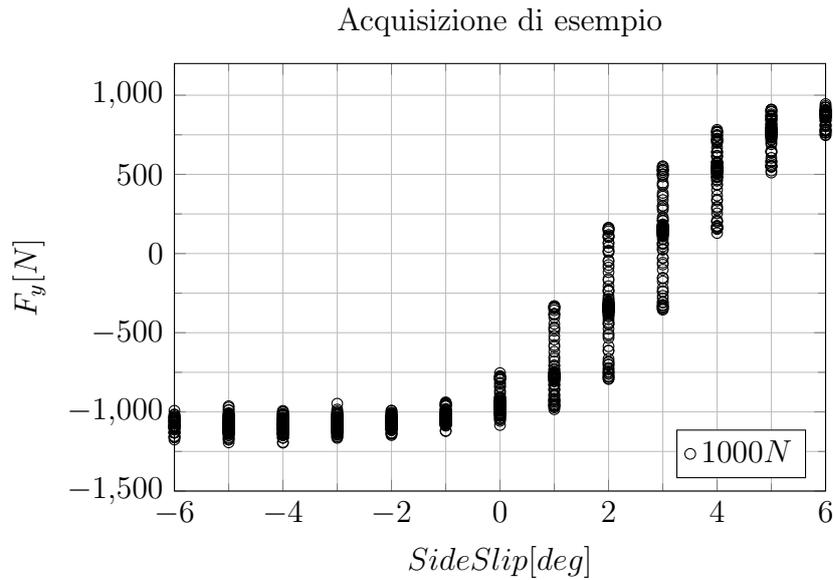


Figura 3.4: Esempio di acquisizione dati

il risultato nella Figura 3.5 di una prova di *side slip* su di un pneumatico a vari carichi.

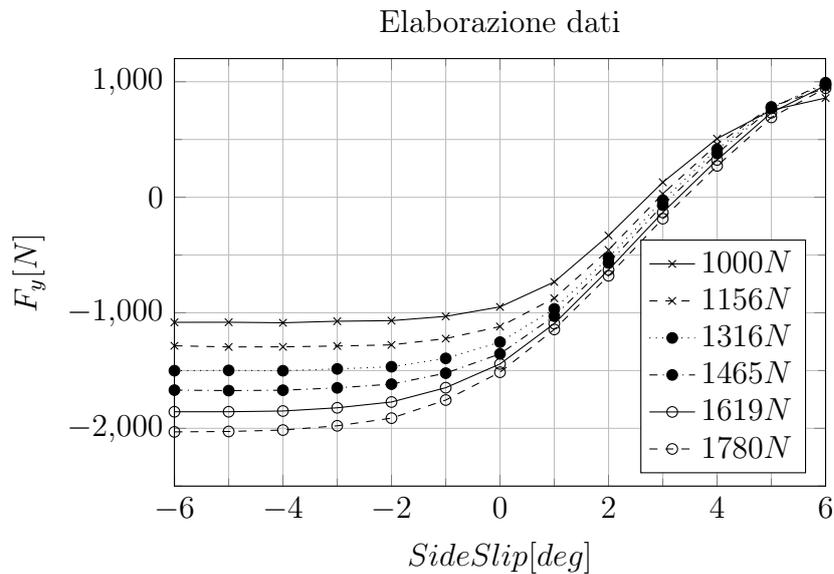


Figura 3.5: Elaborazione successiva dei dati acquisiti

3.1.3 Analisi dati sperimentali

Il gruppo di ricerca MDRG ha analizzato i dati ottenuti dalle prove sperimentali con il *MotoTireMeter* attraverso una metodologia molto semplice che consisteva nell'eliminare la componente costante, di forza laterale o momento, generata dalla

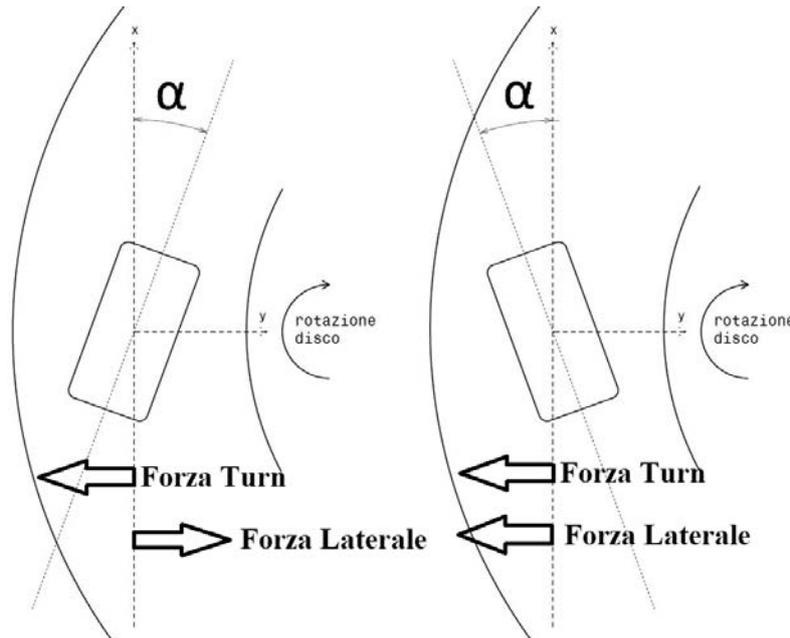


Figura 3.6: Scambio di forze tra pneumatico e piano stradale al variare dell'angolo di sterzo, ma in generale dell'angolo di slip (rollio o sterzo)

curvatura del piano stradale. Durante questo lavoro di tesi sono emerse delle perplessità riguardo a tale procedura, infatti come si vedrà nel paragrafo 3.5, sarà necessario conoscere il valore di *rigidezza al camber* dello pneumatico per calcolare il fattore correttivo ϵ_γ e l'angolo in cui la forza laterale viene annullata γ_0 . Utilizzando i valori di rigidezza provenienti da questa procedura, si sono riscontrate delle differenze sostanziali tra il valore reale di γ_0 e quello calcolato. Per far fronte a questo problema è stata pensata un'altra procedura di analisi dei dati, riuscendo ad ottenere valori di γ_0 prossimi a quelli sperimentali. Attraverso di essa si ottengono però dei valori delle rigidezze a rollio e imbardata molto più alte dei valori ottenuti normalmente, saranno necessarie ulteriori indagini da parte del gruppo di ricerca per determinare quale procedura sia più corretta utilizzare.

1: eliminazione del turn slip tramite media

Questa metodologia di analisi dati [6] è stata realizzata semplificando la prova del eseguita con il *MotoTireMeter* come descritto dalla Figura 3.6.

La curvatura del piano stradale produce una deformazione sullo pneumatico, che quindi genera una forza laterale. Considerato che la curvatura non può cambiare, la forza di *turn slip* generatasi sarà diretta sempre nella stessa direzione e con lo stesso modulo. Al contrario, la forza laterale assume direzione opposta se generata da un certo angolo di *slip* positivo o negativo. Se con $F_{measured}$ si indica la forza laterale misurata dalla cella di carico, con F_t la forza di *turn slip*, e con

F_y la forza che genera uno pneumatico sottoposto ad un certo angolo di *slip* su un piano stradale senza curvatura, valgono queste considerazioni:

$$F_{\text{measured}_{\text{slip}>0}} = F_{y_{\text{slip}>0}} - F_t$$

$$F_{\text{measured}_{\text{slip}<0}} = -F_{y_{\text{slip}<0}} - F_t$$

Se lo pneumatico testato ha un comportamento simmetrico allora si può considerare tale formulazione:

$$F_{\text{slip}} = \frac{F_{\text{measured}_{\text{slip}>0}} - F_{\text{measured}_{\text{slip}<0}}}{2}$$

Tali considerazioni valgono sia durante una prova con variazione di angolo di *camber*, sia con una prova con la variazione di angolo di sterzo (*Side*). Di seguito, nella Figura 3.7 vengono riportati i dati provenienti da una acquisizione dati e la corrispettiva elaborazione attraverso la procedura appena illustrata.

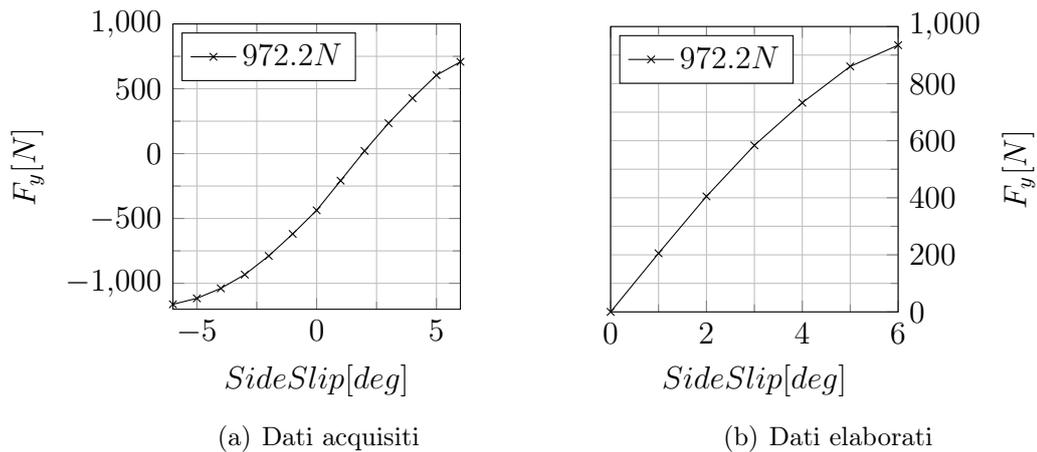


Figura 3.7: Eliminazione della forza di *turn slip* tramite una media tra le forze (o momenti) generate ad un angolo di slip positivo e i rispettivo negativo.

2: ricerca della condizione indeformata

La seconda metodologia si basa su considerazioni fisiche del comportamento dello pneumatico. Si pensi allo pneumatico che ruota sul disco rotante, con angolo di rollio e imbardata nulli. In queste condizioni lo pneumatico viene deformato a causa della curvatura del piano stradale; come è stato menzionato nel capitolo 2, uno pneumatico che subisce una deformazione genera una forza, la forza prodotta a causa della curvatura della strada è chiamata *forza di turn slip*. Se si osserva la Figura 3.7(a) si può osservare come ad un angolo di *side slip* nullo si misuri

una certa forza laterale, cioè la forza di *turn slip*. Spostandosi lungo la curva, ad angoli di slip negativi, la forza generata dallo pneumatico ha la stessa direzione della forza di *turn slip* e difatti la forza totale misurata continua a diminuire. Spostandosi lungo la curva, ad angoli di slip positivi, la forza generata dallo pneumatico contrasta quella di *turn slip*. Ad un certo angolo, le due forze saranno in equilibrio e la forza misurata sarà pari a $0N$; aumentando ancora lo slip, la forza laterale dello pneumatico supererà quella di *turn slip* portando la forza misurata a valori positivi. Se lo pneumatico genera delle forze quando viene deformato, si può pensare che valga anche il caso contrario: *se lo pneumatico non sta generando una forza, allora non è deformato*. Alla base di questa procedura si trova proprio tale ipotesi: trovare l'angolo in cui si annulla la forza misurata, equivale a trovare l'angolo in cui lo pneumatico recupera ogni deformazione causata dalla curvatura. Proprio attorno a quest'angolo verranno definite le curve (forza laterale rispetto allo *slip*) e i parametri tipici (*cornering e camber stiffness*). Come si vede in Figura 3.8, determinato il punto in cui la forza laterale misurata si annulla, si determinano due curve distinte chiamate: *forza positiva* e *forza negativa*. Tale nomenclatura è stata definita solamente per rendere più facile l'interpretazione, in quanto la forza positiva è la curva formata dai punti che originariamente avevano ordinata positiva, mentre per la forza negativa vale il contrario. Entrambe le curve vengono traslate all'origine degli assi, in più la forza negativa viene specchiata rispetto all'origine, ottenendo il risultato seguente.

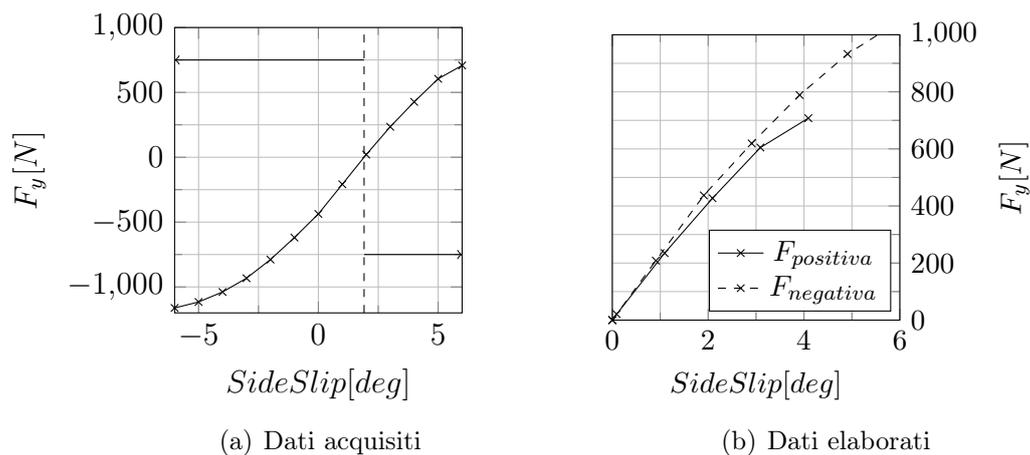


Figura 3.8: Elaborazione dei dati mediante la nuova procedura; determinato l'angolo che annulla la forza laterale misurata dalla macchina, si procede alla creazione delle curve rispetto allo slip e all'identificazione dei parametri principali

3.1.4 Cornering stiffness e camber stiffness

Uno dei parametri più importanti, per quanto riguarda la caratterizzazione degli pneumatici, è la rigidità dello pneumatico rispetto allo *slip*. Nella pratica comune, si parla di *cornering stiffness* quando ci si riferisce alle curve: forza laterale - *side slip*; si parla di *camber stiffness* quando ci si riferisce alle curve: forza laterale - *roll angle* o *camber angle*.

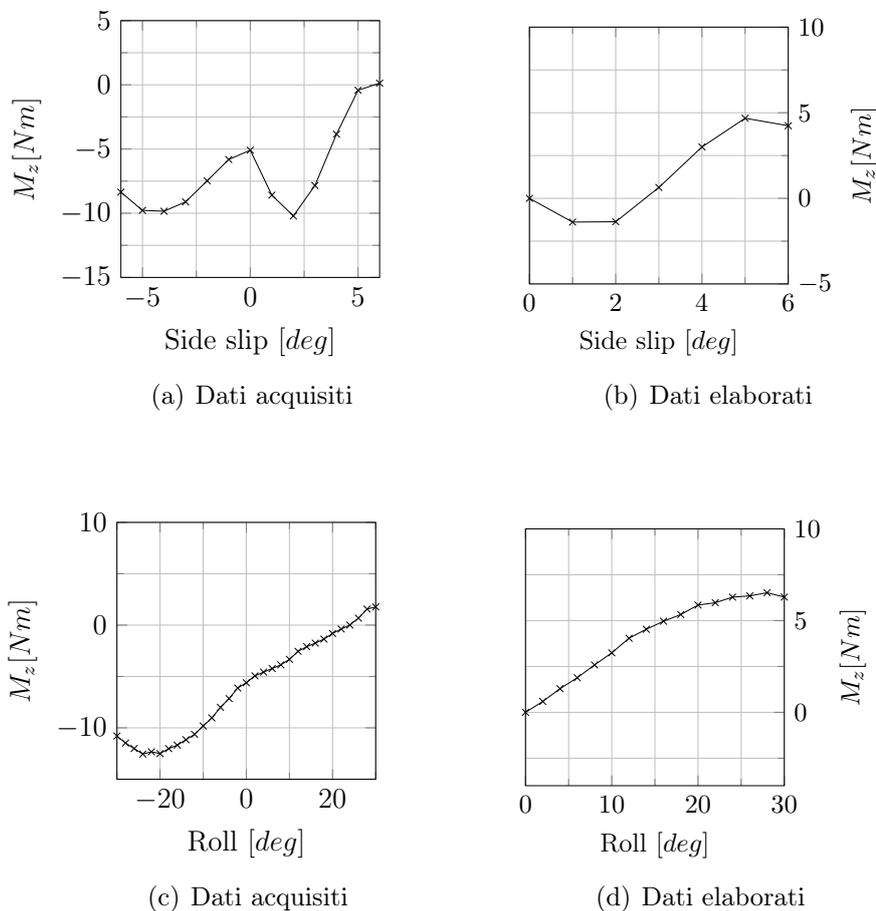
I valori di tali rigidità viene calcolato come la pendenza delle curve a cui sono riferite. Solitamente, come nel caso della forza laterale, è pratica comune determinare queste rigidità normalizzate al carico applicato. Nel dettaglio:

- *cornering stiffness* $C_{\alpha}^{F_y} = \left. \frac{\partial F_y}{\partial \tan(\alpha)} \right|_{\alpha=0}$;
- *camber stiffness* $C_{\gamma}^{F_y} = \left. \frac{\partial F_y}{\partial \gamma} \right|_{\gamma=0}$;

Si possono ottenere le rigidità normalizzate dividendo $C_{\alpha}^{F_y}$ e/o $C_{\gamma}^{F_y}$ per il carico verticale F_z agente.

3.2 Momento autoallineamento

Come è stato mostrato in Figura 1.6 il MotoTireMeter è provvisto di una cella di carico che può misurare il momento auto-allineante M_z prodotto dallo pneumatico. Attraverso le prove con variazione di *Side* il momento M_z è chiamato autoallineante; con le prove di rollio il momento M_z è chiamato momento di torsione o disallineante. I valori negativi dei momenti definiscono un *momento autoallineante*, quelli positivi un *momento disallineante*. Come nel caso della forza laterale, anche per il momento M_z valgono le considerazioni fatte nel Paragrafo 3.1.3 sull'analisi dei dati. Per il momento auto-allineante non è stato necessario utilizzare la seconda procedura proposta, in quanto i dati ottenuti rispettavano l'andamento previsto dalla teoria dello pneumatico.



3.3 Dati sperimentali

Vengono ora esposti i dati sperimentali acquisiti, e successivamente elaborati, per i quattro pneumatici presi in considerazione.

3.3.1 Dunlop 115/70-17

Questo pneumatico, tra quelli che sono stati testati, è sicuramente il più peculiare. Infatti, il Dunlop 115/70-17, è lo pneumatico posteriore delle motociclette *racing*, in particolare quello utilizzato dal *MotoStudent* dell'Università di Padova. Dalla scheda tecnica, fornita dal costruttore, ci si aspetta le prestazioni massime ad una temperatura compresa tra i $60^{\circ}C \div 70^{\circ}C$. Questo fattore è fondamentale per l'analisi corretta dello pneumatico, per questo, prima di effettuare una misurazione la ruota veniva riscaldata attraverso le apposite termocoperte. Oltre alla temperatura, è stata controllata anche la pressione di gonfiaggio. Infatti, alla temperatura massima di utilizzo la pressione di gonfiaggio non deve superare i $2.2bar$; il controllo della pressione è quindi una verifica della temperatura, in quanto tra i due parametri esiste un legame stretto.

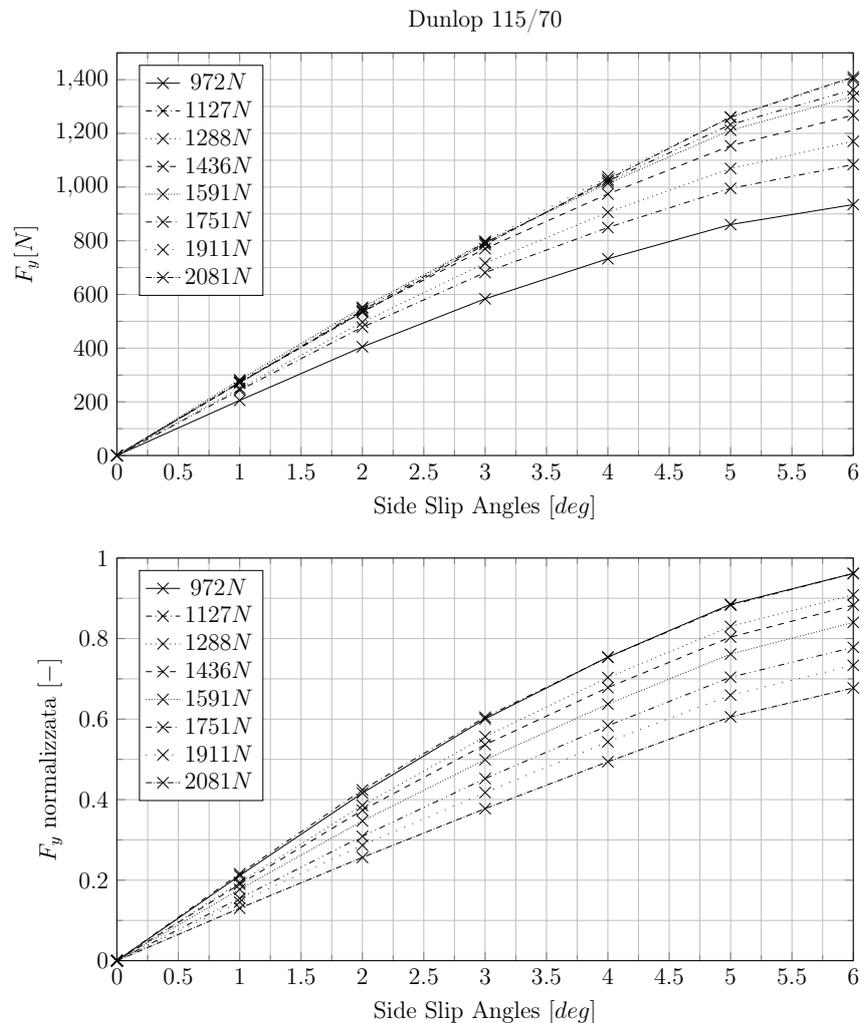


Figura 3.9: Dunlop 115/70. Prova di *side slip* a vari carichi; elaborazione tramite media.

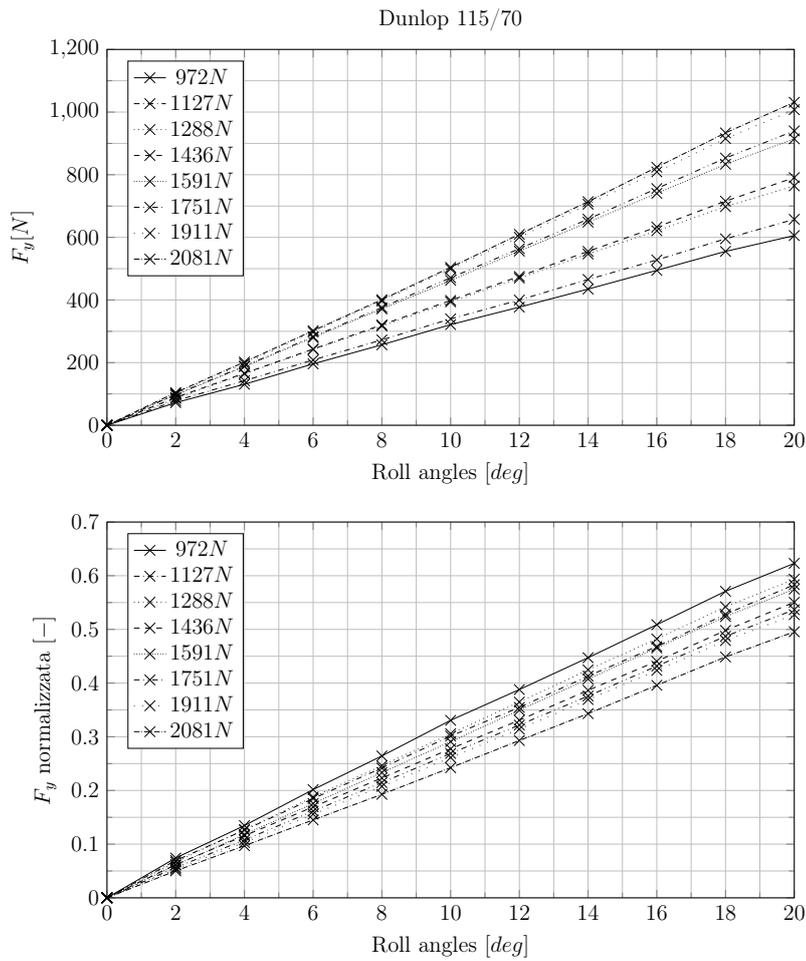


Figura 3.10: Dunlop 115/70. Prova in rollio a vari carichi; elaborazione tramite media.

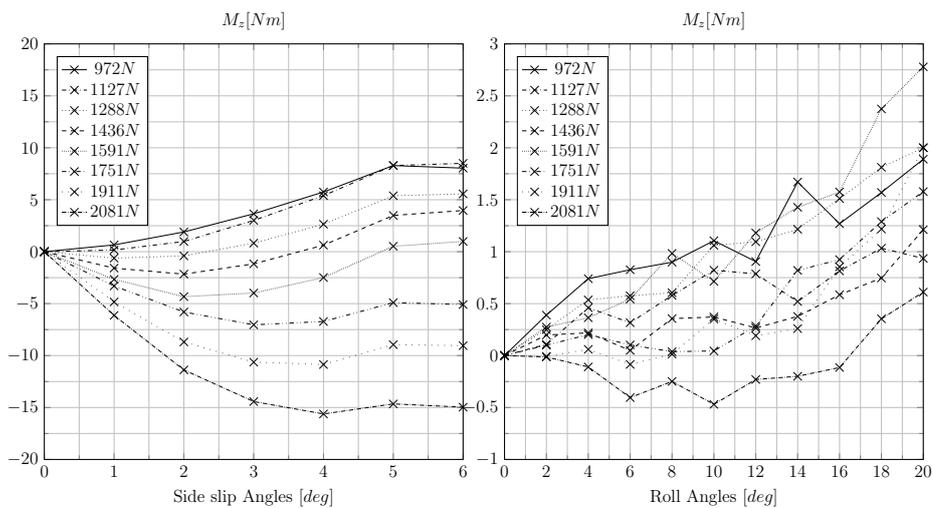


Figura 3.11: Elaborazione tramite media, del momento di imbardata al variare di angolo di *side* e rollio.

Per quanto riguarda la Figura 3.9, Figura 3.10 e Figura 3.11 sono riferite all'elaborazione tramite media. Si può osservare come il momento di imbardata rispetto al rollio sia disturbato, questo potrebbe essere dovuto alle vibrazioni che lo pneumatico trasferiva al *MotoTireMeter*. Infatti, questo è il motivo per cui la prova di rollio è stata compiuta nell'intorno $-20^\circ \div 20^\circ$. Di seguito verranno proposti i dati riferiti alle elaborazione tramite ricerca della zona indeformata.

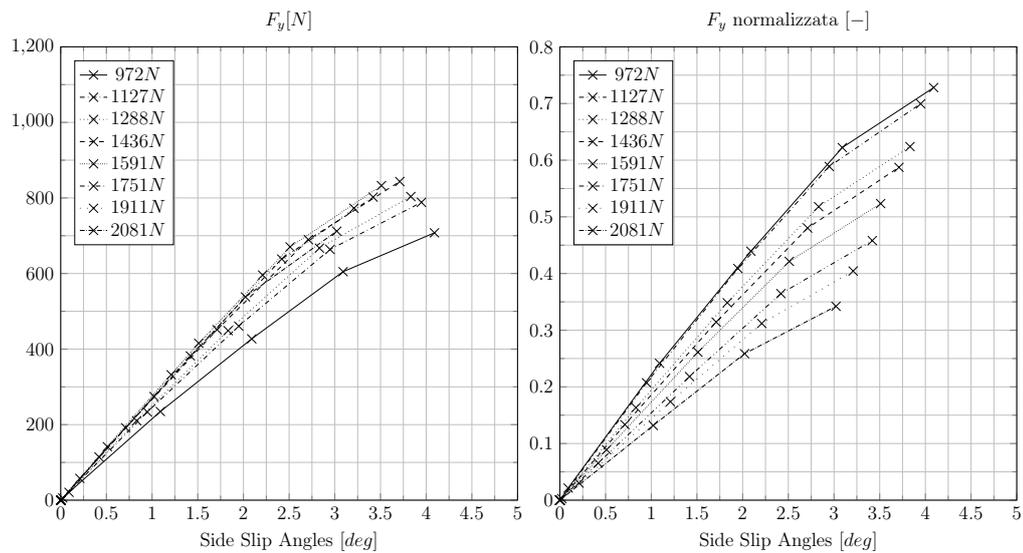


Figura 3.12: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale positiva al variare del side angle.*

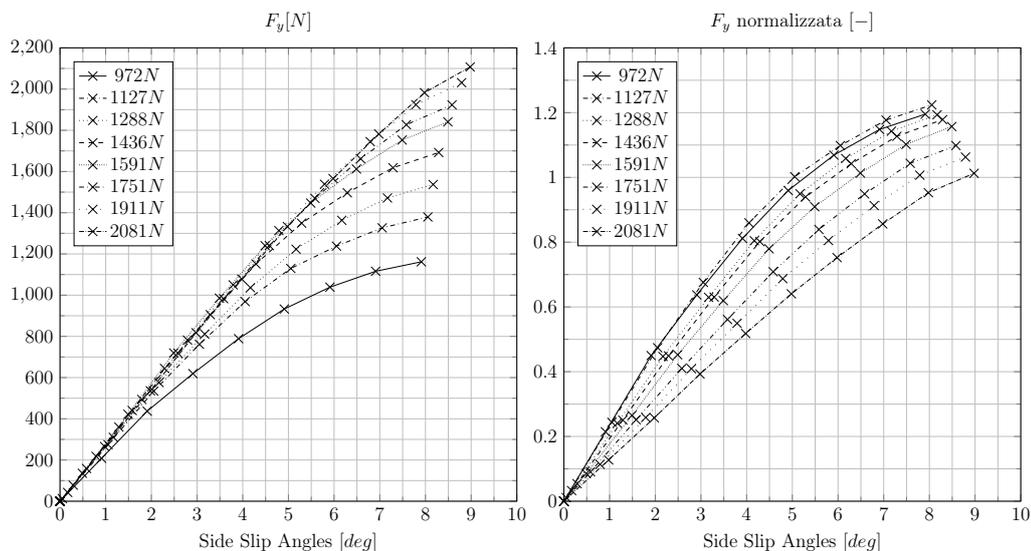


Figura 3.13: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale negativa al variare del side angle.*

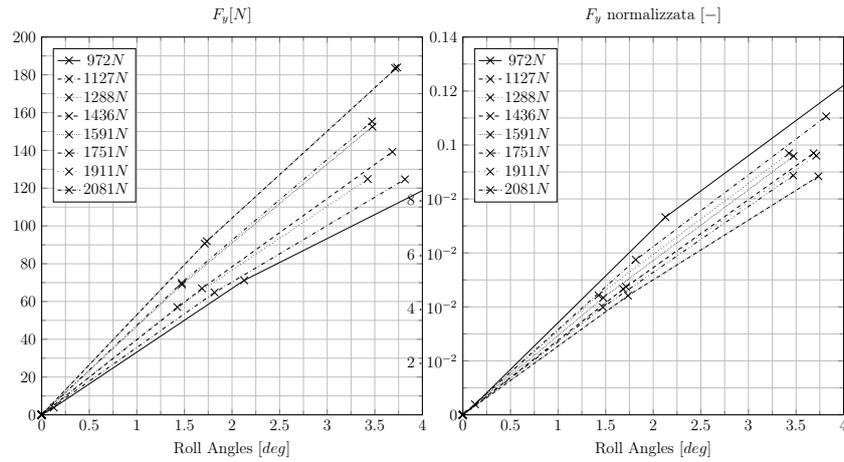


Figura 3.14: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale positiva al variare del roll angle.*

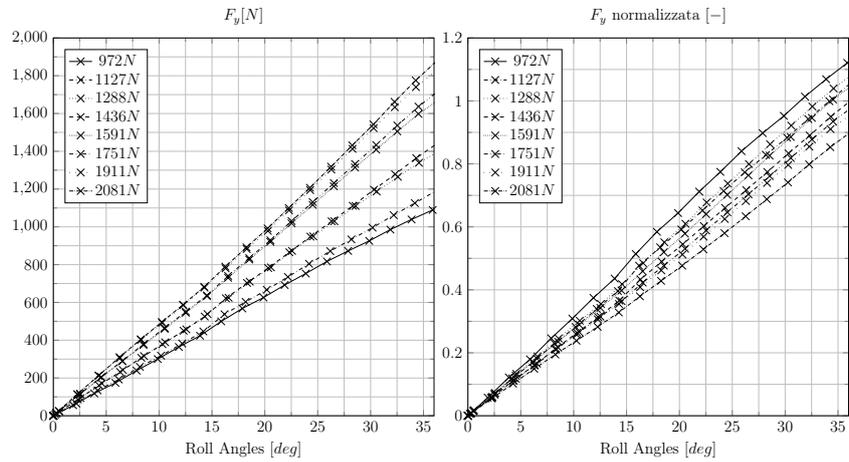


Figura 3.15: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale negativa al variare del roll angle.*

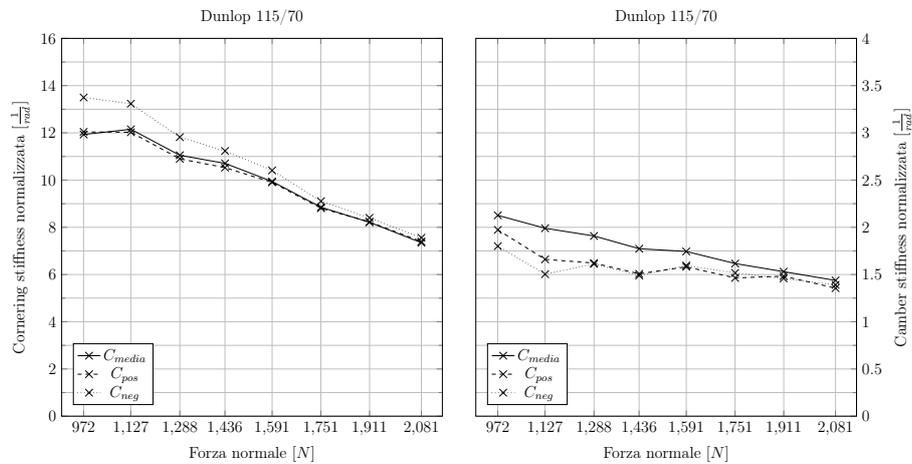


Figura 3.16: Vengono calcolate e poi graficate le rigidità dello pneumatico, ricavate per entrambe le procedure di elaborazione.

3.3.2 Metzeler 120/70-19

Il secondo pneumatico che è stato testato è il Metzeler 120/70-19, che viene montato sulle motociclette da enduro BMW GS. La pressione di gonfiaggio è pari a 2.8bar come da indicazione del costruttore e dal libretto di uso e manutenzione della motocicletta. Questo pneumatico durante le prove al *MotoTireMeter* non ha presentato particolari problemi, infatti ci si è potuti spingere ad angoli di rollio più elevati rispetto al pneumatico precedente. Le prove di *side slip* sono state effettuate in un *range* di angolo di imbardata che varia tra i $-6^\circ \div 6^\circ$, mentre le prove di rollio in un *range* che varia tra i $-30^\circ \div 30^\circ$. Nelle pagine successive verranno mostrati i dati relativi a questo pneumatico.

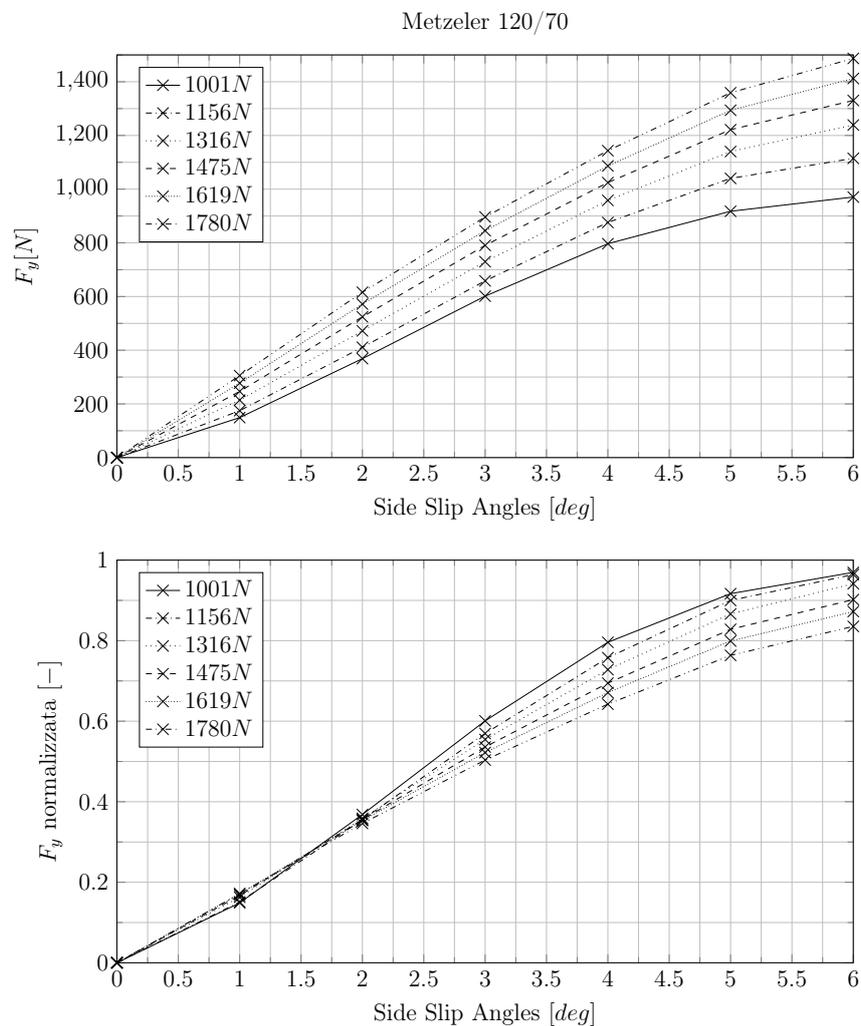


Figura 3.17: Metzeler 120/70. Prova di *side slip* a vari carichi; elaborazione tramite media.

