

**POLITECNICO DI MILANO**

Scuola di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Magistrale in  
Ingegneria Meccanica



**SVILUPPO DI UN MODELLO DI SINTESI DELLA DINAMICA  
LONGITUDINALE DI UN AUTOVEICOLO E IDENTIFICAZIONE DEI SUOI  
PARAMETRI**

Relatore: Prof. Federico CHELI

Tesi di Laurea di:

Andrea CASALI Matricola 739987

Anno Accademico 2011 - 2012

*Alla mia famiglia*

# Indice

<b>Premessa</b>	4
<b>Introduzione</b>	5
<b>Capitolo 1 – L’impianto frenante</b>	7
1.1 Descrizione dell’impianto frenante	7
1.2 Componenti principali dell’impianto frenante	8
1.2.1 Pedale del freno	9
1.2.2 Servofreno a depressione	10
1.2.3 Pompa idraulica tandem	15
1.2.4 Configurazione circuito frenante	16
1.2.5 Elementi frenanti	17
1.3 Curva di ripartizione ideale frenata	18
1.4 Il sistema EBD	21
1.5 Il sistema ABS	23
<b>Capitolo 2 – Contatto pneumatico – strada</b>	26
2.1 Il modello di Coulomb	26
2.2 Il modello a spazzola	27
2.3 Magic Formula	30
<b>Capitolo 3 – Caratterizzazione sperimentale freni</b>	33
3.1 Veicolo impiegato per le prove di frenata	33
3.2 Prove di frenata	35
3.2.1 Frenata statica	37
3.2.2 Frenata progressiva	39
3.2.3 Frenata a pressione costante (colpo di freno)	41
3.2.4 Frenata di emergenza	42
3.3 Analisi dati sperimentali	43
<b>Capitolo 4 – Modellazione</b>	46
4.1 Modello semplificato dell’autoveicolo	46
4.2 Equazioni alla base del modello	48
4.3 Schema Simulink del modello	57
4.4 Validazione modello	58

<b>Capitolo 5 – Tecniche di identificazione</b>	60
5.1 Identificazione servofreno	60
5.2 Identificazione coefficiente di attrito elementi frenanti ( $\mu$ )	62
5.3 Identificazione parametri J C K veicolo	65
5.3.1 Identificazione rigidità equivalente iniziale	68
5.3.2 Identificazione momento di inerzia equivalente iniziale	69
5.3.3 Identificazione smorzamento equivalente iniziale	69
5.3.4 Risultati identificazione	70
5.3.5 Validazione modello	71
5.4 Identificazione principali coefficienti Magic Formula	75
5.4.1 Analisi di sensibilità	80
5.4.2 Validazione modello	83
<b>Capitolo 6 – Conclusioni</b>	85
6.1 Risultati	85

## Premessa

Il presente lavoro di tesi è stato effettuato nell'ambito di una collaborazione aziendale svolta tra ottobre 2011 e luglio 2012 presso la Unit Control Systems & Performances facente parte dell'ente Chassis, nella divisione Product Research del Centro Ricerche Fiat di Orbassano (To). Tale Unit si occupa dello sviluppo e integrazione su veicolo di sistemi di controllo dell'autotelaio e della messa a punto e valutazione delle performance handling, ride comfort e freni. L'ente Chassis è costituito da altre due Unit che presidiano rispettivamente la progettazione delle sospensioni e l'allestimento di veicoli prototipati. Nell'esperienza affrontata e nella stesura della tesi sono stato affiancato dall'ingegner Marco Pesce, che ha ricoperto il ruolo di tutor aziendale.



# Introduzione

L'attività di modellazione e simulazione nel campo della dinamica del veicolo va assumendo una importanza sempre crescente in campo industriale perché permette la diminuzione dei tempi e dei costi di sviluppo. Accade che, nella formulazione e nello sviluppo di modelli matematici che permettano di studiare il comportamento direzionale e la stabilità di un veicolo, la tentazione iniziale è, forse, quella di creare un modello molto accurato, nella speranza di poter descrivere quasi tutti i fenomeni dinamici che intervengono durante il moto del veicolo stesso. Purtroppo, modelli molto accurati sono anche estremamente complicati, sia nella formulazione matematica, che nella interpretazione dei risultati. Inoltre, coinvolgono molti parametri difficilmente rilevabili con precisione e questo fatto può rendere inutile l'elevata accuratezza del modello. Un'automobile è un sistema dinamico complesso, il cui corpo principale ha sei gradi di libertà. A questi vanno poi aggiunti i gradi di libertà dovuti agli spostamenti relativi delle altre masse all'interno del veicolo come motore, assi, ruote. Per comprendere i principali aspetti della dinamica del veicolo automobile è conveniente, in alcune fasi dell'attività di sviluppo, rifarsi a modelli semplici, con pochissimi gradi di libertà, ma che permettono ugualmente di descrivere gli aspetti salienti del moto, anche se solo in particolari condizioni di impiego. Si tratta di modelli ormai classici, ma che si sono rivelati molto utili per la definizione precisa di concetti quali, per esempio, sovra-sottosterzo, velocità critica, stabilità. Nella definizione dei vari modelli non esiste una soluzione ottimale, ma solo vari compromessi fra semplicità e completezza.

Questo lavoro di tesi nasce presso la divisione "dinamica del veicolo" del Centro Ricerche FIAT (C.R.F) con l'intento di andare ad identificare un modello di sintesi della dinamica longitudinale e dell'impianto frenante di un autoveicolo, che soddisfi i seguenti requisiti:

- implementazione del modello in ambiente *Matlab/simulink*;
- livello di complessità minima sufficiente a cogliere le dinamiche di decelerazione e beccheggio nella gamma dei moti di cassa in manovre di frenatura;
- possibilità di identificare i parametri del modello da prove strumentate standard per la caratterizzazione della frenatura come ad esempio:
  - frenate a pressione costante (a vari livelli di decelerazione);
  - frenate progressive;
  - frenate impulsive;
  - frenate statiche.

Il lavoro di sviluppo del modello semplificato dell'autoveicolo è proceduto di pari passo con l'analisi di acquisizioni sperimentali di prove di frenatura che ne hanno permesso la validazione. Sono inoltre state definite tecniche di identificazione dei parametri alla base delle equazioni del modello, qualora questi non dovessero essere disponibili. È questo il caso dello studio di vetture della concorrenza di cui non si conoscono nei particolari i dettagli costruttivi, oppure di diagnostica sperimentale di veicoli in fasi di sviluppo. Per la diagnostica sperimentale di veicoli in fase di sviluppo l'identificazione dei parametri di un modello di sintesi in alcuni casi è di aiuto

nell'individuare le cause di eventuali anomalie di comportamento del veicolo in prova. Il modello di sintesi consente agevolmente di effettuare parametrizzazioni sulle principali caratteristiche funzionali dei sottosistemi del veicolo, e quindi di fare analisi di sensibilità e capire l'influenza di un certo parametro sul comportamento del veicolo, risultando un valido strumento a supporto dell'esperienza pratica dei test engineer e dei collaudatori. È sempre bene avere presenti le ipotesi fatte nello sviluppo di un certo modello matematico. Si eviterà così di impiegare il modello in modo inappropriato, cioè per studiare casi che non verificano adeguatamente le ipotesi fatte. Inoltre si saprà meglio dove agire per modificare il modello e permettergli di coprire una più vasta gamma di casi. Il modello di riferimento per la valutazione del livello di approssimazione ottenuto è stato un modello multibody, sviluppato anch'esso in ambiente *matlab/simulink*, inclusivo di tutti i principali sottosistemi di un veicolo, tra i quali anche un modello dettagliato di impianto frenante.

La tesi risulta essere organizzata come segue:

- nel capitolo 1 si descrive un impianto frenante classico per autovettura ed i principali organi che lo costituiscono;
- nel capitolo 2 si richiamano i concetti fondamentali alla base dei principali modelli di contatto tra pneumatico e strada;
- nel capitolo 3 si presentano le varie tipologie di prove di frenata messe a disposizione del C.R.F.;
- nel capitolo 4 si presenta in dettaglio il modello di sintesi della dinamica longitudinale e dell'impianto frenante sviluppato;
- nel capitolo 5 sono proposte delle tecniche di identificazione dei parametri alla base del modello di sintesi sviluppato, qualora questi non dovessero essere disponibili;
- nel capitolo 6 si valida il modello di sintesi sviluppato mediante confronto tra i risultati numerici del modello di simulazione e i dati derivanti da prove sperimentali riferite ad un veicolo di cui si ipotizza di non conoscere i dettagli costruttivi.

# Capitolo 1

## L'impianto frenante

*Nella prima parte di questo capitolo introduttivo si andrà brevemente a descrivere un impianto frenante classico per autovettura ed i principali organi che lo costituiscono. Segue poi un richiamo alla curva di ripartizione di frenata ideale, al sistema EBD e ABS.*

### 1.1 Descrizione dell'impianto frenante

E' notevole l'importanza che ha un impianto frenante nell'uso di un autoveicolo al fine di controllare opportunamente la sua velocità. Le funzioni, a cui esso deve assolvere a seconda delle condizioni di utilizzazione del veicolo, possono sostanzialmente essere sintetizzate in tre punti [1]:

- arresto d'emergenza, con decelerazione più elevata possibile, compatibile con l'aderenza disponibile;
- controllo della velocità con intervento pressoché continuativo del freno, anche se con momenti frenanti modesti: è il caso tipico del mantenimento di velocità costante su una discesa prolungata;
- assicurare l'arresto di stazionamento del veicolo parcheggiato in pendenza.

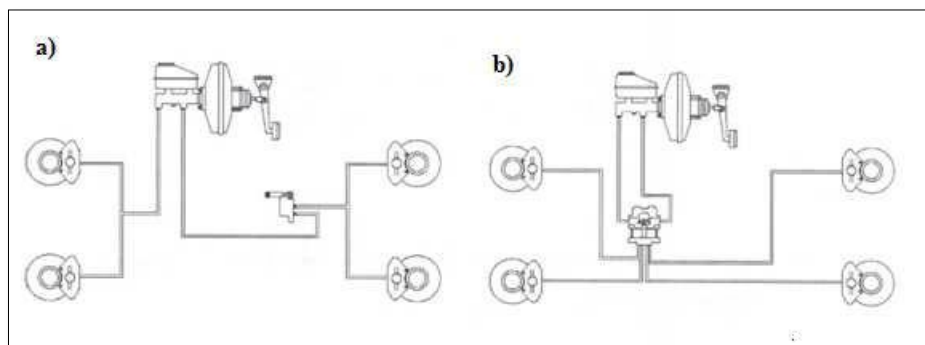
La frenatura delle autovetture è normalmente ottenuta mediante freni meccanici ad attrito azionati idraulicamente. La logica secondo la quale tali freni agiscono è quella di trasformare l'energia cinetica e potenziale posseduta dal veicolo in energia termica, proprio grazie all'attrito che si viene a creare durante la frenatura tra superfici in movimento relativo. L'energia termica acquistata dal freno, dovrà poi essere ceduta all'aria circostante per convezione.



## 1.2 Componenti principali dell'impianto frenante

L'impianto frenante tradizionale rappresentato in figura 1.1a risulta costituito da una serie di organi disposti in serie a valle del pedale del freno:

- servofreno, il quale permette di amplificare la forza esercitata dal guidatore sul pedale del freno in modo da generare un'azione frenante adeguata alle varie situazioni di guida;
- pompa doppia, la quale alimenta i condotti del circuito idraulico fino ai cilindretti di frenatura, che a loro volta agiscono sulle ruote, azionando le ganasce del freno. In tal modo è possibile trasmettere la forza uscente dal servofreno, attraverso il fluido di lavoro, agli organi di frenatura veri e propri;
- ripartitore di frenata grazie al quale si differenzia l'azione frenante tra le ruote degli assi anteriori e posteriori, limitando le coppie agenti sulle ruote del retrotreno;
- gruppo pinza - disco - guarnizione.



**Figura 1.1: impianto frenante tradizionale (a) e modificato dall'aggiunta del sistema di controllo ABS/ESP (b)**

Il tradizionale schema dell'impianto frenante viene modificato dalla presenza del sistema di controllo ABS e ESP. Come è possibile osservare in figura 1.1b, la centralina elettroidraulica si interpone tra la pompa tandem e il circuito idraulico diretto alle pinze

## 1.2.1 Pedale del freno

Il pedale del freno è una leva che va ad agire sul puntale del servofreno, che è il componente immediatamente a valle. La forza esercitata dal guidatore sul pedale del freno viene moltiplicata per il rapporto di leva al pedale  $\tau$  che costituisce un semplice guadagno. Il rapporto di leva al pedale può variare da 3:1 a 5:1 [2]. Oggigiorno si preferiscono  $\tau$  prossimi a 3:1 il che garantisce una corsa pedale più corta e una maggior sensibilità con la frenata.

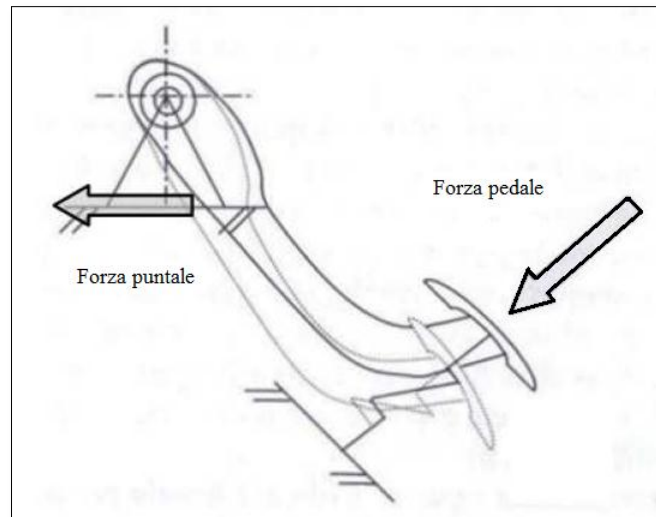
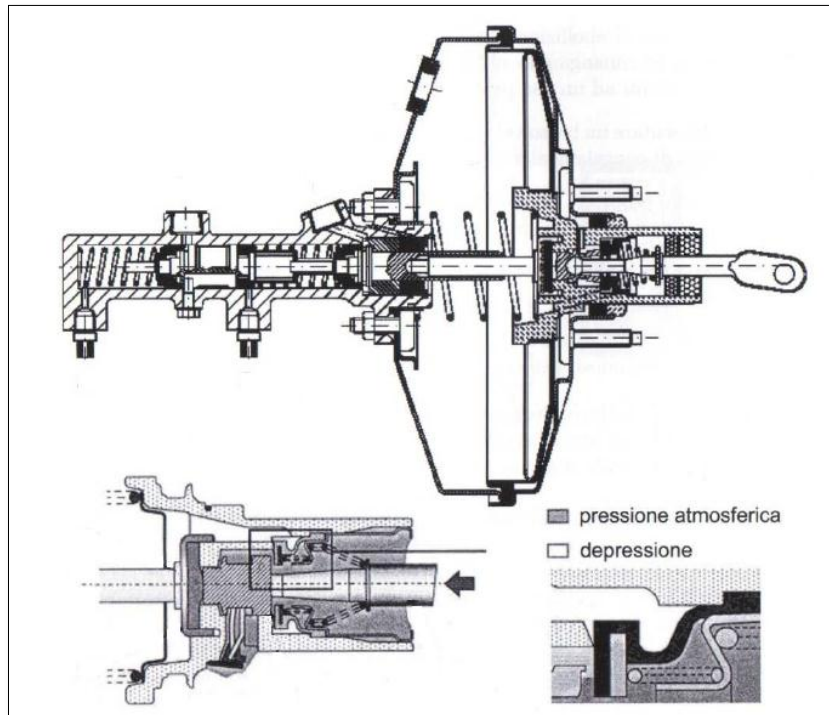


Figura 1.2: rapporto di leva del pedale

## 1.2.2 Servofreno a depressione

Il servofreno è il primo organo che viene azionato dal pedale freno. Esso si trova tra il pedale stesso e la pompa tandem e svolge la funzione di amplificazione della forza esercitata dal guidatore sul pedale sfruttando la differenza di pressione creata fra le due camere principali di cui è costituito.



**Figura 1.3: sezione trasversale del complesso servofreno pompa doppia**

Il corpo del servofreno, come risulta evidente dalla figura 1.3 è costituito da un grande cilindro pneumatico, il cui pistone, generalmente realizzato con una membrana flessibile per evitare eventuali perdite di tenuta, è coassiale ad un cilindro idraulico, rigidamente connesso al pistone idraulico da uno stelo. Nell'attuatore è possibile individuare pertanto una camera anteriore (a sinistra) ed una posteriore. La camera anteriore si trova sempre in comunicazione con il collettore d'aspirazione e quindi in depressione. Grazie ad una apposita valvola le due camere si possono trovare in comunicazione tra loro a seconda del movimento dello stantuffo attuatore comandato dal guidatore. Una molla provvede a mantenere, a riposo, l'insieme dei pistoni pneumatico ed idraulico in condizioni di corsa massima

Il servo freno è caratterizzato da tre fasi:

- I. servofreno in condizioni di riposo (pedale freno rilasciato);
- II. azionamento del pedale freno;
- III. rilascio del pedale freno.

## FASE I

In condizioni di pedale del freno rilasciato (corsa del pedale nulla), le due camere del servofreno sono poste in comunicazione tra loro e alla medesima pressione (figura 1.4). Tale pressione è pari a quella che si ha in corrispondenza della sorgente di depressione (collettore di aspirazione a valle del servofreno). La depressione massima di circa 0,8 bar nei motori a ciclo Otto si raggiunge con farfalla chiusa. I motori Diesel necessitano invece di una pompa a depressione.

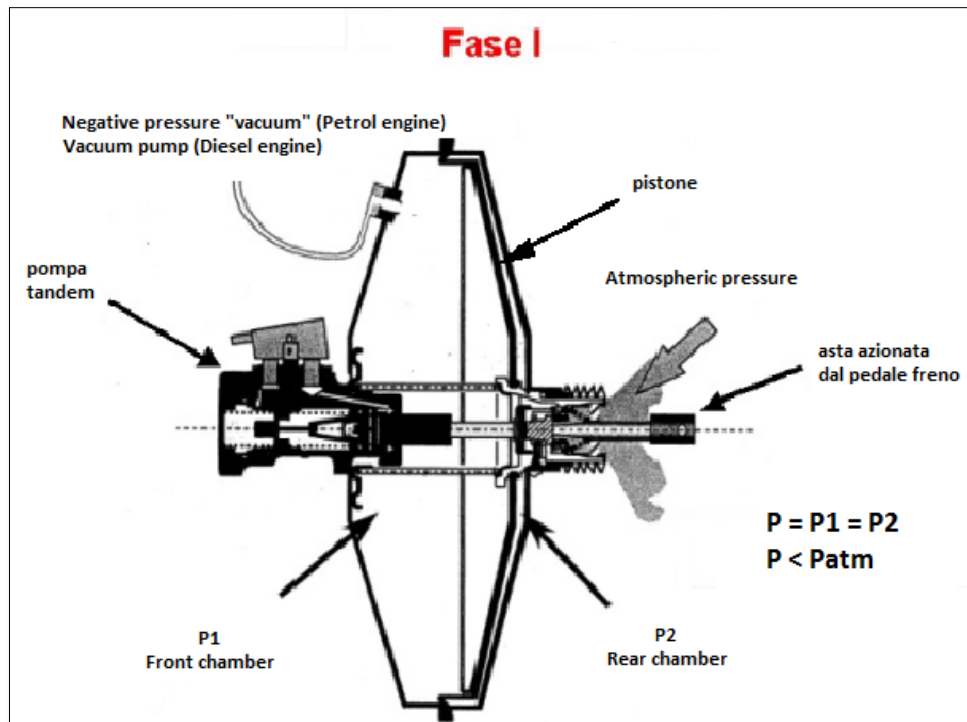


Figura 1.4 : funzionamento del servofreno in condizione di riposo

## FASE II

La fase di azionamento del pedale (figura 1.5) dà luogo ad un transitorio in seguito al quale viene esclusa la comunicazione tra le due camere del servofreno. La camera anteriore continua a comunicare con la sorgente di depressione mentre quella posteriore viene messa in comunicazione con l'atmosfera. A transitorio esaurito, nella camera posteriore regnerà una pressione pari a quella ambiente. Tra le due camere si instaura pertanto una differenza di pressione che, moltiplicata per l'area della superficie di influenza (area circolare di diametro pari a quello dello stantuffo del servofreno) dà luogo ad una forza risultante concorde con la forza esercitata dal guidatore (effetto di servoassistenza).

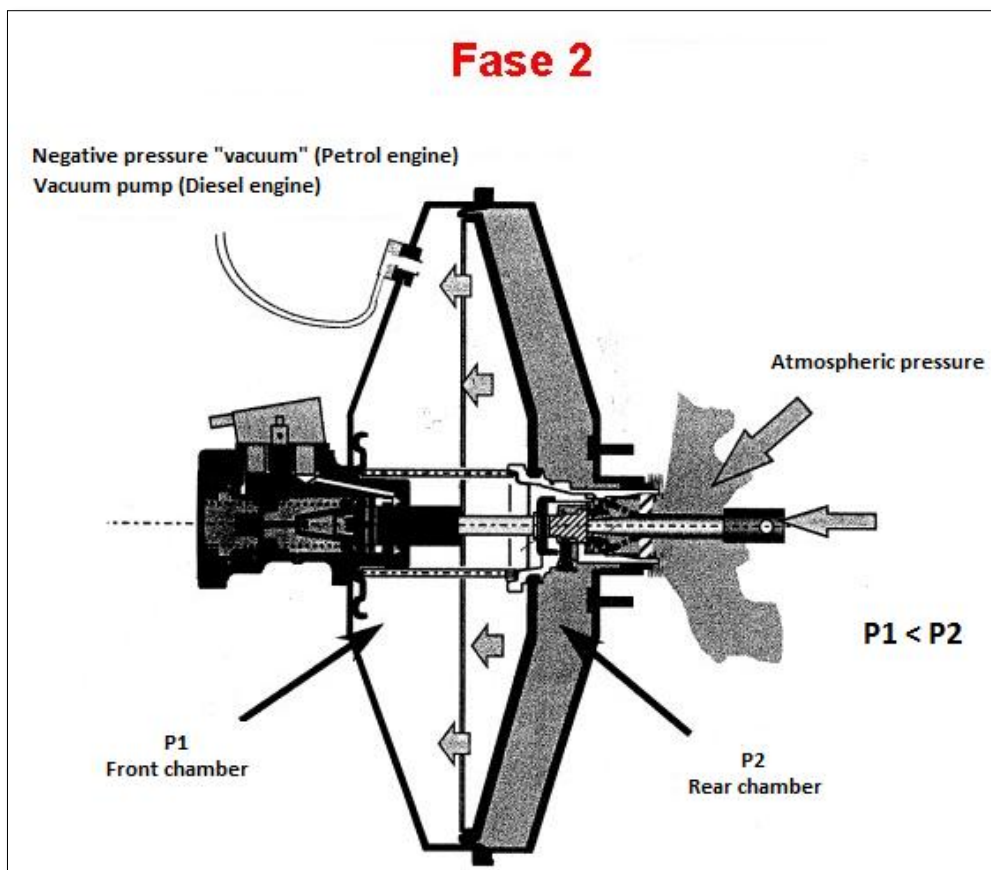


Figura 1.5: funzionamento del servofreno con azionamento del pedale freno

Non è detto che nella camera posteriore raggiunga il valore atmosferico; infatti, qualora il carico pedale venga mantenuto costante dal guidatore, la comunicazione tra la camera posteriore e l'ambiente a pressione atmosferica si interrompe e quindi la pressione all'interno di tale camera smette di crescere.

### FASE III

Quando al termine della frenata si rilascia il pedale del freno (figura 1.6), lo stantuffo del servofreno arretra e viene ristabilita la comunicazione tra le due camere che, una volta esaurito il transitorio, verranno nuovamente a trovarsi allo stesso valore di pressione, pari a quella imposta dalla sorgente di depressione.

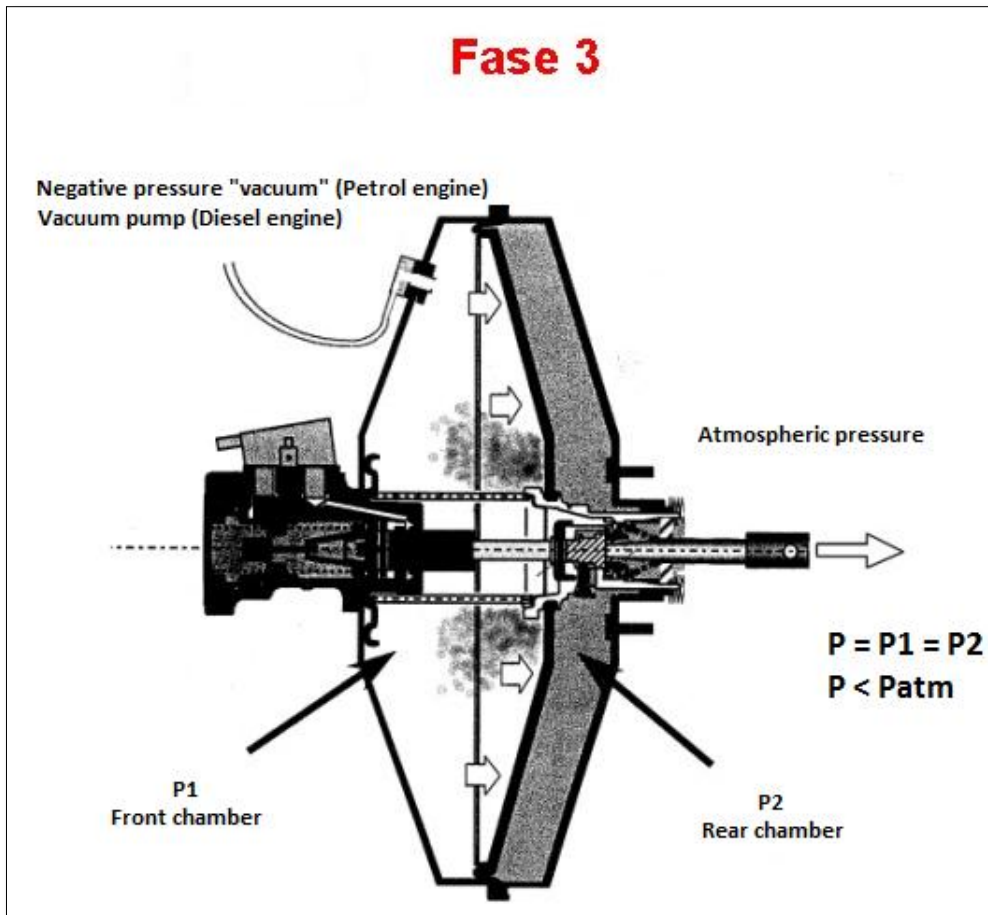


Figura 1.6: funzionamento del servofreno con rilascio pedale freno

In figura 1.7 è mostrato un andamento esemplificativo della curva caratteristica del servofreno. Tale curva riporta in ascissa il valore del carico applicato dal guidatore sul pedale del freno, moltiplicato per il rapporto di leva  $\tau$  del pedale stesso, ed in ordinata il valore della pressione frenante presente nell'impianto. Le zone di funzionamento sono fondamentalmente 4:

- Zona 1: il carico del pedale non è sufficiente a vincere la resistenza delle molle e pertanto la pressione frenante alle pinze risulta essere nulla;
- Zona 2: una volta raggiunto il carico di attacco, si osserva un aumento pressoché istantaneo della forza prodotta dal servofreno. Questa fase è detta di *jump in* e ovviamente la pressione che si raggiunge al termine di questa fase viene detta *pressione di jump in*;
- Zona 3: l'amplificazione prodotta dal servofreno cresce linearmente con il carico pedale;
- Zona 4: il servofreno ha raggiunto il massimo valore di forza che è in grado di fornire, pari alla differenza tra la pressione atmosferica e quella della sorgente di depressione moltiplicata per l'area del pistone del servofreno. L'incremento della pressione nell'impianto, in questa zona, è quindi dovuto unicamente all'aumento del carico applicato sul pedale del freno dal guidatore. Il valore di pressione raggiunto al termine della fase 3 è detto *pressione di ginocchio o pressione di saturazione*.

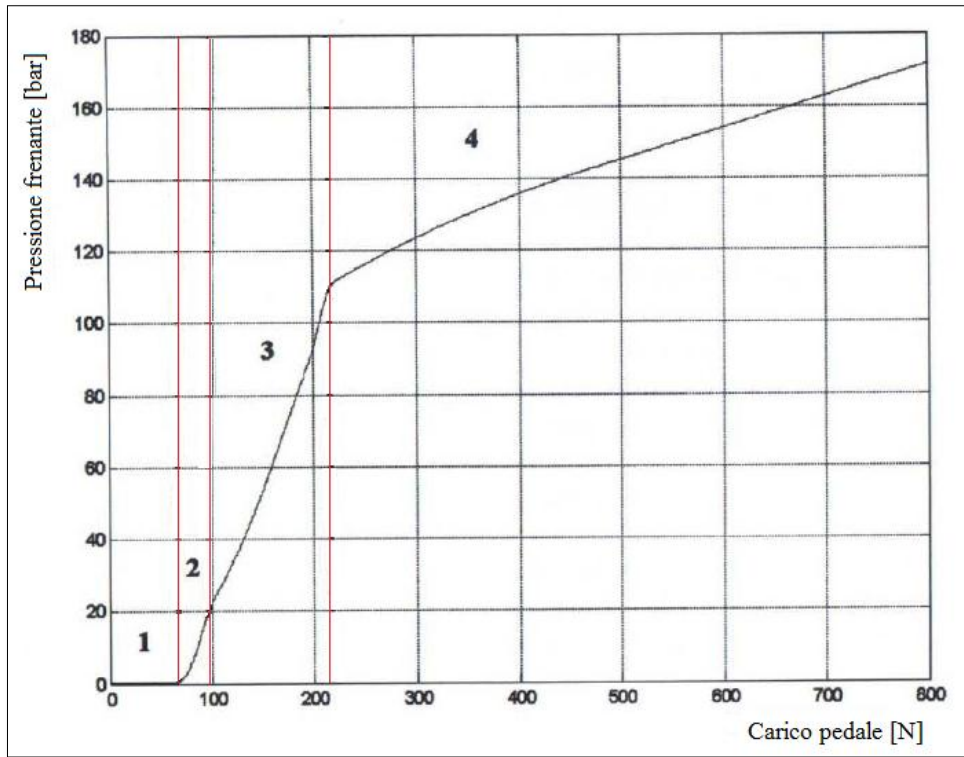


Figura 1.7: andamento esemplificativo della curva caratteristica del servofreno

### 1.2.3 Pompa idraulica tandem

All'asta del servofreno è collegata la pompa di alimentazione del circuito di frenatura, chiamata anche "tandem master cylinder". La pompa è costituita da due pistoni idraulici alloggiati in serie all'interno della stessa carcassa, sulle pareti della quale si aprono le bocche di collegamento con il serbatoio e quelle di lavoro dirette ai cilindri di frenatura. La pompa è detta doppia in quanto alimenta due impianti frenanti separati, ciascuno agente su due ruote. Quando il pedale del freno viene premuto, lo spostamento dei due pistoni chiude i collegamenti con il serbatoio e fa aumentare la pressione all'interno del circuito idraulico proporzionalmente alla forza applicata. La pompa doppia è in grado di garantire il funzionamento di almeno di una parte dell'impianto frenante.

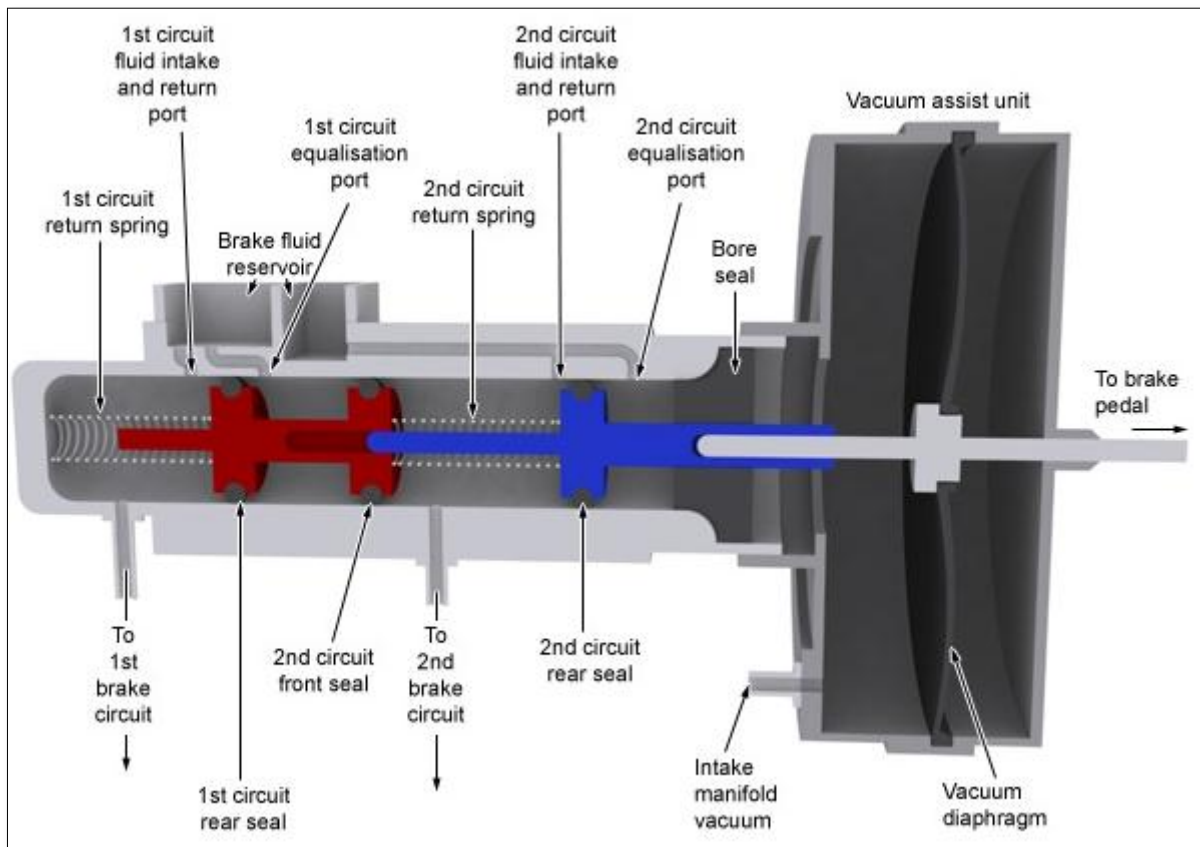


Figura 1.8: schema funzionamento pompa doppia



## 1.2.4 Configurazione circuito frenante

Le normative vigenti prescrivono, per motivi di sicurezza, un dispositivo di trasmissione a due circuiti. Delle cinque possibili configurazioni, rappresentate schematicamente in figura 1.9, le soluzioni a e b sono le più usate, per motivi di complessità costruttiva e di costo. Nella configurazione a X i circuiti sono antisimmetrici: ciascuno serve una ruota dell'avantreno e quella diagonalmente opposta del retrotreno. In caso di guasto, la frenata si dimezza ma si conserva la possibilità di correggere il moto direzionale del veicolo grazie all'aderenza trasversale delle ruote non frenate, anche in caso di bloccaggio delle ruote frenate. È una configurazione economica che però genera un momento imbarcante. Con la configurazione II in caso di guasto di uno dei due circuiti e di bloccaggio delle ruote frenate, si perdono le capacità direzionali di un asse con conseguenze diverse a seconda che si tratti del retrotreno o avantreno. Inoltre la frenata può essere molto modesta se restano attivi i freni dell'asse meno frenante (retrotreno)

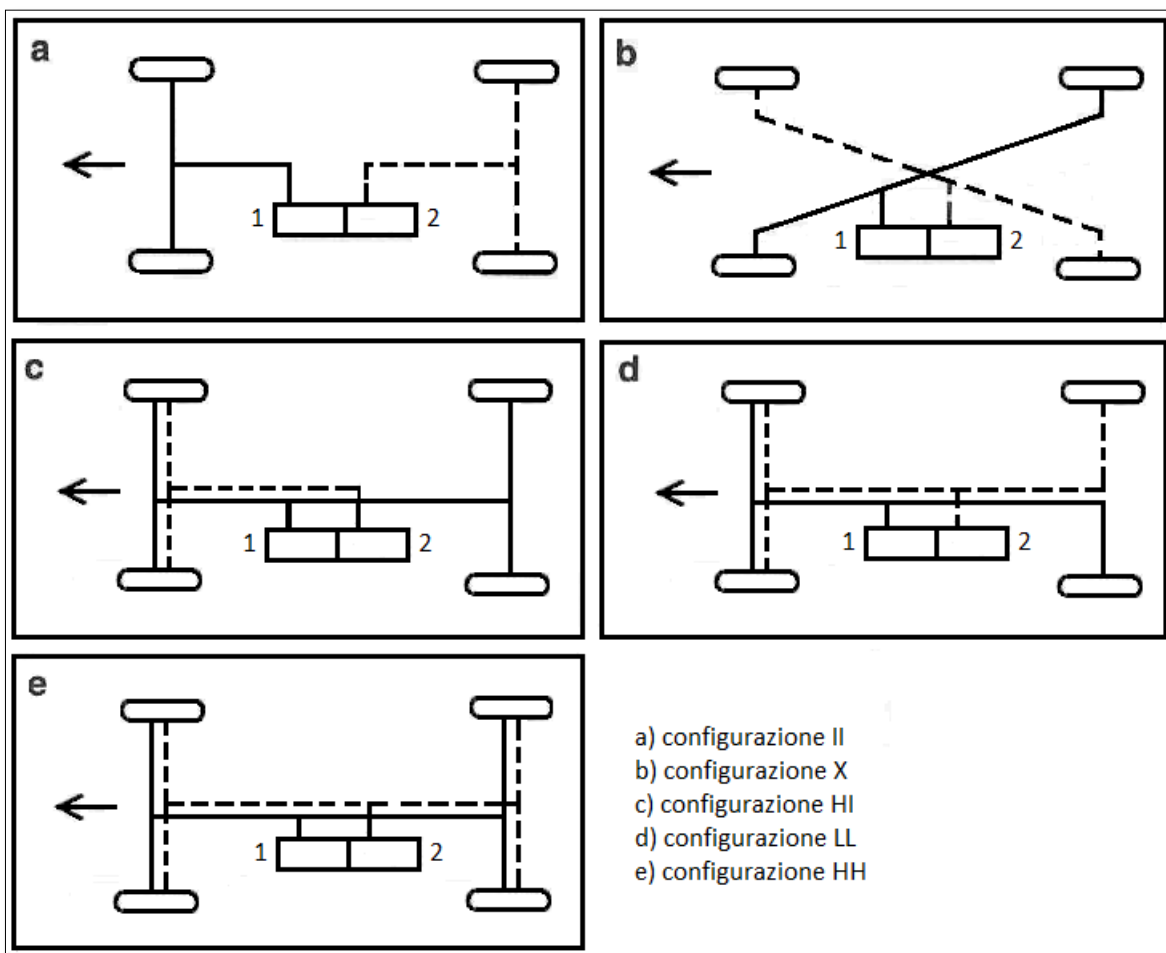


Figura 1.9: varianti di configurazione del circuito frenante [3]

## 1.2.5 Elementi frenanti

I tipi di freni più comuni che si possono incontrare sono i freni a disco ed i freni a tamburo che differiscono dal modo in cui viene applicato il momento frenante. Un freno a disco è costituito da un disco in ghisa solidale alla ruota e da un sistema a pinza che spinge contro di esso una coppia di pastiglie composte da materiale d'attrito. Le pinze freno si suddividono in pinza fissa e pinza flottante. Le pinze fisse abbracciano il disco del freno con un alloggiamento rigido. I pistoncini posti uno di fronte all'altro premono le pastiglie contro il disco. Nel caso di pinze flottanti i pistoncini agiscono direttamente sulla pastiglia del freno posta sul lato interno del veicolo. Tramite la struttura scorrevole della pinza la pastiglia esterna viene tirata contro il disco del freno. I principali componenti di un freno a tamburo sono due ceppi curvi (ganasce), ricoperti con materiale d'attrito e vincolati a una piastra collegata alla parte fissa del veicolo, e una parte rotante in ghisa chiamata tamburo. Sulla piastra, tra i due ceppi, vi sono uno o due cilindretti idraulici con il relativo pistone. Quando si preme il pedale del freno i pistoni, sotto l'azione del fluido idraulico, spingono i ceppi contro la superficie interna del tamburo, frenando le ruote. Su molte auto attualmente vengono impiegati freni a tamburo sulle ruote posteriori e freni a disco su quelle anteriori. Questo perché i freni a disco garantiscono una migliore frenata: sono più leggeri di quelli a tamburo e, aspetto ben più importante, disperdono il calore molto più facilmente. Sulle ruote posteriori si preferisce utilizzare i freni a tamburo per la loro azione più progressiva, per la loro maggiore economicità e perché è più facile utilizzarli anche come freno a mano.

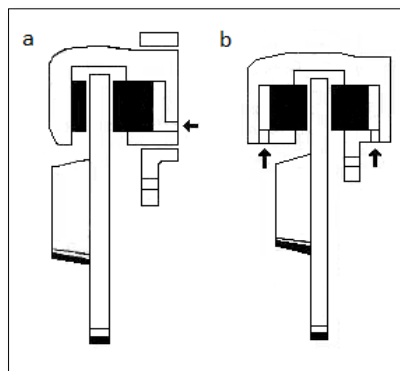


Figura 1.10: schema di freno a disco con pinza flottante (a) e pinza fissa (b)

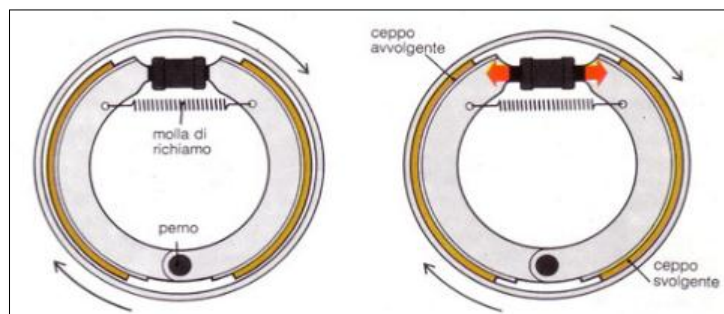


Figura 1.11: schema di freno a tamburo [2]

### 1.3 Curva di ripartizione ideale di frenata

Per lo studio della curva di ripartizione ideale di frenata si adotta lo schema riportato nella figura 1.11 [4], dove:

- $X_A$  e  $X_P$  sono le forze longitudinali, rispettivamente, sull'assale anteriore e posteriore;
- $Z_A$  e  $Z_P$  sono le forze verticali, rispettivamente, sull'assale anteriore e posteriore;
- $\dot{x}$  e  $\ddot{x}$  sono, rispettivamente, la velocità e l'accelerazione del veicolo.