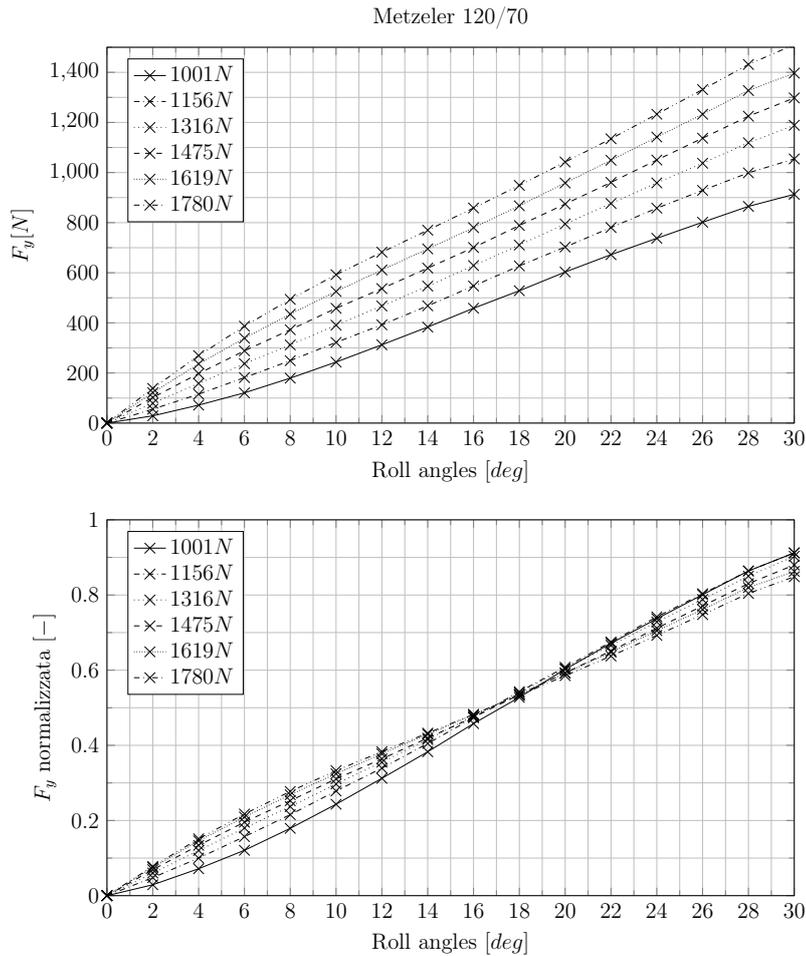


Figura 3.18: Metzeler 120/70. Prova in rollio a vari carichi; elaborazione tramite media.

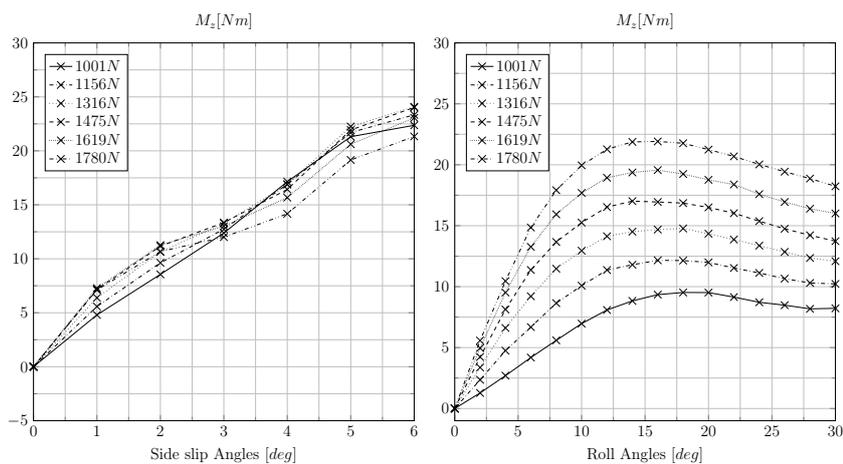


Figura 3.19: Elaborazione tramite media, del momento di imbardata al variare di angolo di *side* e rollio. Entrambi i momenti hanno un non previsto dalla teoria; il motivo potrebbe ricondursi ad un errata lettura oppure allo pneumatico deteriorato.

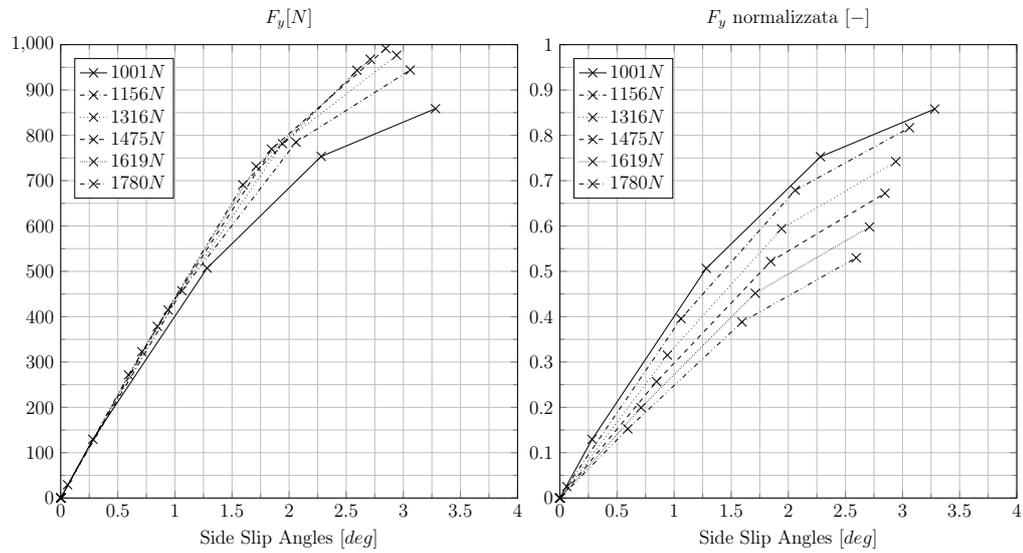


Figura 3.20: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale positiva al variare del side angle.*

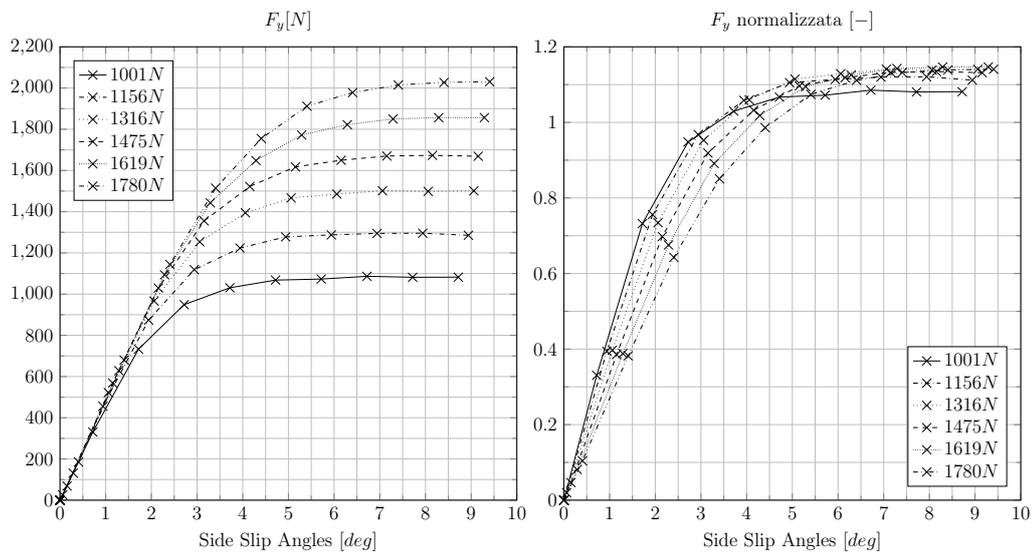


Figura 3.21: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale negativa al variare del side angle.*

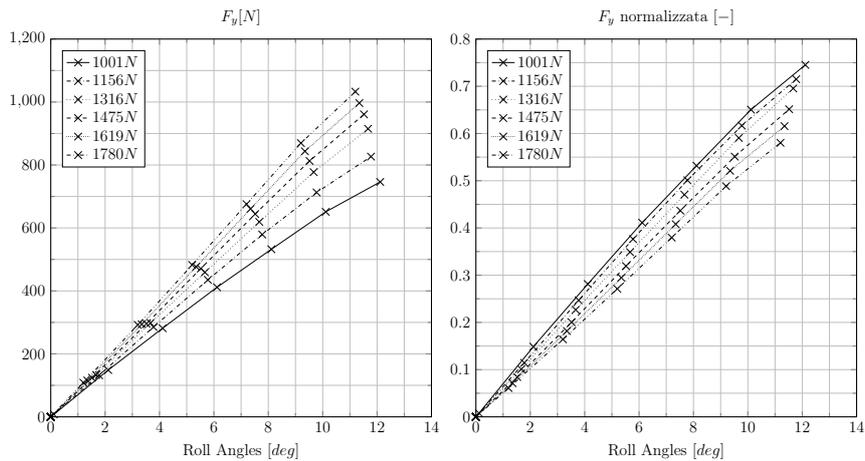


Figura 3.22: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale positiva al variare del roll angle.*

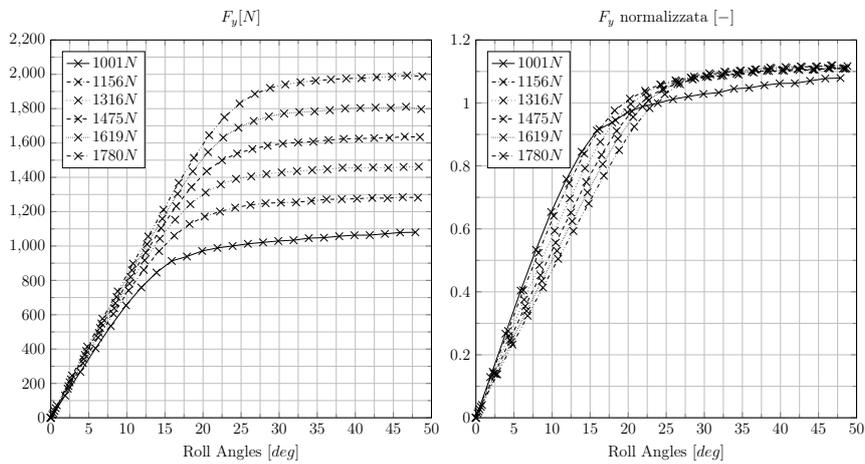


Figura 3.23: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale negativa al variare del roll angle.*

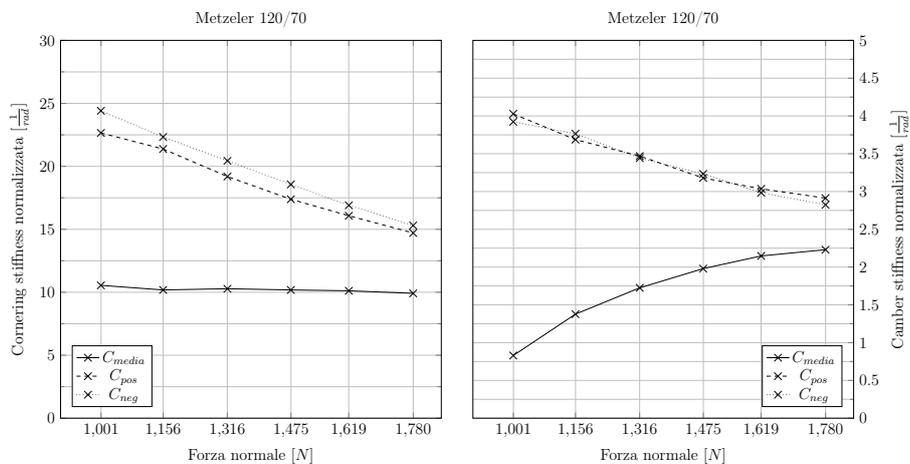


Figura 3.24: Vengono calcolate e poi graficate le rigidità dello pneumatico, ricavate per entrambe le procedure di elaborazione.

3.3.3 Michelin 110/60-16

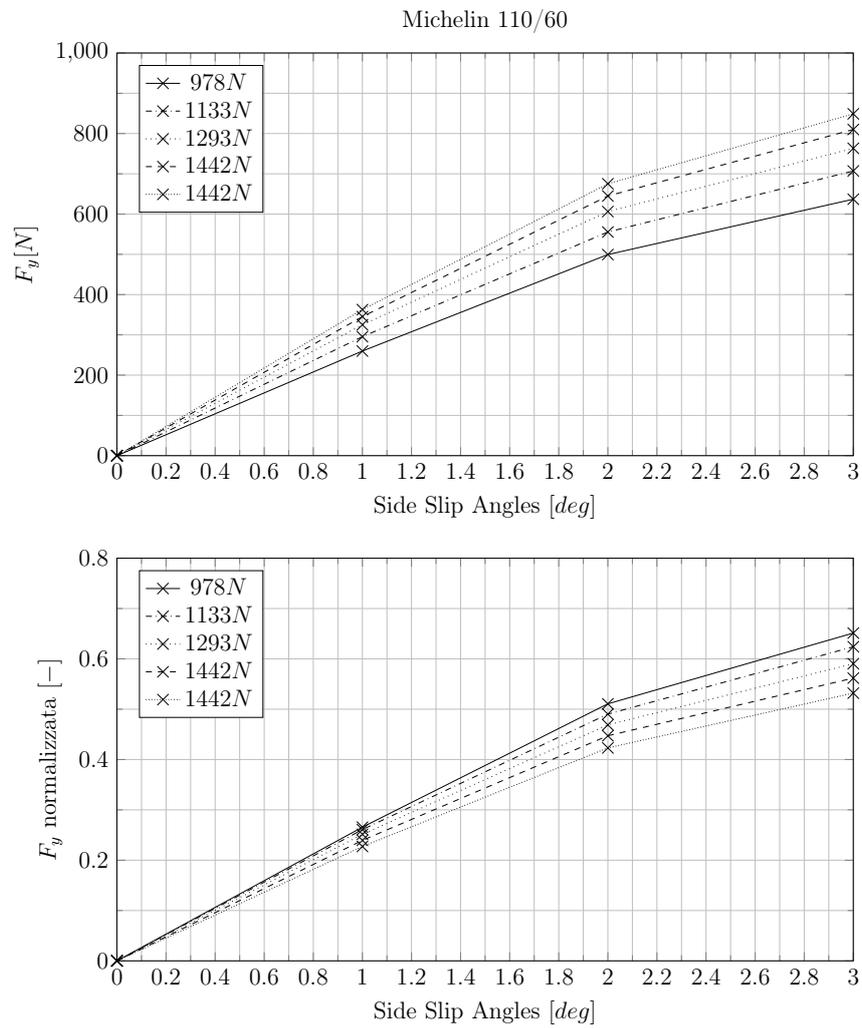


Figura 3.25: Michelin 110/60. Prova di *side slip* a vari carichi; elaborazione tramite media.

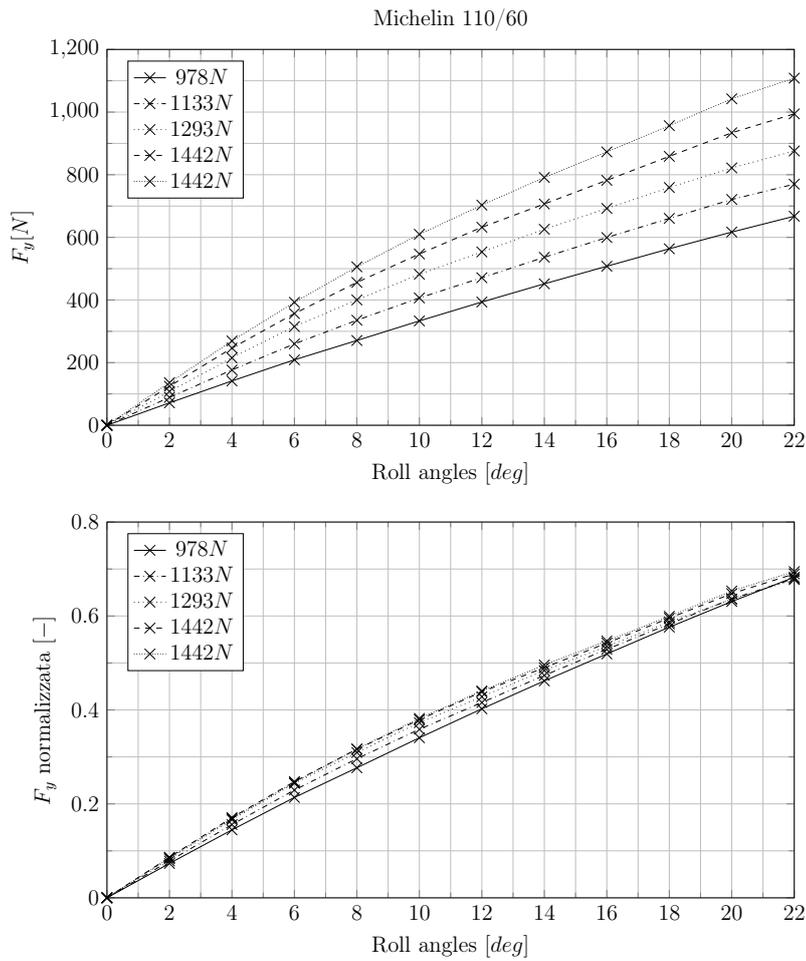


Figura 3.26: Michelin 110/60. Prova in rollio a vari carichi; elaborazione tramite media.

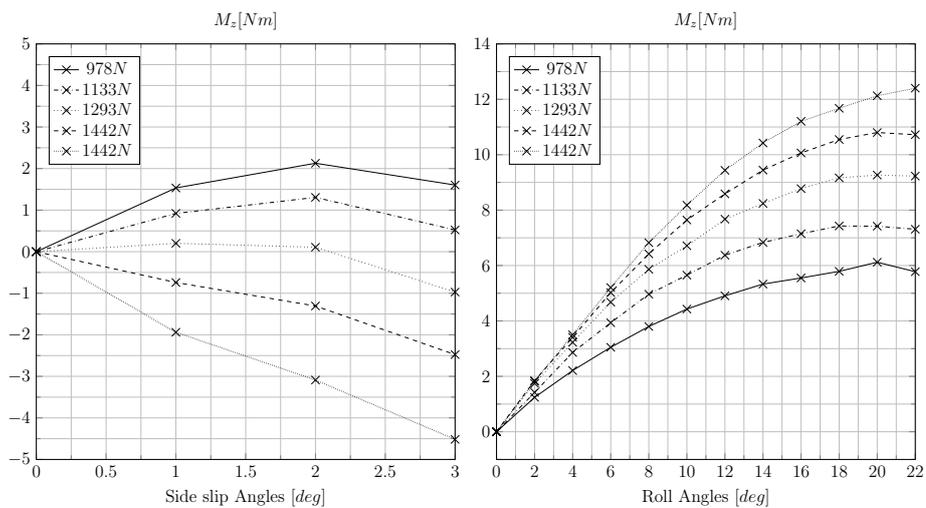


Figura 3.27: Elaborazione tramite media, del momento di imbardata al variare di angolo di *side* e rollio.

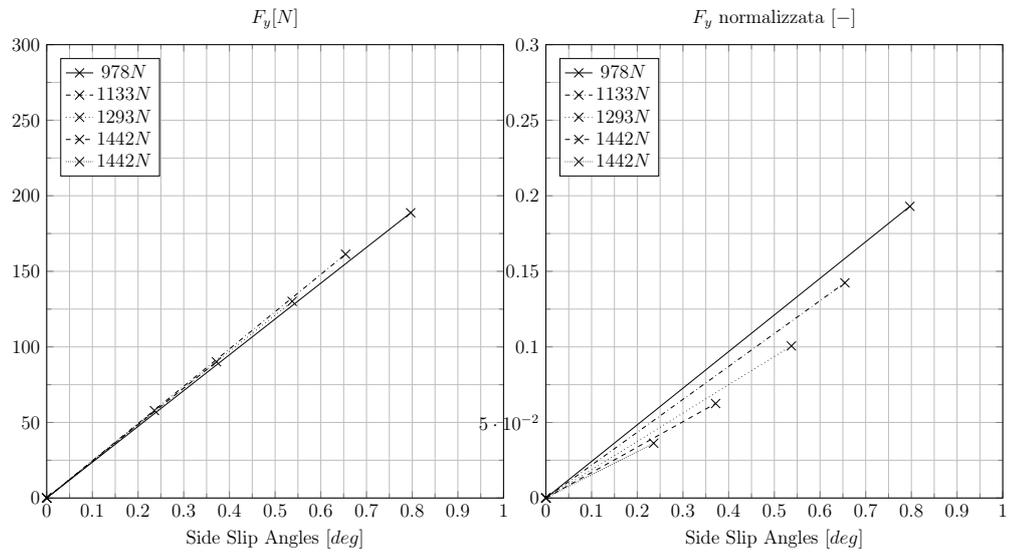


Figura 3.28: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale positiva al variare del side angle.*

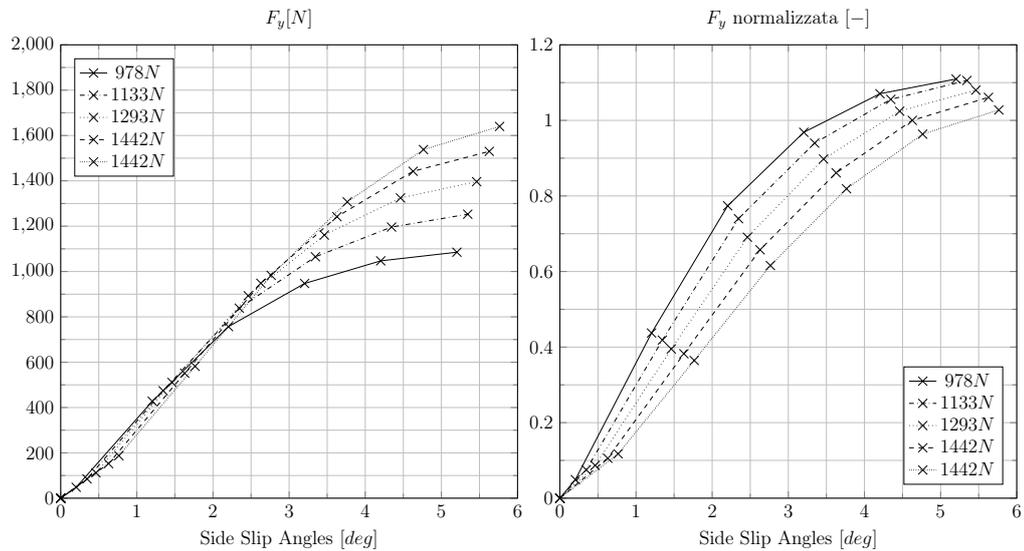


Figura 3.29: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale negativa al variare del side angle.*

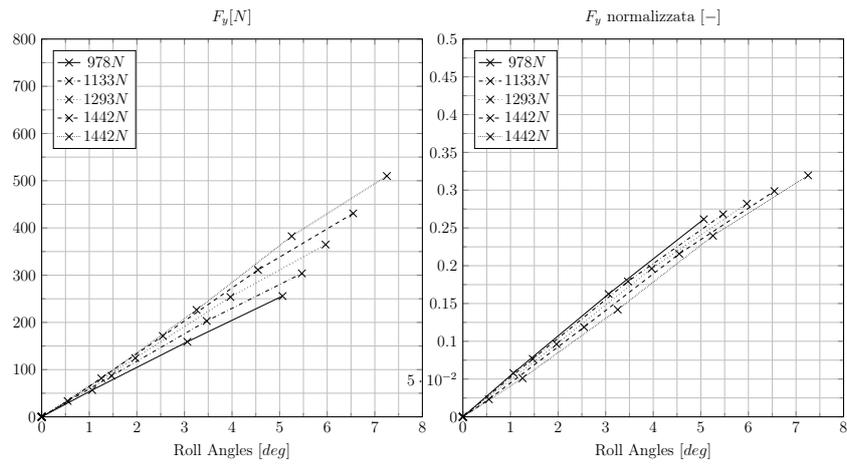


Figura 3.30: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale positiva al variare del roll angle.*

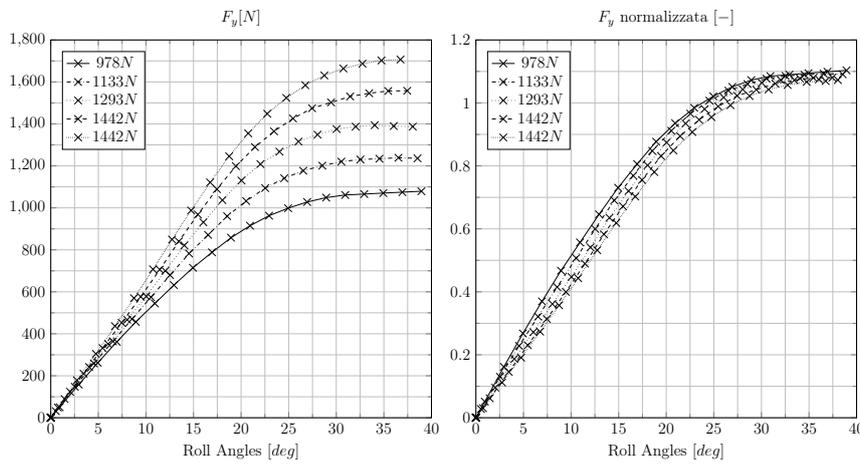


Figura 3.31: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale negativa al variare del roll angle.*

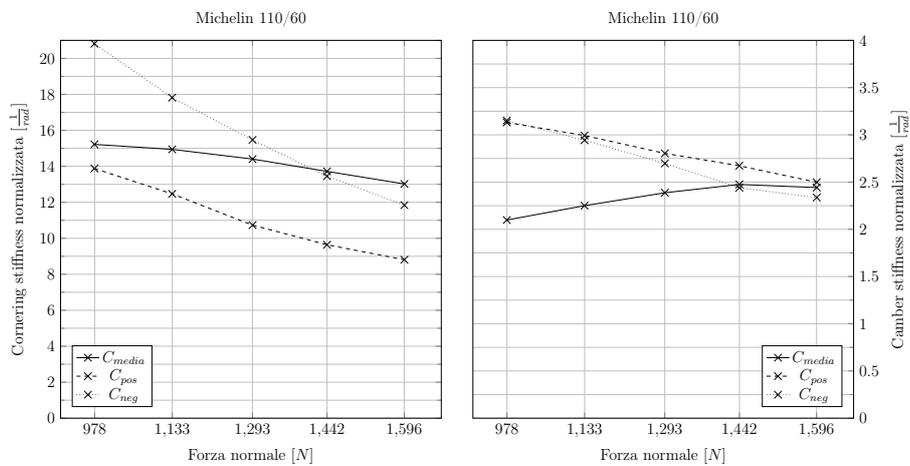


Figura 3.32: Vengono calcolate e poi graficate le rigidità dello pneumatico, ricavate per entrambe le procedure di elaborazione.

3.3.4 Pirelli 120/70-14

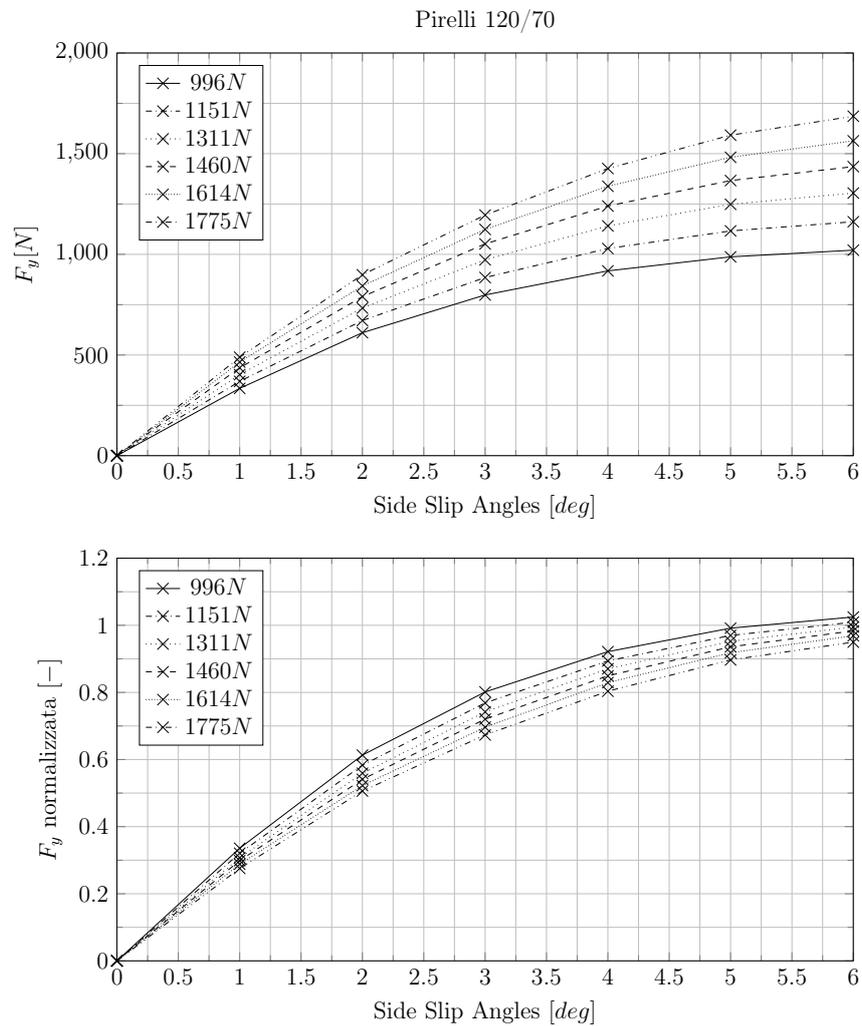


Figura 3.33: Pirelli 120/70. Prova di *side slip* a vari carichi; elaborazione tramite media.

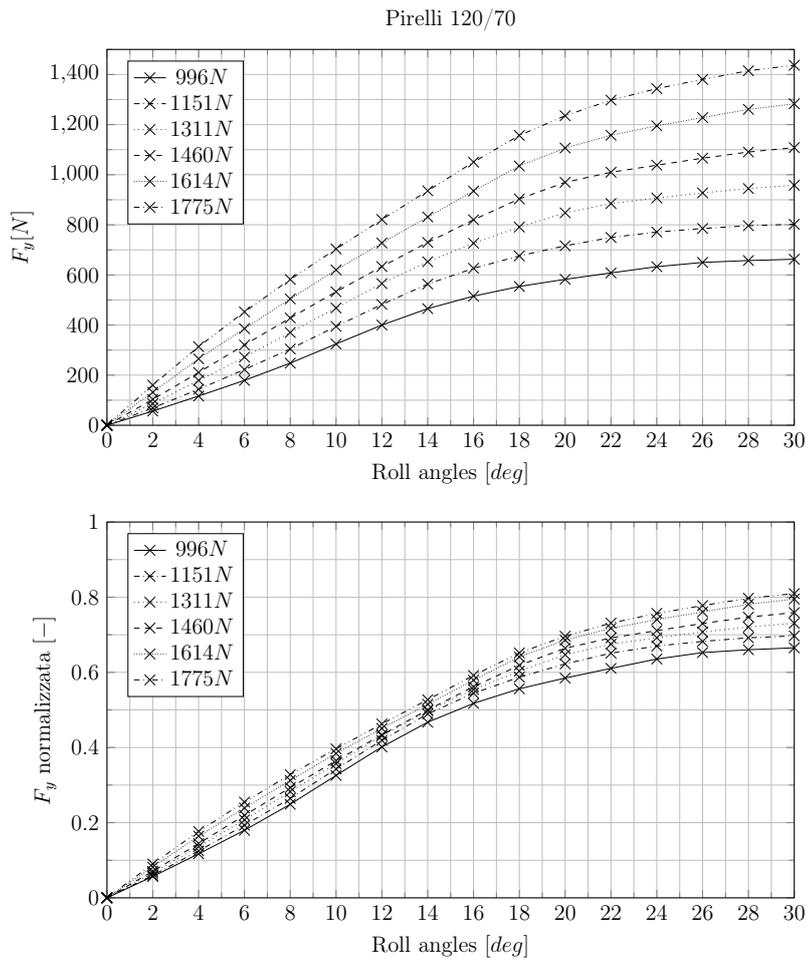


Figura 3.34: Pirelli 120/70. Prova in rollio a vari carichi; elaborazione tramite media.

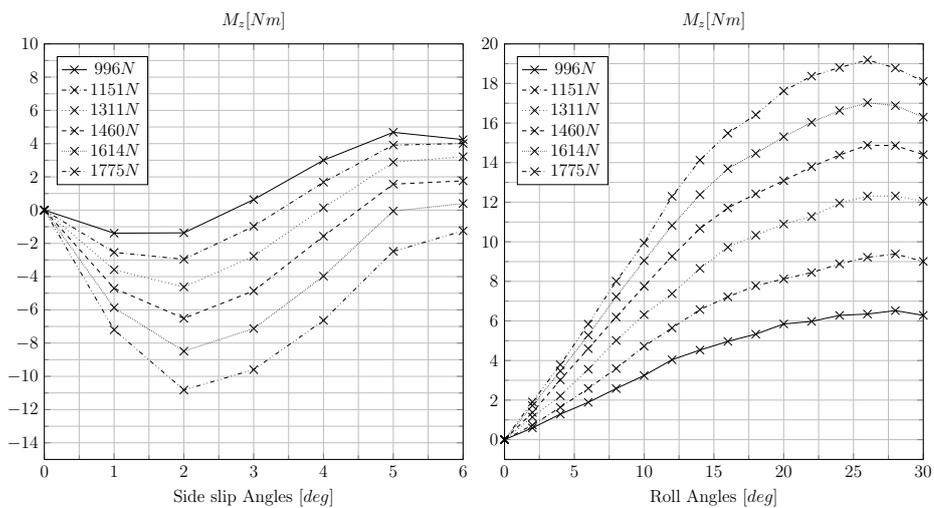


Figura 3.35: Elaborazione tramite media, del momento di imbardata al variare di angolo di *side* e rollio.