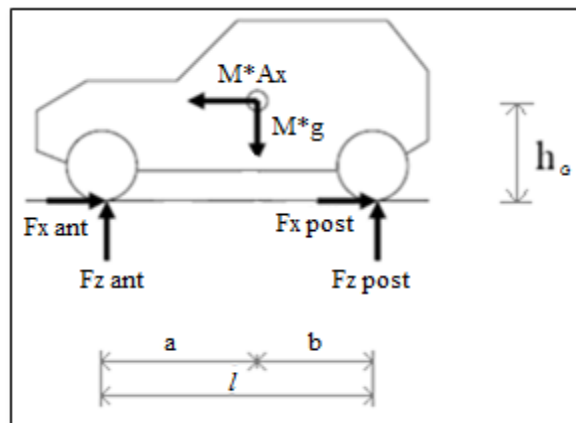


Figura 1.11: schema delle forze sul veicolo

Si suppone che il veicolo si stia muovendo su una strada piana ed orizzontale, che gli angoli di sterzo di tutte le ruote siano nulli e che sia assente qualunque componente laterale del vento. Ciò significa dire che tutti gli pneumatici si trovano in condizioni di frenatura pura, cioè con angoli di deriva tutti nulli. Considerando una manovra di frenatura con forze frenanti costanti è possibile trascurare i moti di beccheggio della carrozzeria. Tali moti infatti sono localizzati nei primi istanti di applicazione delle forze frenanti e implicano, comunque rotazioni della cassa di pochi gradi; per questo motivo l'altezza del baricentro può essere ritenuta costante. Quest'ultima approssimazione equivale in sostanza a trascurare totalmente l'effetto delle sospensioni e a considerare quindi il veicolo come un unico corpo rigido. Si considera inoltre che le ruote di uno stesso assale si trovino nelle stesse condizioni di aderenza, carico verticale e forze frenanti e si tralasciano le forze aereodinamiche e dell'attrito di rotolamento. Con le ipotesi fatte ci si è ricondotti a considerare un veicolo come un sistema piano in moto rettilineo uniformemente decelerato. Le equazioni di moto del veicolo risultano essere:

$$\begin{cases} Fz_{Ant} + Fz_{Post} = Mg \\ Fx_{Ant} + Fx_{Post} = MA_x \\ Fz_{Post}(a + b) - Mga + MA_x h_G = 0 \end{cases} \quad [1.1]$$

Le forze verticali agenti su ogni asse sono:

$$FZ_{Ant} = Mg \frac{b}{a+b} + MA_x \frac{h_G}{a+b} = Mg \left( \frac{b}{a+b} + \frac{A_x}{g} \frac{h_G}{a+b} \right) \quad [1.2]$$

$$FZ_{Post} = Mg \frac{a}{a+b} - MA_x \frac{h_G}{a+b} = Mg \left( \frac{a}{a+b} - \frac{A_x}{g} \frac{h_G}{a+b} \right) \quad [1.3]$$

Le massime forze longitudinali che possono essere trasmesse da ogni asse sono quindi stimate da:

$$Fx_{Ant,max} = \mu FZ_{Ant} = \mu Mg \left( \frac{b}{a+b} + \frac{A_x}{g} \frac{h_G}{a+b} \right) \quad [1.4]$$

$$Fx_{Post,max} = \mu FZ_{Post} = \mu Mg \left( \frac{b}{a+b} - \frac{A_x}{g} \frac{h_G}{a+b} \right) \quad [1.5]$$

In cui si suppone che il coefficiente di attrito stradale  $\mu$  sia uguale per asse anteriore e posteriore. Da queste equazioni si può ricavare l'equilibrio alla traslazione:

$$MA_x = Fx_{Ant} + Fx_{Post} = \mu FZ_{Ant} + \mu FZ_{Post} = \mu Mg \quad [1.6]$$

La ripartizione ideale delle forze frenanti al variare della decelerazione del veicolo è quindi:

$$Fx_{Ant,max} = MA_x \left( \frac{b}{a+b} + \frac{A_x}{g} \frac{h_G}{a+b} \right) \quad [1.7]$$

$$Fx_{Post,max} = MA_x \left( \frac{b}{a+b} - \frac{A_x}{g} \frac{h_G}{a+b} \right) \quad [1.8]$$

Esprimendo  $Fx_{Post}$  in funzione di  $Fx_{Ant}$  si ottiene la curva di ripartizione di ripartizione di frenata:

$$(Fx_{Ant} + Fx_{Post})^2 + Mg \left( Fx_{Ant} \frac{a}{h_G} + Fx_{Post} \frac{b}{h_G} \right) \quad [1.9]$$

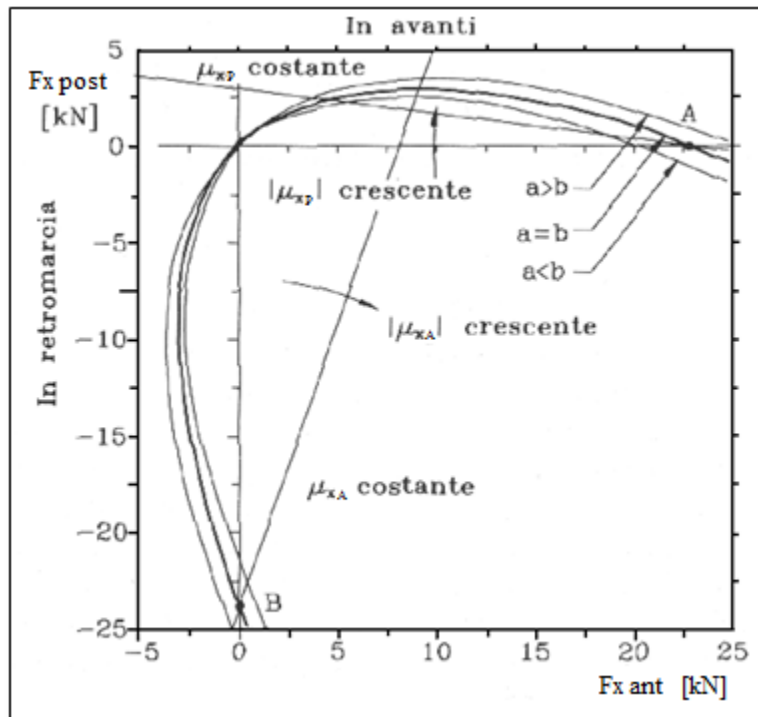
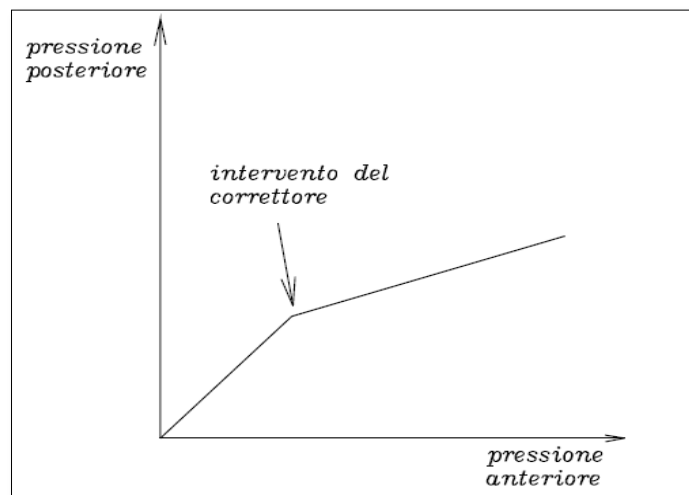


Figura 1.12: luogo geometrico delle coppie di forze  $X_A$  e  $X_P$  che danno luogo alla frenatura in condizioni ideali al variare del coefficiente di attrito  $\mu$

## 1.4 Il sistema EBD

Per evitare che in frenata le ruote posteriori vadano a bloccarsi, si sono sviluppati, nel corso degli anni dispositivi, sia a funzionamento meccanico che, nelle versioni più moderne, a controllo elettronico, in grado di modulare la pressione nel circuito idraulico in modo che quella che raggiunge i freni posteriori sia inferiore rispetto a quella che arriva ai freni anteriori. Il ripartitore meccanico della pressione frenante (figura 1.13) permette che la pressione sui freni anteriori sia uguale a quella sui freni posteriori fino ad un determinato valore, oltre il quale esse continuano ad aumentare, ma con un diverso rapporto di proporzionalità, in maniera tale che la pressione posteriore non sia più uguale, ma minore della pressione anteriore.



**Figura 1.13: caratteristica del ripartitore meccanico della frenata**

Lo svantaggio di un dispositivo di questo genere risiede nel fatto che la ripartizione impostata rimane fissa in ogni condizione di marcia e, per tale motivo, non si utilizza l'intera capacità frenante delle ruote posteriori.

Il ripartitore elettronico di frenata (EBD) risulta in grado di variare la distribuzione della pressione frenante in funzione del carico sugli assali anteriore e posteriore. Agisce modulando la pressione sulle sole ruote posteriori in modo da approssimare al meglio la curva ideale di frenata per il veicolo (figura 1.14). L'EBD costituisce una sotto parte del sistema ABS, infatti ne utilizza gli stessi attuatori e sensori.

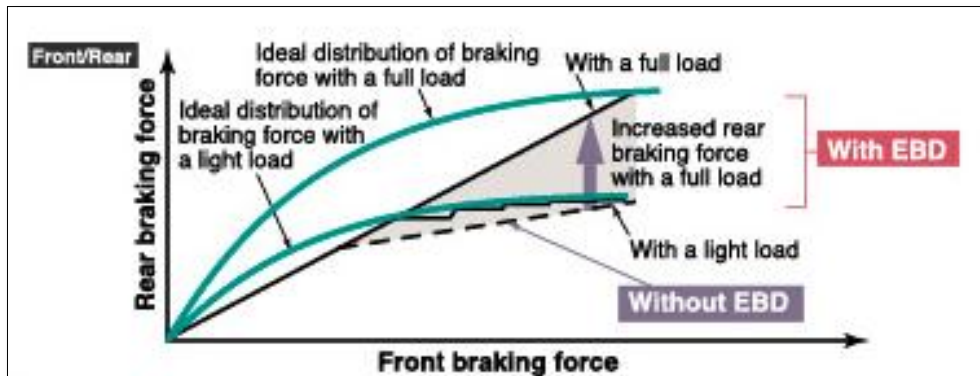


Figura 1.14: caratteristica del ripartitore elettronico della frenata

Tali dispositivi vengono utilizzati, in quanto permettono di aumentare l'efficienza dell'impianto frenante in una più ampia gamma di condizioni di aderenza e di carico. L'efficienza di frenatura può essere definita come il rapporto tra la decelerazione massima che si ottiene con un determinato settaggio di impianto frenante senza bloccaggio delle ruote e la decelerazione massima ottenibile. Quest'ultima infatti è indipendente dalle caratteristiche dell'impianto frenante che determinano invece la possibilità di realizzarla nelle varie condizioni di utilizzo.

La massima decelerazione si realizza quando tutte le ruote si trovano al limite di aderenza:

$$X_A = \mu Z_A \quad [1.10]$$

$$X_P = \mu Z_P \quad [1.11]$$

$$m\dot{x} = \mu Z_A + \mu Z_P = \mu mg \quad [1.12]$$

$$\dot{x} = \mu g \quad [1.13]$$

La massima decelerazione risulta quindi dipendente esclusivamente dalle condizioni di aderenza.

## 1.5 Il sistema ABS

L'ABS (Antilock Braking System) è un sistema che impedisce alle ruote di bloccarsi durante la frenata, conservandone quindi la direzionalità, cioè la possibilità di sterzare la vettura e che consente di ridurre gli spazi di arresto nella maggioranza dei casi, specie sui fondi scivolosi. Si consideri come riferimento la condizione di frenata di panico, che viene effettuata dal conducente in presenza di un improvviso ostacolo, affondando con forza il pedale del freno; in tali condizioni, molto spesso, la riduzione degli spazi d'arresto ottenuti con l'ABS non sarebbero sufficienti ad evitare un incidente mentre, la possibilità di sterzare la vettura permette in molti casi di schivare l'ostacolo. Il risultato è ottenuto con un sistema in grado di percepire se una o più ruote stanno per bloccarsi e quindi di intervenire per ridurre la pressione del fluido di lavoro e di conseguenza la forza frenante sulla ruota che sta per bloccarsi. Per prevenire il bloccaggio di una ruota la forza frenante deve essere continuamente modulata intorno ad una posizione ottima. Un sistema ABS è in grado di misurare istante per istante le velocità delle quattro ruote, di confrontarle tra di loro e quindi di individuare le condizioni di incipiente bloccaggio di una ruota, stimando la decelerazione del veicolo; in questo caso il sistema interviene facendo diminuire la forza frenante sulla ruota che sta per bloccarsi. Dal confronto delle velocità misurate, il sistema ABS è in grado di stimare per ciascun pneumatico le condizioni di slittamento. Per ottenere il massimo effetto frenante lo slittamento di ciascuna ruota dovrebbe essere mantenuto in prossimità del valore di picco, che di solito si trova per slittamenti relativi dell'ordine del 15 %. Peraltro le condizioni di massima manovrabilità laterale si hanno per valori dello slittamento relativo pari a zero. Si deve quindi accettare un compromesso tra le due esigenze e normalmente i sistemi ABS mantengono lo slittamento percentuale tra l'otto e il trenta per cento.

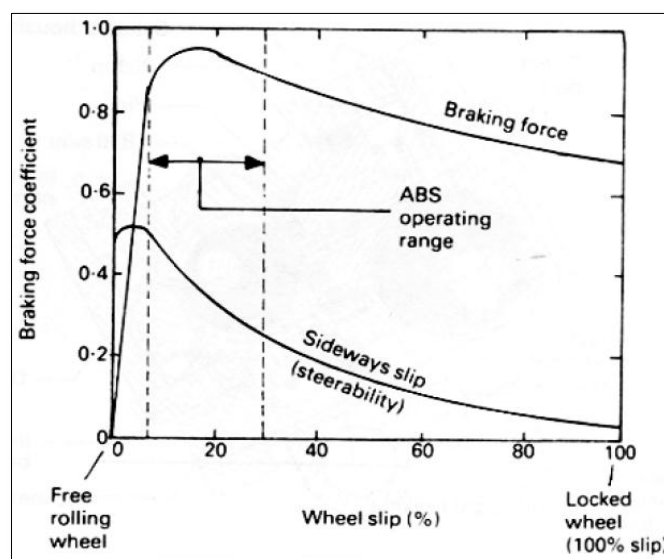


Figura 1.15: intervallo di scorrimento su cui lavora l'ABS



Durante la frenata la pressione frenante viene aumentata, lo slittamento dovuto all'azione frenante cresce e raggiunge, sul punto massimo della curva aderenza – slittamento (figura 1.15), il limite fra campo stabile e quello instabile. Ad un ulteriore incremento della pressione frenante e del momento di frenata non si verifica, da questo punto in avanti, nessun altro aumento della forza frenante. In base all'andamento della curva di slittamento ha luogo una caduta più o meno sensibile del coefficiente di aderenza. Il momento in eccesso che ne deriva provoca, in assenza di ABS, una frenatura delle ruote che conduce in breve all'arresto e che è contrassegnata da un sensibile aumento della decelerazione delle ruote. Il sensore del numero di giri delle ruote controlla lo stato di moto della ruota. Qualora in una ruota si verifichi una tendenza al bloccaggio, la decelerazione perimetrale e lo slittamento della ruota aumentano sensibilmente. Se essi superano determinati valori critici, il sistema ABS è in grado di bloccare l'aumento della pressione frenante o di abbassare tale pressione, fino a quando il pericolo di bloccaggio non è superato. Per evitare che la ruota sia sottofrenata, la pressione frenante deve poi essere ristabilita. Durante la regolazione della frenata la stabilità e l'instabilità nella rotazione delle ruote devono sempre susseguirsi alternativamente e, mediante una serie ciclica di aumento, riduzione e mantenimento della pressione, la rotazione della ruota deve essere mantenuta nel campo dello slittamento che garantisce la massima forza frenante (figure 1.16 e 1.17).

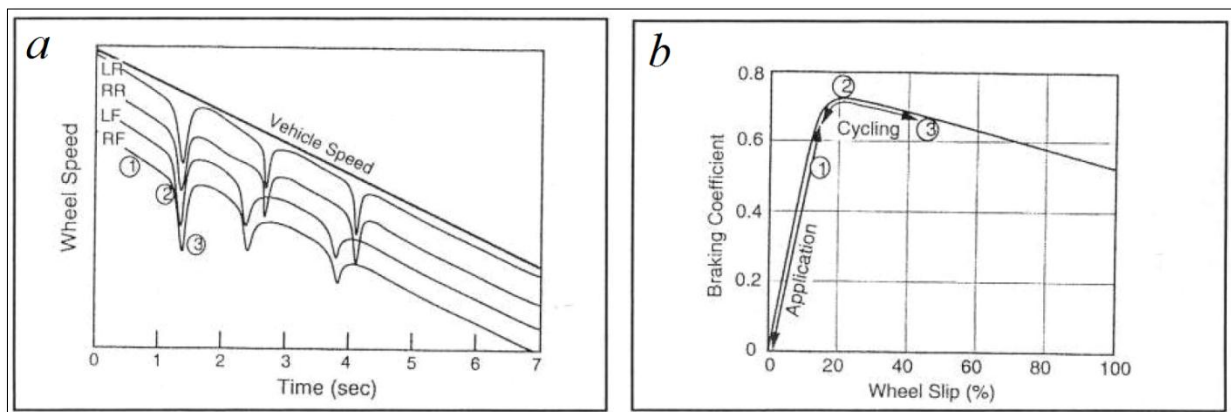
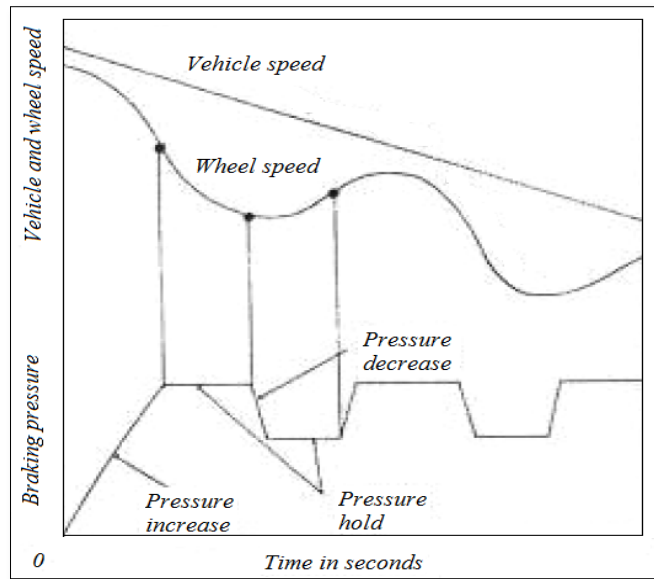


Figura 1.16: a) velocità angolare delle ruote e del veicolo b) operazioni dell'ABS [3]



**Figura 1.17:** andamento della pressione dell'olio e della velocità delle ruote e del veicolo con ABS

# Capitolo 2

## Contatto pneumatico – strada

*In questo capitolo si riassumono i concetti fondamentali alla base dei principali modelli di contatto tra pneumatico e strada. Concetti che, nel corso di questo lavoro di tesi saranno più volte richiamati e utilizzati.*

### 2.1 Il modello di Coulomb

Il più semplice modello del contatto tra una ruota ed il vincolo sul quale essa rotola consiste nel cosiddetto modello coulombiano. In tale approccio la ruota ed il vincolo sono modellati come rigidi e pertanto si assume che essi vengano in contatto in un singolo punto. Si ipotizza poi che in tale punto non avvenga strisciamento tra i due corpi se si verifica la relazione di Coulomb:

$$T \leq f_s N \quad [2.1]$$

in cui  $T$  e  $N$  sono le componenti rispettivamente tangenziale e normale della forza di contatto, e  $f_s$  è il coefficiente di attrito statico tra i due corpi. Si assume poi che quando l'azione tangenziale supera il limite di aderenza, si abbia uno strisciamento tra i due corpi e che, in tali condizioni, la forza tangenziale abbia direzione opposta alla velocità di strisciamento e di modulo definito dalla:

$$|T| = f_d |N| \quad [2.2]$$

in cui  $f_d$  viene detto coefficiente di attrito radente. Inoltre si introduce una resistenza al rotolamento che permette di tenere conto della non perfetta elasticità dei corpi a contatto introducendo uno spostamento nella direzione del moto della azione normale  $N$  pari a:

$$u = f_v R \quad [2.3]$$

in cui  $R$  è il raggio della ruota e  $f_v$  è detto coefficiente di attrito volvente. Nonostante la sua semplicità, il modello coulombiano consente di descrivere con buona approssimazione alcune condizioni di moto dei veicoli stradali, ad esempio le condizioni di marcia in rettilineo di un veicolo, almeno finché i valori delle forze tangenziali di contatto mantengono su tutte le ruote valori lontani dal limite di aderenza. Tale approccio però si rivela totalmente inadeguato nel rendere conto dei fenomeni di deriva e di scorrimento longitudinale. Per affrontare questi e altri problemi si rende dunque necessaria una modellazione più raffinata delle azioni di contatto tra ruota e vincolo. In particolare occorre considerare che nella realtà i due corpi a contatto sono deformabili.

## 2.2 Il modello a spazzola

Il modello a spazzola monodimensionale [4] costituisce il più semplice modello del contatto ruota – via in grado di tenere conto della deformabilità dei corpi a contatto. Si fa riferimento al caso di un pneumatico soggetto esclusivamente a forze agenti nel proprio piano di giacitura.

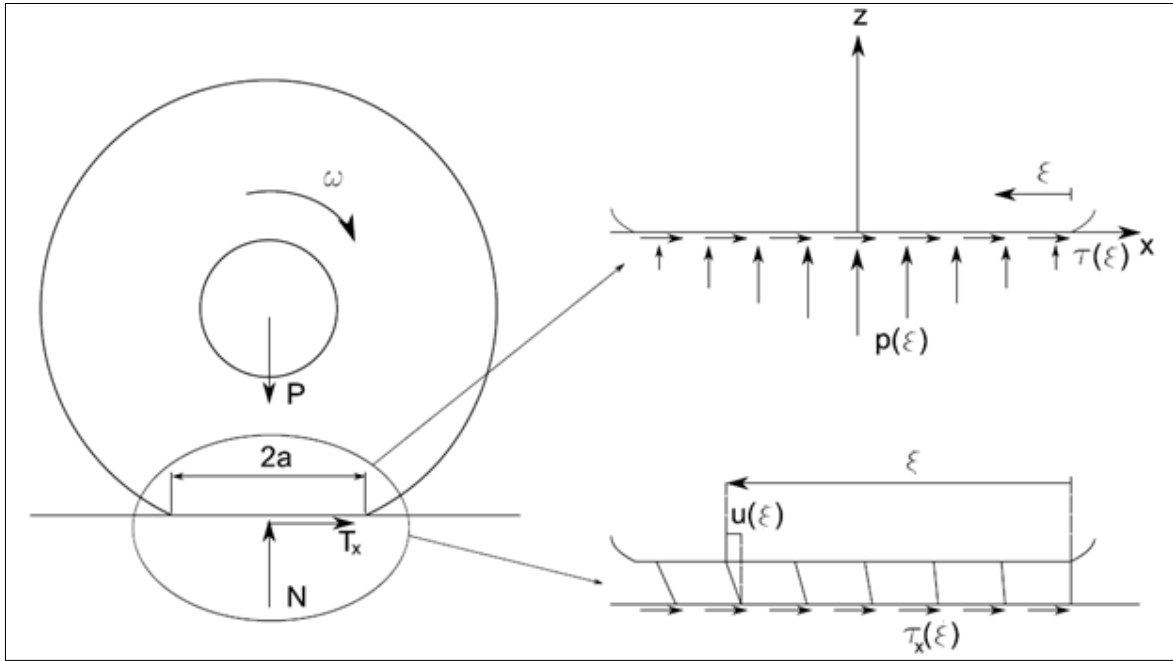


Figura 2.1: modello monodimensionale di contatto pneumatico – strada

Poiché il pneumatico risulta molto più deformabile della strada, si potrà considerare quest'ultima come infinitamente rigida ed assumere quindi che i due vengano a contatto lungo un segmento la cui lunghezza dipende dall'entità della forza normale e dalla deformabilità del pneumatico. Si suppone inoltre che l'angolo di deriva e di camber siano nulli. All'interno del segmento di contatto si introduce una coordinata corrente  $\varepsilon$  che ha origine nel bordo di ingresso, come mostrato in figura 2.1. Nell'impronta di contatto il pneumatico scambia con la strada una distribuzione di forze per unità di lunghezza in direzione normale  $p(\varepsilon)$  e longitudinale  $\tau_x(\varepsilon)$ . Inoltre, per effetto delle azioni ad esso applicate, il pneumatico subisce nella zona di contatto deformazioni in direzione longitudinale che, in prima approssimazione, si possono considerare concentrate nel battistrada e danno luogo in ciascun punto dell'impronta ad uno spostamento longitudinale  $u(\varepsilon)$ . La velocità del tassello di battistrada che entra nella zona di contatto è data da:

$$v(\varepsilon) = V_x - \omega R + \frac{du}{dt} = V_x - \omega R + \frac{\partial u \partial \varepsilon}{\partial \varepsilon \partial t} \quad [2.4]$$

Poiché gli elementi del battistrada fluiscono nel contatto con velocità  $V_x$ , si ha;

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = V_x \quad [2.5]$$

e quindi:

$$v(\varepsilon) = V_x - \omega R + V_x \frac{\partial u}{\partial \varepsilon} \quad [2.6]$$