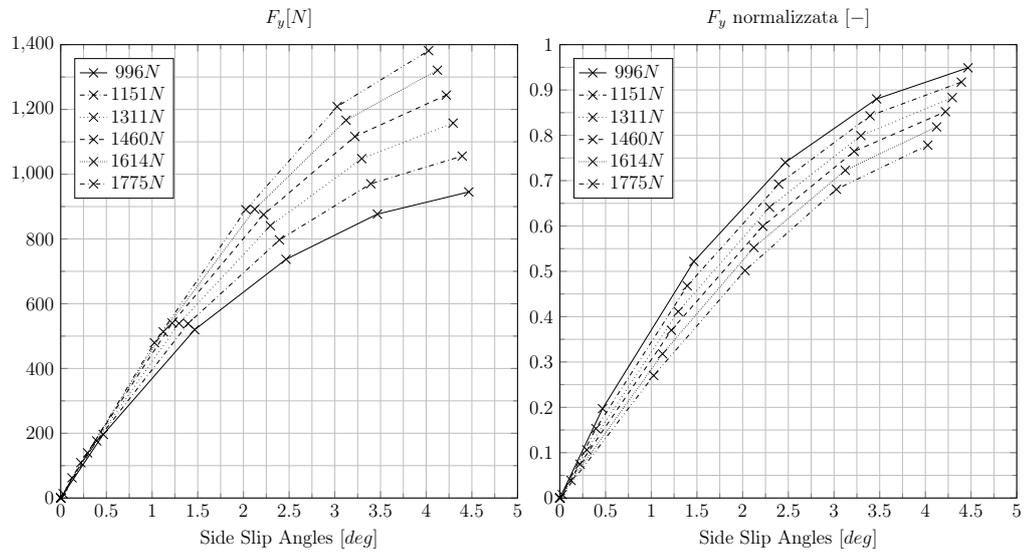


Figura 3.36: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale positiva al variare del side angle.*

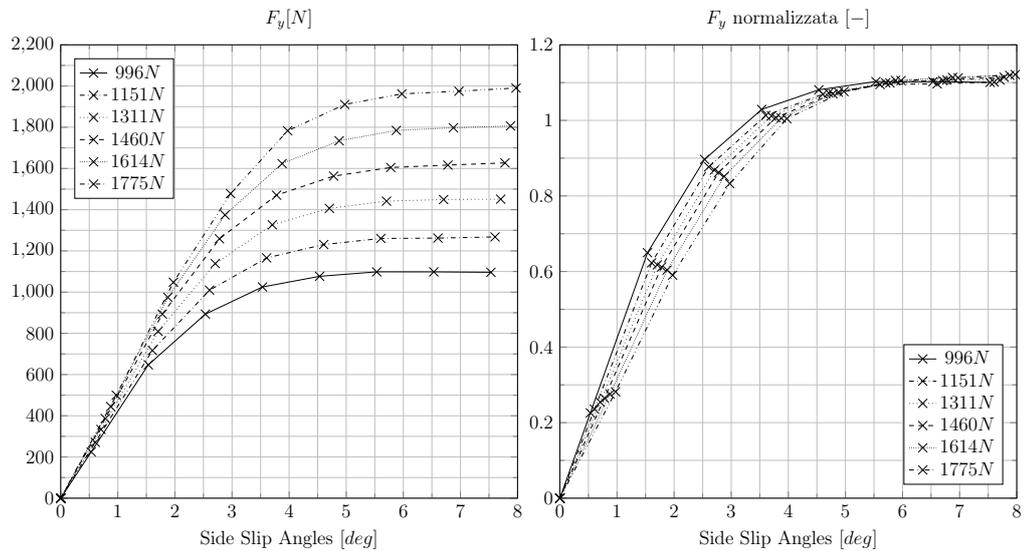


Figura 3.37: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale negativa al variare del side angle.*

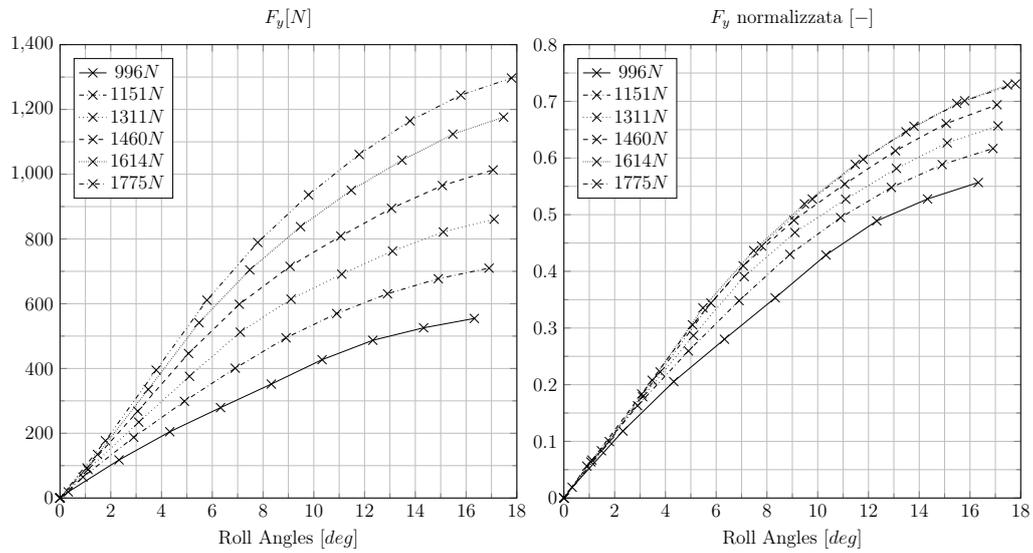


Figura 3.38: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale positiva al variare del roll angle.*

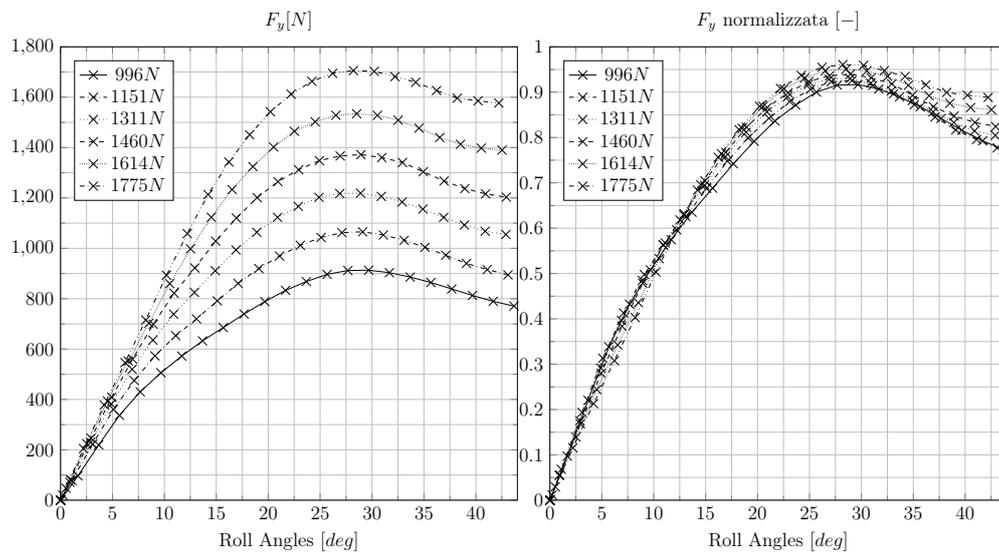


Figura 3.39: Elaborazione tramite ricerca della configurazione indeformata. *Forza laterale negativa al variare del roll angle.*

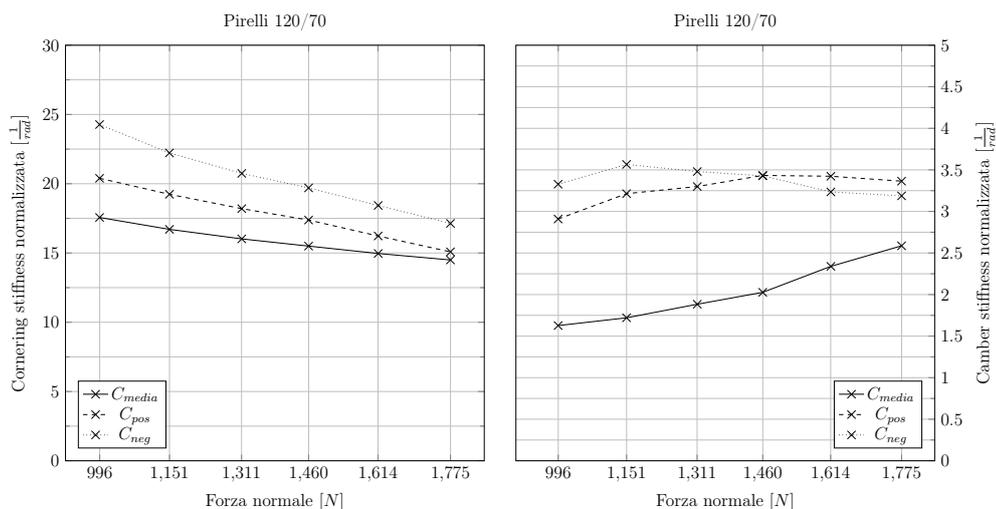


Figura 3.40: Vengono calcolate e poi graficate le rigidezze dello pneumatico, ricavate per entrambe le procedure di elaborazione.

3.4 Raggio effettivo di rotolamento

Il raggio effettivo di rotolamento è un parametro importante nella modellazione degli pneumatici come si è visto nel Capitolo 2, e la sua formulazione è molto semplice infatti:

$$r_e = \frac{V_x}{\Omega} \quad (3.1)$$

Per la misurazione del raggio effettivo di rotolamento è necessario conoscere la velocità longitudinale dello pneumatico e la velocità angolare dello stesso. Per come sono improntate le prove sul *MotoTireMeter*, lo pneumatico è movimentato dal disco rotante perciò in condizioni di *pure rolling*. Si assume dunque che la velocità longitudinale sia pari a quella periferica del disco rotante, stimabile sapendo la frequenza di azionamento del motore e i rispettivi rapporti di velocità tra motore e disco. La velocità angolare, invece, è facilmente ricavabile da un ciclo-computer: questo dispositivo è costituito da un magnete solidale al raggio della ruota e da un sensore, agganciato alla forcella, che ne rileva la frequenza di passaggio.

3.4.1 Incertezza sulla misura del raggio effettivo

Prima di effettuare le misurazioni del raggio effettivo si è cercato di capire quali fossero le condizioni migliori per ottenere dei buoni risultati. Si è deciso quindi di effettuare un'analisi delle incertezze di misura. Il ciclo-computer ha un funzionamento molto semplice: conoscendo la frequenza (o pulsazione) del sistema

e impostato un certo raggio, calcola la velocità attraverso la nota equazione:

$$V_x = \Omega \cdot R \quad (3.2)$$

Il ciclo computer non utilizza direttamente il raggio ruota, ma chiede in ingresso il valore della circonferenza di rotolamento tale per cui $c = 2\pi \cdot R$. Perciò l'equazione 3.2 viene sostituita da:

$$V = \Omega \cdot \frac{c}{2\pi} \rightarrow \Omega = \frac{2\pi \cdot V}{c} \quad (3.3)$$

Sostituendo quest'ultima formulazione nell'equazione (3.1) si ottiene:

$$r_e = \frac{c \cdot V_x}{2\pi \cdot V} \quad (3.4)$$

Utilizzando le leggi sulla propagazione degli errori si ha:

$$\frac{\Delta r_e}{|r_e|} = \frac{c}{2\pi} \cdot \left(\frac{\Delta V_x}{|V_x|} + \frac{\Delta V}{|V|} \right) \quad (3.5)$$

dove (1) c è la circonferenza in ingresso al ciclo-computer, (2) V è la velocità letta sul display del ciclo-computer e (3) V è la velocità di trascinamento del disco rotante.

L'equazione (3.5) non è ancora completa, in quanto come variabile è presente la velocità V_x , ma fisicamente si estrapola tale velocità dalla lettura della frequenza di movimento del disco rotante. Considerando i vari rapporti di trasmissione del sistema, mostrato in figura, si è ricavato il seguente rapporto:

$$10.0Hz = 1.4m/s = 5.04km/h.$$

Attraverso quest'ultima formulazione si ricava che in generale vale:

$$f = \frac{1.4}{10} \cdot V_x \Rightarrow V_x = \frac{f}{7.143} \quad (3.6)$$

trasporta all'incertezza:

$$\Delta V_x = \frac{\Delta f}{7.143} \quad (3.7)$$

Integrando l'equazione (3.5) con l'equazione (3.7) e l'equazione (3.6) si ottiene:

$$\frac{\Delta r_e}{|r_e|} = \frac{c}{2\pi} \cdot \left(\frac{\Delta f}{|f|} + \frac{\Delta V}{|V|} \right) \quad (3.8)$$



Figura 3.41: Trasmissione del disco rotante

Quest'ultima equazione (3.5) è quella conclusiva, perciò attraverso di essa si possono fare diverse considerazioni. Attraverso un programma *Matlab* si può graficare il valore dell'incertezza sul raggio effettivo di rotolamento al variare dei dati in input, c circonferenza del ciclo-computer e V_x velocità di rotazione del piano stradale. Si ricorda che questi passaggi non sono stati effettuati per determinare l'incertezza della misura, ma prima di tutto per capire la variazione di tale incertezza al variare dei parametri in ingresso. Una volta scelti tali parametri si ritornerà ad utilizzare l'equazione (3.5) per ricavare l'incertezza sul calcolo di r_e .

In Figura 3.42 le curve di livello rappresentano l'incertezza sul raggio effettivo, perciò per essere più precisi si dovrebbero utilizzare velocità elevate del piatto rotante e/o circonferenze di rotolamento del ciclo-computer piccole. Nelle impostazioni del ciclo-computer la circonferenza minima utilizzabile è pari a 1500 mm. La velocità massima a cui il gruppo di ricerca ha spinto la macchina è 50 km/h, ma in questo lavoro ci si è fermati a circa 18 km/h. Questa scelta è stata fatta prendendo in considerazione la proprietà spiegata nel Paragrafo 2.1.1, cioè che il raggio effettivo di rotolamento varia anche al variare della velocità, perciò sono state considerate solamente basse velocità.

3.4.2 Calcolo del raggio effettivo

Come ricavato nell'equazione (3.4) il calcolo del raggio effettivo si può determinare facilmente dalla lettura della velocità letta sul ciclo-computer e dalla velocità

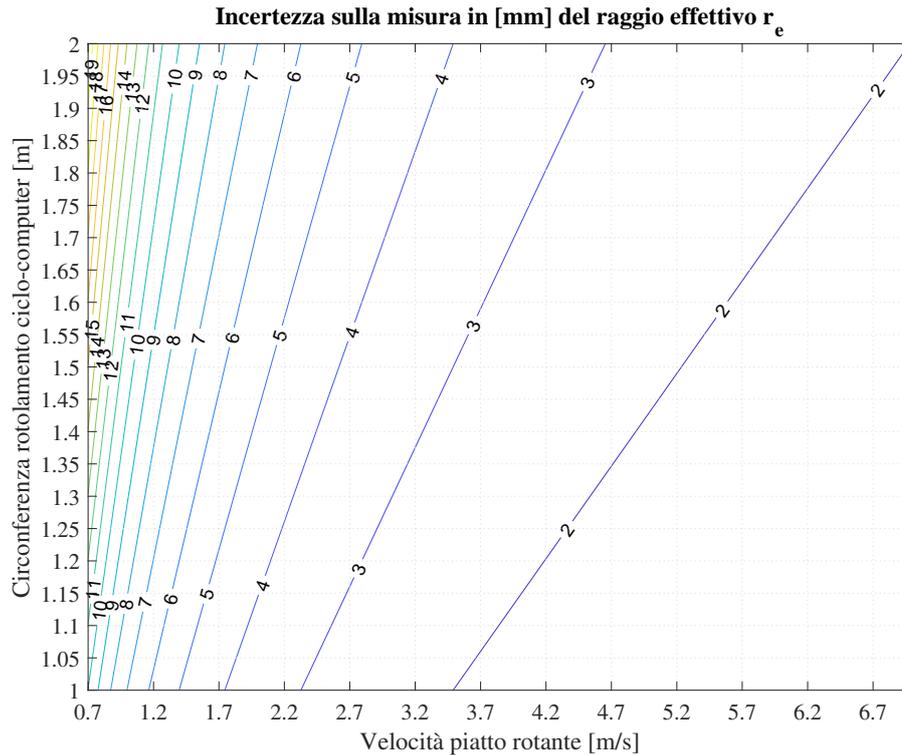


Figura 3.42: Variazione dell'incertezza sul calcolo del raggio effettivo di rotolamento

di trascinamento longitudinale dello pneumatico. Si può migliorare tale formulazione sostituendo la relazione che lega la frequenza alla velocità, come descritto dall'equazione (3.6):

$$r_e = \frac{c \cdot f}{2\pi \cdot 7.143 \cdot V} \quad (3.9)$$

La prova consiste nel posizionare il *MotoTireMeter* con angolo di rollio ed imbardata nulli come descritto ad inizio del capitolo, in seguito vengono eseguite le misurazioni a varie frequenze, da 10 a 35 Hz con passo di 5 Hz. Ad ogni frequenza è sufficiente registrare la velocità letta dal ciclo-computer, attraverso un programma appositamente creato in *Matlab* si può facilmente risalire al raggio effettivo. Per ogni pneumatico testato, si è partiti dal carico verticale minimo a quello massimo, ripetendo per tre volte questa procedura mediando poi i risultati ottenuti così per evitare errori di misura. Seguiranno i risultati per ogni pneumatico misurato:



Figura 3.43: Strumentazione utilizzata nella misurazione del raggio effettivo di rotolamento

Dunlop 115/70

Carico verticale [N]	Raggio indeformato [mm]	Raggio effettivo [mm]	Raggio deformato [mm]
972	305	295	291
1127	305	294	290
1288	305	293	289
1436	305	292	288
1591	305	291	286
1751	305	290	285
1911	305	289	284
2081	305	289	284

Tabella 3.2: Dati riassuntivi dello pneumatico Dunlop 115/70, viene riportato anche il valore mediato del raggio effettivo

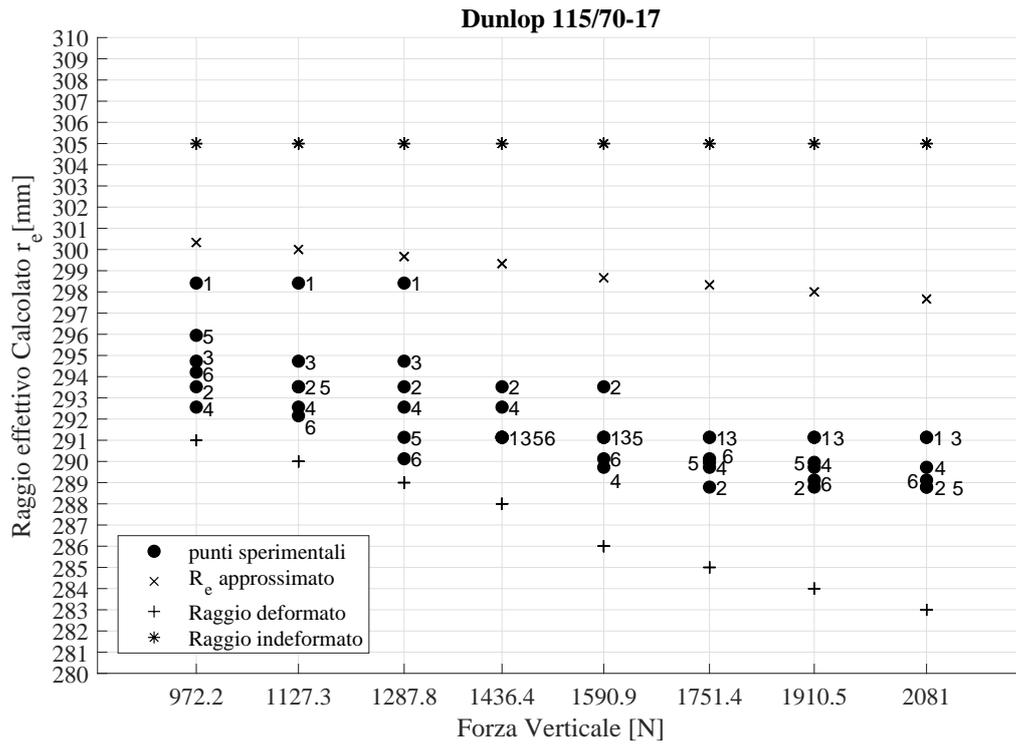


Figura 3.44: Misurazione del raggio effettivo di rotolamento

Metzeler 120/70

Carico verticale [N]	Raggio indeformato [mm]	Raggio effettivo [mm]	Raggio deformato [mm]
990.8	332	328	323
1146	332	327	321
1307	332	325	320
1455	332	324	318
1610	332	323	317
1770	332	322	316

Tabella 3.3: Dati riassuntivi dello pneumatico Metzeler 120/70, viene riportato anche il valore mediato del raggio effettivo

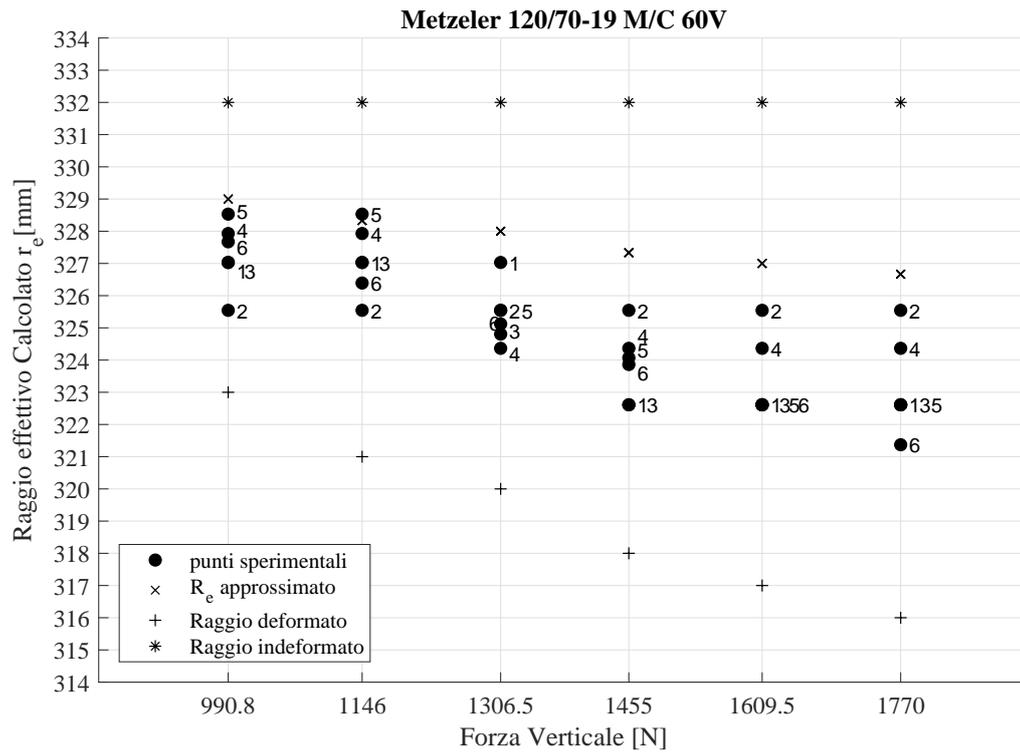


Figura 3.45: Misurazione del raggio effettivo di rotolamento

Michelin 110/60

Carico verticale [N]	Raggio indeformato [mm]	Raggio effettivo [mm]	Raggio deformato [mm]
978	280	274	268
1133	280	272	267.5
1293	280	271	267
1442	280	270	265.5
1596	280	269	265

Tabella 3.4: Dati riassuntivi dello pneumatico Michelin 110/60, viene riportato anche il valore mediato del raggio effettivo

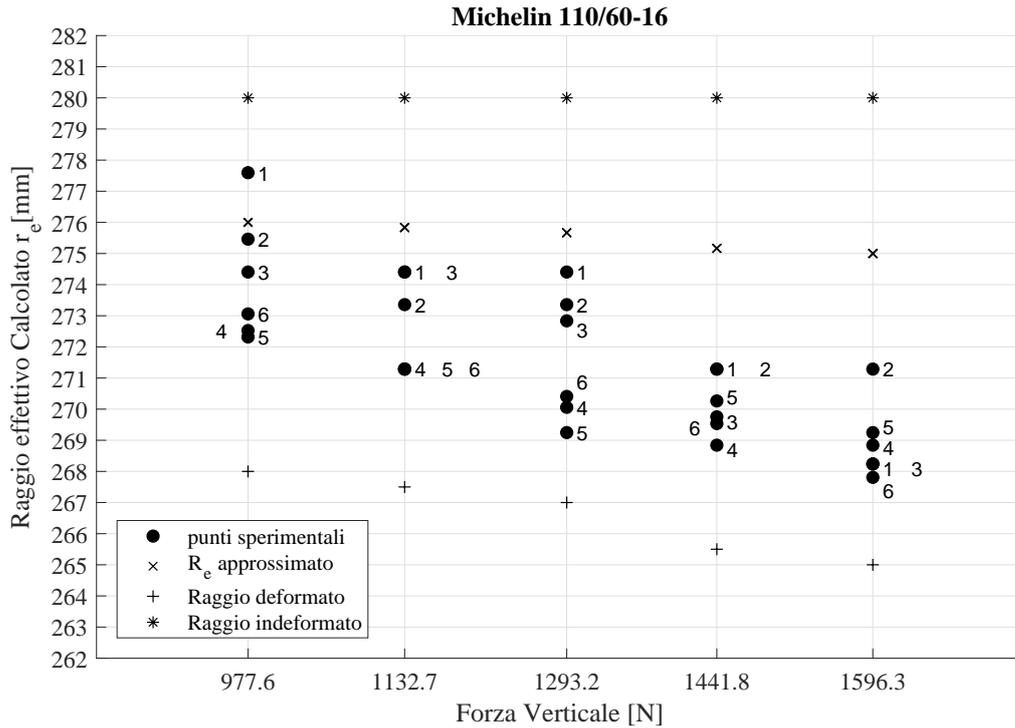


Figura 3.46: Misurazione del raggio effettivo di rotolamento

Pirelli 120/70

Carico verticale [N]	Raggio indeformato [mm]	Raggio effettivo [mm]	Raggio deformato [mm]
996	260	250	243
1110	260	249	242
1311	260	247	241.5
1460	260	246	241
1614	260	245	240
1775	260	244	239

Tabella 3.5: Dati riassuntivi dello pneumatico Pirelli 120/70, viene riportato anche il valore mediato del raggio effettivo

3.4.3 Calcolo dell'incertezza del raggio effettivo

La parte teorica è stata illustrata nel Paragrafo 3.42, si vuole completare la trattazione esponendo i risultati ottenuti per i vari pneumatici. Riprendendo l'equazione (3.8), si può notare che per ricavare l'incertezza Δr_e è necessario conoscere:

- valore del raggio effettivo di rotolamento in m ;

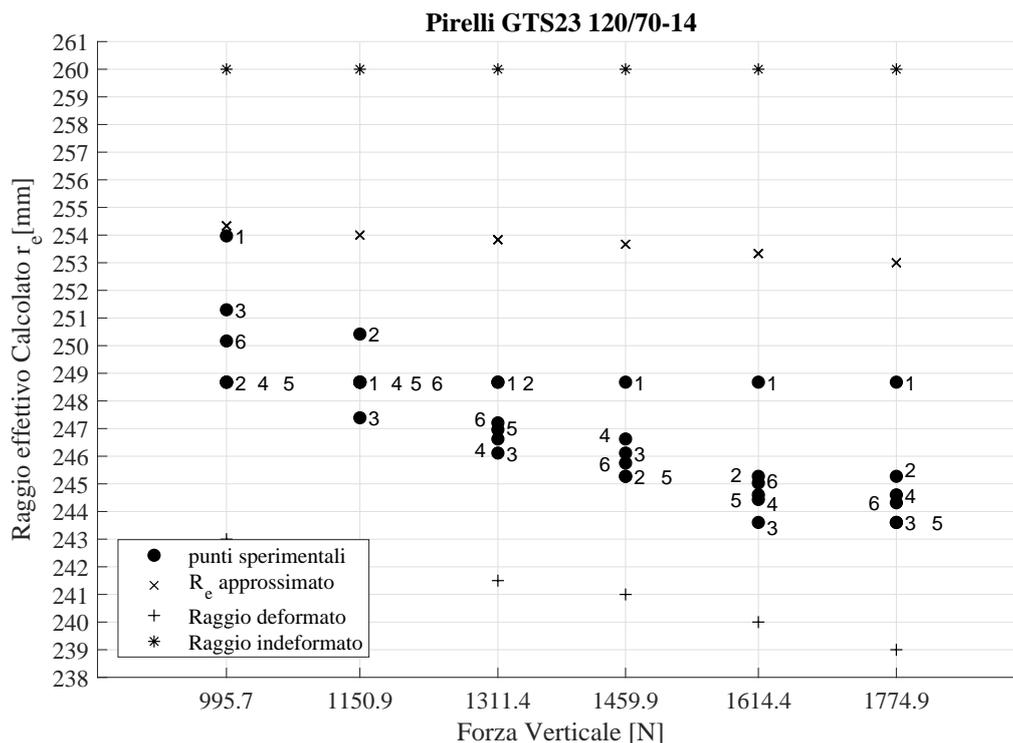


Figura 3.47: Misurazione del raggio effettivo di rotolamento

- incertezza sulla misura della frequenza in Hz ;
- valore della frequenza durante la prova in Hz ;
- incertezza sulla velocità letta dal ciclo-computer in km/h ;
- valore della velocità letta dal ciclo-computer in km/h .

Tra questi parametri, l'incertezza sulla velocità letta dal ciclo-computer è sicuramente quella più difficile da interpretare. La risoluzione del dispositivo è di $0.1 km/h$, ma non si hanno informazioni riguardo la sensibilità dello strumento rispetto al fenomeno misurato, perciò ci si è messi in una condizione cautelativa ponendo tale incertezza pari a $0.5 km/h$. Nella formulazione si utilizza la circonferenza di rotolamento espressa in metri, mentre i rapporti tra velocità e frequenze sono state espressi rispettivamente in m/s ed Hz . Nella tabella 3.6 sono riportati i valori delle incertezze al variare dello pneumatico e delle frequenze (equivale a dire a diverse velocità di trascinamento).

Come anticipato nel paragrafo 3.42, l'incertezza di misura diminuisce all'aumentare della velocità del disco rotante. Quelle riportate sono le incertezze riferite ad ogni carico, infatti l'incertezza non si discosta dal valore medio riportato in tabella. Visti gli ottimi risultati ottenuti tramite questa procedura, il gruppo di ricerca si affiderà all'utilizzo di quest'ultima piuttosto che della precedente. La

Incertezza [mm]		Pneumatico			
		Dunlop	Metzeler	Michelin	Pirelli
Frequenza motore disco rotante [Hz]	10	11	13	10	8
	15	7	9	6	5
	20	5	7	5	4
	25	4	5	4	3
	30	4	4	3	3
	35	3	3	3	2

Tabella 3.6: Valori riassuntivi dell'incertezza del raggio effettivo di rotolamento, espresso in millimetri

procedura utilizzata in precedenza era molto semplice: facendo rotolare lo pneumatico, si misurava la distanza rettilinea dopo un giro completo dello pneumatico. Il raggio di rotolamento si ricavava tramite $c = 2\pi \cdot R$. Come si può facilmente capire, questa metodologia era affetta da molteplici errori di misurazione e, inoltre, non si era in grado di determinare la variazione del raggio di rotolamento sotto diversi carichi.

3.5 Fattore correttivo ε_γ

Nel Paragrafo 2.1.5 è stato introdotto il fattore correttivo ε_γ per differenziare il comportamento degli pneumatici per motociclette, autovetture e camion. Vista la scarsa presenza di dati disponibili in letteratura, si è cercato di determinare sperimentalmente tale valore. L'analisi parte dalle equazioni del *Brush Model*:

$$F_y = C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \varphi_s = -C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \left(\varphi_t - \frac{1 - \varepsilon_\gamma}{r_e} \cdot \sin \gamma \right) \Big|_{\alpha=0} = -C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \left(\frac{1}{R} - \frac{1 - \varepsilon_\gamma}{r_e} \cdot \sin \gamma \right) \quad (3.10)$$

Da quest'ultima equazione si può capire che la forza laterale può essere separata nelle sue due componenti:

$$1) F_y = -C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \frac{1}{R} \quad (3.11)$$

$$2) F_y = -C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \frac{1 - \varepsilon_\gamma}{r_e} \cdot \sin \gamma \quad (3.12)$$

La forma finale dell'equazione (3.10) deriva da una semplificazione effettuata ponendo $\alpha = 0$ (angolo di imbardata nullo). In questa condizione la forza laterale è definita come somma di una forza generata dalla curvatura del piano stradale ($-C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \frac{1}{R}$) ed un'altra generata dall'ingaggio dello pneumatico tramite un angolo

di *camber*. Perciò si può scrivere:

$$F_y = C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \frac{1 - \varepsilon_\gamma}{r_e} \cdot \sin \gamma \approx \left(C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \frac{1 - \varepsilon_\gamma}{r_e} \right) \cdot \gamma \quad (3.13)$$

Perciò:

$$F_y \approx C_\gamma^{F_y} \cdot \gamma \quad (3.14)$$

Si è ottenuto un risultato molto importante, infatti anche se in condizioni molto particolari ($\alpha = 0$) si è legato la rigidezza di rollio alla rigidezza di *spin slip*:

$$C_\gamma^{F_y} = C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \frac{1 - \varepsilon_\gamma}{r_e} \quad (3.15)$$

Quest'equazione è ancora insufficiente per determinare il parametro ε_γ ; infatti, non è stato ricavato per il momento un legame tra le due rigidezze. Si semplifica ulteriormente il problema ponendosi in condizioni particolari: angolo di imbardata α e angolo di rollio γ nulli. In questo caso si può determinare una forza laterale pari a:

$$F_y \Big|_{\alpha=\gamma=0} = -C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \frac{1}{R} = -C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \varphi_t = -C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \varphi_s = -C_{\varphi_t}^{F_y} \cdot \varphi_t \quad (3.16)$$

Proprio da quest'ultima relazione si è ottenuta la chiave per risolvere il problema:

$$-C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \varphi_t = -C_{\varphi_s}^{F_y} \cdot \varphi_s \Rightarrow \varphi_t = \varphi_s \quad (3.17)$$

Procedura di calcolo per ε_γ

Una volta posizionato il *MotoTireMeter* come indicato nel Paragrafo 3.1.1, cioè con angolo di imbardata e rollio nulli, si aziona il disco rotante. Tramite l'acquisizione della cella di carico si ricava il valore della forza laterale dovuta al solo *turn slip*. Si possono, in alternativa, riutilizzare i dati delle prove di rollio o di imbardata sempre nelle medesime condizioni di $\alpha = \gamma = 0$.

1) Attraverso l'equazione (3.16) si considera $F_y = -C_{\varphi_t}^{F_y} \cdot \varphi_t = -C_{\varphi_t}^{F_y} \cdot \frac{1}{R}$. Da qui, sapendo il raggio di curvatura del disco rotante $R = 1.35m$, si determina la rigidezza di *spin slip* utilizzando la semplificazione trovata con l'equazione (3.17):

$$C_{\varphi_t}^{F_y} = -C_{\varphi_s}^{F_y} = -\frac{F_y}{\varphi_t} = -F_y \cdot R$$

La forza F_y che compare in quest'ultima equazione altro non è che la forza che viene letta dalla cella di carico quando lo pneumatico sta procedendo con angolo

di imbardata e rollio nulli, in altre parole la sola forza di *turn slip*. 2) Si può ricavare direttamente il valore di ϵ_γ invertendo l'equazione (3.15):

$$\epsilon_\gamma = 1 - r_e \cdot \frac{C_{\gamma}^{F_y}}{C_{\varphi_s}^{F_y}}$$

dove $C_{\gamma}^{F_y}$ è la *camber stiffness* ricavata dalle precedenti prove a rollio.

3) Per verificare quanto sia veritiero il parametro appena ricavato, si può determinare analiticamente dall'equazione (3.10) l'angolo di rollio necessario per annullare la forza laterale causata dalla sola curvatura del piano stradale:

$$\gamma_0 = \frac{r_e}{R \cdot (1 - \epsilon_\gamma)}$$

Questo valore dovrà successivamente essere confrontato con quello ricavato sperimentalmente tramite le prove a rollio.

3.5.1 Calcolo del fattore correttivo ϵ_γ

In questa sezione verranno determinati i valori del fattore correttivo ϵ_γ per tutti e quattro i modelli di pneumatici testati. Come si è visto precedentemente è necessario conoscere:

- il valore del raggio di curvatura del piano stradale R;
- il valore della *camber stiffness*;
- il valore della forza laterale prodotta a causa del *turn slip*.

Il raggio di curvatura del piano stradale è noto ed è pari a 1.35 metri, mentre la *camber stiffness* e la forza prodotta a causa della curvatura, sono state determinate nella sezione 3.1.3. Una volta determinato il parametro ϵ_γ sperimentalmente, si potrà confrontare il valore di $camber_0$ ricavato analiticamente e sperimentalmente. Viene definito $camber_0$ l'angolo di *camber* necessario per annullare la forza di *turn slip*. Il valore sperimentale dell'angolo γ_0 , viene determinato dal programma *MATLAB* creato per ottenere la procedura spiegata nel paragrafo 3.1.3. Come è stato spiegato in questa sezione, tale procedura è nata proprio dal confronto dell'angolo γ_0 analitico con quello sperimentale. Infatti, utilizzando la rigidità ottenuta dalla procedura classica, mediante una sorta di media tra le forze, l'angolo calcolato era completamente errato. Per approfondire

maggiormente il problema si è indagato a fondo l'equazione che individua γ_0 :

$$\gamma_0 = \frac{r_e}{R \cdot (1 - \epsilon_\gamma)}$$

sapendo che $-C_{\varphi_s}^{F_y} = -F_y \cdot R$ e che $\epsilon_\gamma = 1 - r_e \cdot \frac{C_{\gamma}^{F_y}}{C_{\varphi_s}^{F_y}}$, si può riscrivere il problema come segue:

$$\gamma_0 = \frac{F_y}{C_{\gamma}^{F_y}}$$

Cioè, se il valore dell'angolo di *camber* γ_0 non è congruente al valore reale, si deve ricercare l'errore: 1) nella lettura della forza laterale, 2) nel calcolo della rigidità al *camber*.

Prima di pensare ad una nuova elaborazione dati si è controllato che la misura della forza laterale, proveniente dalla cella di carico, fosse corretta. Dai test effettuati la cella è risultata integra, così come il software *LabView* che gestisce la cella e i movimenti della macchina. L'unico fattore che non era fissato a priori, e che poteva influenzare i calcoli dei parametri in gioco, era la rigidità di *camber*. Determinata la rigidità a rollio come riportato nella sezione 3.1.3, si sono ricavate due curve distinte e quindi due rigidità di *camber*. Considerato che lo pneumatico motociclistico deve avere un comportamento asimmetrico, si è utilizzata come rigidità la media tra quella positiva e negativa.