Introducendo poi l'ipotesi (fortemente semplificativa) che la deformazione  $u(\varepsilon)$  del generico elemento del battistrada sia proporzionale alla azione tangenziale  $\tau_x(\varepsilon)$  agente su di esso (figura 2.1) ed introducendo la costante  $C_k$ , che assume il significato di rigidità per unità di lunghezza del battistrada, si ha:

$$u(\varepsilon) = \frac{\tau_x(\varepsilon)}{C_k} \quad [2.7]$$

In base a tale ipotesi, l'elemento di battistrada viene assimilato ad una setola di una spazzola, che si deforma in maniera indipendente dalle altre, da cui il nome di modello a spazzola (brush model). La superficie del battistrada in contatto con la strada aderirà, ove possibile alla strada stessa. Ciò significa che la velocità del tassello  $v(\varepsilon)$  dovrà annullarsi:

$$V \left( \frac{V - \omega R}{V} + \frac{1}{C_k} \frac{\partial \tau_x}{\partial \varepsilon} \right) = 0 \quad [2.8]$$

da cui:

$$\frac{\partial \tau_x}{\partial \varepsilon} = -C_k \frac{V - \omega R}{|V|} = -C_k \sigma_x \quad [2.9]$$

avendo definito come *scorrimento longitudinale* il parametro adimensionale:

$$\sigma_x = \frac{V - \omega R}{|\omega R|} \quad [2.10]$$

Lo scorrimento fornisce, in termini adimensionali, una quantificazione della differenza tra l'effettiva condizione di moto della ruota e quella di puro rotolamento. Detto questo, integrando si ottiene:

$$\tau_x(\varepsilon) = \tau_x(0) - C_k \sigma_x \varepsilon \quad [2.11]$$

Poiché in corrispondenza del bordo d'ingresso il battistrada non può essere compresso, in quanto proviene da una zona non in contatto con la strada e, pertanto, non sottoposto ad alcuna forza, si ha:

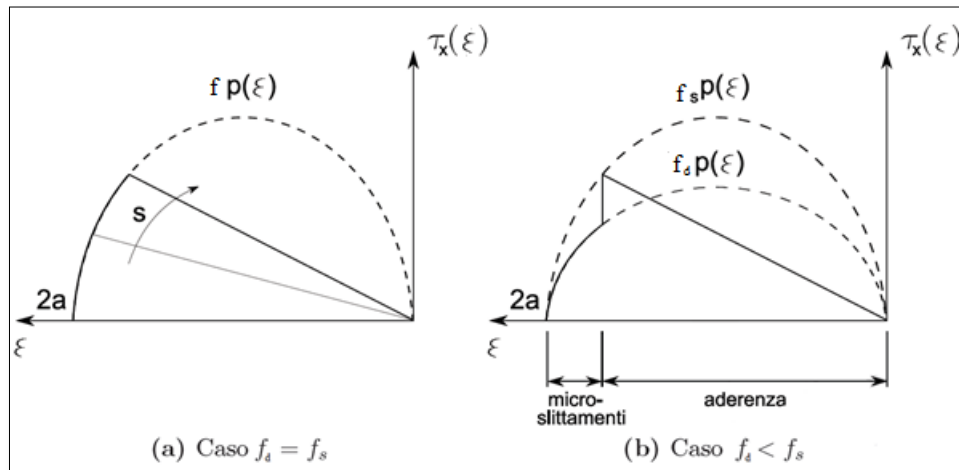
$$\tau_x(0) = 0 \quad [2.12]$$

$$\tau_x(\varepsilon) = -C_k \sigma_x \varepsilon \quad [2.13]$$

La precedente è valida finché il battistrada aderisce alla strada. Nella zona posteriore della superficie di contatto, si instaureranno degli strisciamenti fra pneumatico e strada, in particolare varrà:

$$\begin{cases} \tau_x(\varepsilon) = -C_k \sigma_x \varepsilon & \text{ove } \tau_x(\varepsilon) \leq f_s p(\varepsilon) \\ \tau_x(\varepsilon) = -f_d p(\varepsilon) & \text{altrove} \end{cases} \quad [2.14]$$

Si tratta di un modello qualitativo, infatti l'andamento delle  $\tau_x(\varepsilon)$  è ottenuto in funzione di quello della  $p(\varepsilon)$ , per ottenere il quale sarebbero necessarie indagini più precise e complesse (come ad esempio un'analisi ad elementi finiti). Generalmente, si preferisce ipotizzare per la sua semplicità un andamento delle pressioni parabolico, con l'accortezza di imporre in corrispondenza degli estremi del segmento  $2a$  una pressione nulla, come fisicamente richiesta dalla presenza di una certa rigidità del pneumatico.



**Figura 2.2: andamento delle tensioni longitudinali secondo il modello a spazzola**

In figura 2.2 è possibile distinguere l'andamento lineare delle tensioni longitudinali fintanto che è soddisfatta la condizione di aderenza (per quel dato valore di scorrimento) e il successivo andamento parabolico nel restante tratto finale di microslittamenti. La forza longitudinale risultante risulta:

$$T_x = \int_0^{2a} \tau_x(\varepsilon) d\varepsilon \quad [2.15]$$

## 2.3 Magic Formula

Per lo studio dei fenomeni di interazione fra pneumatico e strada sono stati sviluppati diversi modelli, oltre a quello a spazzola presentato nel precedente paragrafo. Sostanzialmente, i modelli si suddividono in:

- fisici;
- semiempirici.

I primi riproducono il reale contatto fra pneumatico e strada, così da prevedere il comportamento dei fenomeni. I secondi si basano su formule matematiche che riproducono in maniera approssimata ma abbastanza precisa l'andamento delle forze di un dato pneumatico, al variare di alcune grandezze caratteristiche. Dipendono da alcuni coefficienti che devono necessariamente essere valutati per via sperimentale.

Fra i modelli empirici di maggior rilevanza per l'accuratezza dei risultati ottenuti vi è il modello matematico di Pacejka[5], anche detto della *magic formula*. Questa formula si può utilizzare per esprimere diverse grandezze, come la forza di deriva o il momento di autoallineamento o la forza longitudinale, in funzione di altri parametri.

$$y(x) = D * \cos\{C * \operatorname{atan}[Bx - E(Bx - \operatorname{atan}(Bx))]\} \quad [2.16]$$

Dove alla variabile libera  $x$  si può assegnare il significato di angolo di deriva  $\alpha$  se con  $Y$  si indica la forza laterale, oppure di scorrimento longitudinale se si vuole rappresentare l'andamento della forza longitudinale. I quattro macro coefficienti  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$  vanno fissati in modo da ottenere l'andamento voluto.

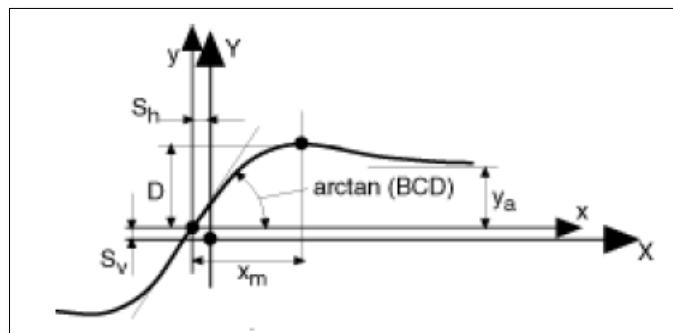


Figura 2.3: curva prodotta dalla magic formula

$$Y(x) = y(x) + S_v \quad [2.17]$$

$$x = X + S_h \quad [2.18]$$

**$D \rightarrow$  peak value**

Rappresenta il picco della funzione purchè  $C > 1$

**$C \rightarrow$  shape factor**

Definisce I limiti del range della funzione seno e cosi determina la forma della curva

**$B \rightarrow$  stiffness factor**

È detto fattore di rigidezza e determina la pendenza all'origine della curva

**$E \rightarrow$  curvature factor**

Controlla la curvatura al picco e allo stesso tempo la posizione orizzontale del picco

**$S_v \rightarrow$  vertical shift**

**$S_h \rightarrow$  horizontal shift**

La Magic Formula  $y(x)$  tipicamente produce una curva che passa attraverso l'origine  $x = y = 0$ , raggiunge un massimo e successivamente tende a un asintoto orizzontale. La curva mostra una forma antisimmetrica rispetto all'origine. Per permettere alla curva di avere un offset rispetto all'origine, si introducono  $S_v$  e  $S_h$  che rappresentano gli effetti della conicità e del plysteer.  $B, C, D, E, S_v, S_h$  risultano essere funzione del carico verticale  $F_z$  e dell'angolo di campanatura oltre che da una serie di fattori scala che permettono di scalare la formula senza cambiare tutti i parametri in essa contenuti. In figura 2.4 è possibile visionare la formulazione della magic formula applicata al caso della forza longitudinale. Si può osservare che l'effetto di avere un pneumatico a differenti carichi nominali può essere approssimato usando un il fattore di scala  $\lambda_{Fz0}$ :

$$F'_{z0} = \lambda_{Fz0} * F_{z0} \quad [2.19]$$

inoltre, si introduce una normalizzazione nel carico verticale:

$$df_z = \frac{F_z - F'_{z0}}{F'_{z0}} \quad [2.20]$$



Tra i vari fattori scala, nel caso di puro scorrimento, si hanno:

$\lambda_{\mu x,y}$	peak friction coefficient	$\lambda_{\gamma y}$	camber force stiffness
$\lambda_{K x,y}$	slip stiffness (i.e. brake slip stiffness, cornering stiffness)	$\lambda_{\gamma z}$	camber torque stiffness
$\lambda_{C x,y}$	shape factor	$\lambda_t$	pneumatic trail (affecting aligning torque stiffness)
$\lambda_{E x,y}$	curvature factor	$\lambda_{M r}$	residual torque
$\lambda_{H x,y}$	horizontal shift	$\lambda_{M x}$	overturning moment
$\lambda_{V x,y}$	vertical shift	$\lambda_{M y}$	rolling resistance moment

Nominal (rated) load  $F_{z0}$  [N]

$$df_z = \frac{F_z - F_{z0}}{F'_{z0}} \quad F'_{z0} = F_{z0} \cdot \lambda_{F_{z0}}$$

$$F_x = F_{x0}(\kappa, F_z)$$

$$F_{x0} = D_x \sin[C_x \arctan\{B_x \kappa_x - E_x(B_x \kappa_x - \arctan(B_x \kappa_x))\}] + S_{Vx}$$

$$\gamma_x = \gamma \cdot \lambda_{\gamma x}$$

$$M_y = (S_{Vx} + K_x S_{Hx}) \cdot R_0$$

$$C_x = p_{Cx1} \cdot \lambda_{Cx}$$

$$D_x = \mu_x \cdot F_z$$

$$\mu_x = (p_{Dd1} + p_{Dd2} df_z) \cdot (1 - p_{Dd3} \gamma_x^2) \cdot \lambda_{\mu x}$$

$$E_x = (p_{Ex1} + p_{Ex2} df_z + p_{Ex3} df_z^2) \cdot \{1 - p_{Ex4} \operatorname{sgn}(\kappa_x)\} \cdot \lambda_{Ex} (\leq 1)$$

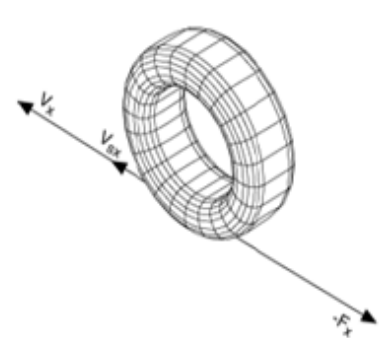
$$K_x = F_z \cdot (p_{Kx1} + p_{Kx2} df_z) \cdot \exp(p_{Kx3} df_z) \cdot \lambda_{Kx}$$

$$(\text{=} B_x C_x D_x = \frac{\partial F_{x0}}{\partial \kappa_x} \text{ at } \kappa_x = 0)$$

$$B_x = K_x / (C_x D_x)$$

$$S_{Hx} = (p_{Hx1} + p_{Hx2} df_z) \cdot \lambda_{Hx}$$

$$S_{Vx} = F_z \cdot (p_{Vx1} + p_{Vx2} df_z) \cdot \lambda_{Vx} \cdot \lambda_{\mu x}$$



Parameters for pure longitudinal slip	
$p_{Cx1}$	shape factor C
$p_{Dd1}, p_{Dd2}$	peak factor D
$p_{Ex1}, p_{Ex2}, p_{Ex3}, p_{Ex4}$	curvature factor E
$p_{Kx1}, p_{Kx2}, p_{Kx3}$	slip stiffness BCD
$p_{Hx1}, p_{Hx2}$	horizontal shift H
$p_{Vx1}, p_{Vx2}$	vertical shift V

Figura 2.4: magic formula applicata al caso della forza longitudinale [5]

## Capitolo 3

### Caratterizzazione sperimentale freni

*Dopo aver preso visione dei componenti che costituiscono un impianto frenante e dei principali modelli di contatto pneumatico – strada, si andranno ora a presentare le varie tipologie di prove di frenata, sperimentali e numeriche, che sono state messe a disposizione dal C.R.F.*

#### 3.1 Veicolo impiegato per le prove di frenata

Le prove di frenata messe a disposizione dal C.R.F sono di due tipologie: numeriche e sperimentali. Le prove di frenata numeriche sono prove simulate mediante un *modello multibody* con annesso un modello ABS sviluppato all'interno del C.R.F. Le prove di frenata sperimentali sono invece prove reali, tutte eseguite su una vettura FIAT Idea con motore Diesel, appositamente strumentata (figura 3.1).



Figura 3.1: FIAT Idea

Le principali caratteristiche dell'auto e degli pneumatici montati sono riportate nelle tabelle 3.I, 3.II e 3.III.

<b>Chassis</b>			
Massa totale anteriore	$M_{ant}$	884	[kg]
Massa totale posteriore	$M_{post}$	604	[kg]
Momento di inerzia a beccheggio	$J$	2058.40	[kg * m <sup>2</sup> ]
Altezza del baricentro	$h_G$	0.55	[m]
Passo veicolo	$l$	2.51	[m]
Coefficiente di penetrazione aerodinamico	$C_x$	0.3	[-]
Area di sezione frontale	$S$	1.99	[kg * m <sup>2</sup> ]

**Tabella 3.I : FIAT Idea chassis**

<b>Freni</b>			
Rapporto di leva del pedale	$\tau$	3.6	[-]
Area pompa freno	$A_p$	445.12	[mm <sup>2</sup> ]
Pressione di jump in	$P_{jump\ in}$	19	[bar]
Pressione di saturazione	$P_{sat}$	115	[bar]
Pressione massima	$P_{max}$	220	[bar]
Diametro pistoncini dischi anteriori	$d_{pist\_ant}$	54	[mm]
Raggio di frenatura esterno dischi anteriori	$r_{f\_ant\_e}$	128.5	[mm]
Raggio di frenatura interno dischi anteriori	$r_{f\_ant\_i}$	77.75	[mm]
Coefficiente di attrito freni anteriori	$\mu_{ant}$	0.4	[-]
Raggio di frenatura esterno Posteriore	$r_{f\_post\_e}$	102	[mm]
Raggio di frenatura interno posteriore	$r_{f\_post\_i}$	101	[mm]
Coefficiente di attrito freni posteriori	$\mu_{post}$	0.4	[-]

**Tabella 3.II: FIAT Idea freni**

<b>Pneumatici</b>			
Raggio indeformato	$R_{indef}$	0.311	[m]
Rigidezza verticale	$Kz_{pneu}$	213000	[N/m]

**Tabella 3.III: FIAT Idea pneumatici**

### 3.2 Prove di frenata

Le prove di frenata sperimentali puntano a qualificare il comportamento in frenata del veicolo, in termini di prestazione frenante e qualità percepita del comando freno. Prima di iniziare ciascuna prova, si rende necessario eseguire una procedura di *warm up* al fine di portare i componenti principali dell'autoveicolo a un livello di temperatura e pressione propri di una normale condizione di guida. Le grandezze acquisite e la relativa strumentazione impiegata sono riportate nella tabella 3.IV

Tempo	$t$	[s]	National Instruments PXI + Dewetron Dewerack 16
Angolo di assetto	$\beta$	[deg]	Corrsys HS-CE 32007
Velocità (modulo)	$V$	[km/h]	Corrsys HS-CE 32007
Accelerazione longitudinale	$A_x$	[g]	Accelerometro Kistler 8305A2M2
Carico pedale freno	$C a_{ped}$	[kg]	Pedale estensimetrato
Velocità di beccheggio	$\dot{\varphi}$	[deg/s]	Piattaforma inerziale MECO
Velocità ruote	$\omega_i$	[km/h]	Segnale ASR2 su rete Can HS 10ms
Pressione frenante alle ruote	$P_i$	[bar]	Sensore di pressione Entran V395
Pressione pompa freno	$P_{linea}$	[bar]	Sensore di pressione Entran Q4229
Depressione servofreno	$Dp_{servo}$	[bar]	Sensore di pressione assoluta Kavlico P155
Corsa pedale freno	$C o_{ped}$	[mm]	Potenzimetro Celesco PTX101-10-112-4110
Coppia alle ruote	$C_i$	[kg*m]	Torsiometro EMT 4F
Temperature pastiglie freni	$T p_i$	[°C]	Termocoppia tipo K
Temperatura disco anteriore destro	$T d_{ant\_dx}$	[°C]	Termocoppia tipo K
Angolo di beccheggio	$\varphi$	[deg]	Calcolato

Tabella 3.IV: grandezze acquisite nelle prove sperimentali

Sono qui nel seguito riassunte alcune osservazioni sulla strumentazione utilizzata [6]:

- il rilievo delle temperature è effettuato mediante termocoppie;
- il sensore ottico per il rilievo della velocità vettura è sistemato in prossimità della posizione longitudinale del baricentro, calcolata in funzione del passo vettura e dei carichi anteriore e posteriore in condizioni di prova (una persona + strumentazione al posto del sedile passeggero, con vettura completa di tutti i normali rifornimenti ed equipaggiamenti previsti dal costruttore);
- l'accelerometro per il rilievo dell'accelerazione longitudinale è posto in prossimità dell'asse di mezzeria della vettura e della posizione longitudinale del baricentro.

Le manovre eseguite sono:

- frenate statiche a 0 [mbar] e a 950 [mbar];
- frenate progressive;
- frenate progressive con intervento ABS;
- frenate a pressione costante (colpi di freno);
- frenate di emergenza.

Per quanto riguarda le prove di frenata numeriche, ovvero quelle ottenute dal C.R.F tramite *modello multibody*, si hanno a disposizione:

- frenata progressiva con intervento ABS;
- colpo di freno a 100 [N];
- colpo di freno a 300 [N].

Ciascuna prova è stata eseguita con due differenti tipologie di pneumatici le cui caratteristiche sono riportate in tabella 3.V.

		Pneumatico 1	Pneumatico 2	
Rigidezza verticale	$Kz_{pneu}$	213000	150000	[N/m]
Raggio indeformato	$R_{indef}$	0.3	0.29	[m]

**Tabella 3.V: caratteristiche pneumatici per frenate simulate**

### 3.2.1 Frenata statica

Per verificare che il veicolo sia in efficienza e che il servofreno funzioni correttamente si fa riferimento a frenate statiche a 0 [mbar] e a 950 [mbar]. Si tratta di frenate eseguite a veicolo fermo e con servo freno inserito o meno. Una frenata statica a 0 [mbar] prevede che la differenza di pressione tra le due camere di cui è costituito il servofreno sia nulla. Questo significa che il servofreno è disinserito e che non vi è amplificazione della forza esercitata dal guidatore sul pedale del freno (si veda capitolo 1.2.2). La frenata statica a 950 [mbar] presuppone che la pompa di depressione (il veicolo di prova ha un motore Diesel) sia in funzione e che generi una differenza di pressione tra le due camere del servofreno pari a 950 [mbar].

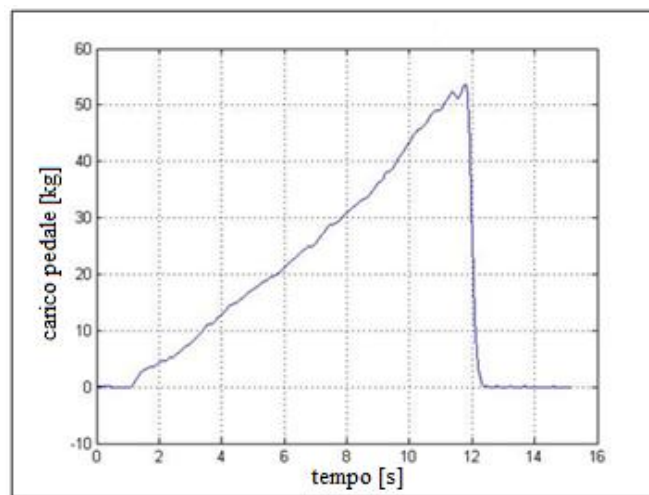


Figura 3.2: test sperimentale: frenata statica a 0 [mbar]. Andamento nel tempo del carico pedale

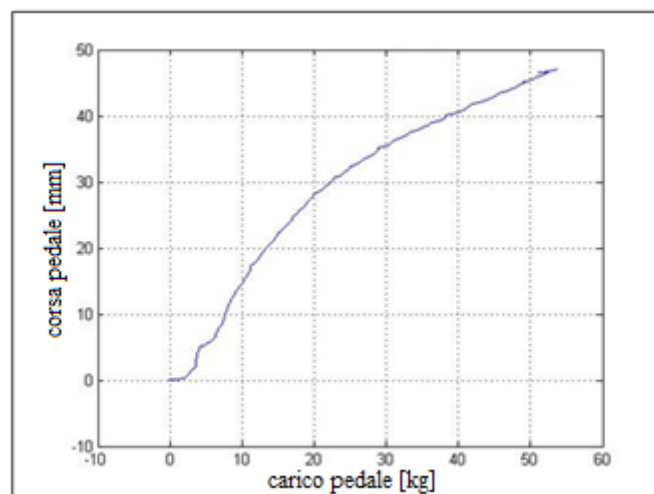
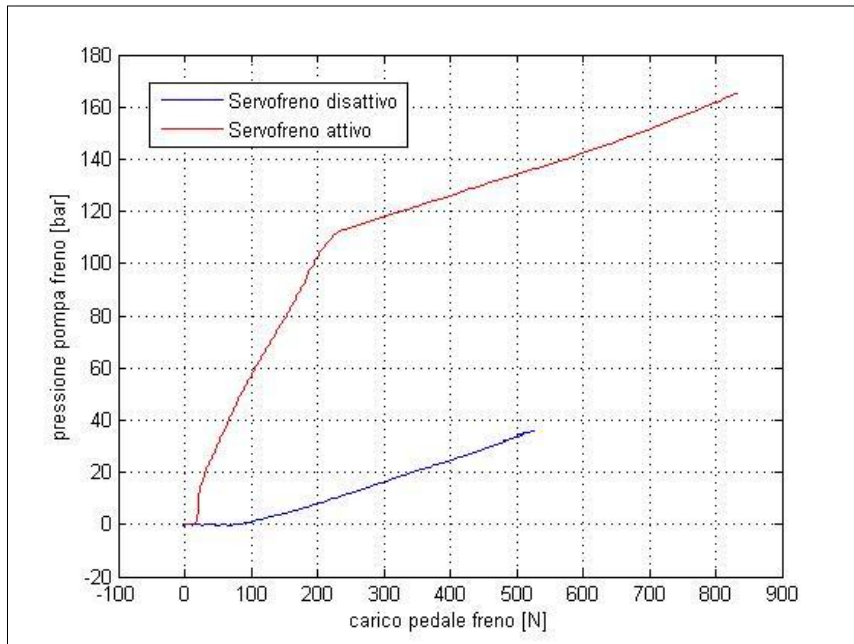


Figura 3.3: test sperimentale: frenata statica a 0 [mbar]. Andamento della corsa pedale in funzione del carico pedale

In figura 3.2 si riporta l'andamento del carico pedale applicato in funzione del tempo per una frenata statica a 0 [mbar]. Come si evince dal grafico la rampa di attuazione della frenata è lenta:

$$\frac{\Delta C_{aped}}{\Delta t} \sim 5 \frac{[kg]}{[s]} \quad [3.1]$$

In figura 3.3, sempre nel caso di una frenata statica a 0 [mbar] si riporta la corsa del pedale del freno in funzione del carico applicato. L'andamento di tale grandezza è legato al rapporto pedale del freno e agli assorbimenti dell'impianto frenante: all'aumentare della pressione entrano in gioco comprimibilità del fluido freni, deformabilità delle pastiglie e dei tubi.