Dunlop 115/70

Carico verticale [N]	Raggio effettivo [m]	Camber stiffness [1/rad]	F_y	ϵ_γ
972	295	2.12	639.9	0.29643
1.127	294	2.00	710.2	0.308142
1.288	293	1.91	769.3	0.305098
1.436	292	1.77	759.1	0.276072
1590	291	1.74	844.8	0.293446
1751	290	1.62	902.4	0.324368
1911	289	1.53	927.6	0.32306
2081	289	1.44	966.5	0.334435

Tabella 3.7: Dunlop 115/70. Tabella riassuntiva per il parametro ϵ_γ

I dati delle rigidità sono stati ripresi dalla Figura 3.16

Nelle immagini di questa sezione, sono riportati i valori ottenuti per lo pneumatico Dunlop 115/70 *racing*. Il fattore correttivo ϵ_γ si assesta su un valore pari a 0.3; come è stato descritto nella sezione 2.1.5, nello specifico in Tabella 2.1,

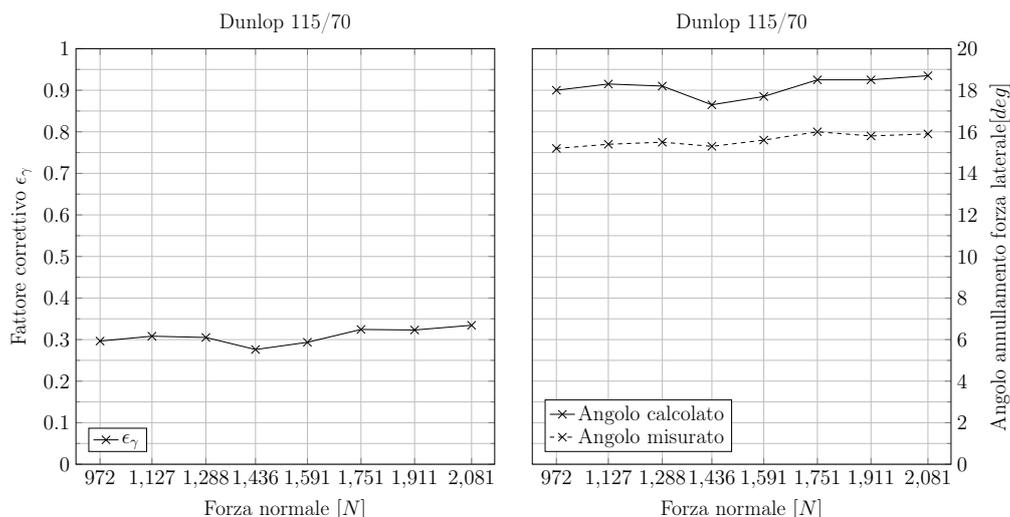


Figura 3.48: *Dunlop 115/70*. A sinistra: variazione del parametro correttivo ϵ_γ rispetto al carico verticale. A destra: variazione rispetto al carico verticale, dell'angolo di *camber* γ_0 che serve per annullare la forza laterale di *turn slip*; confronto tra il valore sperimentale e quello analitico

il valore tipico per degli pneumatici motociclistici è prossimo allo 0. Il valore atteso è stato confermato parzialmente: l'andamento è costante, prossimo allo zero, anche se ci si sarebbe aspettati un valore più basso.

Per quanto riguarda l'angolo di *camber* γ_0 , si nota che l'andamento dei punti calcolati analiticamente è simile a quello dei punti misurati sperimentalmente, è presente però una traslazione di circa 2° . Questo errore può essere dovuto all'incertezza sul calcolo delle forze laterali e quindi della rigidità al rollio.

Metzeler 120/70

Con lo pneumatico Metzeler 120/70 si sono ottenuti dei risultati inaspettati, specialmente per il fattore correttivo ϵ_γ . Infatti si può notare un andamento crescente all'aumentare del carico, quindi non costante come per lo pneumatico Dunlop. Partendo da un fattore correttivo nullo a $1000N$ di forza verticale, si giunge fino ad un valore attorno ai 0.2 per i carichi verticali tra i $1600 \div 1780N$. L'andamento non è più costante quindi, ma in compenso il fattore correttivo vale al massimo 0.2 rispetto ai 0.3 del pneumatico Dunlop. Per quanto riguarda i valori degli angoli γ_0 , si può notare come all'aumentare del carico i risultati sperimentali e analitici si avvicinano. La differenza di circa 4° ad un carico pari a $1000N$, può essere imputata al valore troppo alto della rigidità di *camber*. Infatti in Figura 3.24 si può notare che, a carichi verticali bassi, c'è una grande disparità tra le due procedure utilizzate. Questa disparità viene a diminuire all'aumentare

del carico. L'andamento delle curve e il valore delle rigidzze di camber così diverso tra le due procedure, è presente solamente per questo pneumatico. Si deve escludere un errore di misurazione, in quanto la prova per ogni pneumatico prevede una serie di 2 ÷ 3 misure per escludere errori di posizionamento o misura. Serviranno ulteriore indagini da parte del gruppo di ricerca per determinare il motivo di tale comportamento.

Carico verticale [N]	Raggio effettivo [m]	Camber stiffness [1/rad]	F_y	ϵ_γ
1001	328	3.92	940	0,001632
1156	327	3.76	1128	0,065311
1316	325	3.44	1244	0,122399
1465	324	3.23	1344	0,154583
1619	323	2.98	1435	0,193336
1780	322	2.82	1513	0,204681

Tabella 3.8: Metzeler 120/70. Tabella riassuntiva per il parametro ϵ_γ

I dati delle rigidzze sono stati ripresi dalla Figura 3.24

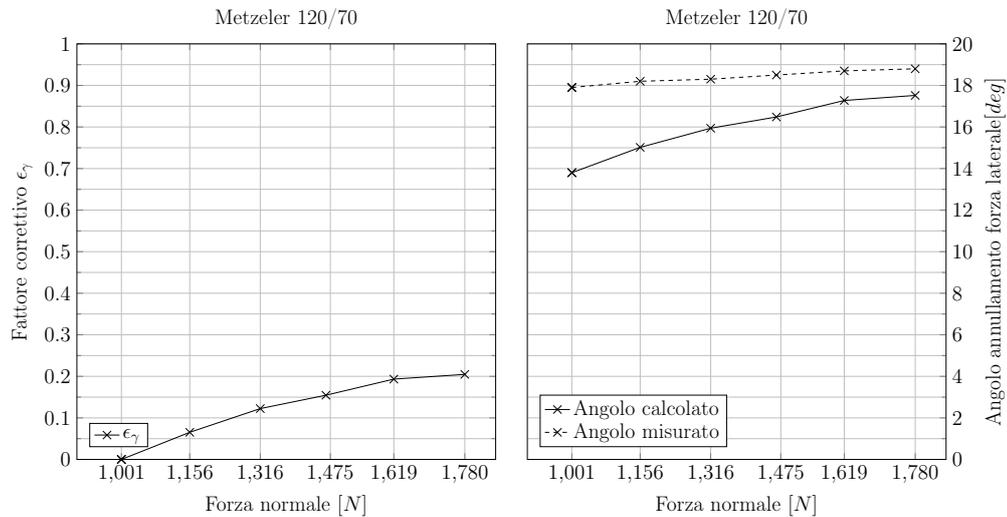


Figura 3.49: Metzeler 120/70. A sinistra: variazione del parametro correttivo ϵ_γ rispetto al carico verticale. A destra: variazione rispetto al carico verticale, dell'angolo di camber γ_0 che serve per annullare la forza laterale di *turn slip*; confronto tra il valore sperimentale e quello analitico

Michelin 110/60

Per lo pneumatico Michelin 110/60, si sono ottenuti dei valori molto positivi. Infatti, il fattore correttivo ϵ_{gamma} ha si attesta attorno al valore di 0.2 con un andamento costante al variare del carico. Osservando l'andamento delle curve che rappresentano l'angolo di ϵ_0 al variare del carico, si nota che l'angolo calcolato è prossimo a quello misurato soprattutto a carichi via via maggiori. Riprendendo quanto detto per lo pneumatico Metzeler, si nota che il valore dell'angolo di *camber* calcolato e quello misurato, sono prossimi quando le rigidzze di *camber* ottenute tramite le due procedure hanno valori paragonabili. Infatti, in Figura 3.32, ad un carico di circa 1400N le tre curve passano nell'intorno di 2.5 [$\frac{1}{rad}$]

Carico verticale [N]	Raggio effettivo [m]	Camber stiffness [1/rad]	F_y	ϵ_γ
978	274	3.14	788	0.21
1133	272	2.97	871	0.22
1293	271	2.75	931	0.23
1442	270	2.56	969	0.24
1596	269	2.41	988	0.22

Tabella 3.9: Michelin 110/60. Tabella riassuntiva per il parametro ϵ_γ

I dati delle rigidzze sono stati ripresi dalla Figura 3.32

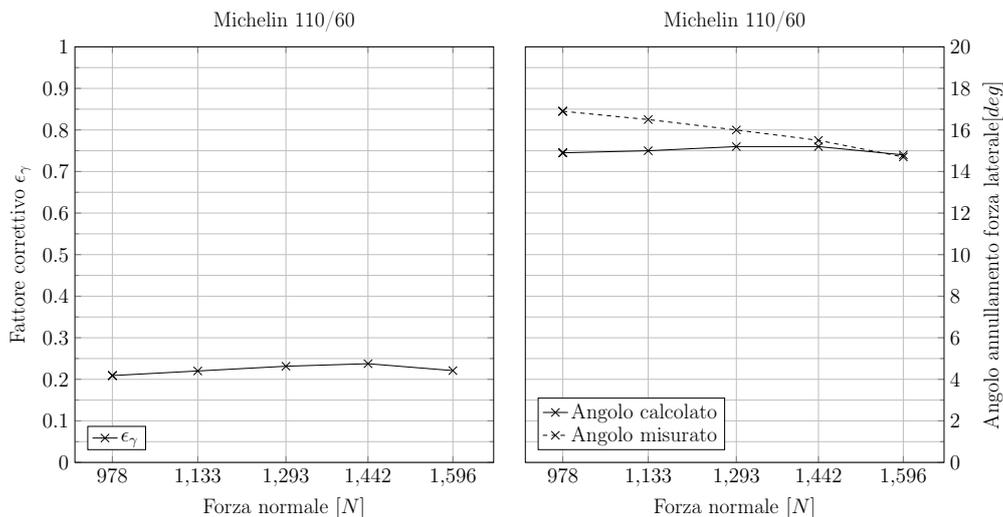


Figura 3.50: *Michelin 110/60*. A sinistra: variazione del parametro correttivo ϵ_γ rispetto al carico verticale. A destra: variazione rispetto al carico verticale, dell'angolo di *camber* γ_0 che serve per annullare la forza laterale di *turn slip*; confronto tra il valore sperimentale e quello analitico

Pirelli 120/70

L'ultimo pneumatico descritto è il Pirelli 120/70; i risultati ottenuti sono sicuramente molto promettenti. Infatti se si osserva il comportamento del fattore correttivo ϵ_γ , risulta prossimo allo 0 (condizione riportata in letteratura per gli pneumatici motociclistici) e soprattutto costante. Per quanto riguarda i valori del *camber* γ_0 , si nota che i dati analitici seguono l'andamento dei dati sperimentali, ma sono separati da un *offset* di circa 2° .

Carico verticale [N]	Raggio effettivo [mm]	Camber stiffness [1/rad]	F_y	ϵ_γ
996	250	3.12	633	0.09
1151	249	3.39	720	0.001
1311	247	3.39	825	0.012
1460	246	3.43	922	0.009
1614	245	3.33	998	0.021
1775	244	3.28	1058	0.001

Tabella 3.10: Pirelli 120/70. Tabella riassuntiva per il parametro ϵ_γ

I dati delle rigidezze sono stati ripresi dalla Figura 3.40

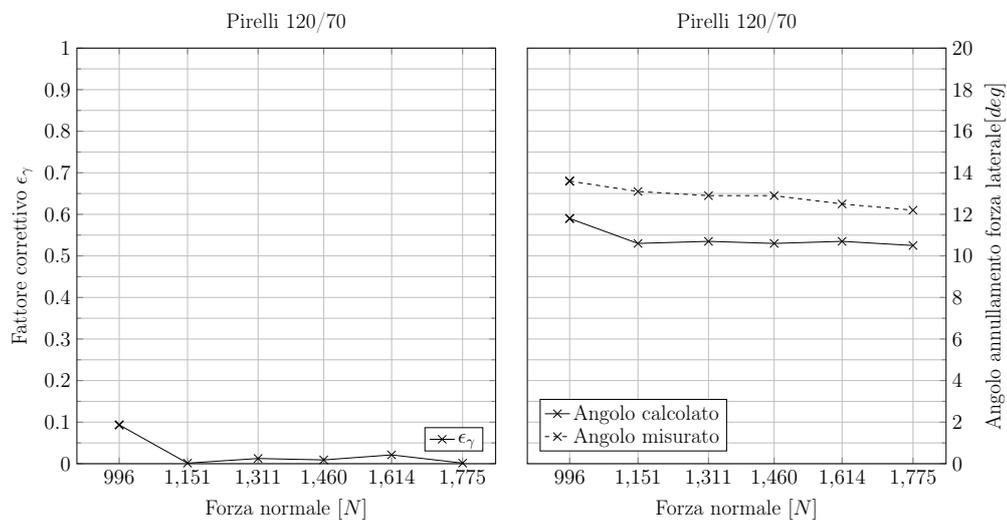


Figura 3.51: *Pirelli 120/70*. A sinistra: variazione del parametro correttivo ϵ_γ rispetto al carico verticale. A destra: variazione rispetto al carico verticale, dell'angolo di *camber* γ_0 che serve per annullare la forza laterale di *turn slip*; confronto tra il valore sperimentale e quello analitico

Capitolo 4

Analisi modale

Dopo aver determinato le caratteristiche fisiche dello pneumatico nel capitolo 3, si inizia ad indagare la risposta dinamica dello pneumatico attraverso l'analisi dei modi di vibrare come riportato nel Paragrafo 2.2.4. Attraverso le prove modali e le prove di superamento degli ostacoli si potranno determinare le rigidezze tipiche del modello SWIFT. Il *gruppo di ricerca MDRG* non ha mai effettuato tali prove, per cui in questo lavoro di tesi si è cercato in primo luogo di ottenere dei risultati significativi e successivamente di determinare una procedura sperimentale applicabile in futuro.

Durante le analisi effettuate si sono utilizzati i seguenti strumenti:

- base Compact-DAQ, National Instruments, Figura 4.1(a);
- tre moduli National Instruments, NI-9234, necessari per l'acquisizione dati. Figura 4.1(b);
- tre accelerometri PCB, necessari alla rilevazione degli spostamenti, Figura 4.1(c);



(a) Base National Instrument



(b) Modulo NI-9234



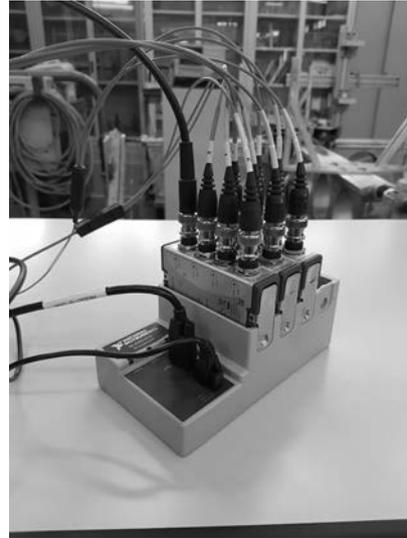
(c) Accelerometro PCB, tipologia: piezoelettrico triassiale

Figura 4.1: Strumentazione per le prove modali

- martello per prove modali PCB 086D05, Figura 4.2(a);
- infine i cavi che collegano gli strumenti ai moduli NI, Figura 4.2(b) si possono vedere quelli di colore blu che sono quelli relativi agli accelerometri (si intravede la scritta sui cavi X-Y-Z, infatti attraverso di essi si separano le acquisizioni provenienti dal sensore triassiale) mentre in nero quello relativo al martello.



(a) Martello PCB per prove modali



(b) collegamento sensore-modulo NI

Figura 4.2: Strumentazione per le prove modali

In generale, quando si procede ad analizzare in frequenza una qualsiasi struttura, si cerca di suddividere tale struttura con un numero adeguato di nodi. Questo processo è fondamentale per la buona riuscita dello studio che si andrà a compiere, soprattutto per quanto riguarda la fase di animazione della forma modale. Non esiste un criterio nella scelta della quantità di nodi, si può dire che è compito di chi sperimenta trovare un compromesso tra la tempistica di sperimentazione e la qualità degli esperimenti. Definito il numero di nodi e la loro posizione, si passa alla determinazione delle terne di riferimento dei vari punti. Infatti durante una prova modale gli accelerometri saranno attaccati alla struttura; utilizzando dei sensori triassiali è necessario conoscere l'orientazione degli assi di ciascun accelerometro rispetto ad una terna globale e fissa. Tale studio può essere fatto anche successivamente all'esecuzione delle misurazioni, ma per non introdurre errori banali è consigliato determinare in principio tali terne. Per fare questo è sufficiente capire quale sia l'orientazione più conveniente nell'agganciare, in uno specifico nodo, l'accelerometro alla struttura. Gli assi X-Y-Z del sensore,

determineranno la terna di riferimento in tale nodo; si procederà con questo sistema per tutti i nodi creati.

Dopo questo breve studio preliminare si può passare alla fase di esecuzione delle prove. Nello studio di diverse strutture, solitamente si possono utilizzare due differenti procedure di analisi: 1) la *Roving Response*, nella quale si andrà ad eccitare la struttura sempre nello stesso nodo mentre con gli accelerometri si misureranno gli spostamenti di tutti i nodi. 2) si eccitano tutti i nodi mentre si controllerà con un accelerometro la risposta di un solo nodo. Queste due modalità pervengono comunque allo stesso risultato. La prima procedura solitamente è utilizzata quando si vuole eccitare una struttura relativamente piccola tramite un martello da analisi modale, Figura ??; la seconda procedura, è utilizzata solitamente con delle strutture di grandi dimensioni, tramite uno *shaker* si scuote l'intera struttura eccitando tutti i nodi, mentre con un sensore si determina lo spostamento di un solo nodo. Come è facile capire, nel caso specifico dell'analisi modale su di uno pneumatico si utilizzerà la *roving response*, cioè la procedura 1).

Una volta effettuate le misurazioni si passa all'analisi delle *FRF*, *Frequency Response Function*. Queste particolari funzioni si basano sul dominio della frequenza, vengono utilizzate per identificare le frequenze di risonanza, lo smorzamento legato al modo di vibrare e il modo di vibrare. Quest'ultimo fattore è molto importante, infatti un modo di vibrare si determina attraverso l'ampiezza e la fase di tutte le *FRF* riferite ai nodi della struttura. Come si vedrà in seguito, si analizzeranno tutte le *FRF*, in presenza di un picco e/o cambiamento di fase si proverà ad interpolare le funzioni, ricavando così la frequenza naturale e lo smorzamento.

Dopo aver analizzato tutte le *FRF* si potranno vedere le forme modali della struttura per ogni frequenza ricavata precedentemente.

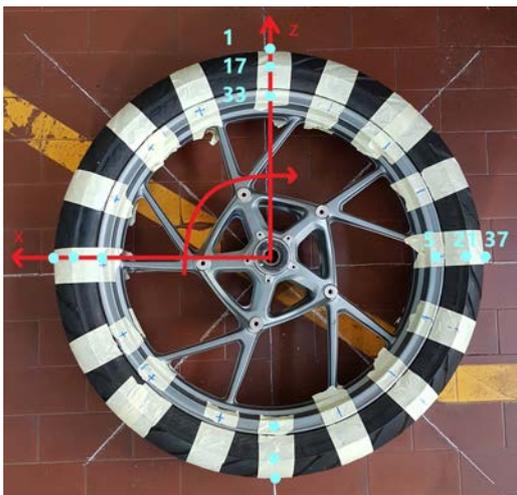
4.1 Modellazione geometrica

Il punto di partenza nell'analisi modale è la creazione della geometria all'interno del software, perciò è necessario suddividere la struttura reale in un ben preciso numero di nodi. Non avendo esperienza in un'analisi di questo tipo si è pensato di suddividere lo pneumatico in cinque elementi:

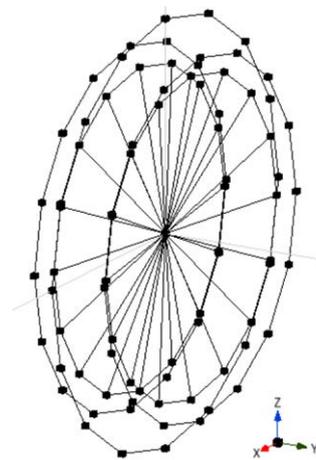
- il piano di simmetria dello pneumatico;
- la spalla sinistra e destra dello pneumatico;

- le due parti simmetriche del cerchio.

Ogni elemento sarà suddiviso a sua volta in sedici nodi, portando il numero complessivo di nodi a: *numero di elementi · numero di nodi per elemento* = $16 \cdot 5 = 80$ nodi. Essendo i primi test eseguiti questo valore è sembrato ragionevole, un compromesso per ottenere un'ottima risoluzione senza gravare troppo sulla tempistica di misurazione. Si è deciso di studiare il seguente pneumatico: Metzeler 120/70-19. La scelta è stata fatta in quanto questo particolare pneumatico è stato utilizzato nel Capitolo 3 e come si vedrà più in avanti è uno pneumatico di facile montaggio anche sul *MotoTireMeter 2* (così si può concludere l'analisi del modello Swift tramite le prove di superamento degli ostacoli). Definita la quantità, la posizione dei nodi e il tipo di pneumatico si devono determinare, secondo un preciso sistema di riferimento, le coordinate spaziali di tali punti. In Figura 4.3(a) si può notare il sistema di riferimento scelto e dei punti numerati per capire come verrà disposta spazialmente tale struttura. Nella tabella seguente si espongono i punti geometrici, con $r_m = 325mm$, $r_s = 275mm$ e $r_c = 245mm$.



(a) Struttura geometrica pneumatico



(b) Struttura geometrica in ModalView

Figura 4.3: Geometria fisica e digitale dello pneumatico

Nodi	x	y	z
Nodi in mezzeria	$r_m \cdot \cos(\theta)$	0	$r_m \cdot \sin(\theta)$
Nodi sulla spalla	$r_s \cdot \cos(\theta)$	± 58	$s_m \cdot \sin(\theta)$
Nodi sul cerchio	$r_c \cdot \cos(\theta)$	± 43	$c_m \cdot \sin(\theta)$

Tabella 4.1: Determinazione delle coordinate spaziali dei nodi

Nella Figura 4.3(a) si sono indicati dei nodi con lo scopo di far comprendere al lettore dove sono posizionati realmente sullo pneumatico tali oggetti. In Figu-

ra 4.4 vengono indicati tutti gli 80 nodi presenti, è utile conoscere la posizione spaziale (e l'orientazione delle terne con la Figura 4.5) quando si prenderanno in considerazione le *FRF*:

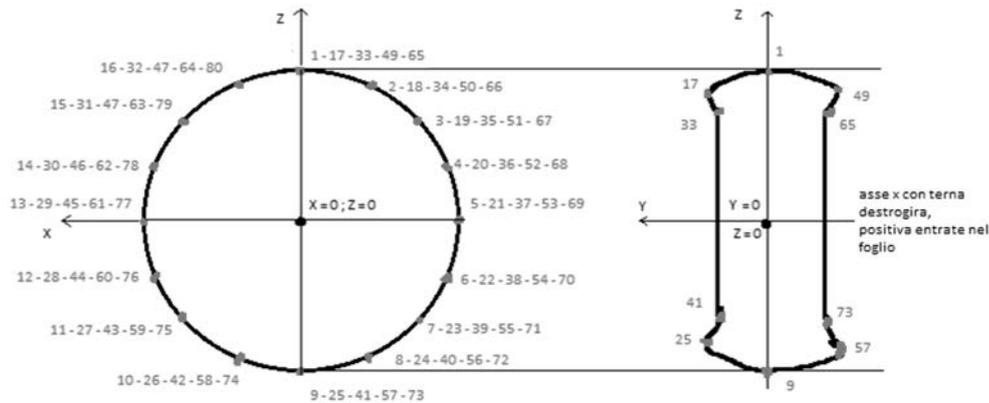


Figura 4.4: Disposizione degli 80 nodi sullo pneumatico

Come si può intravedere nella Figura 4.1(c) su ogni accelerometro è definito un asse, soprattutto nei PCB triassiali è molto importante identificare l'orientazione di tali terne. Per quanto riguarda questa analisi si è scelto di posizionare gli accelerometri come segue:

- nella mezzeria della ruota, l'asse X dell'accelerometro è tangente allo pneumatico mentre l'asse Z è radiale e uscente;
- sulla spalla e sul cerchio, l'asse X dell'accelerometro è rivolto sempre (su entrambe le facce della ruota) lungo l'asse Z assoluto.

Queste considerazioni provengono solamente da una questione di comodità nel fissare gli accelerometri alla ruota attraverso un sottile strato di cera d'api. In Figura 4.5 si può osservare come sono state ruotate le terne di ogni nodo in modo che rispettassero le considerazioni appena fatte; da notare che se nel programma *ModalView* non venisse specificata una terna, si applicherebbe quella di *default* cioè pari a quella globale.

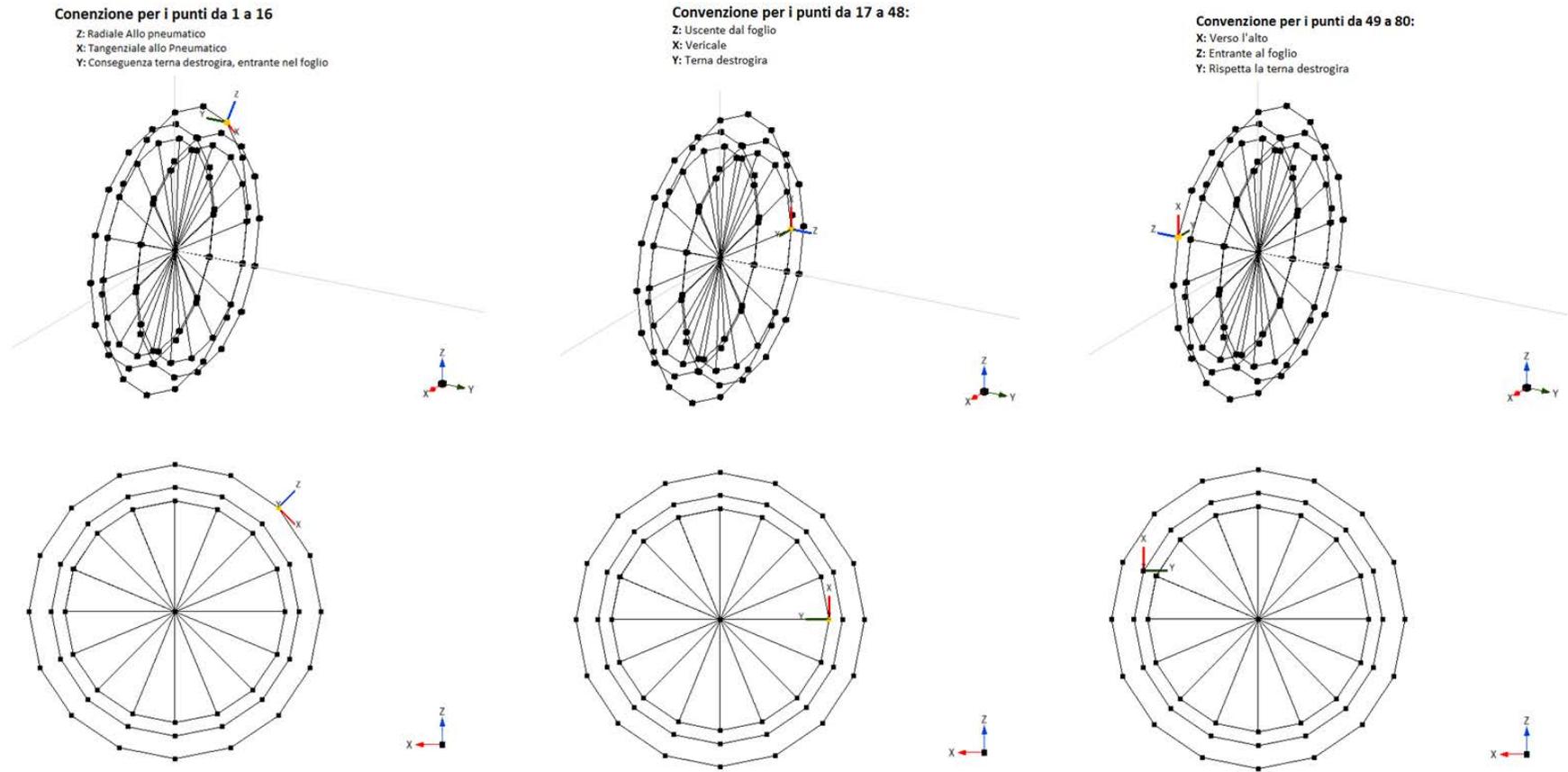


Figura 4.5: Disposizione delle terne sulla struttura dello pneumatico

4.2 Tipologia di misurazione

Costruita la geometria e determinate le orientazioni delle terne nei nodi della struttura, si può iniziare l'analisi dei modi di vibrare. Per determinare i parametri tipici dello *Swift model* sono necessari i primi modi di vibrare, sia nel piano di simmetria che fuori piano [7] [8]. Per ottenere migliori risultati, dovendo visualizzare sia modi nel piano che fuori, si è deciso di eseguire due prove distinte:

- una prova eccitando radialmente lo pneumatico, favorendo quindi i modi di vibrare nel piano di simmetria;
- una prova eccitando lateralmente lo pneumatico, favorendo quindi i modi di vibrare fuori dal piano di simmetria.

Per effettuare queste due prove si è eccitato il sistema in due punti diversi come mostrato in Figura 4.6, rispettivamente:

- sulla mezzeria dello pneumatico nel nodo 1, per l'eccitazione radiale;
- sulla spalla dello pneumatico nel nodo 21, per l'eccitazione laterale.

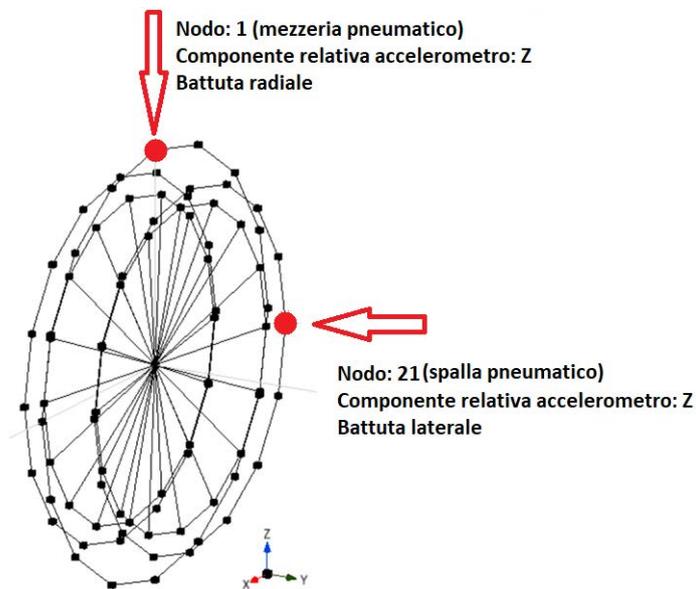


Figura 4.6: Vengono mostrate nella stessa immagine le due diverse prove, radiale e laterale, effettuate sullo pneumatico

In letteratura, ad esempio nella trattazione di Pacejka, si possono trovare i primi modi di vibrare degli pneumatici per autovetture. Di seguito vengono illustrati tali risultati:

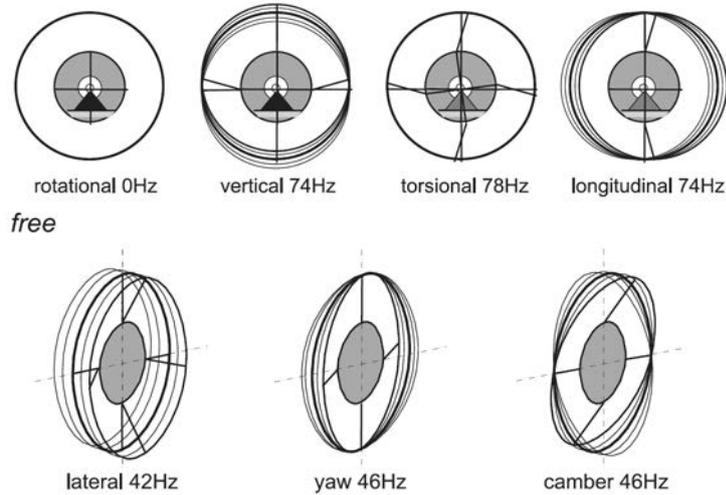


Figura 4.7: Frequenze tipiche di pneumatici per autovetture, scarichi

La trattazione di Pacejka prevede sia il caso appena mostrato con la ruota libera ma anche il caso di ruota caricata:

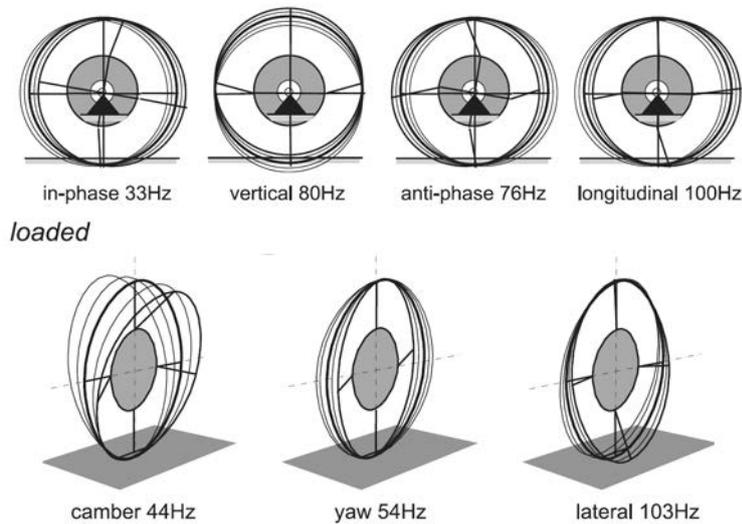


Figura 4.8: Frequenze tipiche degli pneumatici per autovetture, soggetti a carico

Come è facile capire, la modellazione ottimale dello pneumatico è sicuramente orientata verso quest'ultima situazione espressa dalla Figura 4.8. La tipologia di simulazione libera però porta con sé un vantaggio notevole: la semplicità di misurazione. In questo lavoro di tesi si è cercato dapprima di ricercare i modi di vibrare, nel piano e fuori il piano di simmetria, con pneumatico scarico. La secon-

da fase è stata incentrata sulla medesima ricerca, ma con pneumatico caricato, questo passaggio ottenuto grazie al *MotoTireMeter*.

4.2.1 Prove modali - ruota *incastrata*

Per determinare i modi di vibrare di uno pneumatico non caricato, si sono effettuate le prove su di una colonna verticale in acciaio, fissata su un basamento in ghisa. La ruota è fissata tramite dei supporti in acciaio realizzati in tornio e con una barra filettata per mandare il sistema a pacco, come mostrato in Figura 4.9. I supporti vanno ad infilarsi nel foro del cuscinetto, ma la battuta decisiva per il fissaggio è fornita dall'appoggio dello stesso supporto sul disco di magnesio.



Figura 4.9: Montaggio dello pneumatico sulla colonna utilizzata per il fissaggio libero.

Come si evince dalla Figura 4.9, lo pneumatico è stato posizionato il più vicino possibile alla piattaforma in ghisa e il più vicino possibile alla colonna. Queste attenzioni nel posizionamento sono dovute al rischio di innescare la vibrazione della colonna in acciaio e disturbare l'analisi dei modi di vibrare dello pneumatico.

Analisi modale colonna

Per analizzare completamente il problema, si è cercato di capire i modi di vibrare del sistema piattaforma-colonna-ruota. Questo studio serve per comprendere meglio eventuali fenomeni che potrebbero manifestarsi nelle acquisizioni dello pneumatico. L'analisi svolta ha evidenziato come la colonna abbia il primo moto vibratorio ad una frequenza prossima ai $8Hz$ mentre una frequenza molto simile ad un modo di vibrare torsionale oltre i $300Hz$. I risultati ottenuti sono spiegabili in questo modo:

- intorno agli $8 - 10Hz$ si nota un modo di vibrare del piano in ghisa, molto probabilmente il fatto di non avere un blocco unico ma solo un rivestimento provoca una vibrazione a bassa frequenza;
- intorno ai $300Hz$ si nota il primo modo della colonna, che non è flessionale come si si aspettava. Questo può essere dovuto al fatto di aver saldato alla colonna delle pareti di rinforzo che possono aver innescato delle tensioni residue tramite la saldatura, e quindi cambiato la risposta dinamica della colonna stessa.

I risultati sono comunque confortanti, in quanto la colonna non disturba le misure sui modi di vibrare dello pneumatico.

Analisi modale pneumatico

Si riporta in Figura 4.10 il risultato dell'analisi modale eseguita sullo pneumatico agganciato alla colonna:

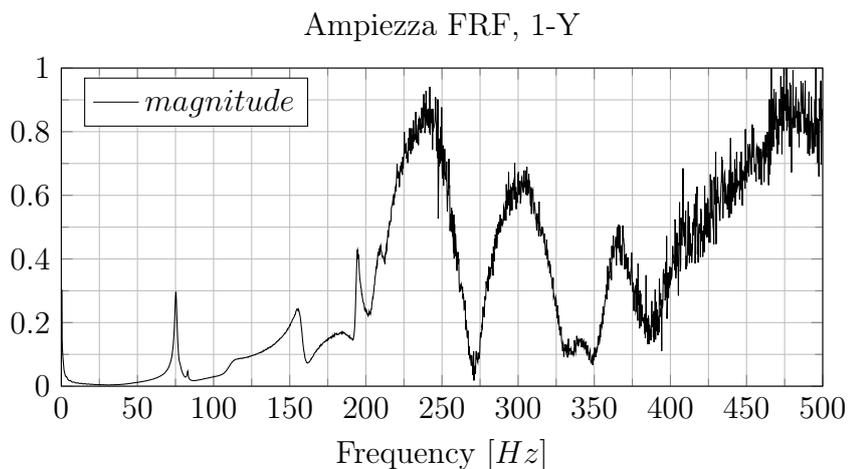


Figura 4.10: Modulo della FRF associata al nodo 1 – Y

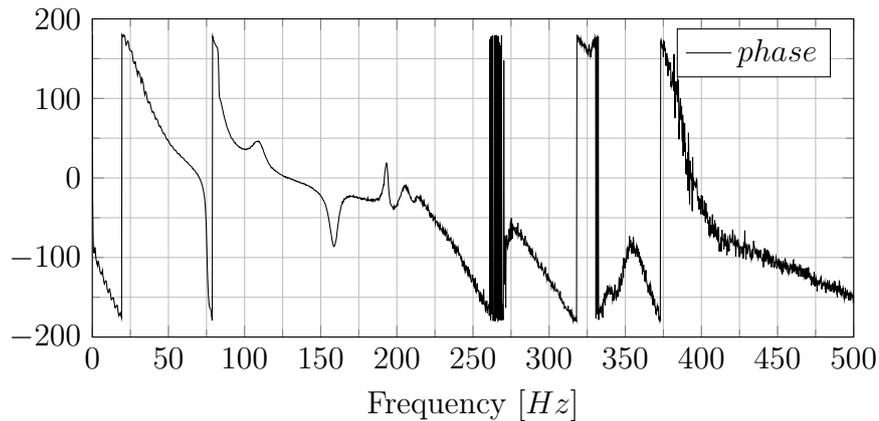


Figura 4.11: Fase della FRF associata al nodo 1 – Y

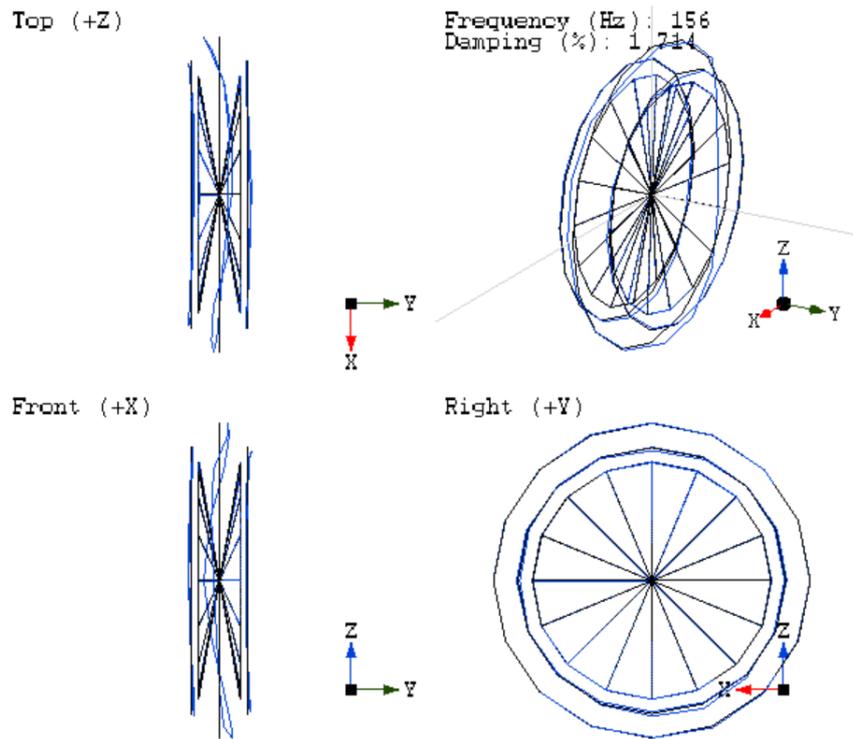
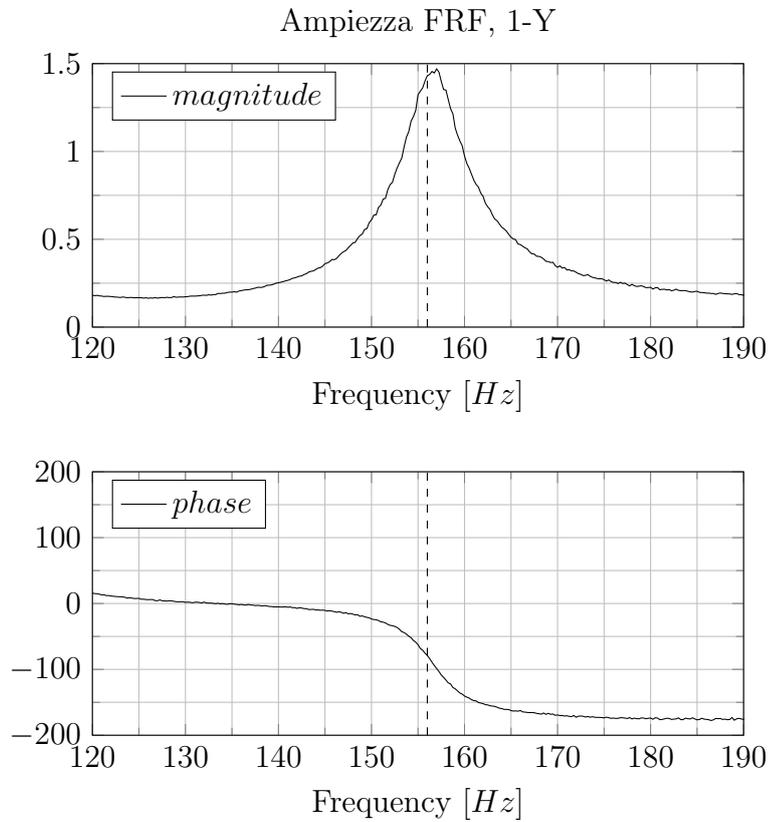
In figura si nota chiaramente che le FRF misurate iniziano a risentire di un disturbo nel segnale a circa 220Hz , questo valore è sopra al range di frequenze tipiche suggerite da Pacejka in Figura 4.7 per cui la misurazione è da considerarsi ottimale.

Come si dimostrerà in seguito sono stati individuati 5 modi vibrazionali dello pneumatico Metzeler 120/70-19, che sono:

- a 75Hz il modo di *yaw-camber*;
- a 82Hz il modo di *torsione*;
- a 111Hz il modo *laterale*;
- a 195Hz il modo *verticale-longitudinale*.
- a 156Hz il modo di ordine superiore *C-shaped*.

Oltre ai primi modi di vibrare è stato analizzato un ulteriore modo, di ordine superiore, conosciuto con il nome di *C-shaped*. Questo modo di vibrare non è interessante per quanto riguarda la trattazione dell'analisi modale come metodologia per ricavare i parametri necessari dello *SWIFT Model*. Viene però riportato in questo lavoro in quanto è un modo molto completamente sviluppato, il picco di risonanza è molto netto come il cambio di fase associato. Si riesce ad eccitare questo modo sia con la prova radiale che tramite quella laterale, con quest'ultima si ottiene comunque un risultato migliore.

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti tramite le **prove ad eccitazione radiale** sul punto 1 – Z, sono visibili tutti i modi elencati precedentemente: 1) *camber*, 2) *torsionale*, 3) *laterale* e 4) *verticale*.

Figura 4.12: Modo di vibrare di ordine superiore: *C-Shaped*Figura 4.13: *Modo superiore: C-Shaped*

Camber - prova radiale

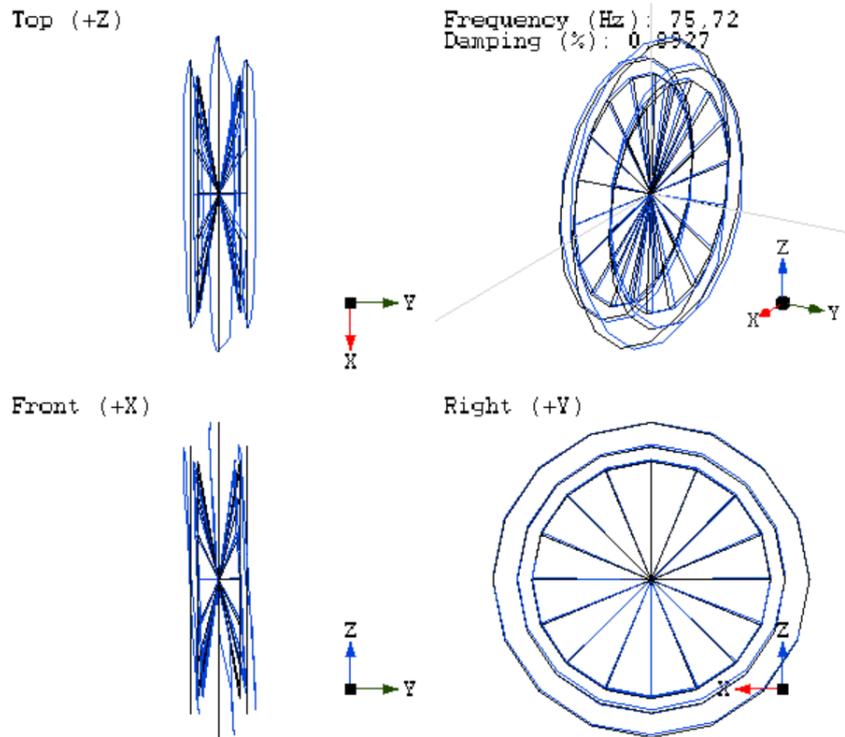


Figura 4.14: *Modo di camber*. Prova radiale con eccitazione 1 – Z

Come si può notare in Figura 4.14 ad una frequenza pari a $75Hz$ si determina il primo modo di vibrare, che in questo è di *camber*. Nelle figure successive vengono graficate le FRF dei nodi sulla mezzeria (1 e 5) e i nodi sul cerchio (33 e 37). Nell'intorno di $80Hz$ si trovano due picchi, il primo è quello appena menzionato, mentre il secondo a $83Hz$ è quello torsionale. Se si osserva la Figura 4.15 si può notare come i nodi disposti tra di loro a 90 gradi rispondano molto diversamente. Nella teoria il nodo 5 – Y dovrebbe passare per l'asse di rotazione in rollio, ed avere spostamento laterale nullo, in questo caso però si vede uno spostamento di tale nodo, ma tale movimento risulta molto minore di quello effettuato da 1 – Y. Perciò si può approssimare tale condizione come un modo di vibrare a *camber*. Per quanto riguarda i punti sul cerchio, si possono approssimare come statici, avvalorando ancora di più la tesi di modo di vibrare dello pneumatico rispetto alla ruota in magnesio.

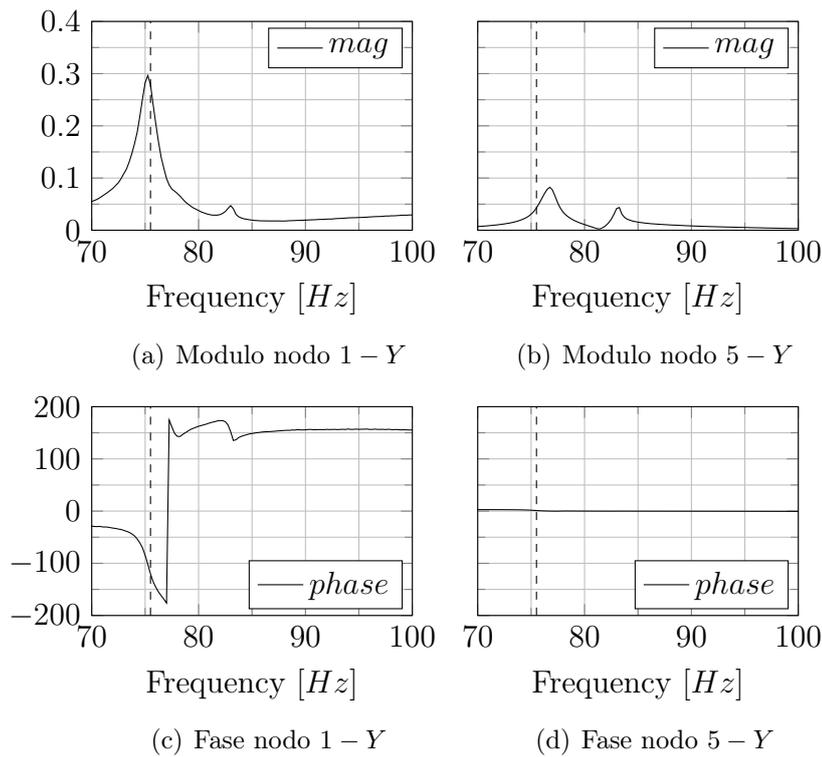


Figura 4.15: *Modo di camber - Prova radiale.* Differenza di modulo e fase nello spostamento laterale dei nodi 1 e 5

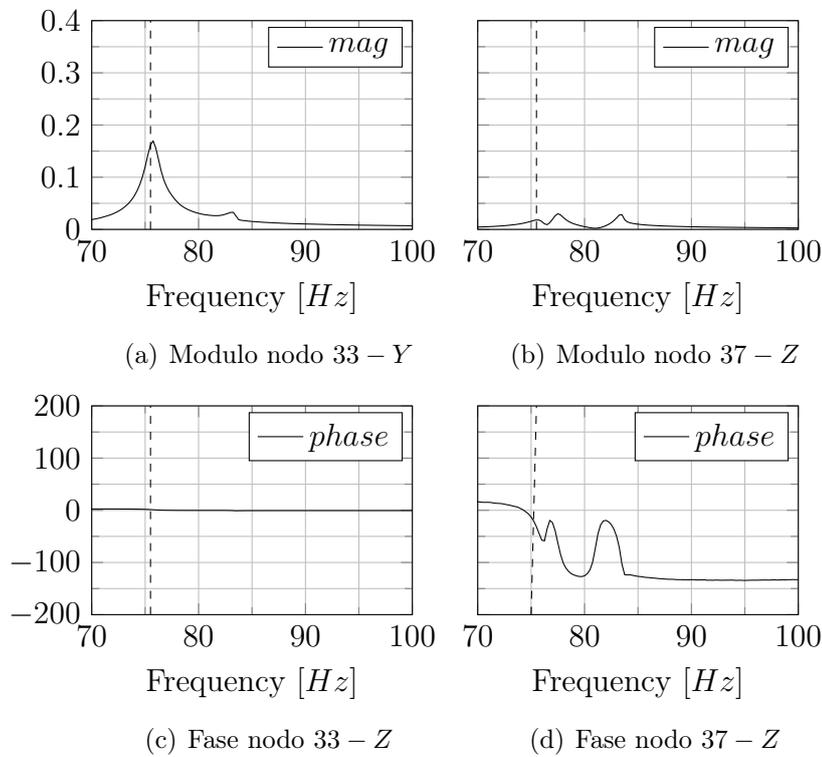


Figura 4.16: *Modo di camber - Prova radiale.* Differenza di fase e modulo nello spostamento laterale dei nodi 33 e 37

Torsionale - prova radiale

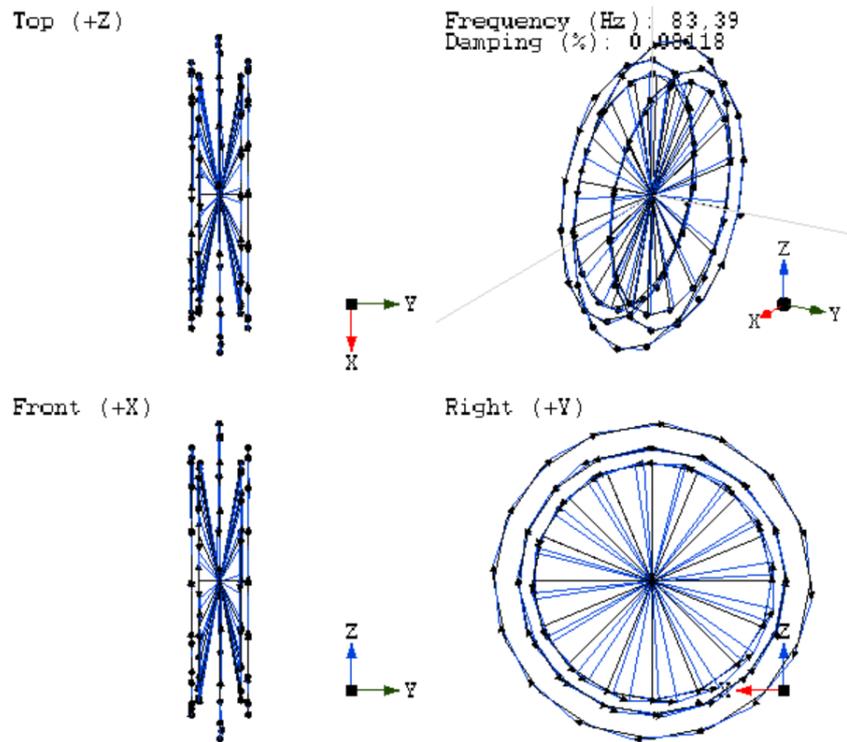


Figura 4.17: *Modo torsionale*. Prova radiale con eccitazione 1 – Z

In questo caso si può vedere dalla Figura 4.17, il movimento che viene a crearsi è torsionale. Per quanto riguarda le FRF, si possono vedere le componenti 1 – X e 5 – X, questo modo è molto difficile da capire senza l'ausilio di un'animazione che invece è presente su *ModalView*. Da tale animazione si può notare come i punti dello pneumatico ruotino con il cerchio ma leggermente sfasati rispetto a quest'ultimo. Anche nel caso di prova laterale, come mostrato in Figura 4.27, il movimento che viene a crearsi è una rotazione sfasata tra i punti più vicini al cerchio e quelli di mezzeria. Vengono riportate le FRF con la Figura 4.28, molto simili a quelle della prova radiale.

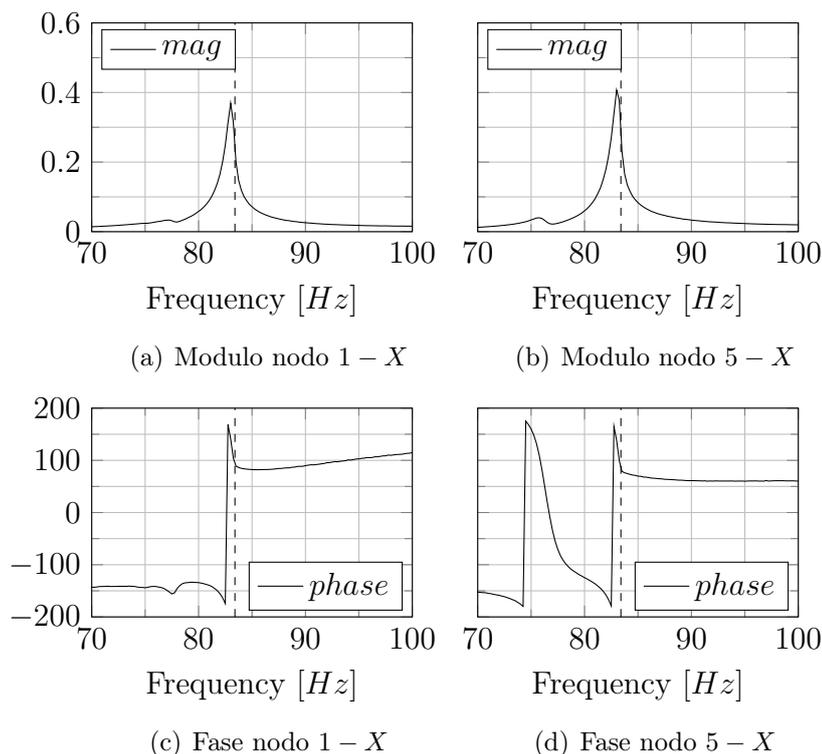


Figura 4.18: *Modo di torsione - Prova radiale*. Differenza di modulo e fase nello spostamento lungo l'asse X (tangente al pneumatico) dei nodi 1 e 5

Laterale - prova radiale

Il modo di vibrare che si analizza a 111Hz è chiaramente un modo laterale. In questa prova (radiale) ma anche nella prova laterale, il modo laterale è sicuramente il più eccitato. Lo si può notare sia dalle animazioni di *ModalView* che dalle *FRF* che risultano poco disturbate e facili da interpolare. Qui sotto vengono riportate le funzioni dei nodi 1 - Y, 5 - Y, 33 - Y e 37 - Y: i nodi sulla mezzeria non possiedono un modulo elevato, se confrontato con i moduli ad altre frequenze; se confrontati con i nodi sul cerchio si nota una sostanziale differenza, per questo motivo il modo laterale è ben visibile. Anche nel caso della prova laterale si può notare come nelle Figura 4.30 e Figura 4.31, che rappresentano rispettivamente i nodi dello pneumatico in mezzeria e sulla spalla, possiedono modulo elevato e paragonabile tra loro. Invece nella Figura 4.32 le *FRF* presentano modulo prossimo allo zero, per cui il cerchio non partecipa alla vibrazione ed è considerato fermo.

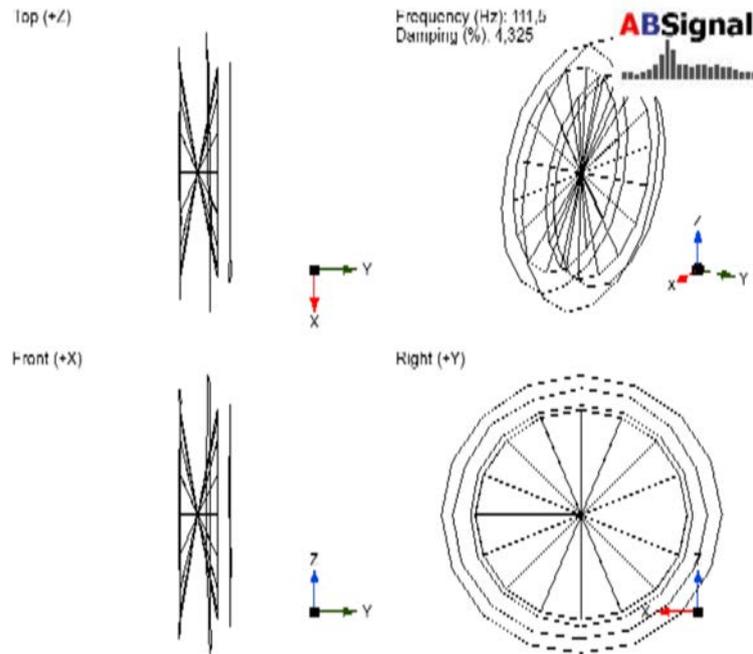


Figura 4.19: *Modo laterale*. Prova radiale con eccitazione 1 – Z

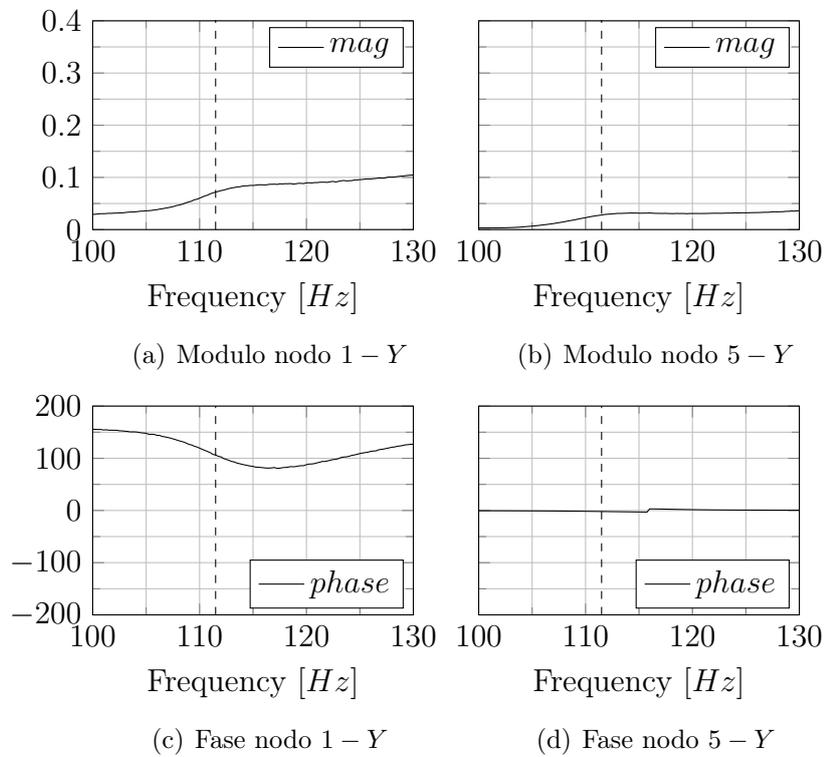


Figura 4.20: *Modo laterale - Prova radiale*. Differenza di modulo e fase nello spostamento laterale dei nodi 1 e 5

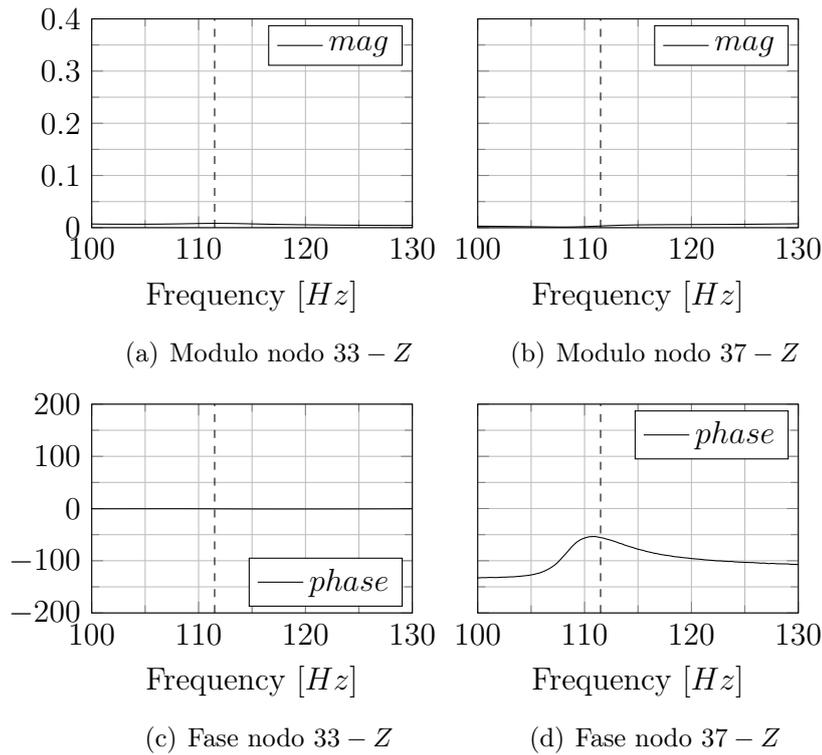


Figura 4.21: *Modo laterale - Prova radiale*. Differenza di modulo e fase nello spostamento laterale dei nodi 33 e 37

Verticale - prova radiale

Per apprezzare questo modo di vibrare è necessario visualizzare gli spostamenti misurati dagli accelerometri posizionati sulla spalla dello pneumatico, quindi i nodi 17 e 21 nella loro coordinata X.

Questo modo è a più alta frequenza rispetto ai precedenti, infatti si trova a 195Hz . In questa zona è risultato molto difficile il *fitting* delle FRF, il risultato però è stato soddisfacente pertanto è riportato di seguito.

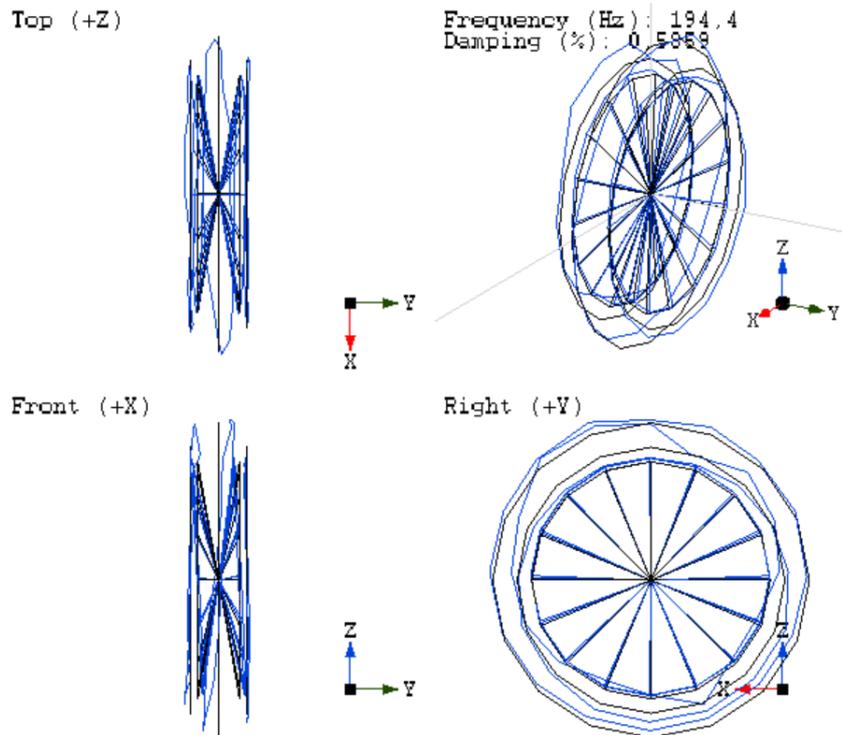


Figura 4.22: *Modo verticale*. Prova radiale con eccitazione 1 - Z

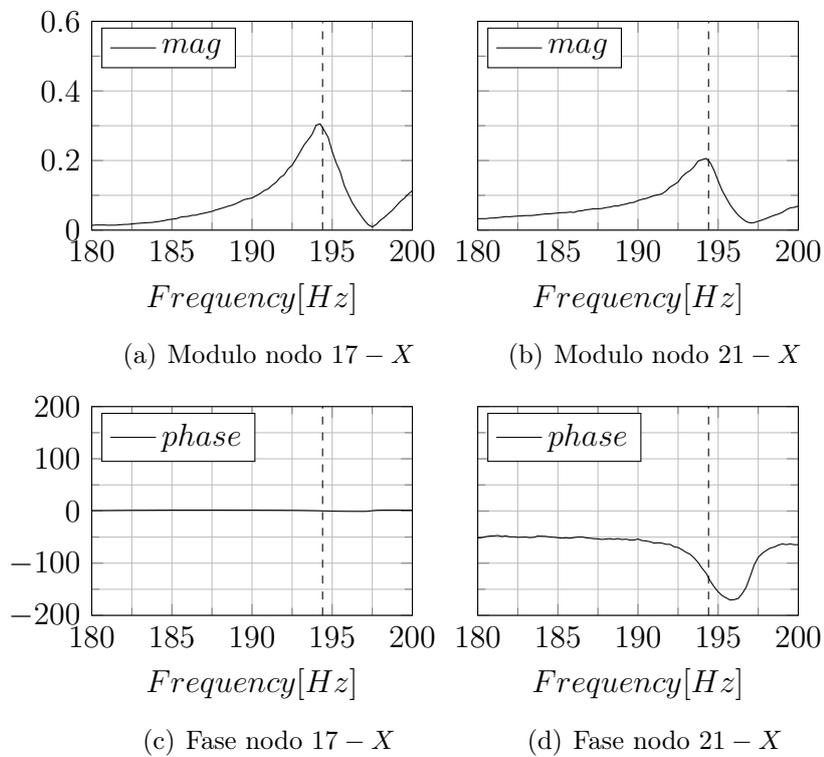


Figura 4.23: *Modo verticale - Prova radiale*. Differenza di modulo e fase dei nodi 17 e 21

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti tramite le **prove ad eccitazione laterale** sul nodo 21 – Z, sono visibili tutti i modi elencati precedentemente: 1) *yaw*, 2) torsionale, 3) laterale e 4) longitudinale.

Come si può notare dai risultati riportati di seguito oppure dalla Tabella riassuntiva 4.2, le frequenze relative agli stessi modi di vibrare ricavate da prove radiali e da prove laterali presentano valori comparabili. Questo comportamento è sicuramente positivo ed in quanto un particolare modo di vibrare possiede una sua determinata frequenza, indipendentemente dal tipo di prova effettuata. Solitamente si effettuano due diverse eccitazioni in quanto un modo molto smorzato potrebbe non manifestarsi con una determinata prova.