**Figura 3.4: test sperimentale: frenata statica a 0 e 950 [mbar]. Andamento della pressione della pompa freno in funzione del carico pedale**

In figura 3.4 si riporta, nel caso di una frenata statica a 0 e 950 [mbar], l'andamento della pressione all'uscita della pompa freno. Dall'andamento di tale grandezza è possibile osservare l'amplificazione della forza esercitata dal guidatore sul pedale del freno, svolta dalla presenza del servo freno.

### 3.2.2 Frenata progressiva

La prova di frenata progressiva prevede di incrementare il carico pedale progressivamente fino ad inizio del bloccaggio delle ruote. In figura 3.5 si riporta l'andamento della velocità nel tempo, nel caso di una frenata progressiva. Come si evince dal grafico la prova non prevede di arrestare completamente il veicolo.

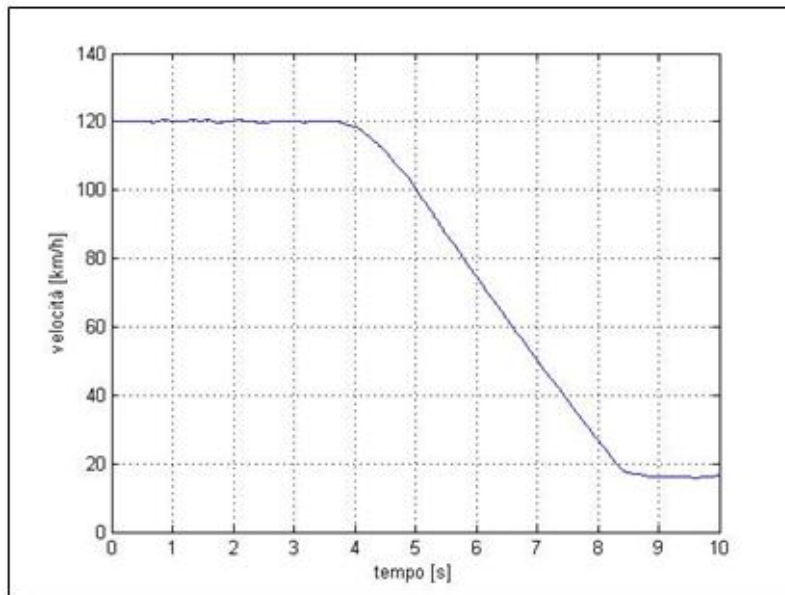


Figura 3.5: test sperimentale: frenata progressiva. Andamento nel tempo della velocità veicolo

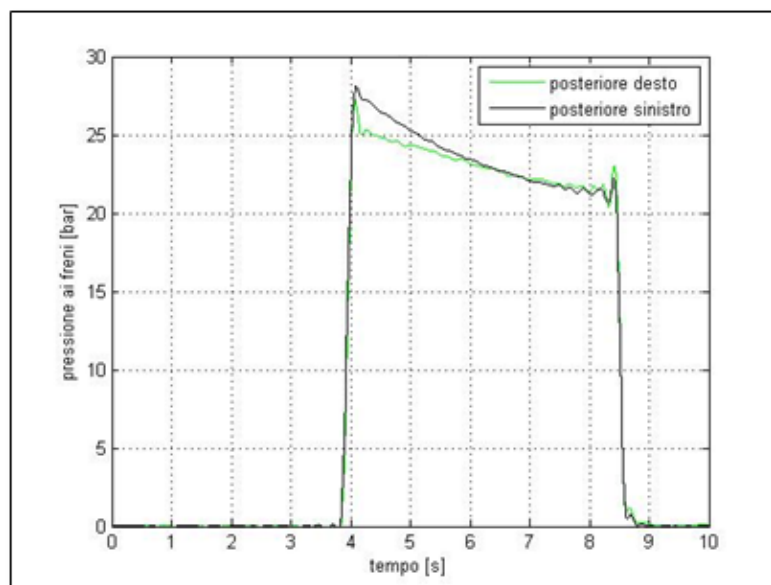


Figura 3.6: test sperimentale: frenata progressiva. Andamento nel tempo delle pressioni ai freni posteriori con intervento del sistema EBD



In figura 3.6 si riporta, sempre nel caso di una frenata progressiva, l'andamento nel tempo delle pressioni ai freni posteriori. Si può notare l'intervento del sistema EBD, il cui compito è quello di modulare la pressione nel circuito idraulico in modo che quella che raggiunge i freni posteriori sia inferiore rispetto a quella che arriva ai freni anteriori. In questo modo si aumenta l'efficienza dell'impianto frenante in una più ampia gamma di condizioni di aderenza e di carico, infatti si evita che le ruote posteriori, durante una frenata, giungano al bloccaggio (si veda capitolo 1.4).

### 3.2.3 Frenata a pressione costante (colpo di freno)

La manovra consiste in un incremento rapido del carico pedale per raggiungere un valore stabilizzato della pressione nell'impianto idraulico. Durante il transitorio sono da evitare overshoot eccessivi e rampe di salita troppo lente. In figura 3.7 si riporta l'andamento nel tempo del carico pedale per una frenata a pressione costante.

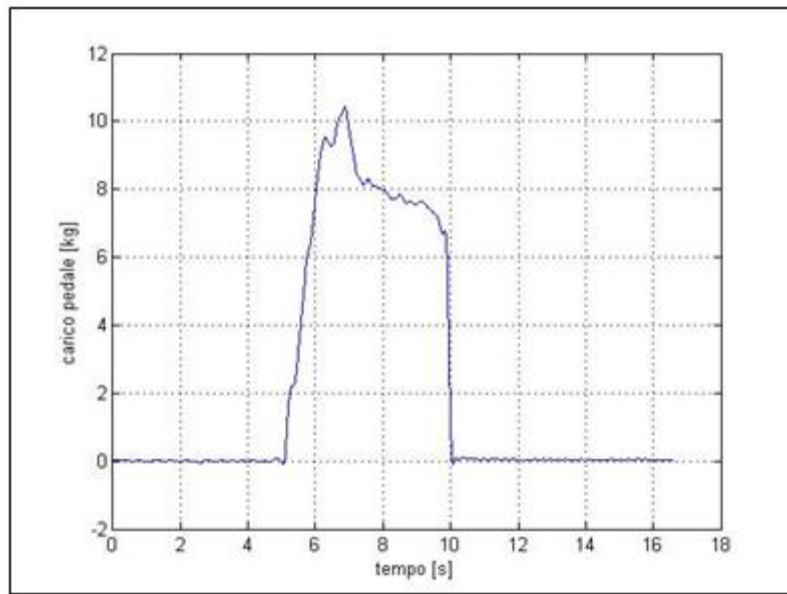


Figura 3.7: test sperimentale: frenata a pressione costante. Andamento nel tempo del carico pedale

In figura 3.8 si riporta l'andamento nel tempo delle pressioni alle ruote. Si può osservare che il valore regimato di pressione idraulica costante viene mantenuto per 4 secondi quindi si rilascia il pedale del freno, senza che necessariamente il veicolo si arresti.

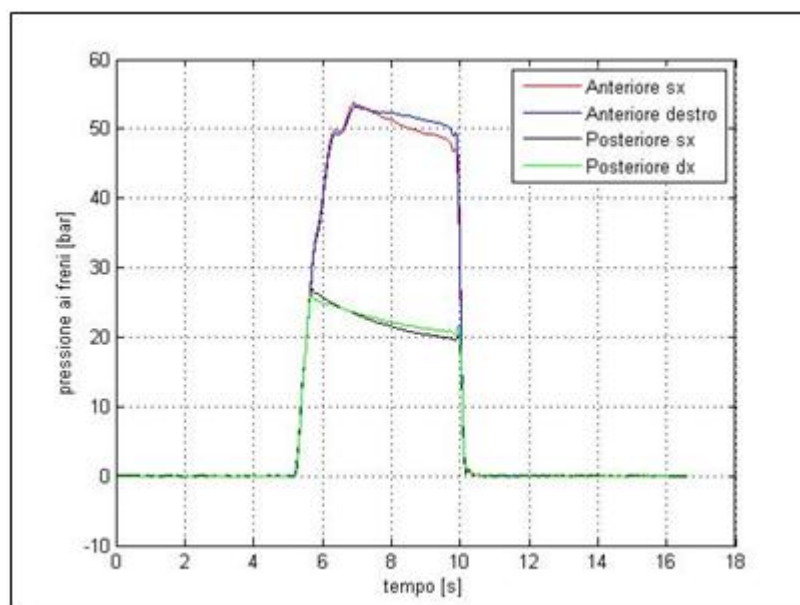
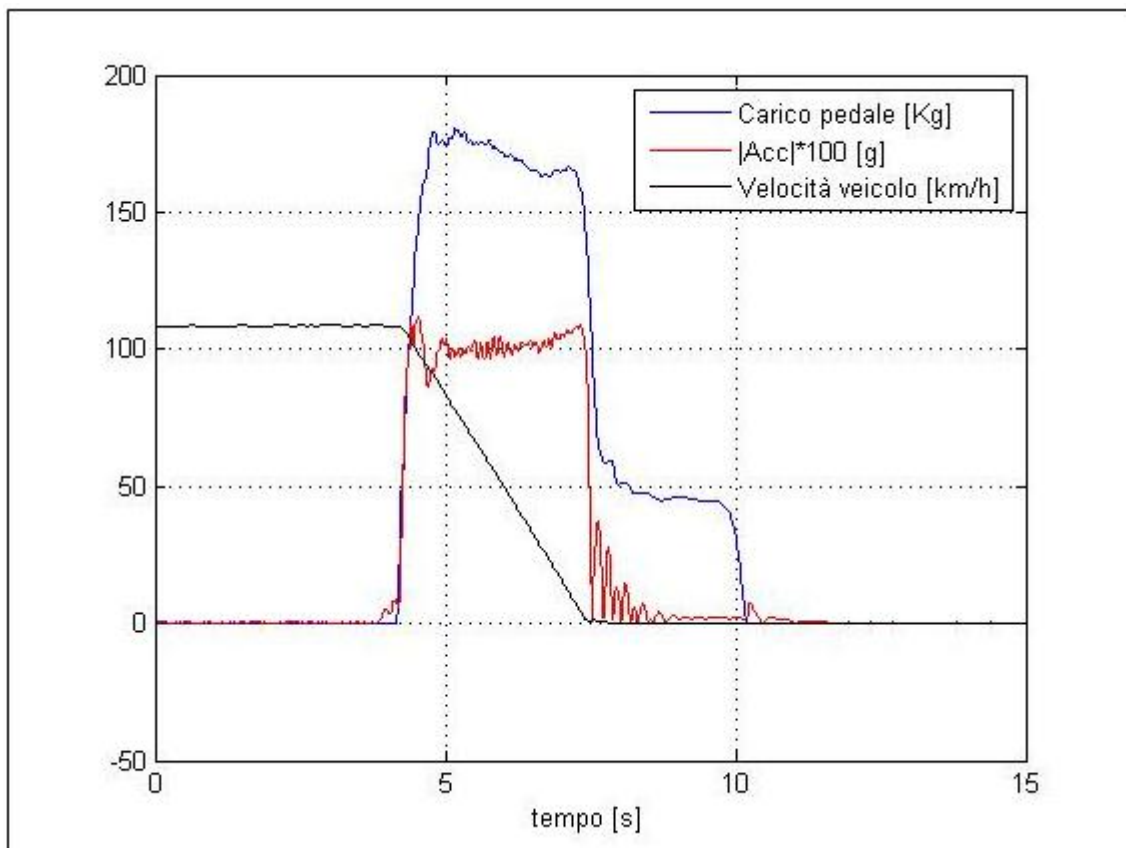


Figura 3.8: test sperimentale: frenata a pressione costante. Andamento nel tempo delle pressioni ai freni

### 3.2.4 Frenata di emergenza

La frenata di emergenza è una frenata improvvisa. In figura 3.9 si riporta l'andamento nel tempo, per una frenata di emergenza, del carico pedale, dell'accelerazione e della velocità veicolo.



**Figura 3.9:** test sperimentale: frenata di emergenza. Andamento nel tempo del carico pedale, dell'accelerazione e della velocità veicolo

Come si evince dal grafico la prova prevede di arrestare completamente il veicolo nel più breve tempo possibile.

### 3.3 Analisi dati sperimentali

L'acquisizione dei dati [6] presuppone un filtro anti-aliasing e una frequenza di campionamento pari 100 [Hz]. Vi è poi una fase di post processamento che prevede un filtraggio digitale ( $< 5$  [Hz]), l'eliminazione degli off-set, la compensazione della posizione dei sensori e la compensazione delle componenti gravitazionali. Prima di procedere con il lavoro di tesi un ulteriore intervento si rende necessario sulle acquisizioni sperimentali riferite alle velocità delle ruote. Queste ultime infatti sono misurate con una ruota fonica e il valore ottenuto è poi moltiplicato per il raggio di rotolamento per ottenere una misura della velocità espressa in [km/h]. Come si evince dall'esempio di figura 3.10, in cui si riporta l'andamento nel tempo della velocità veicolo e della stima della stessa velocità utilizzando le ruote foniche, si ottiene quindi una stima approssimata della velocità della ruota in virtù delle imprecisioni che si hanno nel definire il raggio di rotolamento.

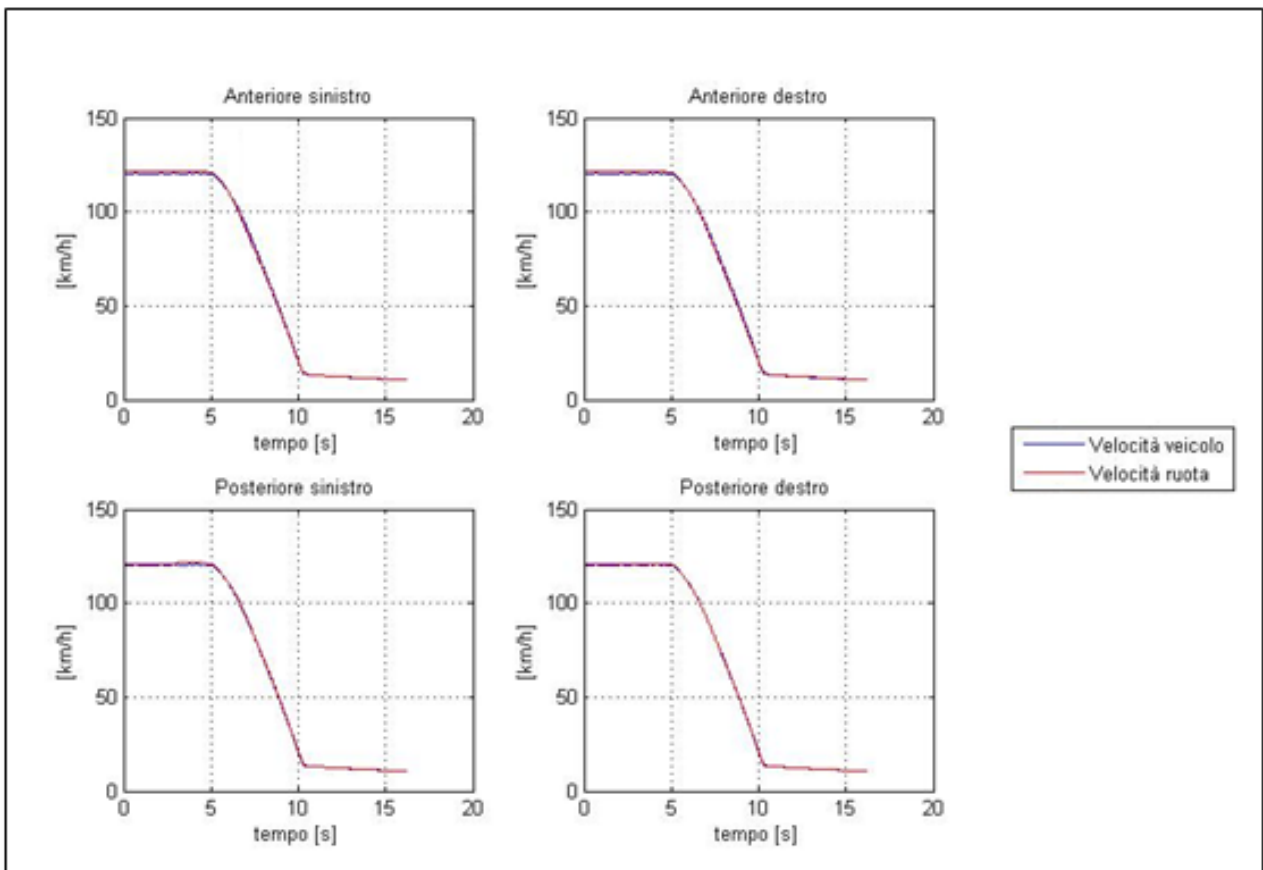


Figura 3.10: test sperimentale: frenata progressiva. Andamento nel tempo della velocità veicolo e della stima della stessa velocità utilizzando le ruote foniche

Per correggere tale errore si è proceduto ad una operazione di media, riscrivendo la velocità come:

$$Vel_{ruota\ modificata} = m * Vel_{ruota} + q \quad [3.2]$$

essendo:

$$m = \frac{(Vel_F - Vel_I)}{(Vel_{ruota_F} - Vel_{ruota_I})} \quad [3.3]$$

$$q = \frac{[Vel_I - Vel_{ruota_I} * (Vel_I - Vel_F)]}{(Vel_{ruota_I} - Vel_{ruota_F})} \quad [3.4]$$

e valutando la velocità media tra gli istanti I1 – I2 e tra F1 – F2 (figura 3.1) dove:

$Vel_I$  = velocità media veicolo tra gli istanti I1 – I2;

$Vel_F$  = velocità media veicolo tra gli istanti F1 – F2;

$Vel_{ruota_I}$  = velocità media ruota tra gli istanti I1 – I2;

$Vel_{ruota_F}$  = velocità media ruota tra gli istanti F1 – F2;

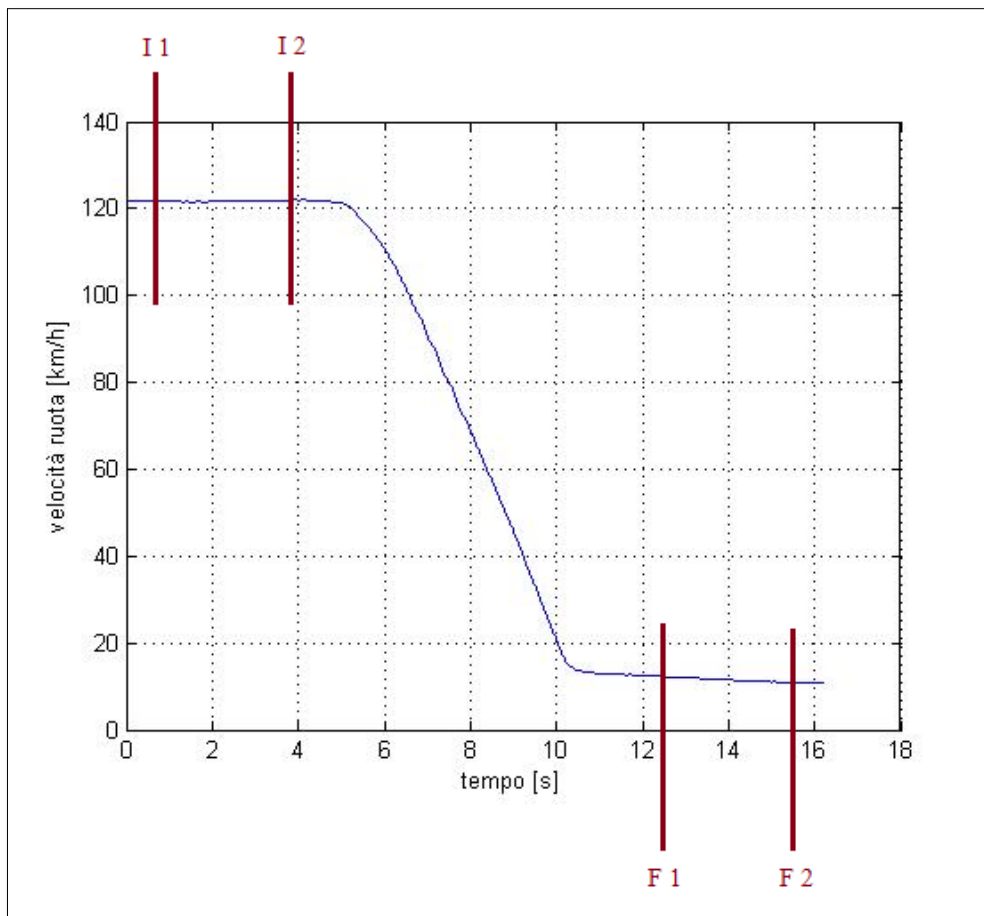
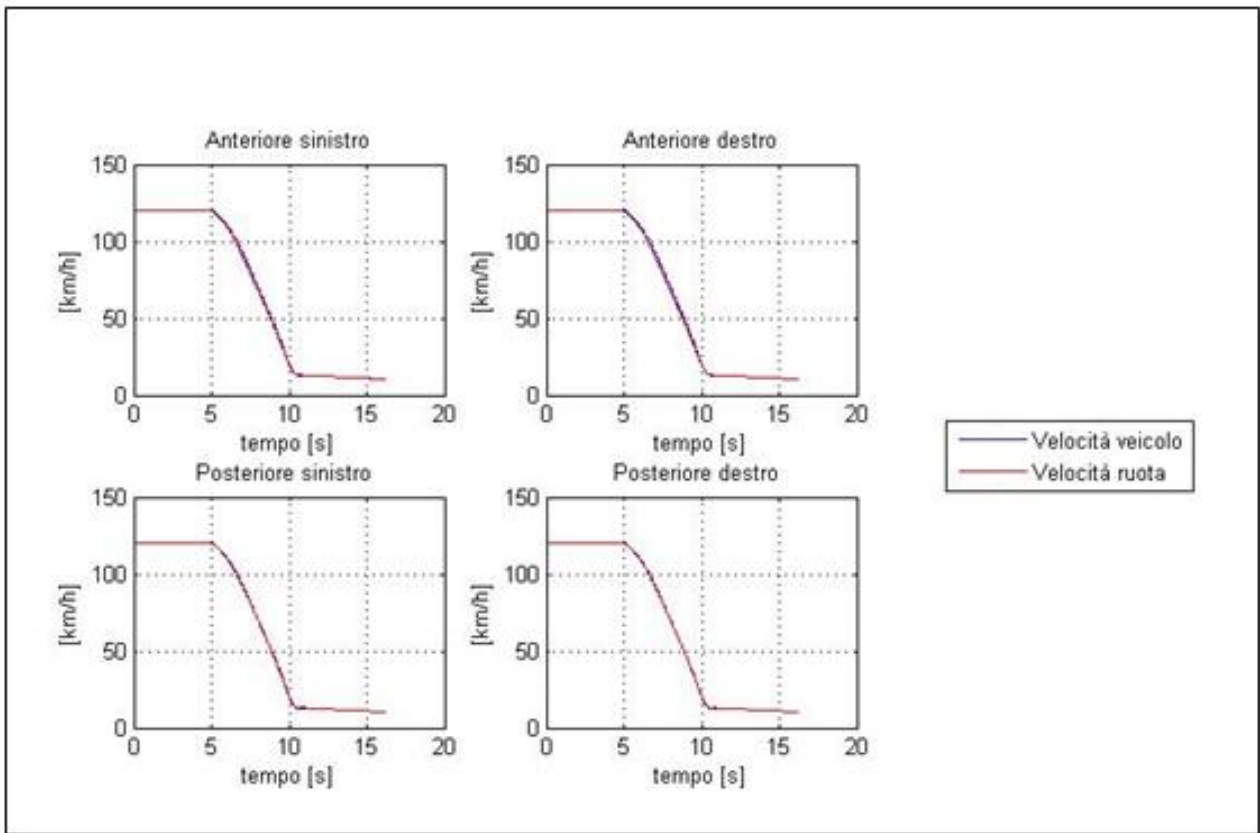


Figura 3.11: andamento tipico nel tempo della velocità stimata dalla ruota fonica

I risultati ottenuti a seguito delle modifiche viste sono riportati in figura 3.12. Come si può notare le imprecisioni sulla stima della velocità delle ruote sono state corrette.