Yaw - prova laterale

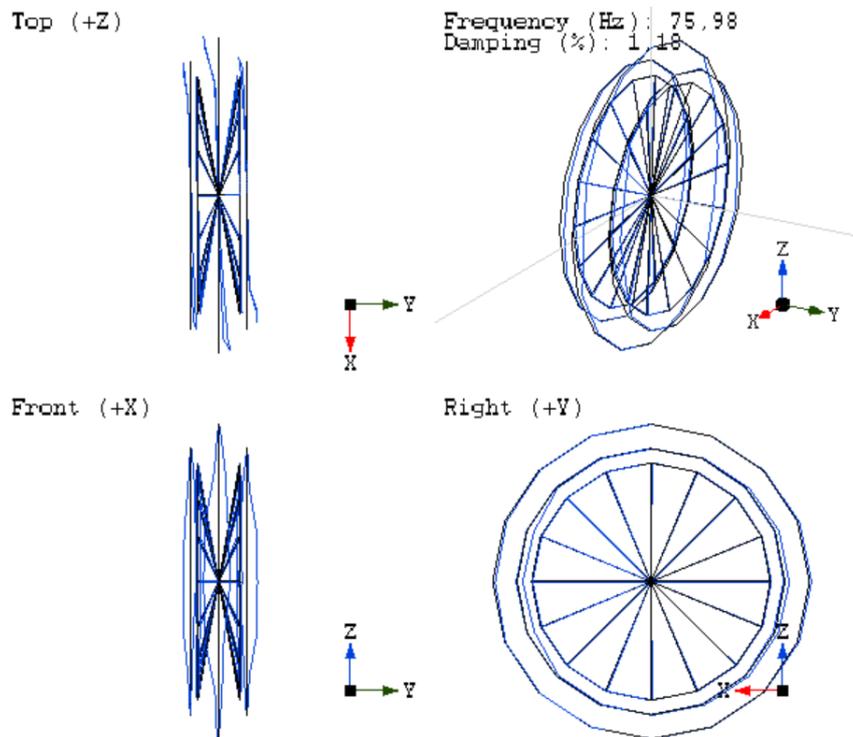


Figura 4.24: *Modo di Yaw*. Prova laterale con eccitazione 21 – Z

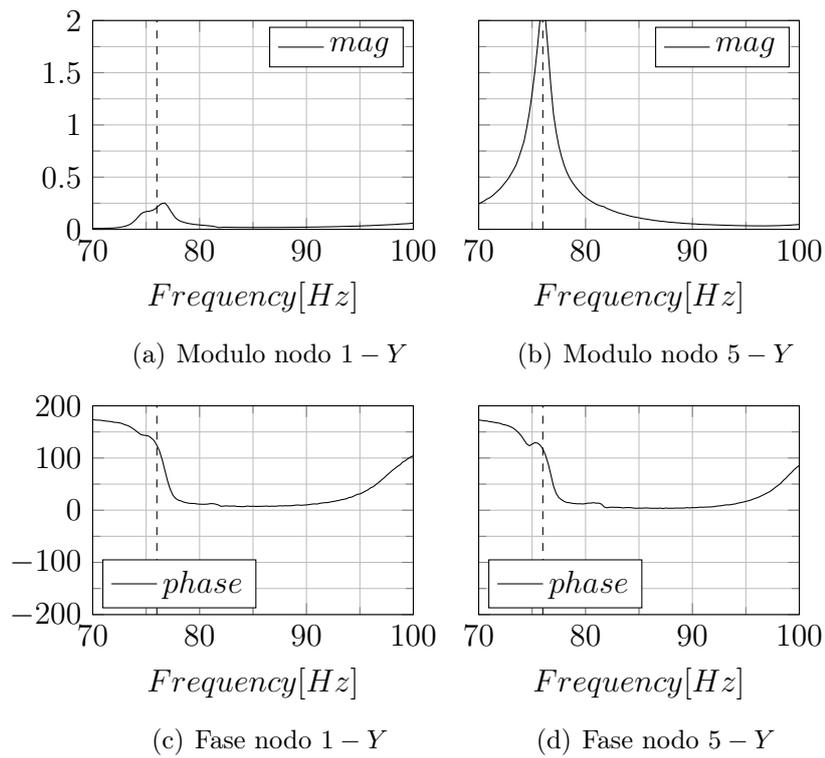


Figura 4.25: *Modo di Yaw - Prova laterale*. Differenza di fase nello spostamento laterale dei nodi 1 e 5

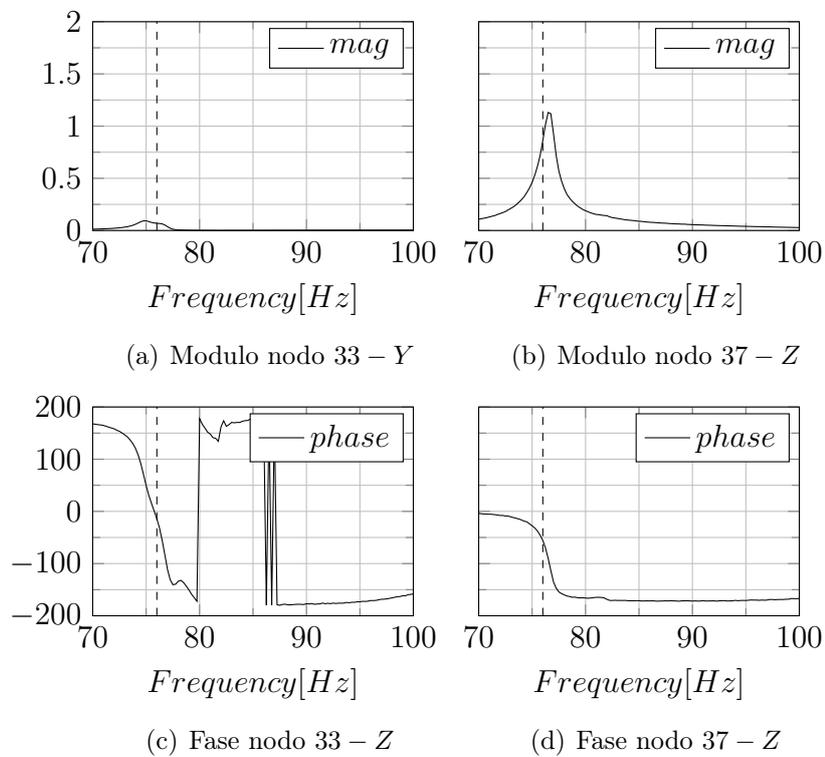
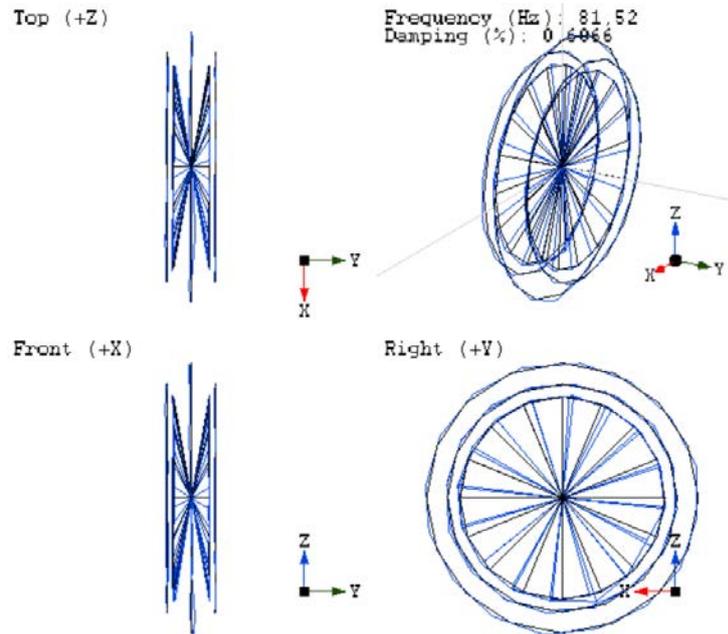
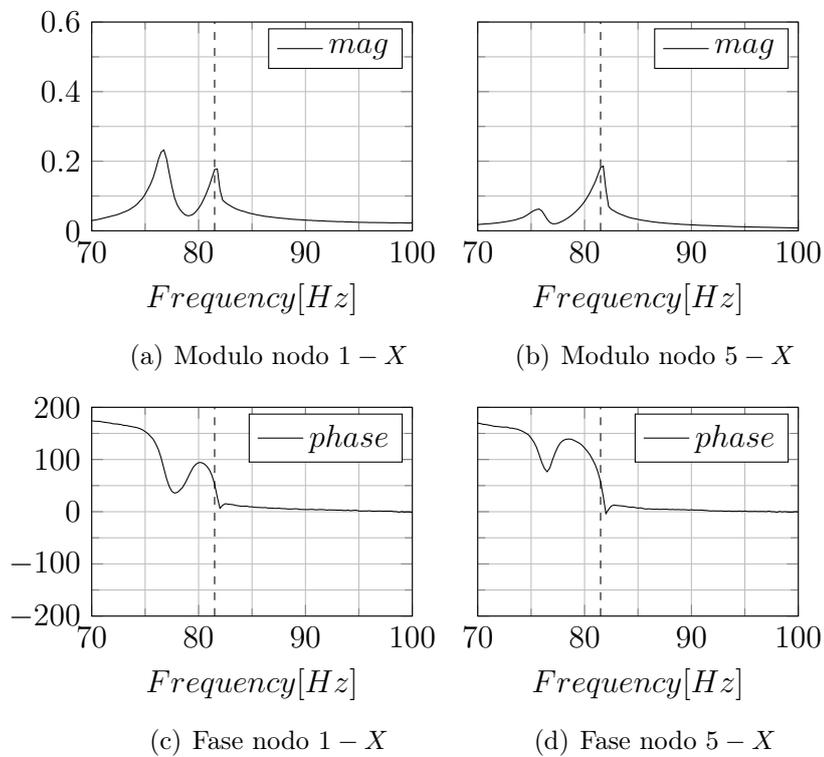


Figura 4.26: *Modo di Yaw - Prova laterale*. Differenza di fase nello spostamento laterale dei nodi 33 e 37

Torsionale - prova laterale

Figura 4.27: *Modo torionale*. Prova laterale con eccitazione 21 – ZFigura 4.28: *Modo torsionale - Laterale*. Differenza di modulo e fase nello spostamento lungo l'asse X (tangente al pneumatico) dei nodi 1 e 5

Laterale - prova laterale

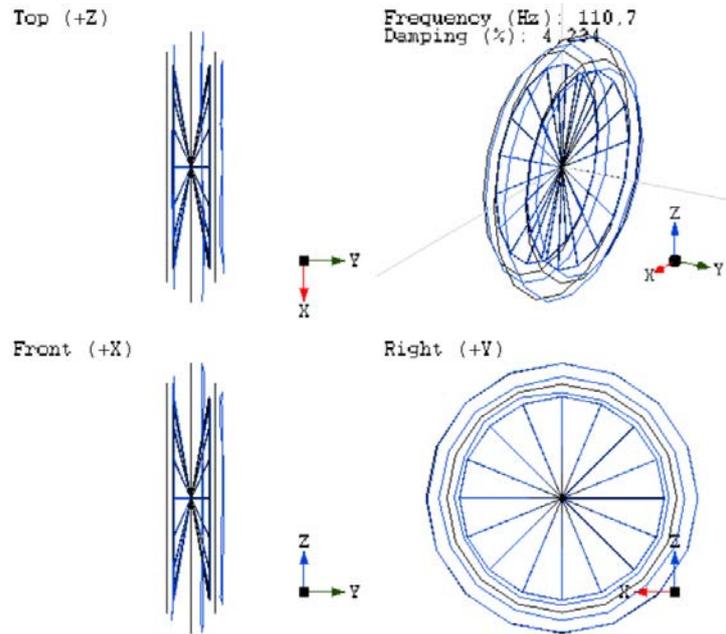


Figura 4.29: *Modo laterale*. Prova laterale con eccitazione 21 – Z

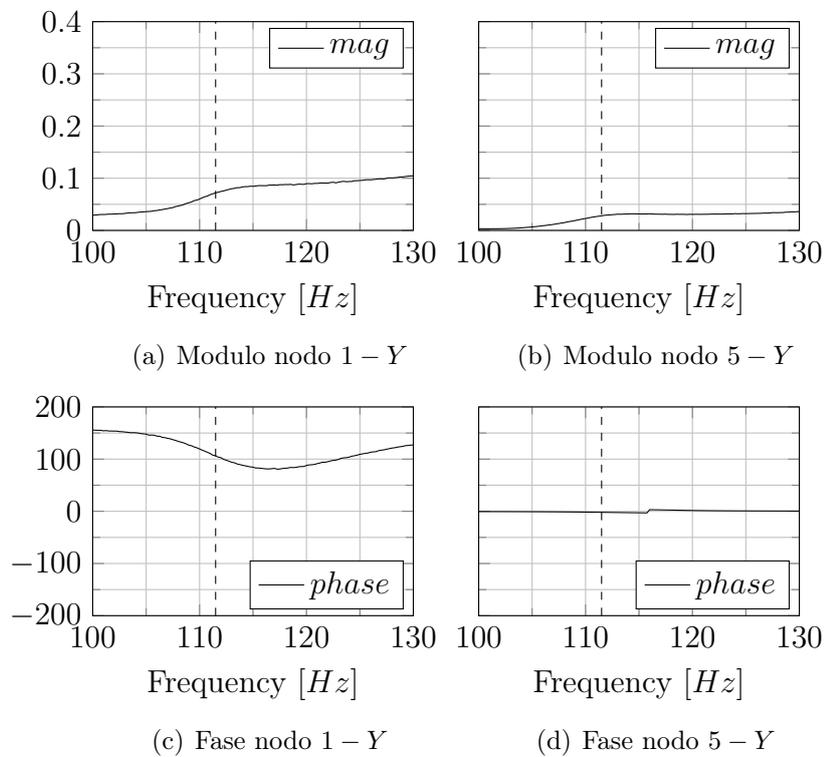


Figura 4.30: *Modo laterale - Prova laterale*. Differenza di modulo e fase nello spostamento laterale dei nodi 1 e 5

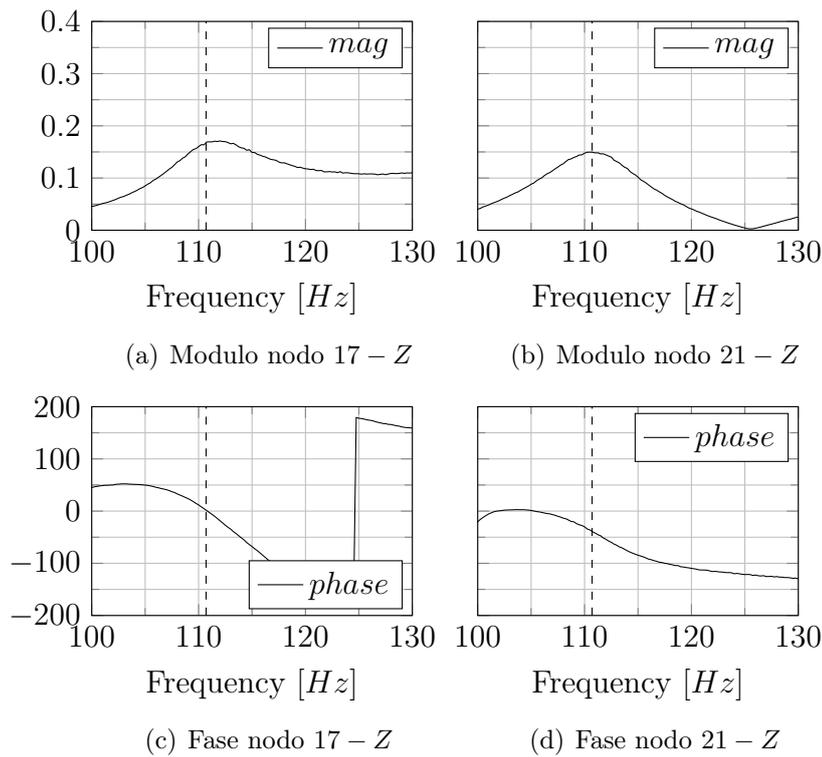


Figura 4.31: *Modo laterale - Prova laterale*. Differenza di modulo e fase nello spostamento laterale dei nodi 17 e 21

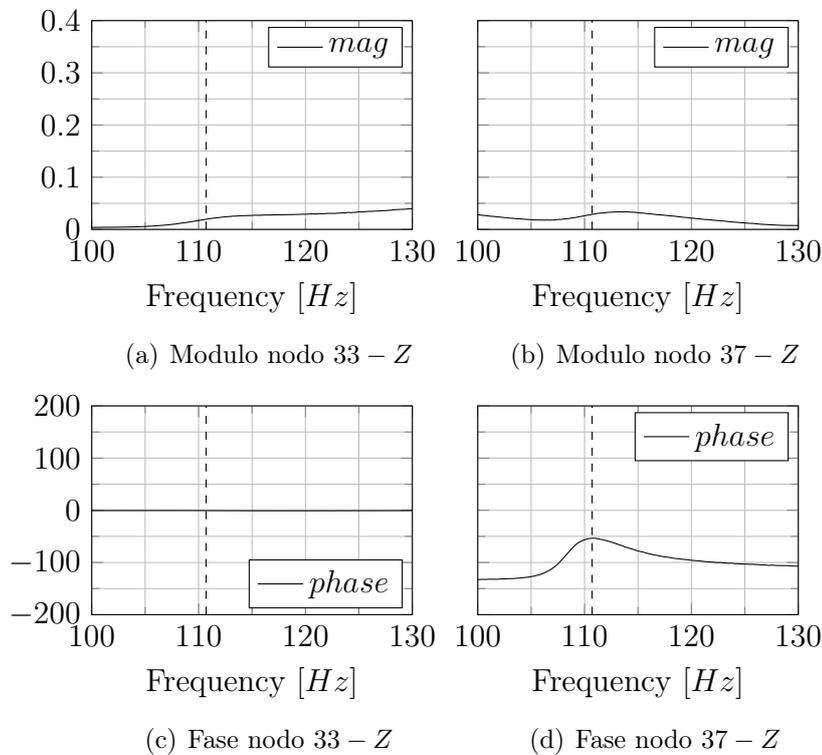
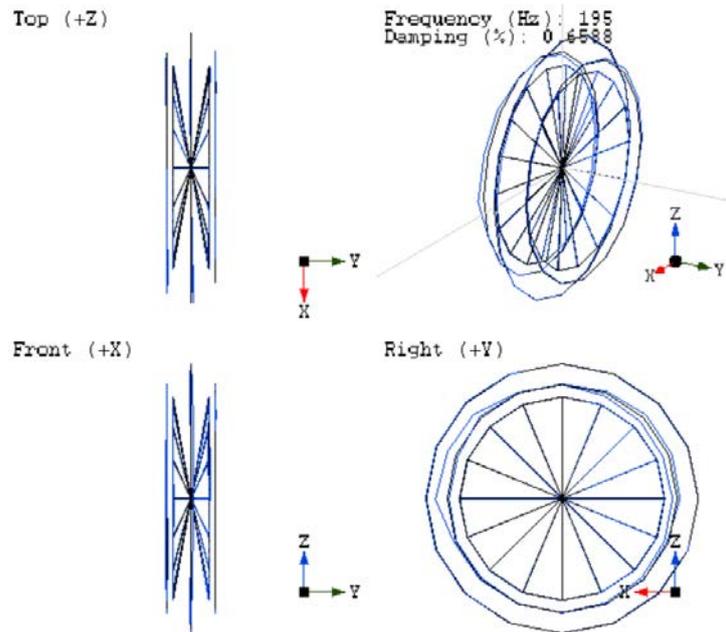
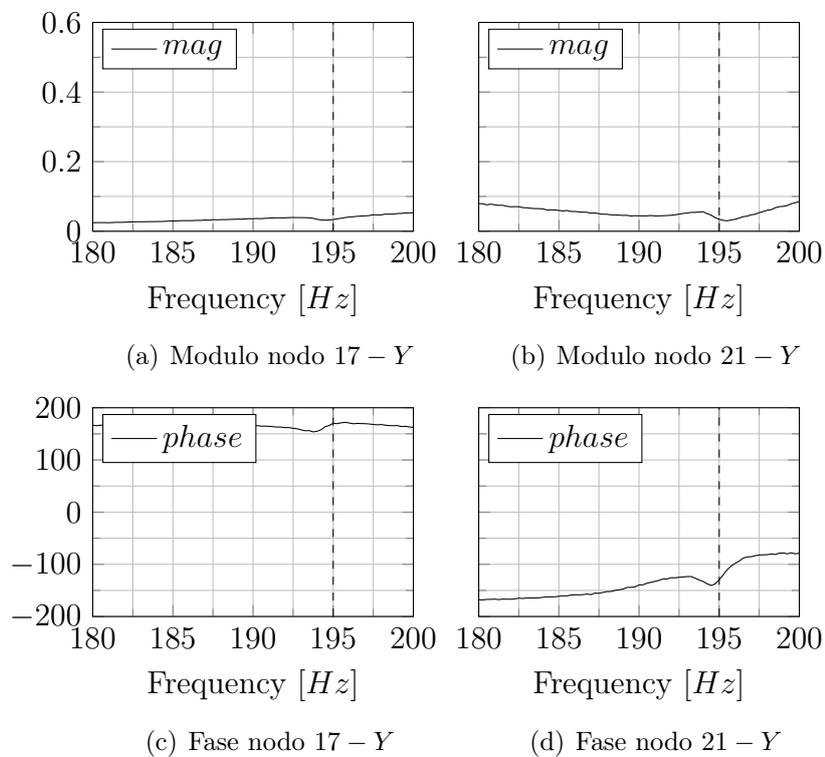


Figura 4.32: *Modo laterale - Prova laterale*. Differenza di modulo e fase nello spostamento laterale dei nodi 33 e 37

Longitudinale - prova laterale

Figura 4.33: *Modo longitudinale*. Prova laterale con eccitazione 21 – ZFigura 4.34: *Modo longitudinale - Prova laterale*. Differenza di modulo e fase dei nodi 17 e 21

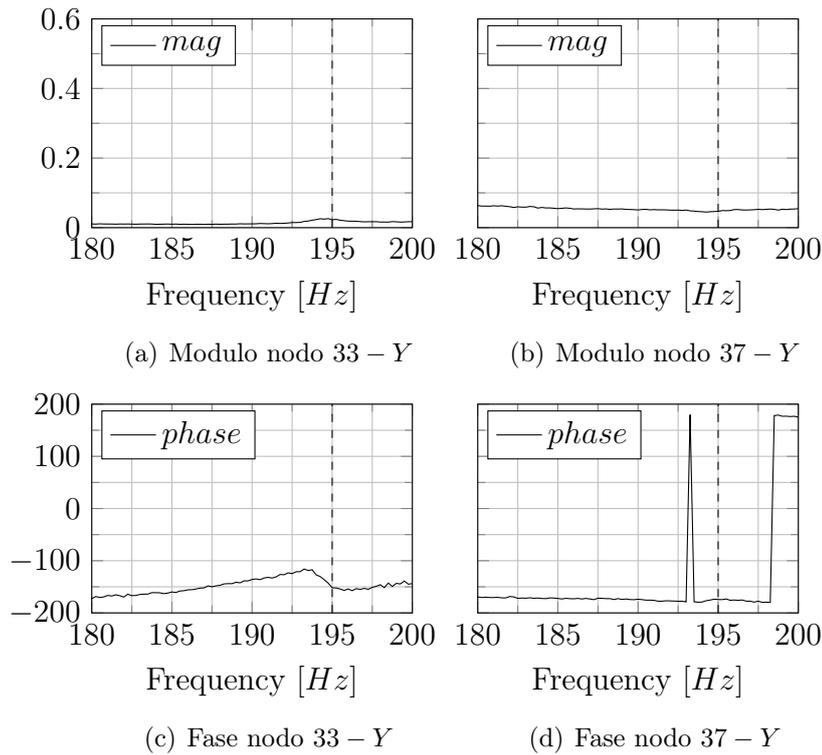


Figura 4.35: *Modo longitudinale - Prova laterale*. Differenza di modulo e fase dei nodi 33 e 37 appartenenti al cerchio

Viene riportata di seguito la tabella 4.2 contenente una ricapitolazione dei vari modi di vibrare trovati, con relative frequenze e smorzamenti.

<i>Modo di vibrare</i>	<i>Tipologia prova</i>	<i>Frequenza [Hz]</i>	<i>Smorzamento [%]</i>
<i>Yaw</i>	Laterale	76.0	1.18
<i>Camber</i>	Radiale	75.2	0.89
<i>Torsionale</i>	Latereale	81.5	0.6
	Radiale	83.4	0.1
<i>Laterale</i>	Laterale	110.7	4.23
	Radiale	111.5	1.33
<i>Longitudinale</i>	Laterale	195	0.66
<i>Verticale</i>	Radiale	194.4	0.59

Tabella 4.2: Riassunto dei modi di vibrare trovati con le due prove: radiale e laterale. Vengono riportate le frequenze e gli smorzamenti di tali modi.

4.2.2 Prove modali - ruota *loaded*

In questa sezione verrà illustrata la procedura per la determinazione dei modi di vibrare di uno pneumatico motociclistico sottoposto ad un carico verticale. Come spiegato precedentemente si è pensato di utilizzare il *MotoTireMeter* in quanto riproduce alla perfezione il comportamento reale di uno pneumatico montato su una motocicletta. Anche in questo caso sono state eseguite delle prove radiali (nodo 1 – Z) e delle prove laterali (nodo 21 – Z).



Figura 4.36: Analisi modale di uno pneumatico sottoposto a carico verticale, fissato sul *MotoTireMeter*

Come si può vedere dalle immagini sottostanti, le misurazioni fatte risultano molto disturbate già attorno ai $100Hz$, è stata riportata la *FRF* del punto 1 – Y, ma le medesime condizioni si riscontrano sulle altre *FRF*. Questo disturbo non permette di interpolare correttamente i dati, perciò si è deciso di osservare solamente le frequenze comprese tra $0 \div 100Hz$.

L'analisi modale con eccitazione laterale ha portato ad ottenere questi risultati, nell'intorno di $0 \div 100Hz$:

- attorno ai $15Hz$ si può notare un moto di imbardata;
- attorno ai $40Hz$ si può notare uno spostamento laterale;
- attorno ai $80Hz$ si può notare uno spostamento denominato di *camber*;

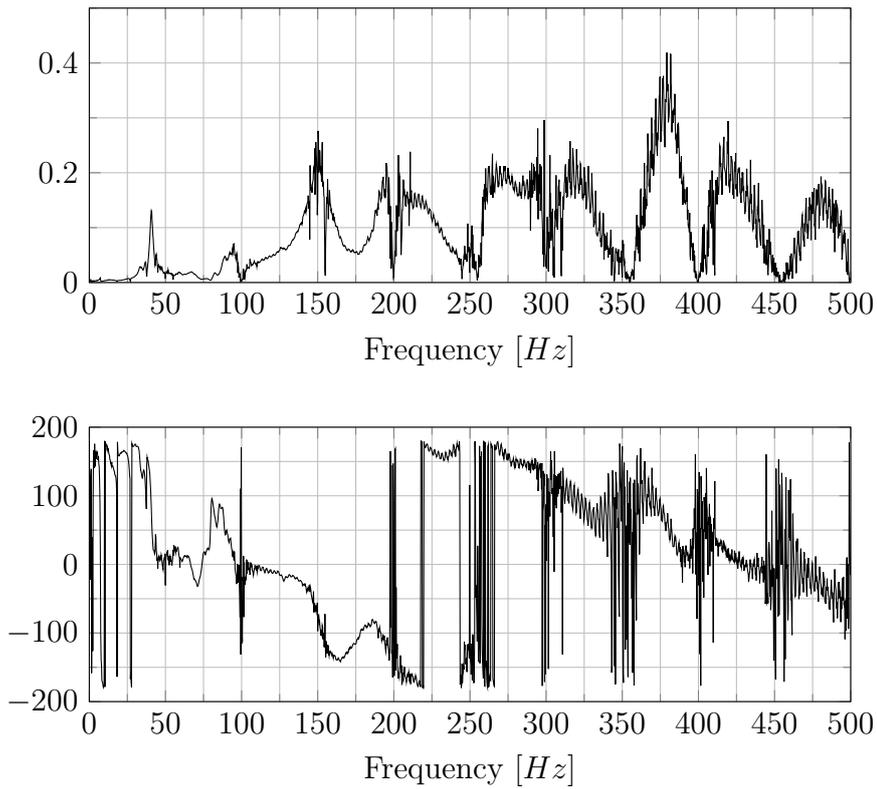


Figura 4.37: FRF del nodo 1-Y, si nota un forte disturbo dopo i 130 Hz

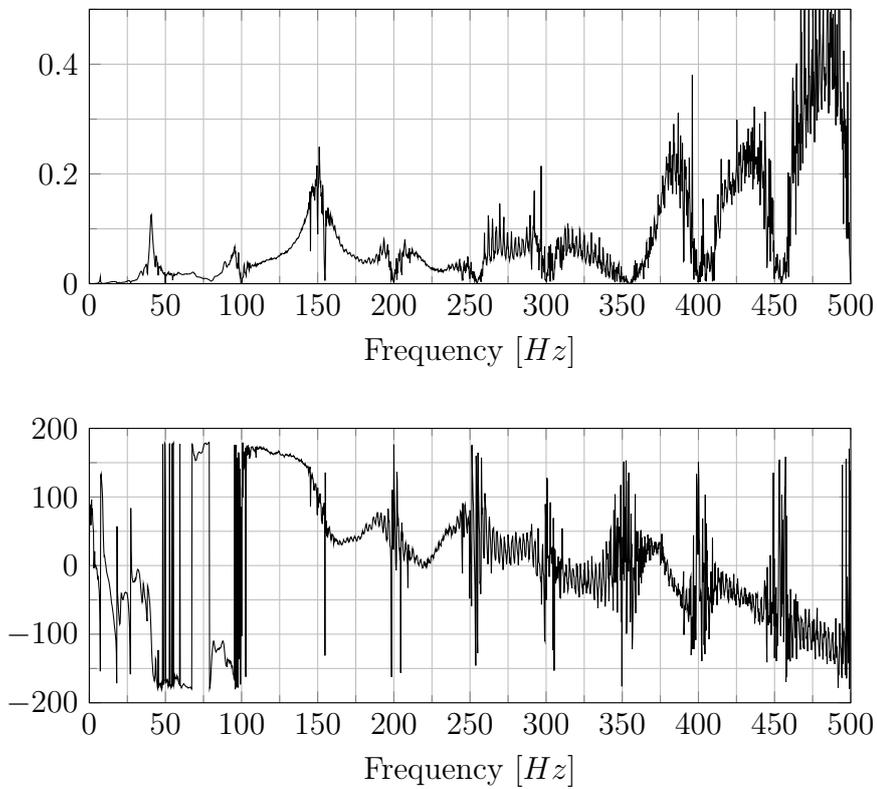


Figura 4.38: FRF del nodo 17-Z, si nota un forte disturbo dopo i 130 Hz

Imbardata

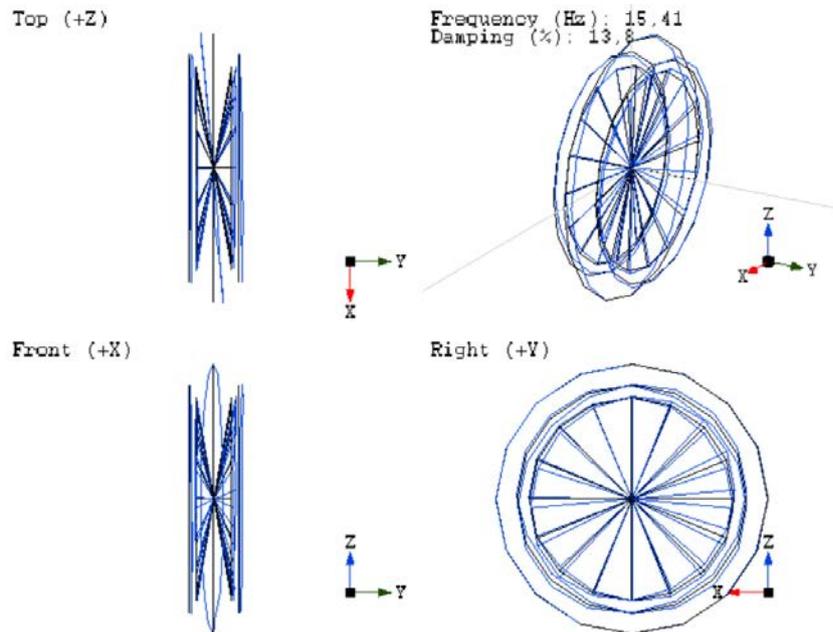
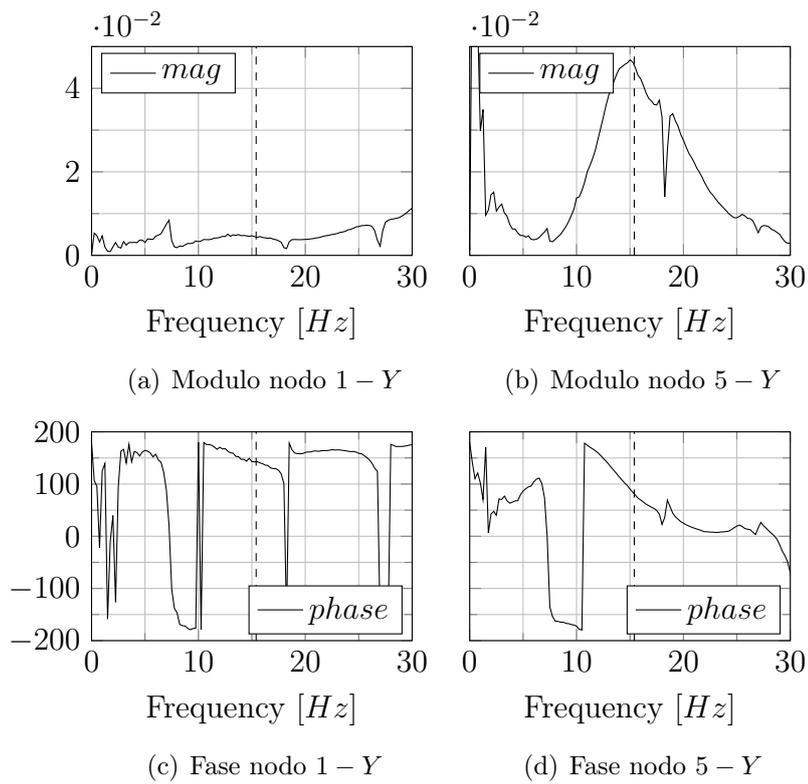
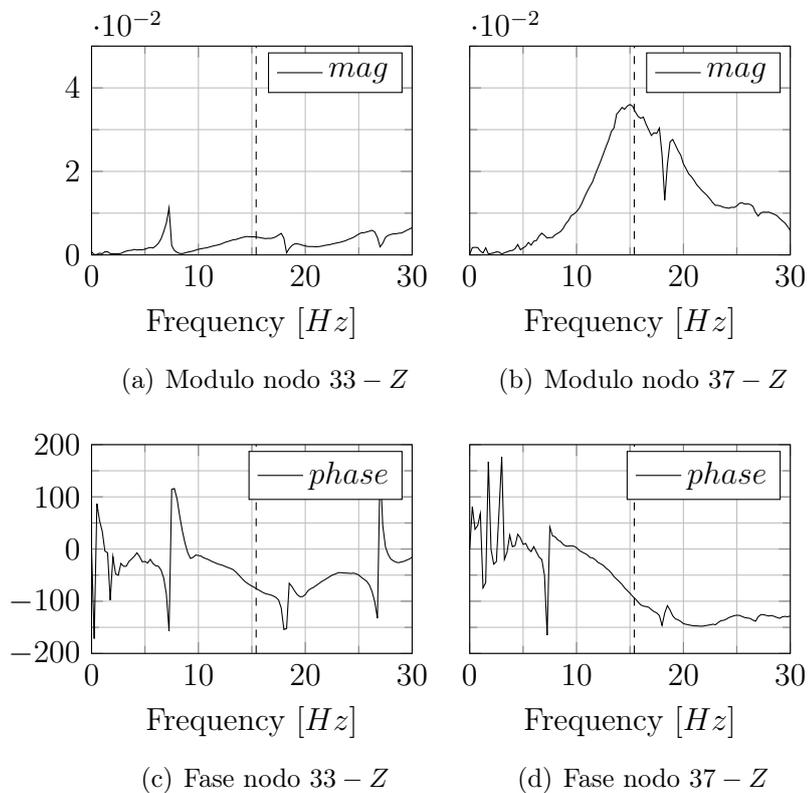


Figura 4.39: Moto di imbardata dello pneumatico rispetto al cerchio (che rimane pressochè fermo)

Il primo modo di vibrare che si trova dall'analisi sembra essere l'imbardata dello pneumatico rispetto al cerchio, denominata solitamente *modo di yaw*. Guardando le FRF però si nota che cerchio e pneumatico sono del tutto simili nella risposta. Considerando le frequenze in cui si riscontrava il modo di *yaw* nel paragrafo 4.2.1 e le frequenze tipiche provenienti da Pacejka, Figura 4.8, si assume che questo movimento non sia un modo di vibrare dello pneumatico sul cerchio, ma una vibrazione del *MotoTireMeter*. Vengono comunque riportate le FRF ricavate.

Figura 4.40: *Modo di imbardata*. Nodi dello pneumatico in mezzeriaFigura 4.41: *Modo di imbardata*. Nodi sul cerchio dello pneumatico

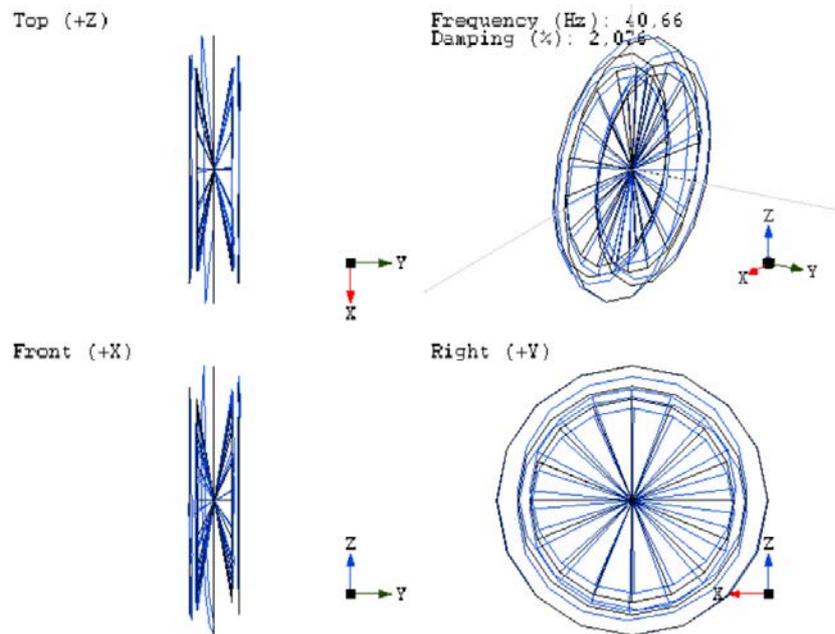
Laterale

Figura 4.42: Spostamento laterale dello pneumatico rispetto al piano stradale

Il secondo modo di vibrare che si trova dall'analisi è un movimento laterale del cerchio e dello pneumatico. Come nel caso precedente però, guardando le funzioni di trasferimento dei nodi sullo pneumatico e sul cerchio, sembrerebbe essere più plausibile un movimento dell'intera macchina piuttosto che un modo di vibrare dello pneumatico.

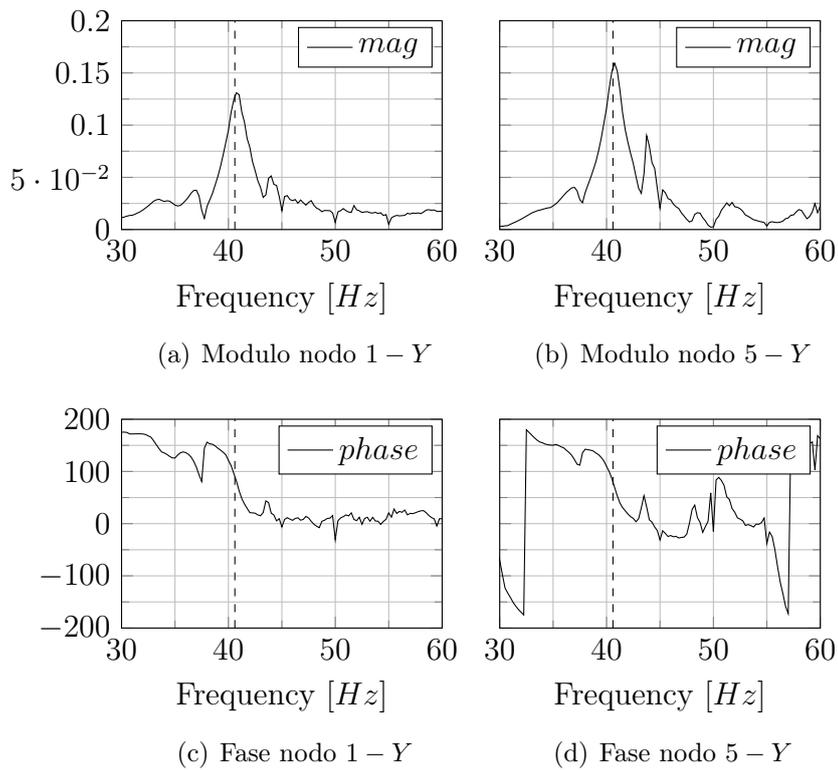


Figura 4.43: Modo laterale
 . Nodi dello pneumatico in mezzeria

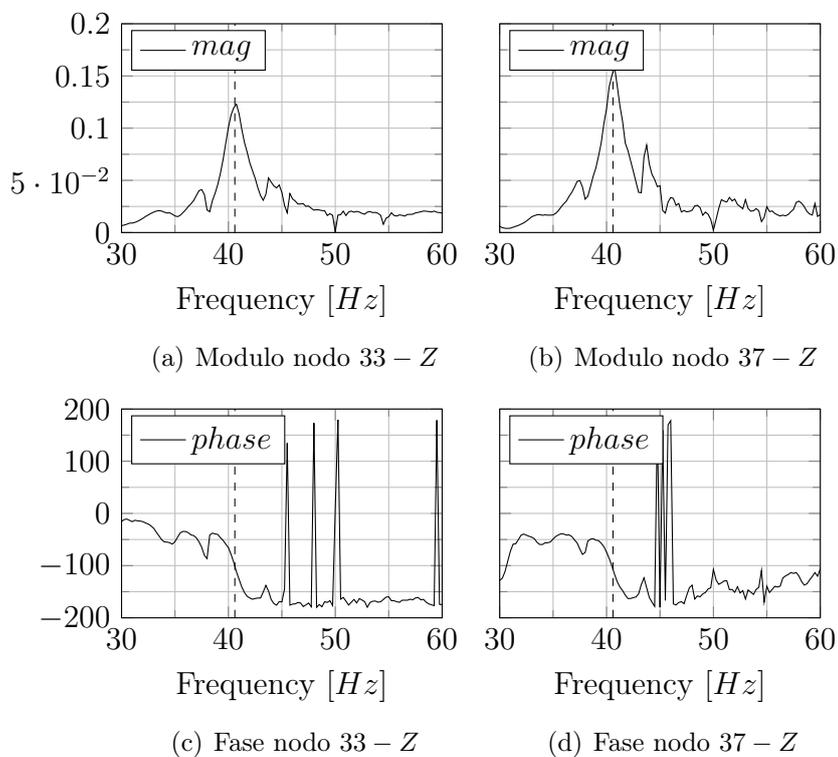


Figura 4.44: Modo laterale. Nodi sul cerchio dello pneumatico

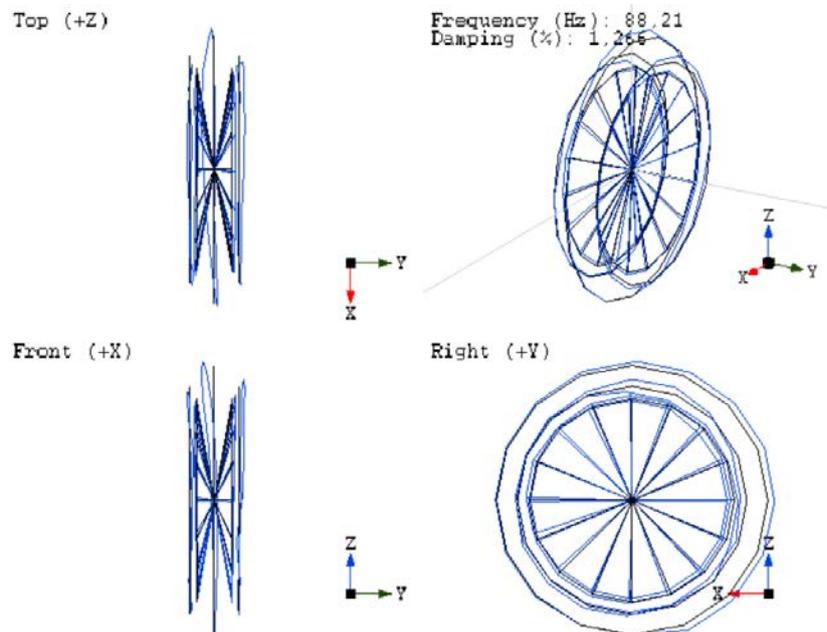
Camber

Figura 4.45: Movimento di sterzo dello pneumatico rispetto al piano stradale

Il terzo picco trovato, intorno agli $88Hz$, potrebbe sembrare un modo di vibrare di *camber*. Dall'animazione di *ModalView* e soprattutto dallo studio delle FRF si nota però un movimento non trascurabile anche del cerchio, perciò anche in questo caso si esclude la possibilità di aver ricavato dei modi di vibrare.

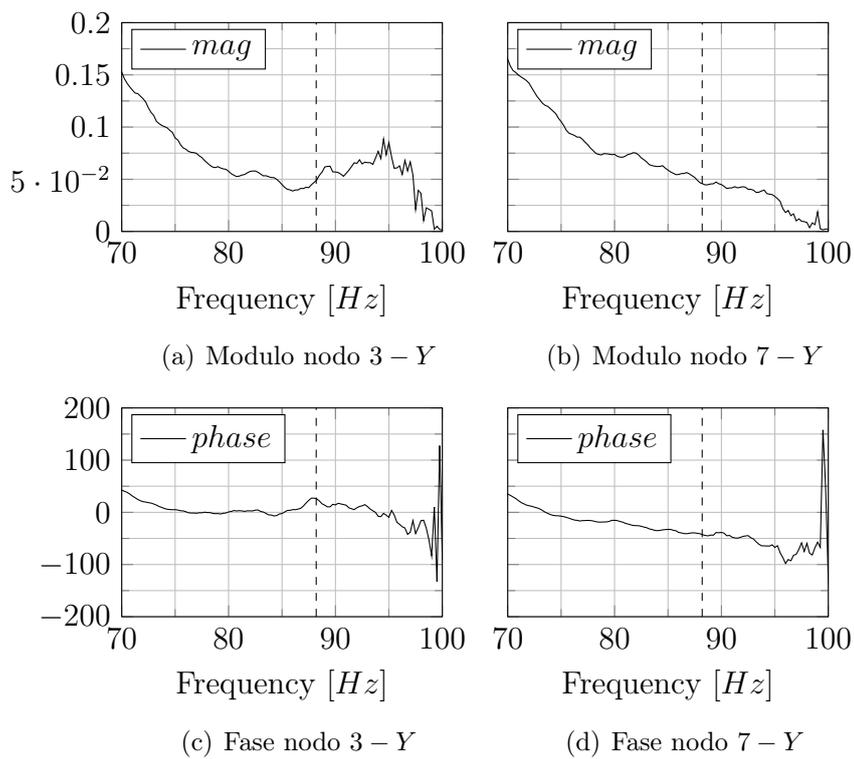


Figura 4.46: *Modo di camber*. Spostamento laterale dei nodi 3 e 7.

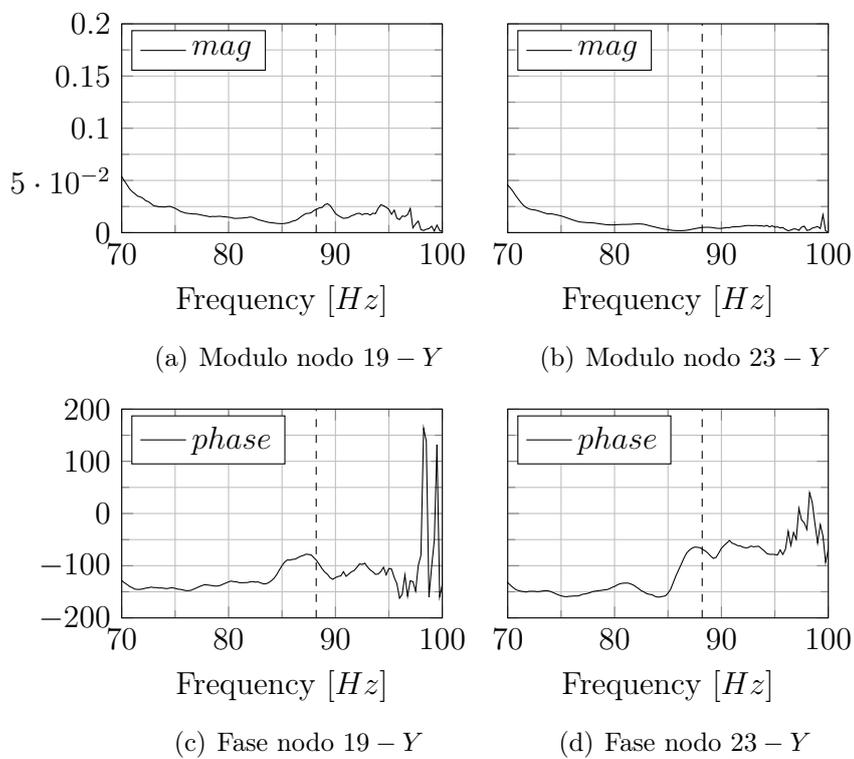


Figura 4.47: *Modo di camber*. Spostamento laterale dei punti sul cerchio 19 e 23.

4.2.3 Conclusione prove modali

Come si può capire dai risultati ottenuti, la prova modale sul *MotoTireMeter* non ha portato ai risultati sperati. Il problema fondamentale risiede nella cedevolezza della struttura, la quale influenza la risposta dello pneumatico e perciò anche la lettura degli accelerometri. L'ipotesi più plausibile per la spiegazione di tali risultati è che la macchina abbia di per sé una struttura "*complicata*", non è quindi ideale utilizzarla con lo scopo di ricavare le micro-risposte dello pneumatico rispetto al cerchio. In più, essendo la struttura molto simile ad un pendolo, il rischio è quello di eccitare il movimento della macchina stessa, andando quindi a misurare la risposta dello pneumatico trascinato dal movimento del cerchio e non il movimento libero dello pneumatico.

Le analisi svolte nel paragrafo 4.2.1 sono risultate ottime. A differenza delle prove realizzate con il *MotoTireMeter*, le prove con il cerchio incastrato alla colonna, sono risultate meno disturbate e ciò ha permesso di studiare eventuali modi di vibrare in un range di frequenze più ampio. Infatti si è passati da $0 \div 100Hz$ agli attuali $0 \div 250Hz$. Perciò le analisi future saranno sicuramente incentrate su questa metodologia di lavoro. Utilizzando la medesima colonna dovrebbe essere possibile migliorare la procedura, inserendo la possibilità di appoggiare lo pneumatico su un piano stradale fittizio, e applicando quindi un certo carico verticale, ricondursi alle analisi modali con pneumatico - *loaded*.

Capitolo 5

MotoTireMeter 2

Come è stato descritto nel Capitolo 1, il gruppo di ricerca MDRG ha sviluppato una seconda macchina per testare gli pneumatici, il *MotoTireMeter-2*. Oltre che a migliorare la macchina precedente, il compito del *MotoTireMeter-2* sarà quello di determinare le tre forze e i tre momenti scambiati dallo pneumatico con il piano stradale, al fine di ricavare i parametri per la creazione dello modello SWIFT. Infatti per determinare tali parametri, sono necessari dei test specifici che prevedono l'attraversamento di una serie di ostacoli opportunamente modellati, controllando durante la prova le forze esercitate dallo pneumatico.

5.1 Verifica ingombri

A differenza del *MotoTireMeter* la nuova macchina non presenta alcun dispositivo di sicurezza. Nel *MotoTireMeter* infatti erano presenti delle colonne in acciaio: in caso di *black-out* improvviso, oppure a causa di una manovra sbagliata dell'operatore, la struttura si appoggia a tali colonne evitando danni a cose e persone. La nuova macchina, essendo anche di recente progettazione, non è provvista di tali sicurezze; il primo aspetto che è stato controllato riguarda l'ingombro spaziale della struttura, per determinare quali possono essere i limiti a cui spingere il *MotoTireMeter-2*. Come si può vedere dalla Figura 1.8, la macchina è adiacente ad una parete; da progetto la macchina dovrebbe compiere un movimento a rollio compreso tra i $-50^\circ \div 50^\circ$. Sempre da progetto, movimento di *side/imbardata* dovrebbe essere compreso tra i $-20^\circ \div 20^\circ$.

Nella Figura 5.1 si può osservare in maniera molto schematica la nuova macchina per la misurazione degli pneumatici durante una prova di rollio. Le misure utilizzate sono state ottenute nel caso peggiore possibile, il giunto cardanico posto a 100cm di altezza non permette l'appoggio sul piano stradale nemmeno ad uno

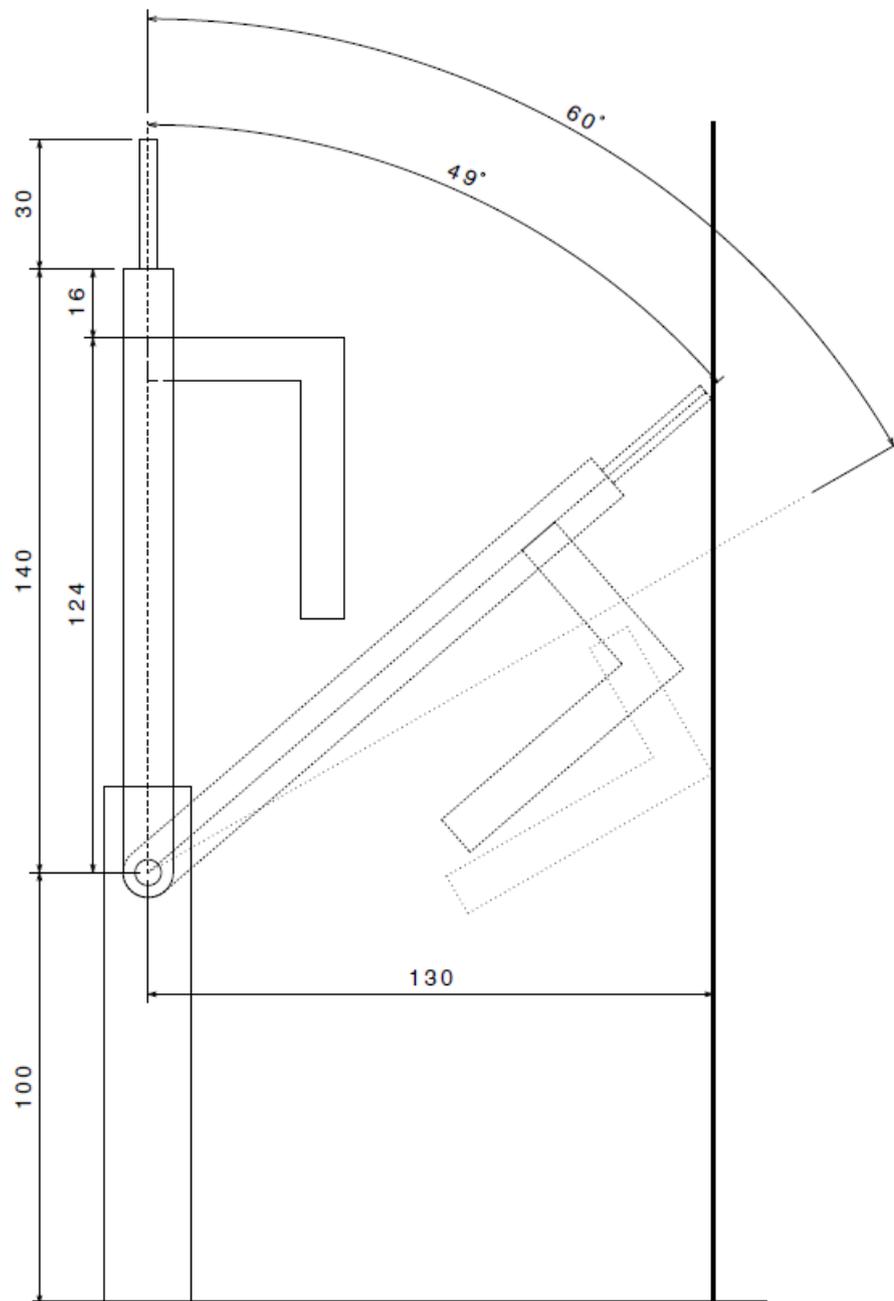


Figura 5.1: *MotoTireMeter-2* durante una prova di rollio

pneumatico di grandi dimensioni come il Metzeler 120/70-19. Il motore elettrico lineare del braccio rotante è completamente esteso, determinando la quotatura di 16cm rispetto alla sommità della capriata. Attraverso un rapido calcolo, conoscendo la distanza dal centro del giunto alla parete, si determina l'angolo massimo di manovra del *MotoTireMeter-2*.

Viene esposto lo schema in quanto si semplifica la visione del problema. Si nota che il motore di *side* limita la corsa della macchina a circa 49° , a quest'angolo però si potrebbe rompere o il motore o le vetrate adiacenti, perciò si consiglia di non oltrepassare i 40° . Sempre in Figura 5.1, viene mostrata un'ulteriore condizione: nel caso peggiore in assoluto la macchina si appoggerebbe al muro attraverso il braccio rotante, con l'inclinazione della macchina prossima ai 60° .

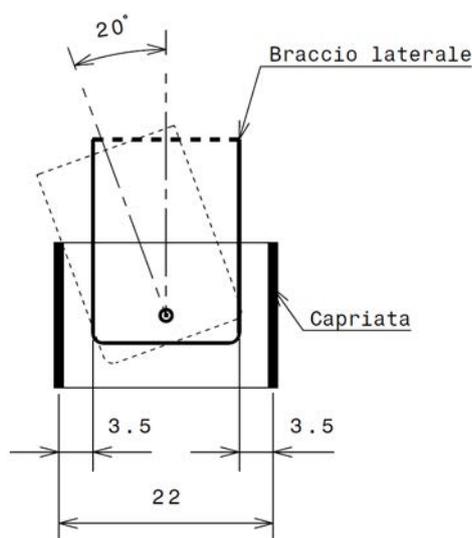


Figura 5.2: *MotoTireMeter-2* durante una prova di *side*

In Figura 5.2, si determina l'angolo massimo che può produrre la macchina durante una prova di *side slip*. Con un angolo di *side* nullo, il braccio rotante è equidistante dalla capriata; ruotando il braccio rotante attorno al perno attraverso un motore elettrico, si raggiunge il punto di contatto tra braccio e capriata dopo una rotazione di 20° . Il range di progetto $-20^\circ \div 20^\circ$ è stato confermato anche se solitamente l'angolo massimo utilizzato si attesta attorno i $6^\circ \div 8^\circ$.

5.2 Verifica moto-riduttori

Il *MotoTireMeter-2* è provvisto di tre motori elettrici:

- SM 2863-5155, è il motore per la movimentazione della macchina a rollio;

- SM 2861-5055, è il motore per la movimentazione del braccio laterale in *side*;
- LMR-1, motore/attuatore lineare per lo spostamento verticale del solo braccio laterale.

5.2.1 LMR-1

In fase di progettazione, l'intera struttura doveva essere sollevata o abbassata da un sistema pneumatico agente sulle colonne di sostegno, come è stato spiegato nel Paragrafo 1.3. Questo sistema aveva il compito di allineare l'asse di rollio facendolo passare approssimativamente nel centro del toroide, e contemporaneamente applicare il carico desiderato dall'utente per la prova dello pneumatico. Una volta realizzata la struttura si sono manifestati dei problemi, che sono concatenati tra loro: 1) l'oscillazione di pressione dell'impianto dell'aria del laboratorio rende difficile l'attuazione pneumatica, provocando improvvisi abbassamenti dell'intera struttura; 2) l'eccessivo attrito generato tra i pistoni pneumatici delle colonne, blocca improvvisamente il pistone impedendogli di terminare la corsa desiderata (e quindi generando un posizionamento errato). Per questi problemi si è deciso di non utilizzare il sistema pneumatico, così come era stato progettato: si allinea l'asse di rollio con il centro del toroide tramite le colonne pneumatiche, che poi vengono bloccate impedendo abbassamenti della struttura. L'attuatore lineare, che da progetto doveva solamente contribuire ad un allineamento verticale, viene utilizzato per generare il carico verticale desiderato. L'LMR-1 possiede una corsa di 100mm , e riesce a sopportare un carico assiale di 1300N ; è stato scelto questo particolare attuatore per riuscire a testare varie tipologie (quindi dimensioni) di pneumatici. Non sfruttando più il sistema pneumatico, questo attuatore non ha abbastanza corsa necessaria per il montaggio di pneumatici di grandi dimensioni come nel caso del Metzeler 120/70-19.

5.2.2 SM 2861-5055

Il motore SM 2861-5055 è stato scelto per movimentare il braccio laterale durante le prove di *side slip*. Le caratteristiche di questo motore sono riportate in Figura 5.3.

Agganciato al motore si trova un riduttore epicicloidale a gioco ridotto, modello: LC 120 2 50.

Il motore che muove il braccio laterale per creare il movimento di imbardata è dimensionato correttamente, infatti allo spunto il motore riesce a generare una

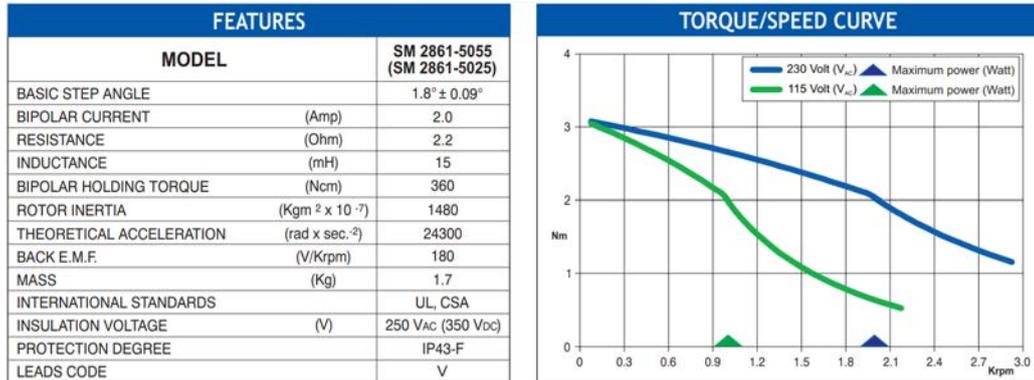


Figura 5.3: Caratteristiche del motore elettrico che genera il movimento di imbardata.

Modello	LC 120 2 50
Gear ratio	50
Max output torque	120
Gear stage	2
Efficiency	94
Backlash [arcmin]	8'

Tabella 5.1: Riduttore epicicloidale

coppia in uscita dal riduttore pari a $C_L = C_M \cdot k \cdot \eta = 3 \cdot 50 \cdot 0.94 = 141 Nm$. Visto che il *MotoTireMeter-2* misurerà solamente pneumatici motociclistici con generazione di momenti di imbardata relativamente piccoli, l'SM 2861-5055 è stata la scelta corretta.

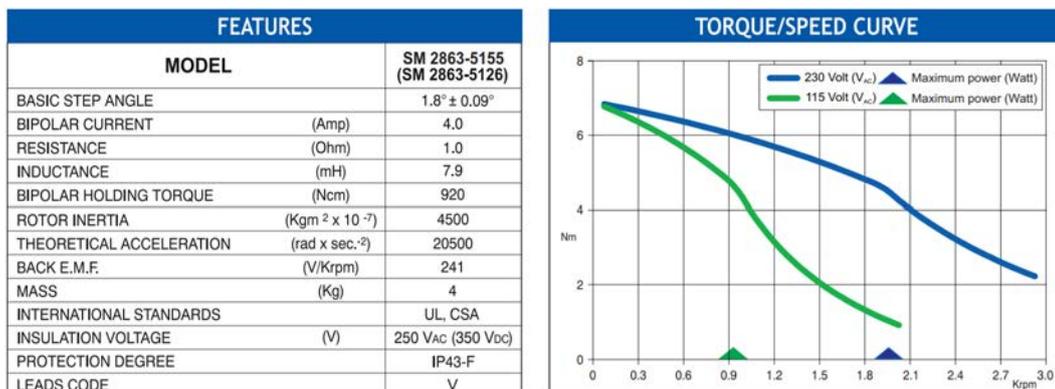


Figura 5.4: Caratteristiche del motore elettrico che genera il movimento di rollio.

5.2.3 SM 2863-5155

Il motore SM 2863-5155 è stato scelto per movimentare l'intera struttura in rollio. Il *MotoTireMeter-2* è formato dalla capriata dal peso approssimativo di $150kg$ e dal braccio laterale dal peso di $30kg$, per un totale di $180kg$ complessivi. In Figura 5.4 sono riportate le caratteristiche tecniche del motore; si nota che allo stallo il motore genera circa $7Nm$ di coppia e ben $6Nm$ ad una velocità di rotazione di $900rpm = 94rad/s$. Il motore è stato accoppiato ad un riduttore, formato da due riduttori a vite senza fine:

- W 110 1/56;
- VF 49 7.

Vengono espone le principali caratteristiche del riduttore utilizzato, in Tabella 5.2.

Modello	W 110 1/56	VF 49 7	Totale
Gear ratio	56	7	392
Static-efficiency	41	70	29
Dynamic-efficiency	72	86	62

Tabella 5.2: Caratteristiche peculiari del riduttore utilizzato

Vengono riportati in Figura 5.6 le caratteristiche del *datasheet* dei riduttori utilizzati.

Per determinare se il dimensionamento è stato effettuato correttamente è necessario stimare il centro di massa della struttura. Facendo riferimento alla 5.1, è chiaro aspettarsi che il baricentro di tale struttura sia spostato verso destra, ossia verso il braccio laterale. Attraverso CATIA V5 è stato determinato che il baricentro si trova ad un'altezza di $800mm$ dal giunto cardanico, e spostato di circa $170mm$ verso il braccio laterale. Il segmento che unisce il baricentro con l'origine degli assi (posizionati sul centro del giunto) ha una lunghezza di $l_G = \sqrt{0.8^2 + 0.17^2} = 0.82m$, tale segmento forma un angolo pari a 12° e verrà chiamato γ_0 . La coppia che deve esercitare il motore, per vincere la forza peso della struttura durante una prova in rollio è:

$$C_M = \frac{m_G \cdot g \cdot l_G \cdot \sin(\gamma_0 + \gamma)}{\eta \cdot k}$$

dove:

- m_G è il peso totale della struttura pari a $180kg$;

- l_G è la lunghezza del segmento che unisce lo *zero* del sistema di riferimento e il baricentro;
- k è il rapporto di riduzione;
- η è l'efficienza del riduttore.

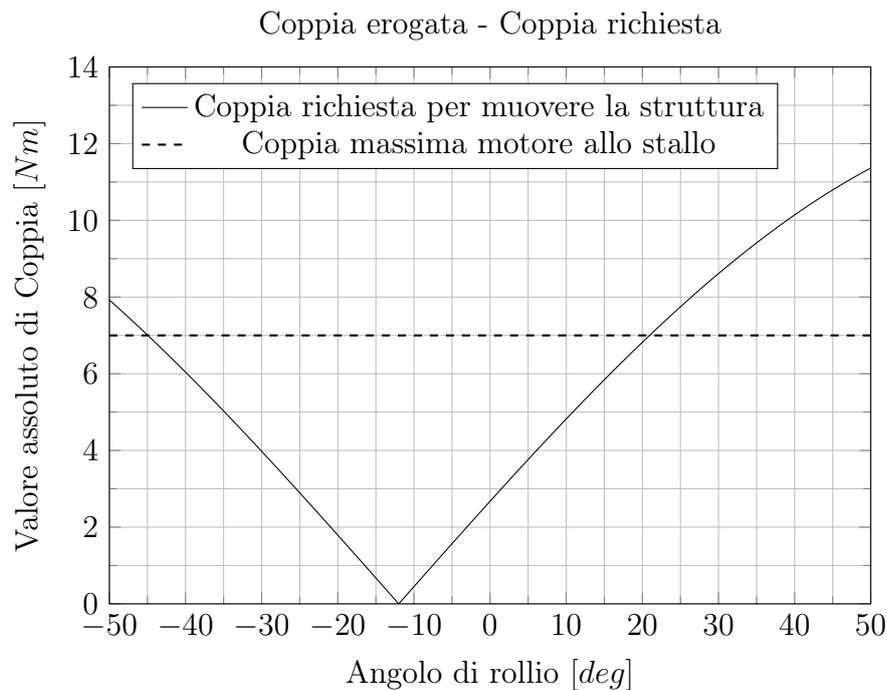


Figura 5.5: La coppia allo stallo del motore pari a $7Nm$, viene superata dalla coppia resistente prodotta dal carico ad un angolo di rollio γ nell'intorno di $22^\circ \div 25^\circ$

Il grafico in Figura 5.5 riporta l'andamento della coppia richiesta al motore in condizioni di stallo, cioè con motore fermo. Come si può vedere, in un determinato angolo, la coppia erogata dal motore non è sufficiente per contrastare quella resistente del carico. Questi dati sono supportati da ciò che succede nella realtà: il *MotoTireMeter-2* riesce a risollevarsi, con angoli di rollio positivi (con il braccio verso la vetriata) se minori di 20° ; mentre con angoli di rollio negativi (inclinato verso il centro della disco rotante) è in grado di risollevarsi anche a -30° (angolo massimo raggiunto fino ad ora). L'asimmetria della macchina favorisce perciò il movimento per angoli di rollio negativi, mentre per angoli positivi, il peso proprio della struttura grava maggiormente sul motore. In tabella 5.2 si trova il valore dell'efficienza statica, ma anche quella dinamica. Infatti è evidente che con il riduttore in funzione l'efficienza cresce rispetto al momento di stallo. Questo aspetto può essere determinante per spiegare il comportamento del

MotoTireMeter-2: quando la macchina viene inclinata con un angolo di rollio positivo, ad esempio di 30 gradi, come detto non è in grado di ritornare ad angoli inferiori. Facendo però una lieve forza sulla capriata, il motore riesce a superare la coppia resistente del carico. Questo comportamento è dovuto all’innalzamento dell’efficienza del moto, per cui il motore riesce a trasmettere più potenza al carico.

VF 49 - VFR 49															
88 Nm															
i	η_s %	$n_1 = 2800 \text{ min}^{-1}$						$n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$							
		n_2 min ⁻¹	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	R_{n1} N	R_{n2} N	η_d %	n_2 min ⁻¹	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	R_{n1} N	R_{n2} N	η_d %		
		VF 49													
VF 49_7	7	70	400	41	2.0	400	950	88	200	54	1.3	400	1170	86	169
VF 49_10	10	65	280	44	1.5	400	1140	86	140	59	1.0	400	1410	84	
VF 49_14	14	59	200	49	1.2	400	1310	84	100	65	0.90	400	1630	81	
VF 49_18	18	55	156	44	0.87	400	1520	82	78	59	0.60	400	1890	78	
VF 49_24	24	50	117	47	0.73	400	1670	79	58	63	0.50	400	2110	75	
VF 49_28	28	43	100	56	0.78	400	1740	75	50	74	0.55	400	2170	71	
VF 49_36	36	39	78	52	0.59	400	1970	72	39	69	0.42	400	2460	67	
VF 49_45	45	35	62	49	0.46	400	2180	69	31	65	0.33	400	2725	63	
VF 49_60	60	30	47	44	0.34	400	2480	64	23.3	59	0.25	400	3100	58	
VF 49_70	70	28	40	41	0.28	400	2650	61	20.0	55	0.21	400	3150	54	
VF 49_80	80	25	35	41	0.25	400	2780	59	17.5	54	0.19	400	3150	52	
VF 49_100	100	22	28.0	37	0.20	400	3050	54	14.0	49	0.13	400	3150	47	
VF 49															
$n_1 = 900 \text{ min}^{-1}$ $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$															
VF 49_7	7	70	129	61	0.97	400	1370	85	71	74	0.67	400	1670	83	169
VF 49_10	10	65	90	64	0.75	400	1670	82	50	74	0.49	400	2060	80	
VF 49_14	14	59	64	71	0.61	400	1920	78	36	78	0.39	400	2400	75	
VF 49_18	18	55	50	68	0.47	400	2190	75	27.8	74	0.30	400	2730	72	
VF 49_24	24	50	38	68	0.36	400	2480	71	20.8	74	0.24	400	3090	68	
VF 49_28	28	43	32	82	0.41	400	2540	67	17.9	88	0.26	400	3180	63	
VF 49_36	36	39	25.0	75	0.31	400	2880	63	13.9	80	0.20	400	3450	59	
VF 49_45	45	35	20.0	71	0.25	400	3190	59	11.1	78	0.17	400	3450	55	
VF 49_60	60	30	15.0	64	0.19	400	3300	53	8.3	69	0.12	400	3450	49	
VF 49_70	70	28	12.9	60	0.16	400	3300	50	7.1	69	0.11	400	3450	46	
VF 49_80	80	25	11.3	58	0.14	400	3300	47	6.3	59	0.09	400	3450	43	
VF 49_100	100	22	9.0	52	0.11	400	3300	42	5.0	59	0.08	400	3450	38	

(a)

W 110 - WR 110															
830 Nm															
i	η_s %	$n_1 = 2800 \text{ min}^{-1}$						$n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$							
		n_2 min ⁻¹	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	R_{n1} N	R_{n2} N	η_d %	n_2 min ⁻¹	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	R_{n1} N	R_{n2} N	η_d %		
		W 110													
W 110_7	7	71	400	445	20.7	1200	3710	90	200	500	11.8	1200	5020	89	169
W 110_10	10	67	280	490	16.1	1200	4650	89	140	550	9.3	1200	6190	87	
W 110_15	15	60	187	535	12.0	1200	5770	87	93	600	7.0	1200	7590	84	
W 110_20	20	61	140	510	8.7	1200	6790	86	70	570	5.0	1200	8000	84	
W 110_23	23	59	122	480	7.1	1200	7430	86	61	540	4.1	1200	8000	83	
W 110_30	30	45	93	625	7.5	1200	7780	81	47	700	4.4	1200	8000	77	
W 110_40	40	46	70	595	5.5	1200	8000	80	35	670	3.2	1200	8000	76	
W 110_46	46	44	61	535	4.3	1200	8000	79	30	600	2.6	1200	8000	74	
W 110_56	56	41	50	535	3.7	1200	8000	76	25.0	600	2.2	1200	8000	72	
W 110_64	64	38	44	470	2.9	1200	8000	74	21.9	530	1.7	1200	8000	70	
W 110_80	80	34	35	420	2.2	1200	8000	71	17.5	470	1.3	1200	8000	66	
W 110_100	100	30	28.0	410	1.8	1200	8000	67	14.0	460	1.1	1200	8000	62	
W 110															
$n_1 = 900 \text{ min}^{-1}$ $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$															
W 110_7	7	71	129	540	8.3	1200	6040	88	71	595	5.2	1200	7680	86	169
W 110_10	10	67	90	590	6.5	1200	7410	86	50	655	4.1	1200	8000	84	
W 110_15	15	60	60	645	4.9	1200	8000	83	33	710	3.1	1200	8000	80	
W 110_20	20	61	45	615	3.5	1200	8000	82	25.0	675	2.2	1200	8000	79	
W 110_23	23	59	39	580	2.9	1200	8000	81	21.7	640	1.9	1200	8000	77	
W 110_30	30	45	30	755	3.2	1200	8000	74	16.7	630	2.1	1200	8000	70	
W 110_40	40	46	22.5	720	2.3	1200	8000	73	12.5	795	1.5	1200	8000	68	
W 110_46	46	44	19.6	645	1.9	1200	8000	71	10.9	710	1.2	1200	8000	66	
W 110_56	56	41	16.1	645	1.6	1200	8000	68	8.9	710	1.1	1200	8000	63	
W 110_64	64	38	14.1	570	1.3	1200	8000	65	7.8	630	0.86	1200	8000	60	
W 110_80	80	34	11.3	505	0.98	1200	8000	61	6.3	560	0.65	1200	8000	56	
W 110_100	100	30	9.0	495	0.82	1200	8000	57	5.0	545	0.56	1200	8000	51	

(b)

Figura 5.6: Caratteristiche tecniche dei riduttori utilizzati. Si ricorda che il *MotoTireMeter-2* utilizza il VF-49-7 e il W-110-56.

5.3 Cella di carico a 6 assi

Il *MotoTireMeter*, come si è potuto vedere, era dotato di solamente tre celle di carico che misurano: 1) la forza laterale generata dallo pneumatico, 2) il momento M_z di imbardata e 3) il momento M_y . Per migliorare tale macchina, si è deciso di utilizzare una cella di carico a sei assi prodotta dall'azienda *SMART Mechanical - spin off* del Politecnico di Milano. La cella di carico è una versione *speciale* in quanto è sprovvista di elettronica interna, infatti, la lettura dei ponti estensimetrici verrà affidata agli strumenti di *National Instruments*

Ogni celle di carico montata sul *MotoTireMeter* si collegava ad un canale di un modulo *NI-9237* posizionato sulla *c-DAQ National Instruments*. Per ogni modulo sono disponibili quattro canali, perciò era sufficiente un modulo per l'acquisizione dati. La cella di carico a sei assi ha un sistema di acquisizione diverso. Infatti, i moduli *National Instruments* sono collegati alla cella attraverso un cavo, che in prossimità dei moduli si ramifica in sei connettori *RJ44*. Il produttore, ad ogni connettore ha associato un canale di acquisizione (*ch1, ch2, ch3, ch4, ch5, ch6*), e su ogni cavo è chiaramente indicato tale codice. Per collegare la cella di carico alla *c-DAQ* servono quindi due moduli *NI-9237*. A differenza delle celle di carico monoassiali del *MotoTireMeter*, un canale non corrisponde ad una forza o ad un momento: per ottenere tali valori bisogna essere in possesso della matrice di calibrazione della specifica cella. Infatti vale la seguente legge:

$$\{F\} = [M] \cdot \{\Delta V\}$$

Dove:

- F è il vettore colonna contenente ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$);
- ΔV è il vettore colonna contenete le differenze di potenziale letto dai canali (*ch1, ch2, ch3, ch4, ch5, ch6*);
- M è la matrice di calibrazione 6×6 ;

$$M = \begin{bmatrix} 9177.4 & 446361.9 & 4399.1 & -222769.4 & 7498.2 & -223439 \\ -392256 & -3152.8 & -403574 & -2450.2 & -399472.6 & -5599.9 \\ -4164.5 & 2292.4 & 11324.8 & -364521.6 & -7606.6 & 368903 \\ 24375.1 & 133.1 & -12206.1 & 652.7 & -12630.5 & -574.1 \\ -244.2 & 24031 & -385.8 & 24479.6 & -330.4 & 23881.1 \\ -52.6 & -82.0 & -21592.2 & 33.9 & 21711.7 & 419.1 \end{bmatrix}$$

Si può intuire facilmente che ha estrema importanza conoscere la posizione dei vari canali. Infatti, non è necessario seguire un'indicazione su come posizionare i canali della cella nei vari canali dei moduli (anche se è consigliato seguire un ordine semplice da ricordare), ma è importante seguire lo schema che si è scelto. Il passaggio successivo al posizionamento dei canali, è quello di dichiarare in *LabView* l'ordine che si è deciso, in Tabella 5.3 viene indicato l'ordine scelto durante il lavoro di tesi.