**Figura 3.12: test sperimentale: frenata progressiva. Andamento nel tempo della velocità veicolo e della velocità ruote per una frenata progressiva a seguito delle modifiche effettuate su dati sperimentali**

Dopo aver preso visione delle varie tipologie di prova di frenata messe a disposizione dal C.R.F e delle acquisizioni effettuate, è ora possibile dedicarsi alla definizione del modello.

# Capitolo 4

## Modellazione

*In questo capitolo verrà presentato in dettaglio il modello di sintesi della dinamica longitudinale e dell'impianto frenante sviluppato nel corso del lavoro di tesi. Il modello complessivo elaborato deriva dall'assemblaggio di varie parti e di ciascuna di queste verranno messe in luce le ipotesi su cui sono stati costruite, le strutture che le contraddistinguono e gli scopi che si prefiggono. Si è lavorato evitando di definire un modello eccessivamente complesso e ricco di numerosi parametri, spesso di difficile definizione o non noti. Non bisogna inoltre dimenticare che i modelli più complessi comportano tempi di calcolo maggiori e risultano quindi in contrasto con la simulazione in tempo reale che ci si è prefissata.*

### 4.1 Modello semplificato dell'autoveicolo

In questa prima fase di lavoro si vuole andare a definire lo schema dell'autoveicolo con il sistema di riferimento considerato e le principali forze prese in considerazione per lo studio semplificato della dinamica della frenatura. In figura 4.1 è rappresentato il modello del veicolo in frenatura.

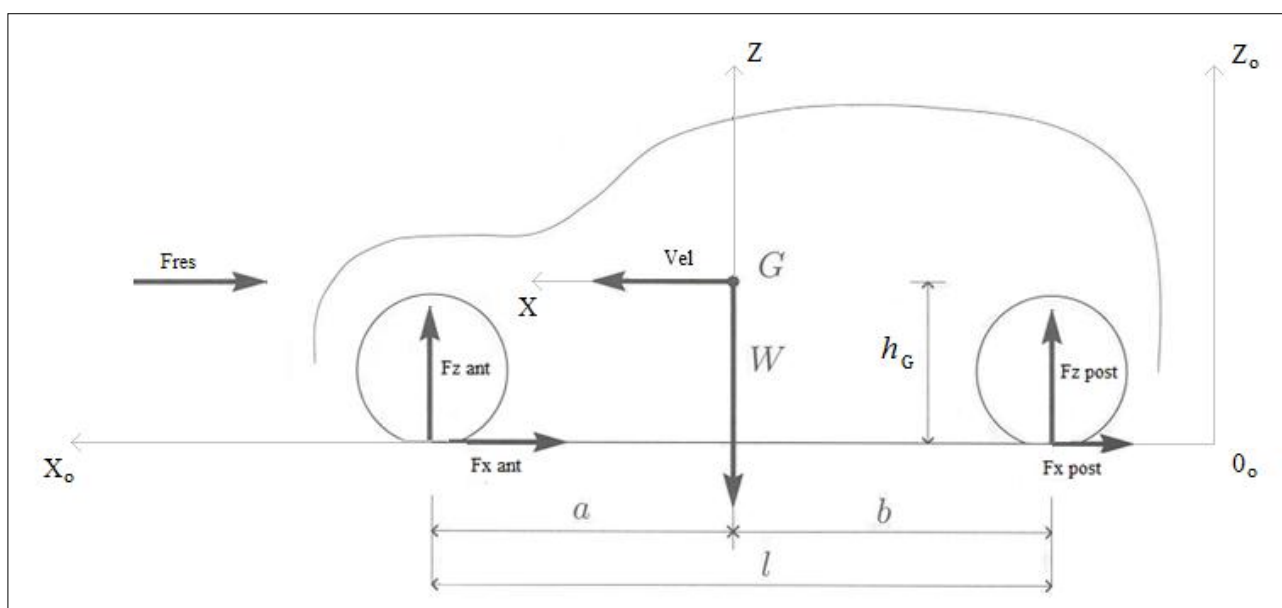


Figura 4.1: schema veicolo

In riferimento alla suddetta figura si ha che:

- $Fx_{ant}$  e  $Fx_{post}$  : forze longitudinali scambiate a terra sull'assale anteriore e posteriore [N];
- $Fz_{ant}$  e  $Fz_{post}$  : forze verticali agenti sull'assale anteriore e posteriore [N];
- $l$  : passo del veicolo [m];
- $a$  e  $b$  : distanza dal baricentro, rispettivamente, dell'asse anteriore e posteriore [m];
- $W = M \cdot g$  : peso del veicolo [N];
- $G$  : baricentro;
- $h_G$  : altezza del baricentro [m];
- $g$  : accelerazione di gravità [ $m/s^2$ ];
- $0_0X_0Z_0$  : sistema di riferimento solidale con la strada;
- $GXZ$  : sistema di riferimento solidale con il veicolo;

Si suppone che il veicolo si stia muovendo su una strada piana ed orizzontale, che gli angoli di sterzo di tutte le ruote sia nulli e che sia assente qualunque componente laterale del vento. Queste ipotesi equivalgono a dire che tutti gli pneumatici si trovano in condizioni di frenatura pura, cioè con gli angoli di deriva nulli. Si suppone inoltre che le ruote di uno stesso assale si trovino nelle stesse condizioni di aderenza, carico verticale e forze frenanti. L'obiettivo è andare a definire un modello a 4 gradi di libertà (figura 4.2)

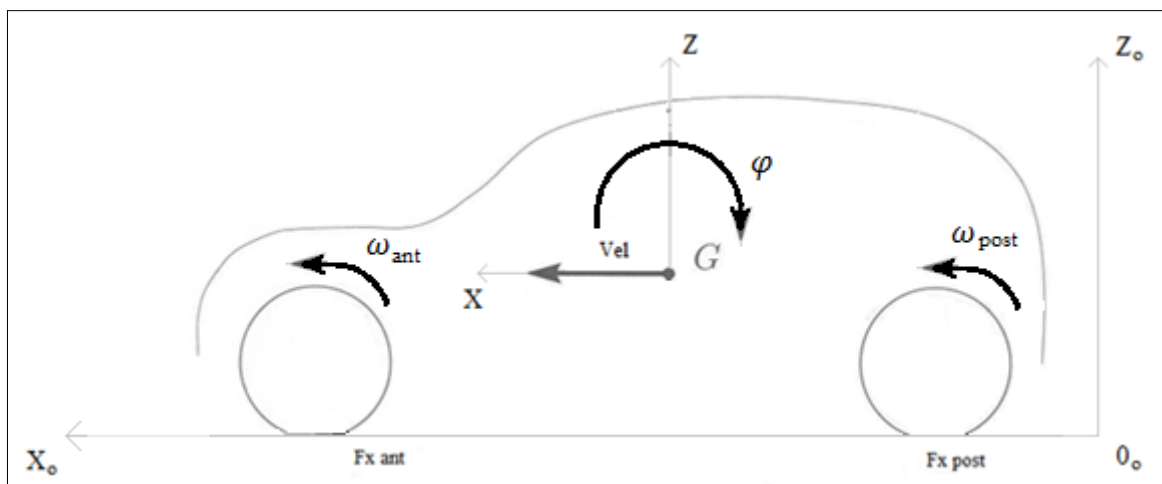


Figura 4.2: gradi di libertà del modello



## 4.2 Equazioni alla base del modello

Una volta analizzato lo schema veicolo è possibile definire le equazioni di moto per il veicolo come segue:

$$Fz_{ant} + Fz_{post} = M * g \quad [4.1]$$

$$Fx_{ant} + Fx_{post} - F_{res} = MA_x \quad [4.2]$$

$$Fz_{post}(a + b) + M * g * a - MA_x h_G = 0 \quad [4.3]$$

Nello studio delle forze resistenti che si oppongono all'avanzamento del veicolo [7], si intende come resistenza al rotolamento l'insieme degli attriti che si oppongono al movimento di una ruota su di un piano e cioè la combinazione di attrito radente e volvente. Si è soliti usare la definizione di resistenza al rotolamento per evidenziare che si tratta di calcoli che dipendono da molti fattori pratici che non vengono considerati nel calcolo puramente teorico. Specie nel trasporto su gomma questi fattori assumono grande importanza dal momento che lo pneumatico si deforma e si schiaccia nel punto di contatto, dissipando energia anche nelle tensioni interne che si creano fra le tele che lo costituiscono e nello strisciamento che deriva dal diverso diametro che la ruota assume in prossimità del punto di contatto. Si preferisce quindi affidarsi a dati sperimentali rilevati sul campo con dinamometri o con prove su rulliere piuttosto che arrivare al risultato con complicati calcoli teorici che tengano conto delle innumerevoli variabili. La resistenza volvente al rotolamento è legata, come tutti gli attriti, alla pressione esercitata dalla ruota sul piano stradale, pressione che dipende dal peso del veicolo. La resistenza dipende anche da molti altri fattori, come la corretta pressione di gonfiaggio degli pneumatici, il tipo di miscela usata, la rugosità del fondo stradale e la temperatura. Inoltre la resistenza al rotolamento aumenta con l'incrementare della velocità perché i pneumatici eseguono un numero di rotazioni maggiori in un determinato periodo di tempo dato, sono cioè sottoposti a deformazione con maggiore frequenza. Detto tutto questo si deduce che la resistenza andrebbe valutata per ogni assale ma poiché si sta affrontando lo sviluppo di un modello semplificato si può affermare con buona approssimazione:

$$F_{res} = f_0 + f_2 * V^2 \quad [4.4]$$

$$f_0 = f_v * Fz \quad [4.5]$$

$$f_2 = \frac{1}{2} * \rho * S * c_x \quad [4.6]$$

dove:

$$f_v = 1 * 10^{-3};$$

$$\rho = 1.204 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right];$$

$c_x$  → coefficiente di penetrazione aereodinamica;

$S$  → sezione frontale autoveicolo [m<sup>2</sup>].

I coefficienti  $f_0$  e  $f_2$  sono in genere ricavati da prove cosiddette di *coast down*.

Le forze longitudinali  $Fx_{ant} + Fx_{post}$  derivano dall'applicazione delle Magic Formula:

$$Fx = D_x * \sin\{C_x * \text{atan}[B_x * k_x - E_x(B_x * k_x - \text{atan}(B_x * k_x))]\} + S_{vx} \quad [4.7]$$

dove  $k_x$  è lo scorrimento longitudinale,  $D_x B_x C_x E_x S_{vx}$  sono i macrocoefficienti, presentati e analizzati nel capitolo 2.3, funzione del carico verticale  $F_z$ , dell'angolo di campanatura oltre che da una serie di fattori scala. Lo scorrimento longitudinale è un parametro che fornisce in termini adimensionali una quantificazione della differenza tra l'effettiva condizione di moto della ruota e quella di puro rotolamento. La formulazione a cui si fa riferimento è la seguente:

$$k = - \left( \frac{V - \omega * R_{rot}}{V} \right) \quad [4.8]$$

dove:

$V$  : velocità veicolo [m/s];

$\omega$  : velocità angolare ruota [rad/s];

$R_{rot}$  : raggio di rotolamento;

A seconda che alla ruota sia applicata una coppia frenante o traente si avranno, rispettivamente, uno scorrimento negativo e uno positivo. Dalla letteratura [1] si ricava il raggio di rotolamento come:

$$R_{rotolamento} = \left( \frac{R_{indeformato} + R_{sottocarico}}{2} \right) \quad [4.9]$$

Il valore di  $R_{sottocarico}$  deriva dal rapporto tra carico verticale gravante sulla ruota e rigidità verticale del pneumatico:

$$R_{sottocarico} = \frac{Fz_{ruota}}{Kz_{pneu}} \quad [4.10]$$

Nello studio della dinamica della ruota, al fine di valutarne la velocità angolare, si fa riferimento allo schema presentato in figura 4.3.

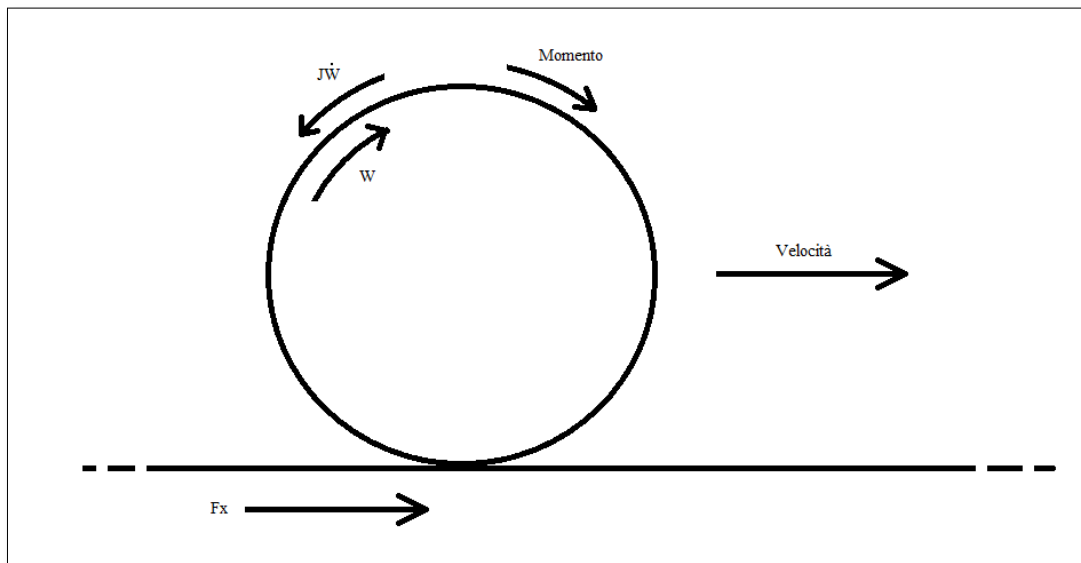


Figura 4.3 : equilibrio ruota

Come si evince dalla figura, la definizione della velocità angolare della ruota viene dalla integrazione dell'equazione alla base dell'equilibrio ruota:

$$J_{ruota}\dot{\omega} - M_r + F_x * R_{sotto\ carico} = 0 \quad [4.11]$$



$$J_{ruota}\dot{\omega} = M_r - F_x * R_{sotto\ carico} \quad [4.12]$$

$M_r$  sta ad indicare la coppia alla ruota, nel caso in esame si deve tenere in considerazione che si tratta di una coppia frenante:

$$M_r = 2 * P_{linea} * R_{efficace} * \mu * A_{pistoncini} \quad [4.13]$$

dove:

$M_r$  : coppia frenante [Nm];

$P_{linea}$  : pressione in uscita dalla pompa freno [Pa];

$\mu$  : coefficiente di attrito tra gli elementi frenanti;

$R$  : raggio efficace [m];

2 : si hanno due superfici di attrito;

$A$  : area equivalente dei cilindretti di frenatura.

Il raggio efficace [8] viene calcolato a partire dai raggi interno  $r_i$  ed esterno  $r_e$  del disco in base all'espressione:

$$R_{eff} = \frac{2}{3} * \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2} \quad [4.14]$$

Nel caso in cui si avesse a che fare con un freno a tamburo si utilizza il valor medio:

$$R_{eff} = \frac{r_e + r_i}{2} \quad [4.15]$$

Una volta note le forze longitudinali scambiate a terra e la forza resistente all'avanzamento è possibile valutare la decelerazione longitudinale del veicolo:

$$A_x = \left( \frac{F_{x_{ant}} + F_{x_{post}} - F_{res}}{M} \right) \quad [4.16]$$

In condizione di marcia uniforme (velocità costante), sui due assali gravano i cosiddetti carichi statici  $w_{ant}$  e  $w_{post}$  che dipendono solo dalla posizione del baricentro:

$$w_{ant} = M * g * \frac{b}{l} \quad [4.17]$$

$$w_{post} = M * g * \frac{a}{l} \quad [4.18]$$

In frenatura si ha un aumento  $\Delta F_z$  del carico sull'assale anteriore e una conseguente pari diminuzione su quello posteriore. Infatti rifacendosi alle equazioni di moto del veicolo, per una accelerazione longitudinale generica si ottiene:

$$F_{Z_{ant}} = \left( \frac{M * g * b}{l} \right) - \left( \frac{M * A_x * h_G}{l} \right) \quad [4.19]$$

$$F_{Z_{post}} = \left( \frac{M * g * a}{l} \right) + \left( \frac{M * A_x * h_G}{l} \right) \quad [4.20]$$

In base alle equazioni appena proposte il trasferimento di carico dipende linearmente dall'accelerazione longitudinale ed è tanto maggiore quanto maggiore è il rapporto  $h/l$  tra l'altezza del baricentro ed il passo del veicolo. Questo modo di procedere prevede di considerare le forze frenanti costanti e di conseguenza di trascurare i moti di beccheggio della carrozzeria; tali moti sono infatti localizzati nei primi istanti di applicazione delle forze frenanti e implicano rotazioni della cassa di alcuni gradi. Per questo motivo l'altezza  $h_G$  del baricentro può essere ritenuta costante.

Per non andare a perdere il contributo legato alla dinamica di beccheggio, nel calcolo delle forze verticali agenti sugli assi anteriore e posteriore, occorre considerare la seguente equazione:

$$J * \ddot{\varphi} + C * \dot{\varphi} + K * \varphi = M * A_x * h_G \quad [4.21]$$

dove in  $K$  confluiscono tutti i termini di rigidità, in  $C$  tutti quelli di smorzamento e in  $J$  tutti quelli di inerzia relativi al veicolo. Dall'equazione di equilibrio è possibile osservare come il termine elastico e di smorzamento equilibrino il termine inerziale e la forzante. Questi due termini coincidono con il momento che si scarica a terra pari al trasferimento di carico per il passo ( $l$ ) dell'autoveicolo:

$$C * \dot{\varphi} + K * \varphi = \Delta Fz * l \quad [4.22]$$

Una volta valutato il trasferimento di carico  $\Delta Fz$  è possibile andare a calcolare i carichi verticali agenti sugli assi anteriore e posteriore come segue:

$$Fz_{ant} = w_{ant} + \Delta Fz \quad [4.23]$$

$$Fz_{post} = w_{post} - \Delta Fz \quad [4.24]$$

Nel calcolo dei carichi verticali sugli assi anteriore e posteriore con le equazioni [4.23] e [4.24], si considera implicita l'equazione [4.1]. Si suppone quindi che la somma dei carichi verticali  $Fz$  sia costante. Questo implica che si introducano alcune semplificazioni:

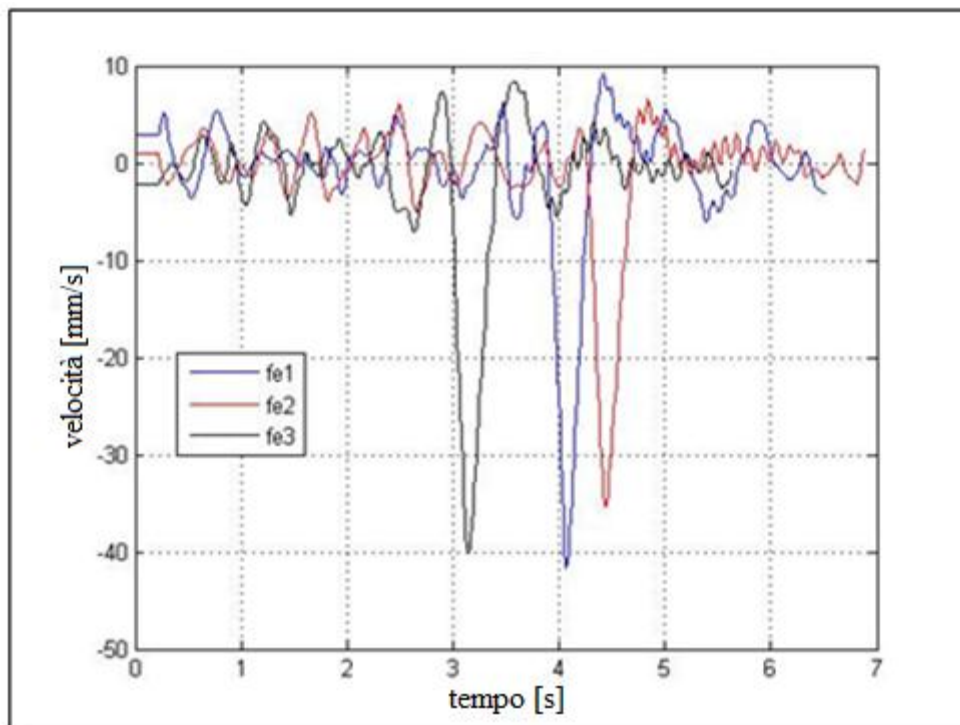
- strada perfettamente liscia (come già ipotizzato);
- la caratteristica degli smorzatori viene considerata lineare e si assume uguale in estensione e in compressione;
- la caratteristica degli elementi elastici viene considerata lineare.