<i>Canale modulo National Instrumens</i>	<i>Canale della cella di carico</i>
Mod1 / CH0	ch1
Mod1 / CH1	ch2
Mod1 / CH2	ch3
Mod1 / CH3	ch4
Mod2 / CH2	ch5
Mod2 / CH3	ch6

Tabella 5.3: Ordine di acquisizione dei canali provenienti dalla cella di carico.

Una volta selezionato l'ordine corretto di lettura dei canali, utilizzando il programma di acquisizione dati si può procedere con delle misurazioni. La cella di carico che in questo momento è montata sul mozzo ruota, durante questo lavoro di tesi è stata smontata e inviata all'azienda produttrice a causa di un mal funzionante. Il problema che è stato riscontrato è la rottura di un estensimetro della raggiera, quest'ultimo è stato sostituito e la cella ricalibrata completamente (circa due mesi di lavoro). Di seguito verranno illustrati delle semplici verifiche che sono state eseguite in laboratorio, sotto le indicazioni del professore Massimiliano Gobbi, docente del politecnico di Milano e referente per la cella di carico a sei assi in possesso al gruppo di ricerca MDRG.

5.3.1 Verifiche sul funzionamento della cella

1) Nel caso in cui la cella di carico non stia acquisendo dei valori corretti, si deve ricontrollare di aver inserito la matrice di calibrazione esatta; in seguito si verifichi che l'ordine dei canali proveniente dalla cella di carico e collegati ai moduli *NI-9237*, sia lo stesso che è indicato in *LabView*. 2) Se il punto precedente è esatto, si deve verificare la lettura istantanea dei canali della cella: la lettura sarà riferita in mV/V in quanto si sta determinando la tensione su un ponte di *Wheatstone*. In questa fase, si deve testare la cella a due carichi noti (esempio 10 e 20 kg), sugli assi X, Y e Z. È importante controllare l'andamento dei valori

di tensione sui ponti estensimetrici, infatti, se tale valore è fisso su $\pm 25mV/V$ il problema può essere all'interno della cella o nel cablaggio, in quanto quest'ultima tensione è il fondo scala dei moduli *NI-9237*. 3) Per controllare se siano presenti rotture nel cablaggio o nella cella si deve verificare la continuità di corrente con un multimetro tra la porta RJ e il connettore MIL. Per questo compito è necessario seguire la documentazione riportata nella Figura 5.7.

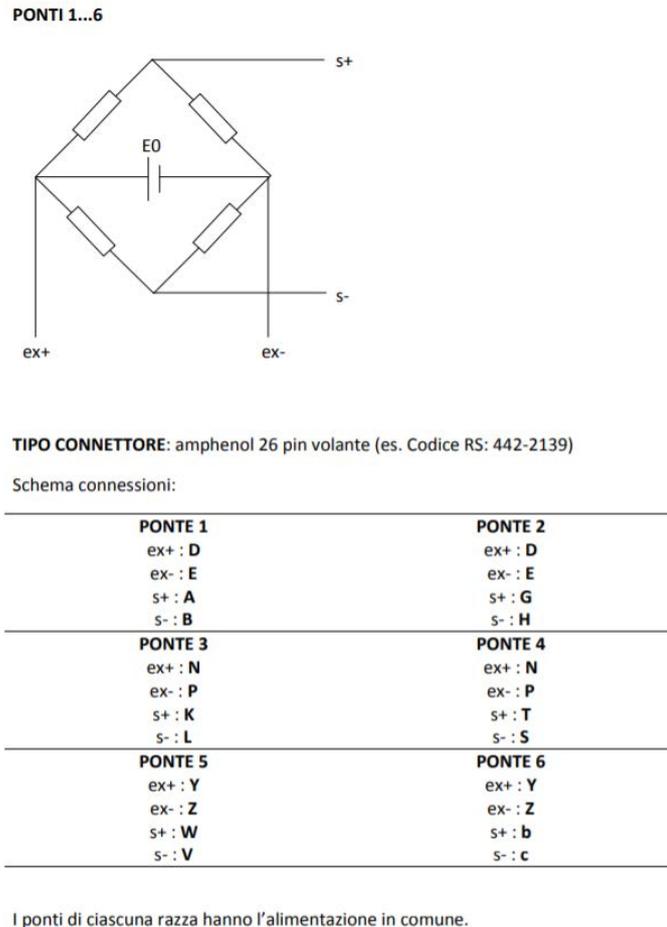


Figura 5.7: Ponti estensimetrici presenti in ogni canale.

Considerato che la cella in possesso è *speciale* in quanto non è presente l'elettronica interna, per questo i ponti estensimetrici hanno l'alimentazione in comune. Questo vuol dire che sui canali pari non servirà testare la continuità dei canali $EX+$ ed $EX-$.

4 Nel caso in cui il cablaggio non dovesse segnalare una discontinuità, si proceda con la misurazione delle resistenze dei ponti estensimetrici. Con un multimetro, ci si posiziona sul connettore maschio MIL e si segua lo schema riportato in Figura 5.7, testando la resistenza tra $EX+$ / $EX-$ e $S+$ / $S-$. Considerato il fatto che la cella ha le alimentazioni in comune, si dovrà verificare di ottenere

una resistenza di 180 Ohm su $EX + / EX -$, mentre tra $S + / S -$ una resistenza di 360 Ohm.

Nel caso questi test dessero risultati negativi, il problema sarebbe da ricercare all'interno della cella e quindi sarebbe necessario contattare il prof. Gobbi o *SMARTMechanical*.

5.4 Verifica attendibilità dati

Quanto detto fino ad ora, aveva l'obbiettivo di dare una visione globale del *MotoTireMeter-2*, in modo da capire il funzionamento della macchina e i problemi riscontrati durante l'utilizzo. Ad esempio, come è stato discusso nella Sezione 5.2, il moto-riduttore che dovrebbe muovere l'intera macchina a rollio non è stato dimensionato correttamente. Questo problema limita il campo di utilizzo in rollio della macchina, che passa da $-50^\circ \div 50^\circ$ progettuali, ai $-20^\circ \div 20^\circ$ reali. Per quanto riguarda le prove di *side*, il *range* di utilizzo progettuale pari a $-6^\circ \div 6^\circ$ è stato confermato.

Come si può vedere in Figura 1.8(a), il *MotoTireMeter-2* ha le seguente disposizione degli assi: l'asse Z entrante nel piano stradale, l'asse X longitudinale e rivolto al contrario del senso del moto, mentre l'asse Y (laterale) viene determinato attraverso una terna destro-gira.

5.4.1 Terna di riferimento

Come si è spiegato in Figura 1.6, il *MotoTireMeter* determina la forza laterale attraverso una cella di carico vincolata tra il terreno e la struttura della macchina, perciò l'asse Y è in una terna fissa che non subisce rotazioni nè di *camber*, nè di *imbardata*. Nel *MotoTireMeter-2*, la cella di carico a sei assi è posizionata all'interno del mozzo ruota, perciò durante una prova di *camber* o di *imbardata* le componenti delle forze e dei momenti saranno riferite alla terna della cella di carico, cioè una terna in rotazione. Per ottenere dei risultati corretti e utilizzabili nel confronto tra le due macchine, si dovranno utilizzare delle matrici di rotazione per riportare i dati acquisiti ad una terna di riferimento fissa al piano stradale.

La teoria delle trasformazioni afferma che per determinare la matrice di trasformazione che descrive una serie di più rotazioni, è fondamentale conoscere l'ordine con cui esse sono avvenute. Le rotazioni che può compiere la macchina sono solamente due, *rollio* e *imbardata*. L'*imbardata*, lungo l'asse Z, è effettuata lungo l'asse del braccio laterale, che perciò è considerato mobile rispetto alla terna di partenza. Il *rollio*, invece, viene eseguito lungo l'asse X; a differenza del prece-

dente, questo asse non ruota con la macchina, in quanto le colonne sono fissate al terreno. Questo vuol dire che la rotazione finale corretta, pensando di far variare in una prova sia il *camber* che il *side*, è ottenuta dalla moltiplicazione delle matrici di rotazione nel seguente ordine: $R_x \cdot R_z$. La matrice di rotazione R_x :

$$\text{La matrice di rotazione } R_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma \\ 0 & \sin \gamma & \sin \gamma \end{bmatrix}$$

$$\text{La matrice di rotazione } R_z = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\text{Perciò } R = R_x \cdot R_z = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ \cos \gamma \cdot \sin \alpha & \cos \alpha \cdot \cos \gamma & -\sin \gamma \\ \sin \alpha \cdot \sin \gamma & \cos \alpha \cdot \sin \gamma & \cos \gamma \end{bmatrix}$$

Moltiplicando questa matrice per un vettore colonna, formato dalle componenti di forza o momento riferite al sistema ruotato, si determinano le componenti di tale vettore nel sistema di riferimento fisso. Nel programma *Matlab* creato per compensare la rotazione della cella, è implementato il seguente metodo per la determinazione di forze e momenti nel sistema assoluto. Attraverso un unico passaggio si ottiene:

$$[\{F\}, \{M\}]_{fissi} = [R] \cdot [\{F\}, \{M\}]_{ruotati}$$

5.4.2 Allineamento iniziale

Come è stato descritto nel capitolo 3, anche in questo caso è necessario spiegare come viene allineata la macchina prima di procedere a qualsiasi test. Prima di accendere i motori, a pneumatico alzato, si allinea il braccio laterale come descritto in Figura 5.2, cioè cercando di equi-distanziare le pareti del braccio laterale dal foro della capriata di 35mm. Dopo aver avviato *NImax* sul PC, con i motori accesi si procede all'azzeramento dei riferimenti; sul *MotoTireMeter-2* non sono presenti *encoder* nei moto-riduttori e perciò manca la retro-azione sulla posizione del motore. Questo particolare è molto importante, infatti durante il *reset* del *MotoTireMeter* i motori dovevano essere spenti per ricevere il segnale di zero della posizione, senza entrare in conflitto con l'*encoder*. Per il *MotoTireMeter-2* la pro-

cedura di *reset* non è altro che un azzeramento del conteggio degli *step del motore* e perciò può essere fatto a motore acceso. Dopodiché, si procede con i controlli manuali ad allineare il *MotoTireMeter-2* cercando di raggiungere la posizione di *camber* nullo. Una volta effettuati i due allineamenti, è fondamentale posizionare l'asse di rollio orizzontalmente al terreno, cercando di farlo passare il più vicino possibile al centro del toroide dello pneumatico. Per fare questo posizionamento è necessario utilizzare il sistema ad aria compressa. Una volta determinata la posizione più consona dei giunti cardanici, si dovrà cercare di bloccare la corsa del sistema pneumatico con degli appositi spessori. Questo perché, a causa delle fluttuazioni dell'aria compressa del laboratorio, il sistema non garantisce il bloccaggio verticale della posizione della struttura.

Giunti a questo punto, si può partire con l'acquisizione dati ricordando che il programma *LabView* per l'utilizzo del *MotoTireMeter-2*, ha un'interfaccia uguale a quella del programma per il *MotoTireMeter* spiegata nel Capitolo 3.

5.4.3 Dati sperimentali

In questa sezione verranno illustrati i risultati ottenuti attraverso il *MotoTireMeter-2*, confrontandoli con i dati relativi allo stesso pneumatico testato con il *MotoTireMeter*. Nelle figure che seguiranno saranno riportate le curve relative al *MotoTireMeter-2* con la relativa banda di incertezza, mentre i dati del *MotoTireMeter* verranno riportati tramite una linea tratteggiata. In base alle celle di carico presenti sul *MotoTireMeter* verranno confrontati: la forza laterale in funzione dell'angolo di *side*, la forza laterale in funzione dell'angolo di rollio, il momento auto-allineante M_z in funzione di *side* e *rollio*.

Forza laterale - Side

Per come è stata progettata la macchina, la prova di imbardata è sicuramente la meno problematica da effettuare. Infatti, dopo essersi assicurati di aver ottenuto un buon allineamento iniziale, si può procedere con l'acquisizione dati. In Figura 5.8 si possono vedere i dati acquisiti a differenti carichi, si è cercato di ottenere una forza verticale che fosse paragonabile a quella presente con il *MotoTireMeter*.

Si procede ora al confronto dei dati, utilizzando un carico per volta, in modo da garantire la rappresentazione grafica migliore. In Figura 5.9 si può osservare come le due curve hanno un andamento comparabile. Bisogna però notare una certa differenza tra la misurazione delle macchine, anche se i dati provenienti dal *MotoTireMeter-1* sono contenuti nella banda di incertezza del *MotoTireMeter-2*. Questa differenza potrebbe dipendere dal fatto che, durante la prova con il

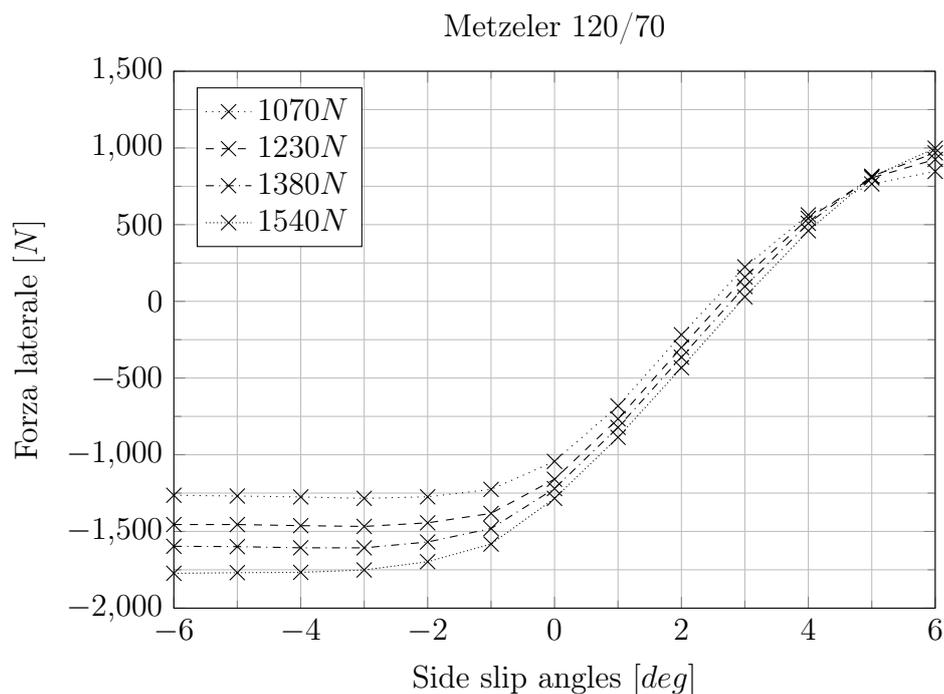


Figura 5.8: Dati ottenuti attraverso il *MotoTireMeter-2* a differenti carichi verticali.

MotoTireMeter, è più difficile controllare il carico applicato. Per questo è stato graficato, in Figura 5.10, l'andamento del carico verticale da $-6^\circ \div 6^\circ$, che conferma quanto detto in precedenza. Si può concludere che il *MotoTireMeter-2* offre un'acquisizione prossima al più rodato *MotoTireMeter*, a patto di determinare una posizione di allineamento della macchina tale da non produrre variazioni nel carico verticale.

Forza laterale - Roll

Dopo aver osservato il comportamento dello pneumatico durante una manovra di imbardata, si ricavano gli andamenti della forza laterale al variare del rollio. Per le forze laterali in funzione dell'angolo di imbardata si è appreso che l'allineamento della macchina, per quanto riguarda imbardata e *camber*, è un fattore fondamentale. Nel caso delle prove a rollio esso diventa ancora più importante, infatti entra in gioco un ulteriore parametro che è il posizionamento dell'asse di rollio. Quest'ultimo dovrebbe passare nel centro del toroide per evitare variazioni di carico e/o deformazioni indesiderate dello pneumatico. Nella Figura 5.11 sono riportati i dati acquisiti dalla cella di carico durante il rollio. Anche in questo caso verranno separate le curve per permettere un controllo nel dettaglio, come si può osservare in Figura ??

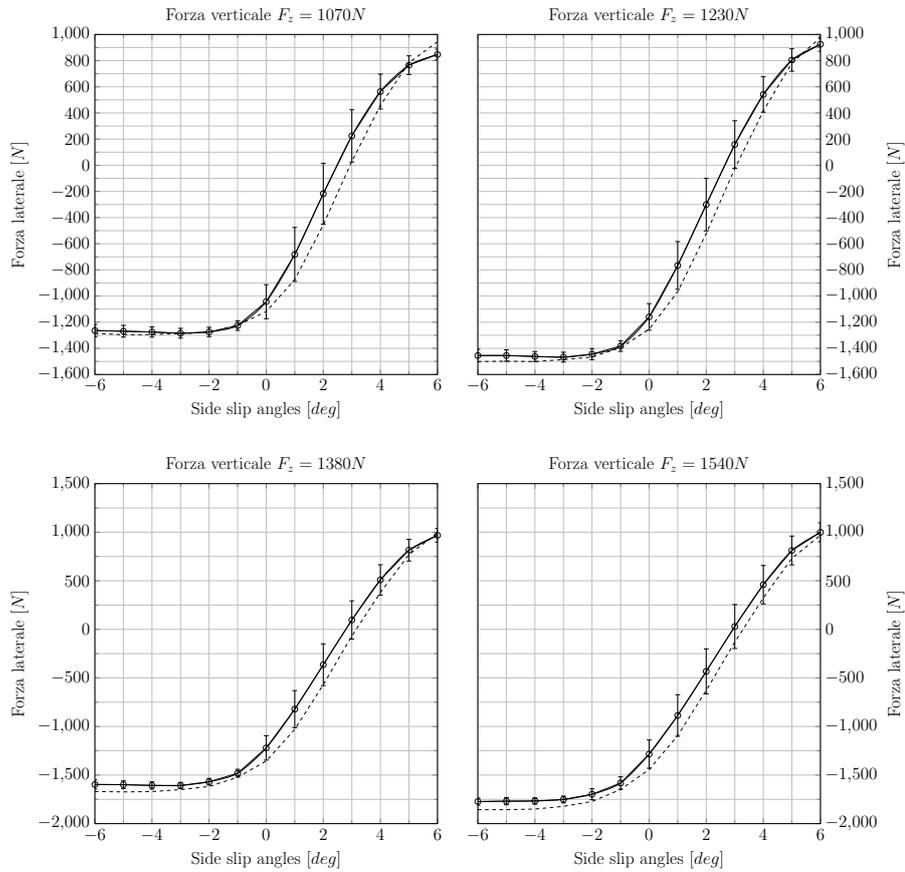


Figura 5.9: Confronto dei dati ottenuti dalle due macchine per la misurazione degli pneumatici

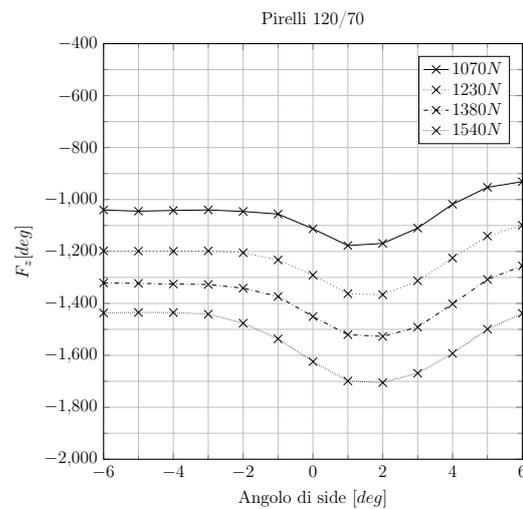


Figura 5.10: Andamento del carico verticale al variare dell'angolo di *side*

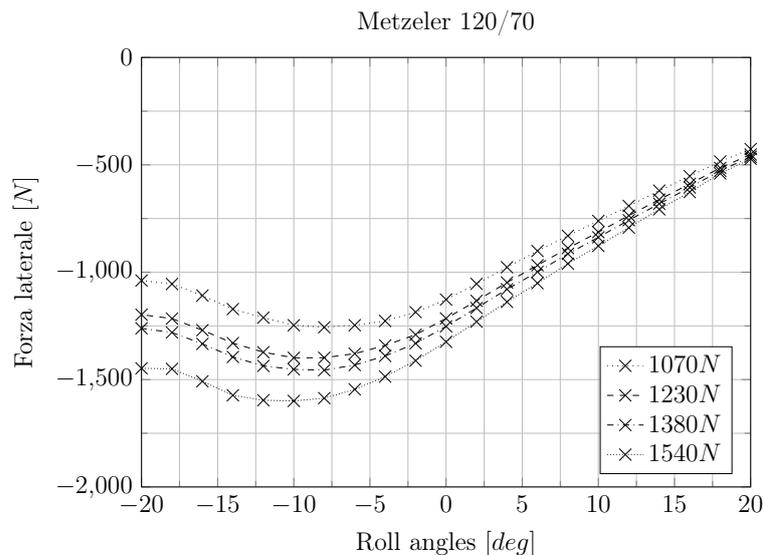


Figura 5.11: Analisi dei dati per le prove a rollio, variazione della forza laterale in funzione del *camber*.

Come si può vedere nella Figura 5.13 il posizionamento della macchina e il suo allineamento non sono stati eseguiti correttamente, anche se è stato cercato di ottenere il risultato migliore possibile. Infatti, si può osservare un incremento della forza verticale di circa $350N$ dall'angolo di rollio massimo alla condizione di partenza. Invece nella Figura 5.12 si osserva che l'andamento delle curve tra il *MotoTireMeter* e il *MotoTireMeter-2* è molto diverso. Questo comportamento si spera possa essere ricondotto alla variazione eccessiva del carico verticale. Durante il tempo a disposizione in questa tesi, si è cercato di determinare una procedura che permettesse un miglioramento della macchina proprio sotto questo aspetto, ma non si è giunti ad una conclusione. Per questo motivo le prove rispetto alla variazione del *camber*, come il momento disallineante non sono state prese in considerazione per la validazione della macchina *MotoTireMeter*.

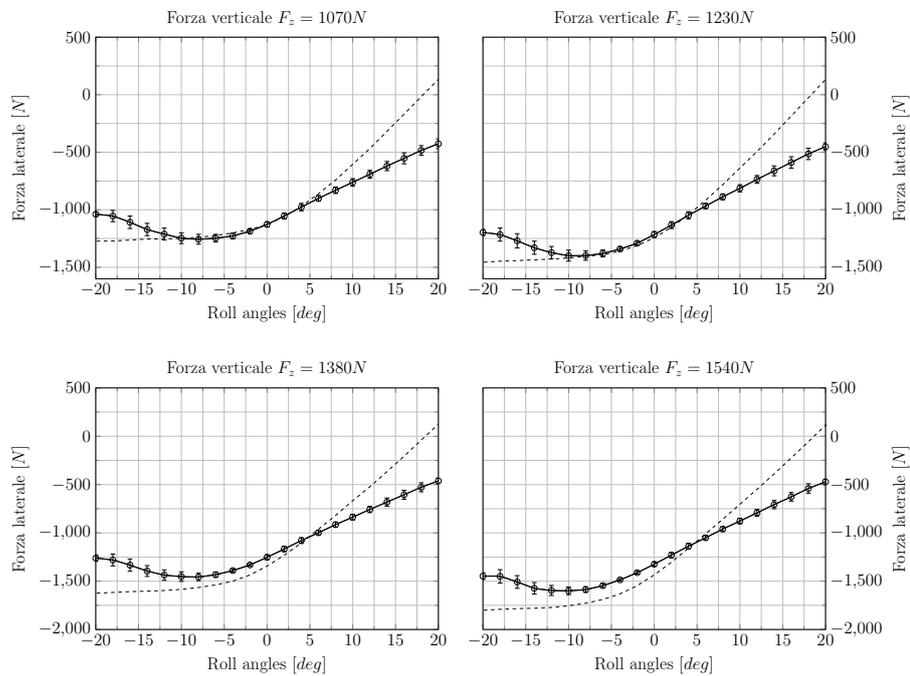


Figura 5.12: Confronto dei dati ottenuti dalle due macchine per la misurazione degli pneumatici

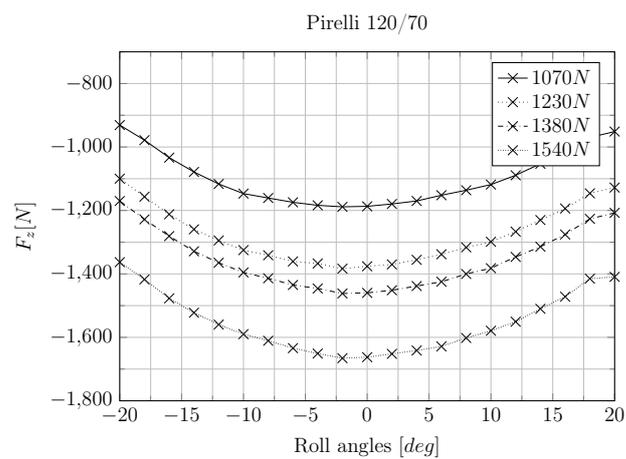


Figura 5.13: Andamento del carico verticale al variare dell'angolo di rollio

Momento autoallineamento - Side

L'ultima analisi proposta è quella del momento auto-allineante, infatti si determina attraverso la prova di *side* che è risultata affidabile. Il momento torsionale-disallineante non verrà discusso, infatti si basa sulle prove di rollio e come si è appena dimostrato tali prove presentano dei problemi non ancora risolti. Nel Capitolo 3, in particolare in Figura 3.19, si è discusso del momento M_z al variare del *side* e rollio; in questo caso si è definito come *singolare* il momento prodotto dal *MotoTireMeter* in quanto non segue gli andamenti studiati e determinati in letteratura. L'ipotesi che era stata fatta prevedeva che lo pneumatico fosse rovinato, oppure che il *MotoTireMeter* non avesse misurato correttamente questo momento. Si può controllare con il *MotoTireMeter-2* se l'andamento rimane uguale a quello in Figura 3.19 oppure se è stata la prima macchina a restituire dei risultati errati a causa, magari, della scarsa rigidità della struttura.

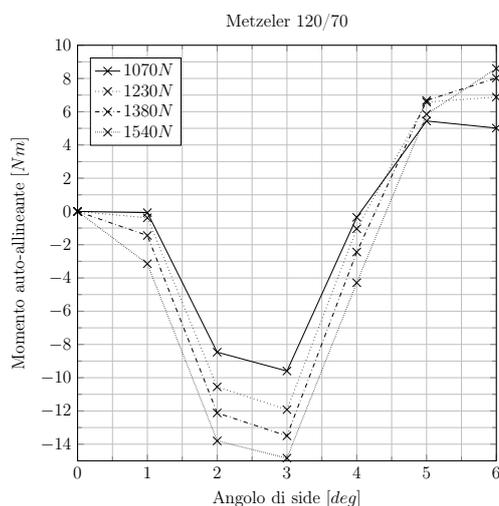


Figura 5.14: Andamento del momento auto-allineante al variare dell'angolo di *side*

L'andamento del momento auto-allineante ricavato da questa prova rispecchia quanto si apprende dalla letteratura, questa non è pienamente una conferma né del comportamento dello pneumatico, né della validazione del *MotoTireMeter-2*. Ottenere però un andamento di questo tipo sottolinea come questa nuova macchina possa migliorare le acquisizioni dei dati degli pneumatici per il gruppo di ricerca MDRG.

Capitolo 6

Conclusioni

L'obiettivo principale di questo lavoro di tesi è stato quello di determinare una procedura sperimentale che potesse aiutare il gruppo di ricerca MDRG a sviluppare una modellazione *SWIFT* dello pneumatico. Il modello *SWIFT* (Short Wavelength Intermediate Frequency Tire) è un miglioramento dei modelli precedenti, *MFTire* e *String*, in quanto si riesce ad utilizzare la *Magic Formula* e la *Unsteady magic Formula*, aggiungendo il comportamento dinamico dello pneumatico rispetto al fondo stradale. Questo modello considera lo pneumatico formato da un *rim* (cerchio) rigido, collegato ad una *belt* esterna anch'essa rigida, attraverso delle rigidezze e degli smorzatori; la *belt* esterna viene agganciata anch'essa al fondo stradale tramite la stessa tipologia di elementi, riuscendo a modellare in questo modo lo scambio di forze presente tra lo pneumatico e il piano stradale. Proprio per come è realizzata la struttura di questo modello, si può pensare di determinare il comportamento dello pneumatico ad una frequenza massima attorno ai $100Hz$; un miglioramento notevole se si considera che il modello a stringhe raggiungeva solamente i $10Hz$. Per utilizzare questo tipo di modello, è necessario determinare sperimentalmente il valore dei parametri attraverso: 1) dei test sullo pneumatico per studiarne la variazione delle forze e dei momenti al variare degli *slip*, nonché altri parametri tipici degli pneumatici; 2) l'analisi modale per la determinazione dei modi di vibrare (frequenza, smorzamento, rigidezze e masse modali) dello pneumatico rispetto al cerchio, o meglio, della *belt* rispetto al *rim*; 3) test sullo pneumatico per determinarne la risposta dinamica all'attraversamento degli scalini (*cleats*). Per quanto riguarda l'analisi del comportamento dello pneumatico al variare degli *slip*, si utilizza la macchina progettata e costruita interamente dal gruppo di ricerca dell'Università di Padova, il *MotoTireMeter*. Attraverso tre celle di carico si possono misurare la forza laterale F_y , il momento di auto-allineamento M_z e il momento di beccheggio M_y , quest'ultimo solitamente

utilizzato per determinare l'avancorsa dello pneumatico. Attraverso questa macchina sono state testate quattro tipologie di pneumatici, riuscendo a misurare la variazione della forza laterale e del momento auto-allineante M_z , in funzione dell'angolo di *side* (imbardata) e di *camber* (rollio), a differenti carichi verticali. Attraverso una nuova procedura è stato calcolato il raggio effettivo di rotolamento dello pneumatico, determinando la sua variazione per diversi carichi verticali. Successivamente, attraverso questi dati, si è potuto ottenere un parametro importante: il fattore correttivo per il *camber* ε_γ . Quest'ultimo è stato definito per la prima volta nel *Brush Model* e viene utilizzato anche in altri modelli per modellare soprattutto le manovre di sterzo. L' ε_γ nasce a causa della diversa composizione degli pneumatici automobilistici e motociclistici, che ne influenza il comportamento rispetto ad un parametro importante come il *camber*. Gli pneumatici per autovetture non riescono a generare forze al variare dell'angolo di rollio, mentre nelle motociclette questa azione si può dire essere fondamentale. Per questo motivo il parametro sopracitato è uno negli pneumatici automobilistici e prossimo allo zero su quelli per motocicli. In questa tesi si è voluto determinare tale parametro testando gli pneumatici motociclistici, osservando che il valore di ε_γ cambia da pneumatico a pneumatico restando però sempre molto vicino allo zero.

Una volta ricavati questi valori, si è passati allo studio dei modi di vibrare dello pneumatico. Prendendo spunto dalle analisi compiute da Pacejka si volevano indagare i primi quattro modi di vibrare: yaw/camber, torsionale, laterale e longitudinale/verticale. Le prove modali sono state effettuate agganciando la ruota ad una colonna in acciaio ed eccitandola sia lateralmente, cioè sulla spalla dello pneumatico, che radialmente cioè sulla mezzeria. Lo pneumatico è stato diviso in ottanta nodi, posizionati a gruppi di sedici: sulla mezzeria, sulla spalla destra, su quella sinistra, sul cerchio destro e sul cerchio sinistro. Si è deciso di prendere in considerazione anche gli spostamenti dei nodi del cerchio in modo da essere certi di osservare il moto dello pneumatico su di esso e non un movimento rigido dei due. Attraverso queste analisi si sono riusciti a determinare i quattro modi, sia nelle prove radiali che laterali; confrontando le frequenze ottenute per uno stesso modo di vibrare si è determinato un errore attorno all'1% rispetto alla frequenza. Attraverso il *MotoTireMeter* si è cercato di produrre un'analisi modale a ruota caricata, cioè appoggiata al piano stradale e soggetta ad un carico verticale; l'idea era di utilizzare la macchina di misura degli pneumatici simulando, il più fedelmente possibile, le condizioni di carico di una ruota montata su di una motocicletta. Le analisi modali, in questa situazione di carico, non hanno però portato ad alcun risultato concreto a causa della complessità della struttura del *MotoTireMeter*. I risultati sono stati scartati in quanto, attraverso il *software*

LabView si è potuto capire che il movimento dello pneumatico non era altro che il trascinarsi del cerchio per opera della stessa struttura. Per questo motivo si è preferito non proseguire con l'analisi dei modi di vibrare sul *MotoTireMeter*, in quanto difficilmente si sarebbe potuta migliorare la misurazione.

Per definire totalmente i parametri del modello SWIFT, è necessaria la conoscenza della risposta dinamica dello pneumatico, sottoposto ad un'eccitazione tramite un gradino opportunamente sagomato. Per determinare tale risposta, però, è fondamentale misurare le tre componenti della forza durante il sorpasso dell'ostacolo; come è stato detto precedentemente, il *MotoTireMeter* non è in grado di ottenere tali misurazioni, per cui il gruppo di ricerca ha deciso di sviluppare una nuova macchina per la misurazione degli pneumatici dotata di una cella di carico a sei assi. Visto che la macchina è di recente costruzione, il lavoro di questa tesi si è concentrato anche sulla validazione di questa macchina, chiamata *MotoTireMeter-2*. Durante il suo utilizzo sono sorti alcuni problemi, ed indagando a fondo si è scoperto che il moto-riduttore utilizzato non è sufficiente per la movimentazione della struttura, infatti il motore risulta essere sottodimensionato. Il problema principale risiede però nella scelta del riduttore, infatti è stato acquistato un riduttore formato da due *stage* a vite senza fine; questo tipo di riduttore, in particolare nel caso di rapporto di trasmissione elevato, ha dei rendimenti molto bassi. Un altro fattore negativo riguarda la limitazione di coppia in ingresso/uscita; anche sostituendo il motore con uno con maggior coppia allo spunto, si sarebbe comunque limitati dalla coppia massima in ingresso/uscita del riduttore. Questo significa che per movimentare la macchina ai limiti progettuali di rollio (50°), sarebbe necessario non solo l'acquisto di un motore più potente, ma anche di un riduttore che sopporti tale coppia. Proseguendo con le analisi della macchina, si è riscontrato un errore sulla cella di carico, che si è rivelato essere dovuto alla rottura di un estensimetro interno. Quest'ultimo è stato sostituito e la cella ricalibrata dal produttore (SMARTMechanical).

Per quanto riguarda le prove effettuate sugli pneumatici si è concluso che quelle di *side* forniscono valori paragonabili al *MotoTireMeter*, mentre quelle di rollio sono problematiche in quanto riportano degli andamenti completamente diversi da quelli acquisiti dalla prima macchina. Questo problema non è stato ancora risolto, sarà compito del gruppo di ricerca indagare approfonditamente tale situazione.

Con questo lavoro di tesi si è riusciti, in primo luogo, a ricavare una serie di nuove procedure per la caratterizzazione degli pneumatici e per un futuro studio del gruppo di ricerca sulla determinazione dei parametri tipici del modello SWIFT; in secondo luogo sono stati individuati e poi risolti degli errori sulla nuova macchina

di misurazione degli pneumatici. In questo modo, sono state ottenute le prime misurazioni su uno pneumatico, riuscendo a validare attraverso il *MotoTireMeter* quelle relative al *side*.

Bibliografia

- [1] Vittore Cossalter. *Motorcycle dynamics*. Lulu. com, 2006.
- [2] Enrico Cappelletti. Progettazione di un braccio strumentato per la macchina di misura degli pneumatici. 2014.
- [3] David JN Limebeer and Matteo Massaro. *Dynamics and optimal control of road vehicles*. Oxford University Press, 2018.
- [4] Hans Pacejka. *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2005.
- [5] Tarek Jomaa. Implementation of control and acquisition system for a tire machine. 2017.
- [6] V Cossalter, A Doria, R Lot, N Ruffo, and M Salvador. Dynamic properties of motorcycle and scooter tires: Measurement and comparison. *Vehicle system dynamics*, 39(5):329–352, 2003.
- [7] Alberto Doria and Luca Taraborrelli. Out-of-plane vibrations and relaxation length of the tyres for single-track vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 230(5):609–622, 2016.
- [8] A Doria. Experimental modal analysis of motorcycle tires. In *3rd international conference on identification in engineering systems*, pages 108–117, 2002.