Di norma, per una vettura tradizionale senza particolari caratteristiche sportive, si può affermare che in un grafico che riporta in ascissa la velocità di scuotimento del centro ruota e in ordinata la forza verticale agente su di esso generata dall'ammortizzatore, la curva abbia caratteristica lineare fino a circa 100 [mm/s] (valore fornito da C.R.F.). Il modello trattato prevede quindi di lavorare nel tratto lineare. In figura 4.4, in cui si riporta l'andamento nel tempo della stima della velocità di scuotimento del centro ruota, per le tre frenate d'emergenza che sono state fornite dal C.R.F., si può avere una dimostrazione di massima di quanto affermato. Dal grafico si evince infatti che il valore

della stima della velocità di scuotimento del centro ruota rimane al di sotto della soglia dei 100 [mm/s]. La velocità di scuotimento del centro ruota è stimata come segue:

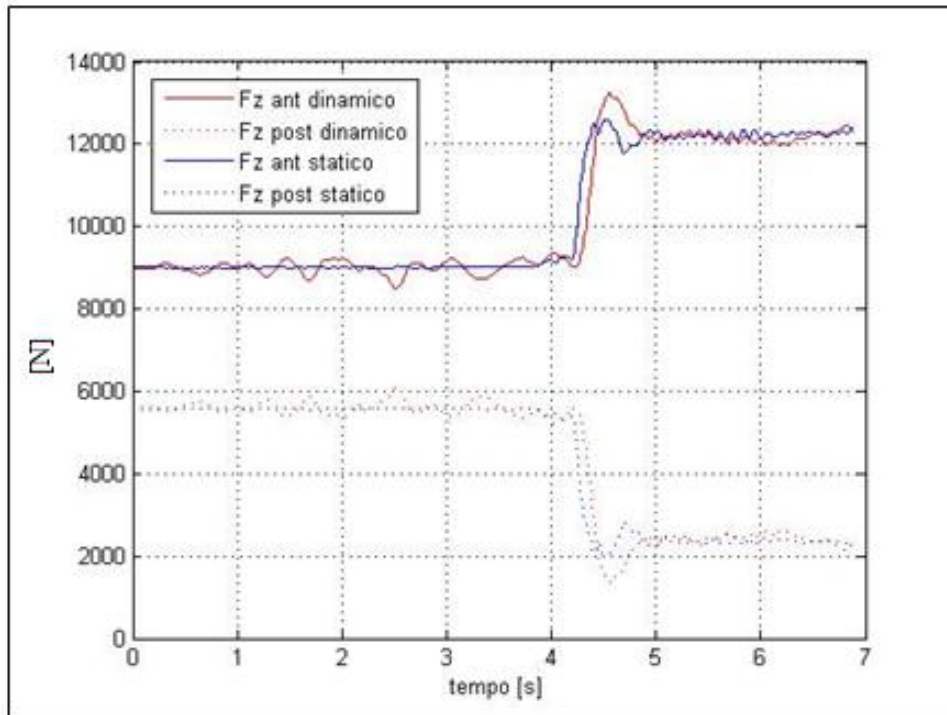
$$V_{vert\_pneu} = \frac{(0.5 * \dot{\varphi} * (\pi/180) * 1000)}{l} \quad [4.25]$$

Tale formula deriva dall'aver considerato il veicolo simmetrico rispetto al centro di beccheggio, che si suppone posizionato nel centro dello chassis. Si tratta di assunzioni arbitrarie che vengono introdotte al fine di effettuare una valutazione di prima approssimazione, poiché i dati acquisiti non consentono di formulare ipotesi più precisi.

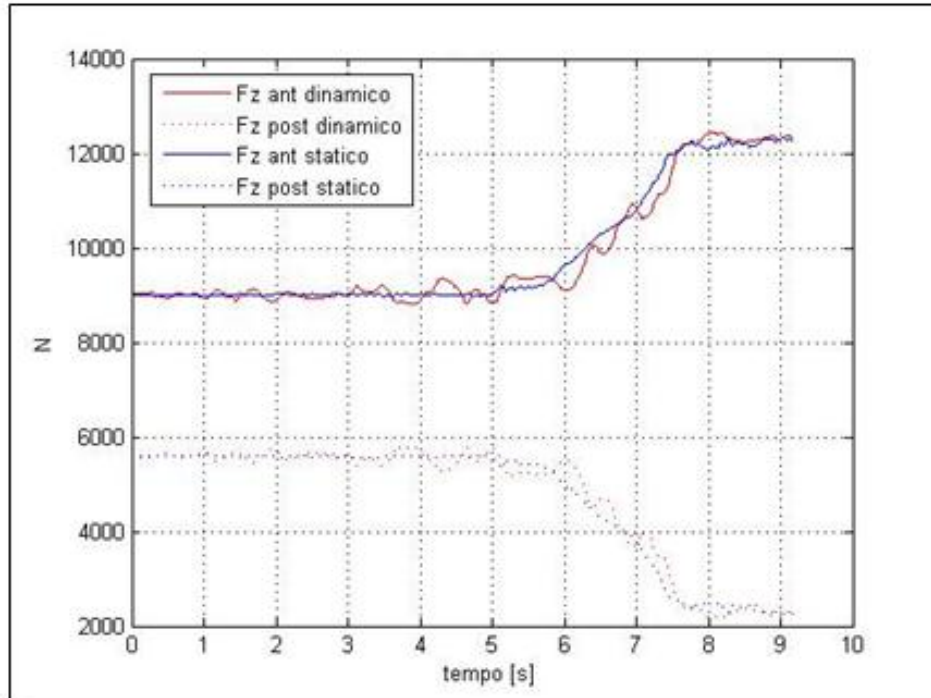


**Figura 4.4: test sperimentale: frenate di emergenza.**  
**Andamento nel tempo della stima della velocità verticale del pneumatico.**  
**Con fe si indica una frenata di emergenza**

In figura 4.5 e 4.6 si riporta il confronto tra l'andamento nel tempo del carico verticale dinamico ottenuto dalle equazioni [4.23] [4.24] e il carico verticale definito dalle formule statiche [4.19] [4.20], rifacendosi rispettivamente alle acquisizioni di una prova frenata sperimentale di emergenza e di una progressiva con intervento ABS. Si può osservare che usando le equazioni [4.23] e [4.24] il trasferimento di carico non è funzione esclusivamente dell'accelerazione longitudinale  $A_x$  e che di conseguenza non si perde il contributo derivante dalla dinamica di beccheggio del veicolo.



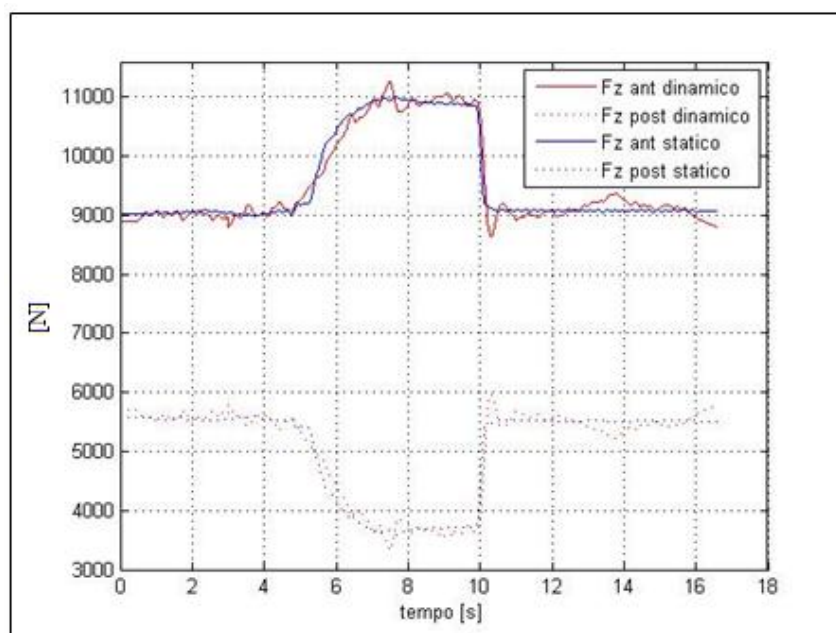
**Figura 4.5: test sperimentale: frenata di emergenza.**  
 Andamento nel tempo del carico verticale sugli assi anteriore e posteriore



**Figura 4.6: test sperimentale: frenata progressiva con intervento ABS.**  
 Andamento nel tempo del carico verticale sugli assi anteriore e posteriore



Si può inoltre evincere dalle figure presentate che, durante la fase di frenata regimata, il valore del carico verticale che si ottiene con le equazioni [4.23] e [4.24] deve coincidere con quello calcolato mediante la formula statica [4.19] e [4.20]. Come ulteriore verifica di quanto affermato, in figura 4.7 si riporta il confronto tra l'andamento nel tempo del carico verticale dinamico ottenuto dalle equazioni [4.23] [4.24] e il carico verticale definito dalle formule statiche [4.19] [4.20], rifacendosi alle acquisizioni di una prova frenata sperimentale di tipo a pressione costante (decelerazione pari a 0.6 [g]).



**Figura 4.7: test sperimentale: frenata a pressione costante.**  
Andamento nel tempo del carico verticale sugli assi anteriore e posteriore

### 4.3 Schema Simulink del modello

In figura 4.8 è sintetizzato lo schema del modello sviluppato in simulink. È possibile osservare i principali componenti che lo costituiscono e il modo con cui questi risultano correlati. In ogni singolo blocco sono anche riportate le equazioni che ne stanno alla base.

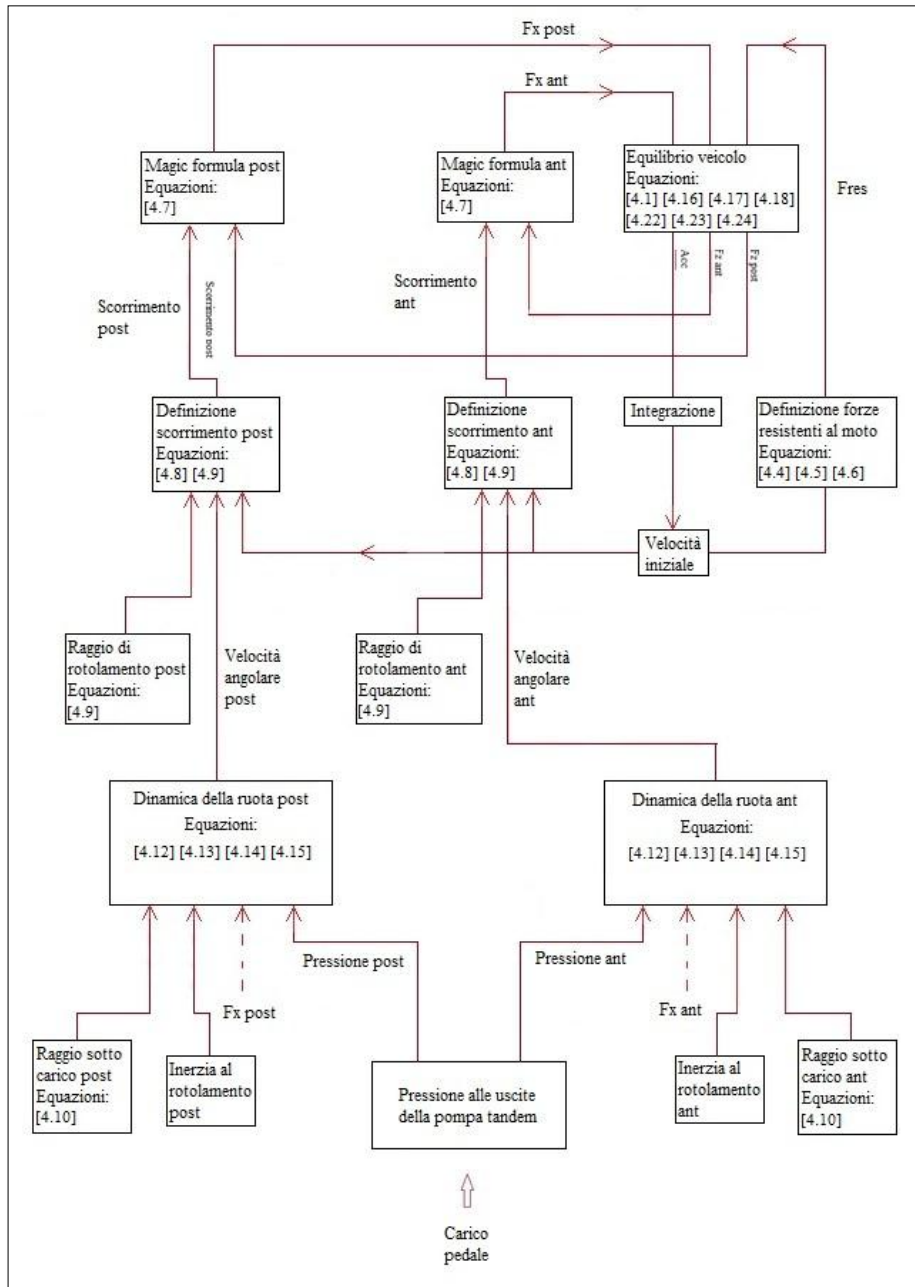
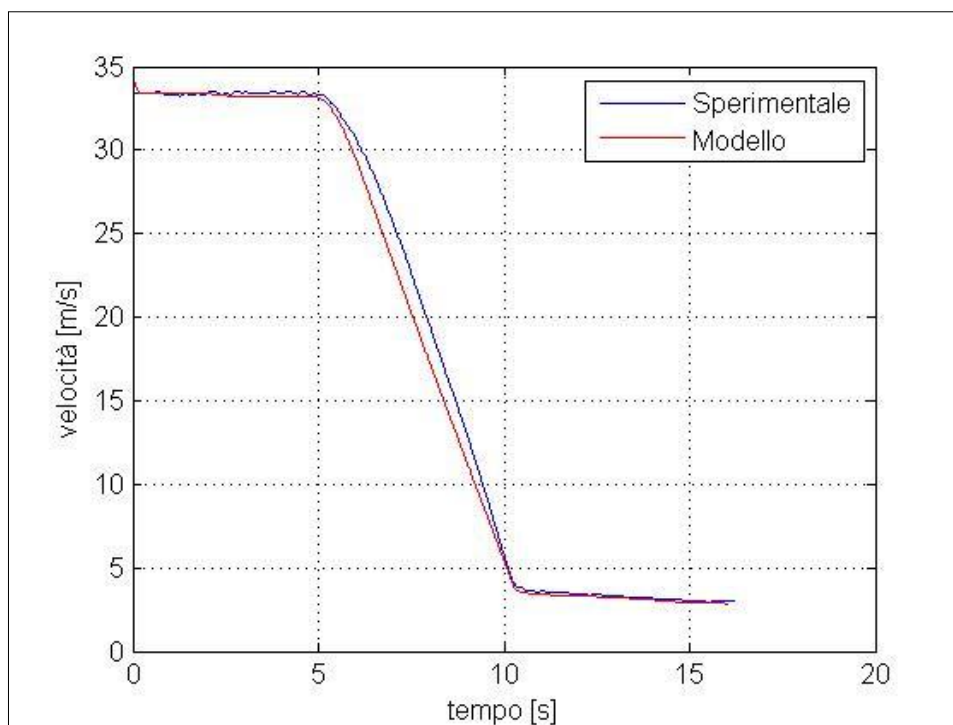


Figura 4.8: sintesi del modello simulink del veicolo

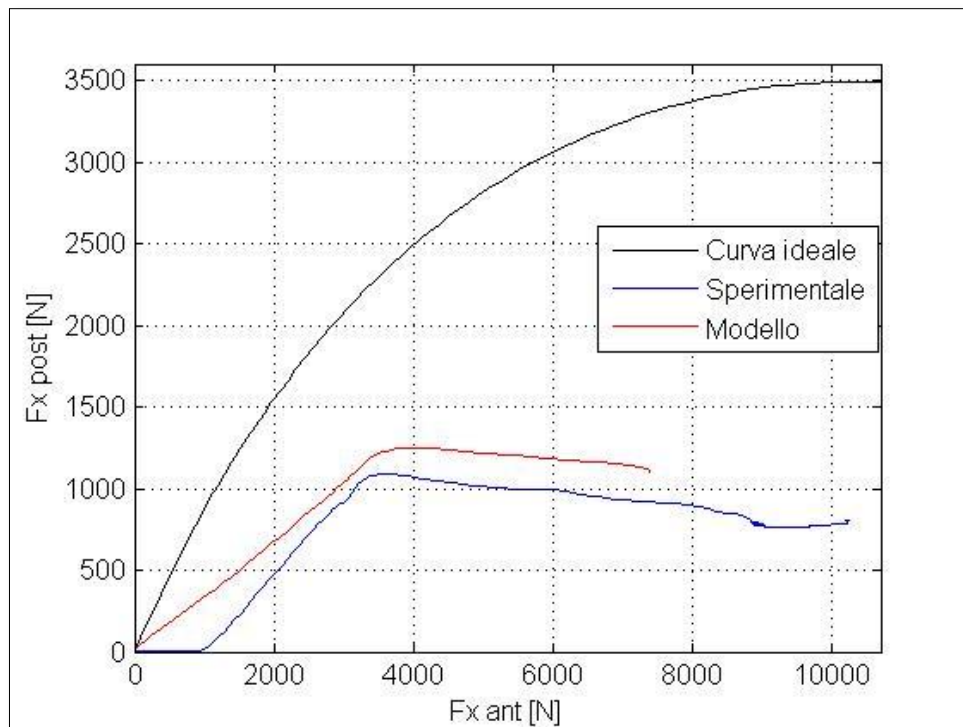
## 4.4 Validazione modello

Considerando l'acquisizione sperimentale di una delle frenate progressive fornite dal C.R.F. è possibile ottenere una validazione del modello descritto al paragrafo 4.3. In figura 4.9 si riporta il confronto nel tempo tra la velocità del veicolo ottenuta dal modello *Simulink* e la velocità del veicolo ricavata dall'acquisizione sperimentale della prova di frenate in esame. I parametri alla base delle equazioni del modello sono riferiti alla vettura FIAT Idea (capitolo 3.1) e l'input del modello Simulink, ovvero il carico pedale (figura 4.8), è costituito dalla storia temporale del carico pedale misurata nella prova di frenata sperimentale in esame.



**Figura 4.9: andamento nel tempo della velocità veicolo**

In figura 4.10 si riporta il confronto tra la ripartizione delle forze longitudinali scambiate a terra ottenute dal modello *Simulink* e la ripartizione derivante dall'acquisizione sperimentale di una delle frenate progressive fornite dal C.R.F.. Entrambe le ripartizioni risultano poi confrontate con la curva di frenatura ideale presentata nel capitolo 1.3. I parametri alla base delle equazioni del modello sono sempre riferiti alla vettura FIAT Idea (capitolo 3.1) e l'input del modello Simulink, ovvero il carico pedale (figura 4.8), è sempre costituito dalla storia temporale del carico pedale misurata nella prova di frenata sperimentale in esame.



**Figura 4.10: ripartizione delle forze longitudinali scambiate a terra**

Si può osservare dalle figure presentate che, nonostante le ipotesi semplificative introdotte, i risultati ottenuti dal modello Simulink sono in buon accordo con quelli sperimentali.

# Capitolo 5

## Tecniche di identificazione

*Nel capitolo precedente si sono presentate le equazioni alla base del modello e la struttura di quest'ultimo. Talvolta può accadere che non si disponga dei parametri alla base delle equazioni studiate o che le procedure classiche per individuarli richiedano uno sforzo in termini di tempo e allestimento eccessivo. Si pensi al caso di quando si vuole studiare una vettura di cui non si conoscono nei particolari i dettagli costruttivi oppure quando si deve provare una vettura che monta degli pneumatici di cui si conoscono solo le caratteristiche di rigidità verticale e di raggio indeformato. In questo capitolo verranno proposte delle tecniche di identificazione per ovviare nel più breve tempo possibile a queste problematiche.*

### 5.1 Identificazione servofreno

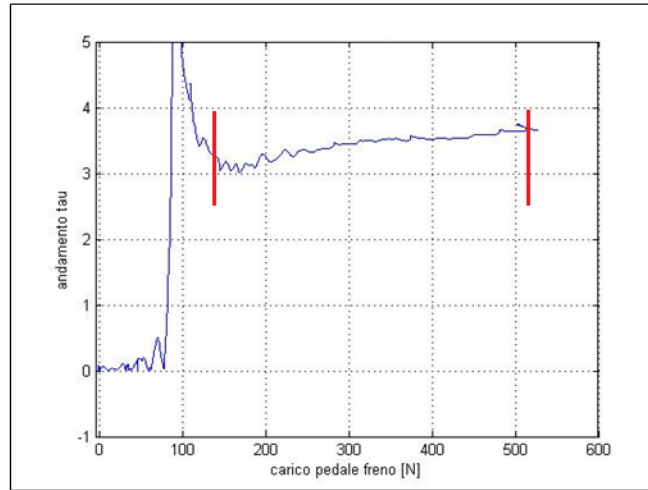
Nello studio dell'identificazione dei parametri propri del servofreno risultano particolarmente utili le prove di frenata sperimentali di tipo statico a 0 [mbar] e a 950 [mbar] (capitolo 3.2.1). Si tratta di prove eseguite a veicolo fermo con o senza servofreno inserito. Nell'analisi del servofreno occorre tenere presente che per ottenere la forza agente sul puntale del servofreno si deve moltiplicare la forza esercitata dal guidatore sul pedale del freno per il rapporto di leva al pedale ( $\tau$ ):

$$F_{puntale} = F_{pedale} * \tau \quad [5.1]$$

dove:

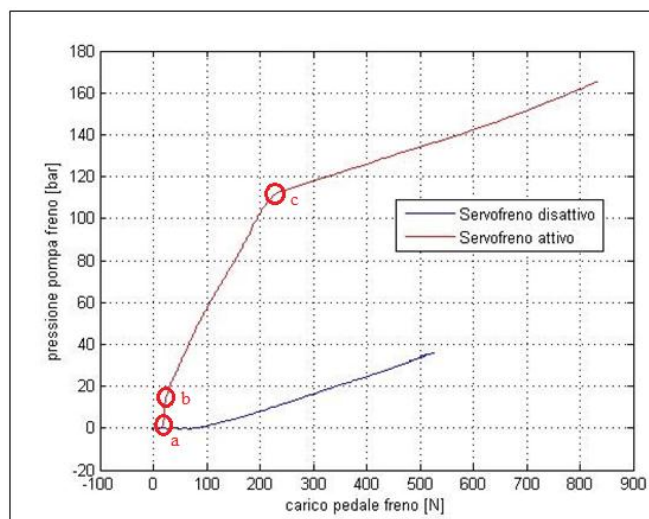
$$\tau = \frac{\text{Pressione in uscita dalla pompa freno [Pa]}}{\text{Carico pedale [N]}} \quad [5.2]$$

In figura 5.1 si riporta l'andamento di  $\tau$ , ottenuto dall'analisi dei dati sperimentali della frenata statica a 0 [mbar] ovvero con servofreno disinserito.



**Figura 5.1: test sperimentale: frenata statica a 0 [mbar] (servofreno disinserito).  
Andamento del rapporto di leva pedale stimato**

Come si evince dalla figura, nel range evidenziato,  $\tau$  si può approssimare al valore costante di 3.5. In figura 5.2 si riporta, per una frenata statica a 0 [mbar] e a 950 [mbar], l'andamento, in funzione del carico pedale, della pressione della pompa freno. Risultano essere ben visibili il carico di attacco (*a*), ovvero il carico pedale necessario a vincere la resistenza delle molle del servofreno, la pressione di *jump in* (*b*) e la pressione di ginocchio (*c*) in corrispondenza della quale il servofreno raggiunge il massimo valore di forza che è in grado di fornire. Si può inoltre notare la non perfetta linearità di alcuni tratti delle curve, spiegabile con il fatto che l'andamento del rapporto di leva del pedale non è costante.



**Figura 5.2: test sperimentale: frenata statica con servofreno. Andamento pressione pompa freno in funzione del carico pedale con in evidenza: carico di attacco (*a*), jump in (*b*), pressione di ginocchio (*c*)**

## 5.2 Identificazione coefficiente di attrito elementi frenanti ( $\mu$ )

Il coefficiente di attrito gioca un ruolo importante nel determinare le prestazioni di frenata. Infatti la coppia frenante è definita come:

$$M_r = 2 * P_{linea} * R_{efficace} * \mu * A_{pistoncini} \quad [5.3]$$

dove:

$M_r$  : coppia frenante [Nm];

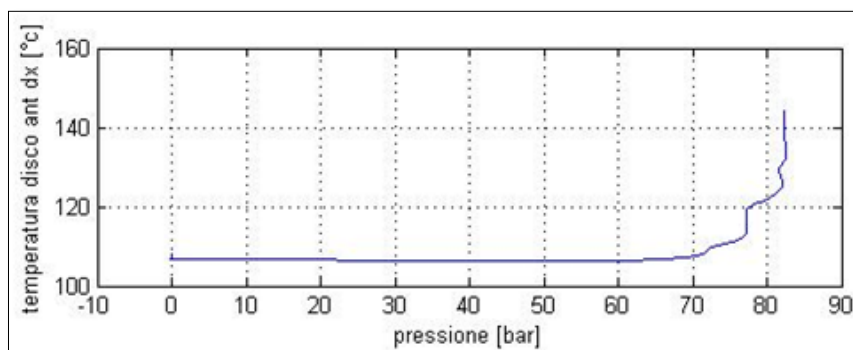
$P_{linea}$  : pressione in uscita dalla pompa freno [Pa];

$\mu$  : coefficiente di attrito tra gli elementi frenanti;

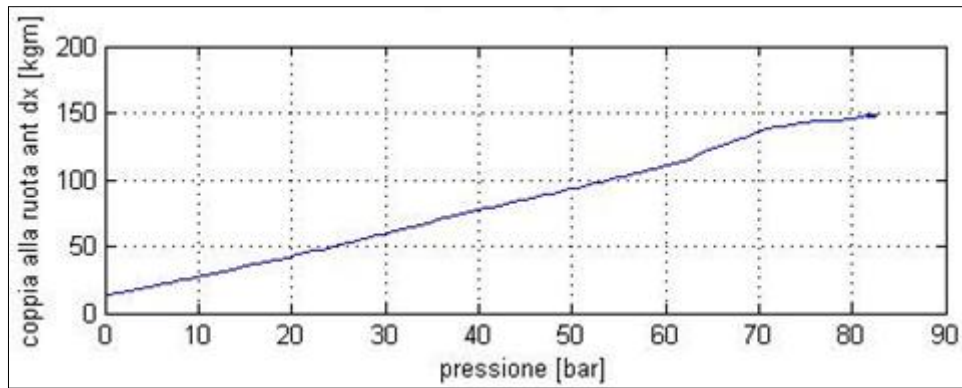
$R$  : raggio efficace [m];

$A$  : area equivalente dei cilindretti di frenatura.

Il coefficiente di attrito  $\mu$  è un parametro che può essere identificato a partire dall'analisi di prove di frenata sperimentali di tipo progressivo. Le specifiche dei costruttori impongono che  $\mu$  rimanga costante fino ad una temperatura di 350 [°C] e che oltre questo valore il suo decadimento non superi una percentuale del 5 %. Il modello in questione è da riferirsi esclusivamente a prove di frenata a freddo (temperatura < 350 [°C]). Si è infatti notato che nelle prove sperimentali fornite le temperature raggiunte in esercizio sono sempre inferiori al valore di 350 [°C]. In figura 5.3 e 5.4, in cui sono riportati gli andamenti, per una frenata progressiva, della temperatura disco e della coppia alla ruota in funzione della pressione in uscita della pompa freno, se ne può avere una prova.



**Figura 5.3: test sperimentale: frenata progressiva.**  
Andamento della temperatura disco in funzione della pressione in uscita dalla pompa freno

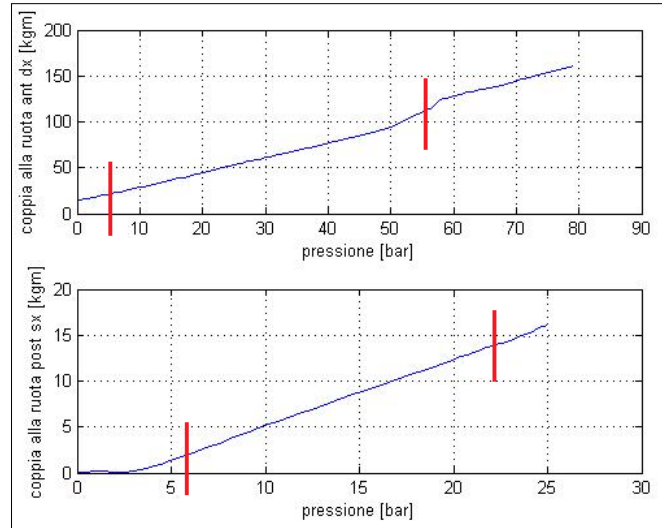


**Figura 5.4: test sperimentale: frenata progressiva.**

**Andamento della coppia alla ruota in funzione della pressione in uscita dalla pompa freno**

Osservando il grafico si può notare che l'andamento della coppia frenante alla ruota anteriore ad un determinato istante cessa di essere lineare. Questo fenomeno è rilevabile in tutte le acquisizioni fornite dal C.R.F ed è dovuto al fatto che con la diminuzione della velocità si ha un aumento del coefficiente di attrito e che con l'aumento della pressione nel circuito frenante si assesta la pastiglia sul disco e di conseguenza aumenta il coefficiente di attrito. Tra le rilevazioni sperimentali figurano sia quelle della temperatura al disco che quelle relative alle pastiglie frenanti. Nel caso di una analisi termica occorrerebbe valutare sia la temperatura del disco che della pastiglia, in quanto, nei due casi, il processo di riscaldamento e di raffreddamento è differente, soprattutto a livello di tempistiche. Per uno scopo di monitoraggio come quello effettuato, le due procedure previste sono accettabili, in quanto si vuole solo verificare che le frenate avvengano con una temperatura all'incirca costante. È possibile quindi, considerando esclusivamente il tratto lineare delle curve, ricavare il rapporto tra coppia e pressione frenante alla ruota (tale rapporto è definito  $cp$ ) e di conseguenza ricavare una stima di  $\mu$  a freddo (temperatura  $< 350$  [°C]). In figura 5.5 si riporta, per una frenata progressiva, l'andamento della coppia alla ruota in funzione della pressione all'uscita della pompa freno. Sono inoltre messi in evidenza i range delle curve con tratto lineare in cui andare a calcolare il  $cp$  per l'anteriore e per il posteriore.





**Figura 5.5: test sperimentale: frenata progressiva. Andamento della coppia alla ruota in funzione della pressione all'uscita della pompa freno**

Avendo a disposizione più prove di frenate sperimentali di tipo progressivo è possibile eseguire il calcolo più volte e poi mediare i risultati:

$$cp_{ant} \sim 1.6 \quad [5.4]$$

$$cp_{post} \sim 0.75 \quad [5.5]$$

La stima di  $\mu$  si ottiene dalla:

$$M_r = 2 * P_{linea} * R_{efficace} * \mu * A_{pistoncini} = cp * P_{linea} \quad [5.6]$$



$$\mu = \frac{cp}{2 * R_{efficace} * A_{pistoncini}} \quad [5.7]$$

Nel caso in esame si ottiene:

$$\mu_{ant} = 0.31 \quad [5.8]$$

$$\mu_{post} = 0.315 \quad [5.9]$$

### 5.3 Identificazione parametri $J C K$ del modello veicolo (eq [4.21])

La procedura studiata per l'identificazione dei parametri di inerzia, smorzamento e rigidità veicolo prevede di considerare un modello monotraccia di sintesi come quello proposto in figura 5.6

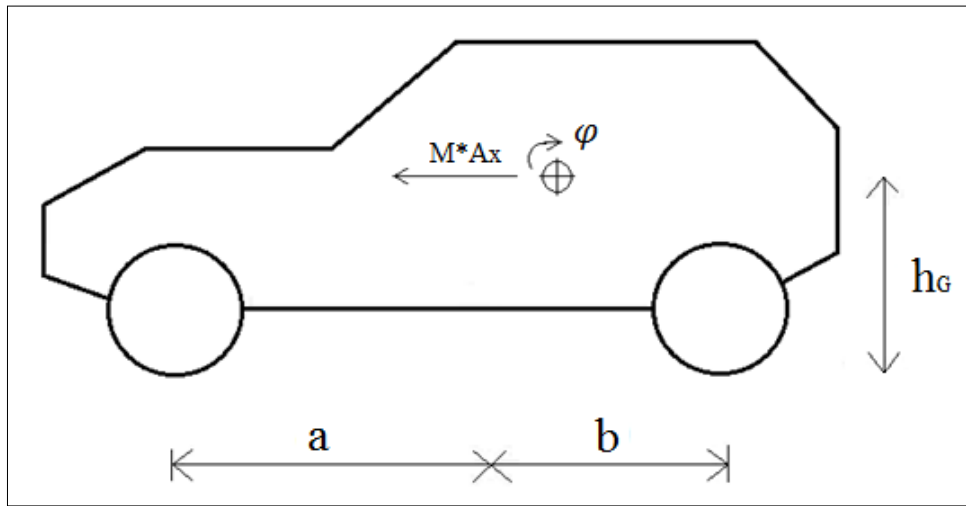


Figura 5.6: modello monotraccia di sintesi

L'approccio di questo tipo di modello prescinde dal tipo di architettura dell'autotelaio (schema delle sospensioni, tipo di molle, ammortizzatori e barre antirollio). Il vantaggio di questa modellazione è che si presta molto bene all'identificazione di un modello che riproduce bene il comportamento di un veicolo, senza conoscere per forza i dettagli costruttivi. È il caso di quando si studia una vettura della concorrenza.

$$J * \ddot{\varphi} + C * \dot{\varphi} + K * \varphi = M * A_x * h_G \quad [5.10]$$

In  $K$  confluiscono tutti i termini di rigidità, in  $C$  tutti quelli di smorzamento e in  $J$  tutti quelli di inerzia. L'idea è quella di ricavare i parametri di rigidità, smorzamento, inerzia a partire dai dati sperimentali relativi al beccheggio, alla velocità e alla accelerazione di beccheggio. Quest'ultima in realtà non è un segnale acquisito durante le prove, ma è facilmente ricavabile, in quanto è nota la velocità di beccheggio e la frequenza di campionamento delle acquisizioni. Per identificare i parametri incogniti  $J$ ,  $C$  e  $K$  si è fatto riferimento alla tecnica dei minimi quadrati minimizzando la differenza tra la risposta del veicolo misurata sperimentalmente e quella ricavata dalla simulazione numerica:

$$f = J\ddot{\varphi} + C\dot{\varphi} + K\varphi - M * A_x * h_G \quad [5.11]$$

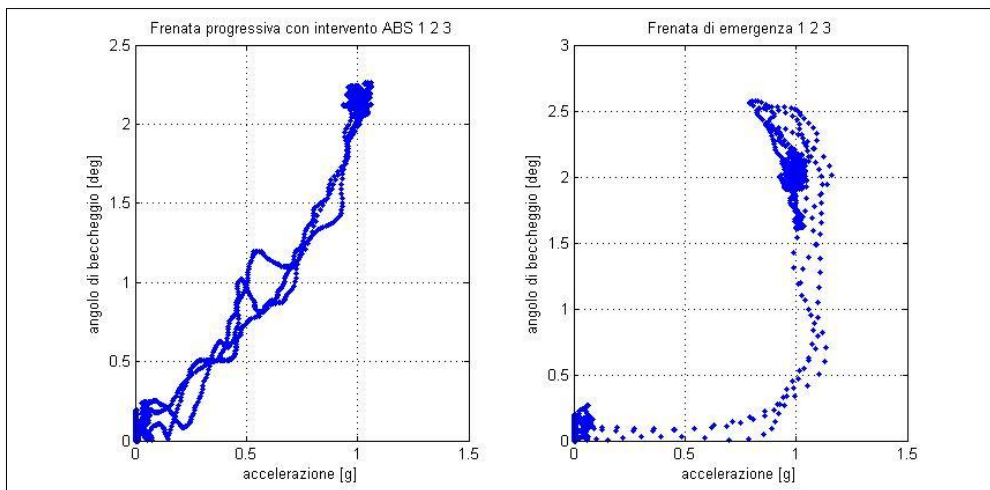
dove:

- $A_x$ ,  $\varphi$ ,  $\dot{\varphi}$  e  $\ddot{\varphi}$  si ricavano dalle prove sperimentali;
- $J C K$  sono i parametri da minimizzare.

La minimizzazione è eseguita in ambiente *Matlab* mediante utilizzo della funzione *lsqnonlin*:

$$[\text{parametri minimizzati}] = \text{lsqnonlin}(f, x_0, \text{options}) \quad [5.12]$$

dove  $x_0$  è un vettore che contiene una prima stima dei parametri da minimizzare. La funzione *lsqnonlin* ha lo scopo di reiterare il calcolo della funzione errore [5.11] fino ad andare a individuare i parametri che la minimizzano. È una minimizzazione che avviene nel tempo, in quanto  $\varphi$ ,  $\dot{\varphi}$ ,  $\ddot{\varphi}$  e  $A_x$  sono vettori contenenti le acquisizioni sperimentali di un'intera singola prova. Tra le prove di frenata sperimentali messe a disposizione dal C.R.F., si rilevano utili per questa identificazione le tre prove di frenata progressiva con intervento ABS e le tre prove di frenata di emergenza. In figura 5.7 si riporta l'andamento dell'angolo di beccheggio in funzione dell'accelerazione longitudinale, per frenata di emergenza e progressive con intervento ABS. In figura 5.8, sempre per le stesse tipologie di frenate, si riporta l'andamento nel tempo dell'accelerazione e dell'angolo di beccheggio. Dalle figure si può osservare che i valori raggiunti dall'accelerazione e dall'angolo di beccheggio sono molto simili.



**Figura 5.7: test sperimentale: frenate di emergenza e progressiva con intervento ABS. Andamento dell'angolo di beccheggio in funzione dell'accelerazione**

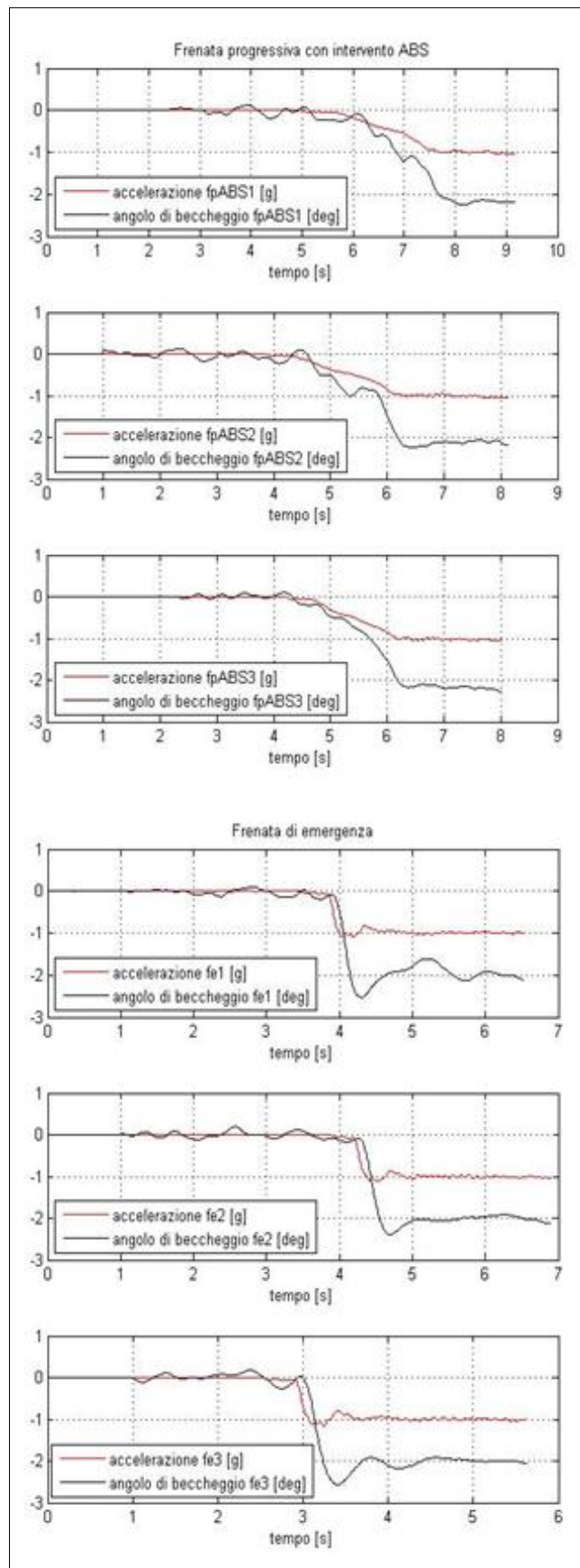


Figura 5.8: test sperimentale: frenate di emergenza e progressiva con intervento ABS. Andamento nel tempo dell'accelerazione e dell'angolo di beccheggio

### 5.3.1 Identificazione rigidezza equivalente iniziale

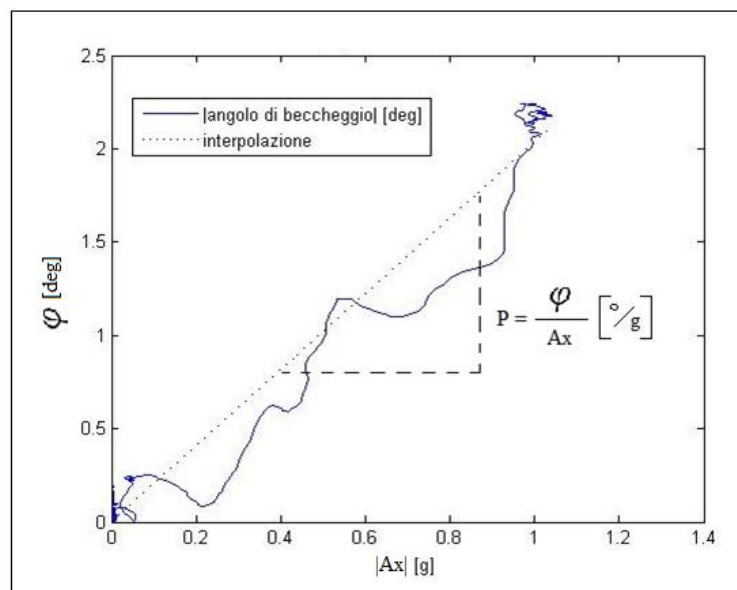
Per identificare una rigidezza equivalente iniziale di primo tentativo del modello di veicolo presentato in figura 5.6 si sono analizzate le acquisizioni delle prove di frenata di emergenza e progressiva con intervento ABS in condizioni stazionarie, ovvero con accelerazione di beccheggio pari a zero, da cui:

$$K * \varphi = M * Ax * h_G \quad [5.13]$$

da cui si ricava:

$$K_{iniz} = \frac{M * h}{P} \quad [5.14]$$

essendo  $P = \varphi / Ax$  il rapporto tra l'angolo di beccheggio  $\varphi$  e l'accelerazione longitudinale  $Ax$  ricavato dalle prove sperimentali. In figura 5.9, nel caso di una frenata progressiva con intervento ABS, è riportato l'andamento dell'angolo di beccheggio in funzione dell'accelerazione longitudinale e l'interpolazione di tale curva (linea tratteggiata) da cui si può andare a ricavare un valore approssimativo di  $P$ .



**Figura 5.9:** test sperimentale: frenata progressiva con intervento ABS. Andamento in funzione dell'accelerazione longitudinale dell'angolo di beccheggio

### 5.3.2 Identificazione momento di inerzia equivalente iniziale

Il momento di inerzia equivalente iniziale, da utilizzare nel processo di identificazione dei parametri, può essere valutato dalla seguente equazione:

$$M_{posteriore} * b^2 + M_{anteriore} * a^2 = J_{iniz} \quad [5.15]$$

dove:

- $M_{posteriore}$ : massa gravante sull'asse posteriore;
- $M_{anteriore}$ : massa gravante sull'asse anteriore;
- $a$  e  $b$ : distanza dal baricentro, rispettivamente, dell'asse anteriore e posteriore.

### 5.3.3 Identificazione smorzamento equivalente iniziale

È possibile, una volta noti  $J_{iniz}$  e  $K_{iniz}$ , valutare lo smorzamento critico come:

$$C_{critico} = 2 * \sqrt{K_{iniz} * J_{iniz}} \quad [5.16]$$

e conoscendo, da letteratura [4], il valore del rapporto:

$$\varepsilon = \frac{C}{C_{critico}} \sim 0.35 \quad [5.17]$$

si può ricavare il valore di  $C_{iniz}$

$$C_{iniz} = \varepsilon * C_{critico} \quad [5.18]$$

### 5.3.4 Risultati identificazione

Noti i valori di  $J_{iniz}$ ,  $C_{iniz}$ ,  $K_{iniz}$  e i valori di beccheggio, velocità e accelerazione, ricavati dalle acquisizioni sperimentali, è possibile identificare i parametri mediante la funzione *Matlab* [5.12]. In tabella 5.I sono riportati ottenuti nelle varie prove di frenata sperimentali considerate.

	$J_{iniz}$	$C_{iniz}$	$K_{iniz}$	$J$	$C$	$K$
fpABS1	2.2658e03	1.8116e04	2.2633e05	1.0611e03	1.4911e04	2.1888e05
fpABS2	2.2658e03	1.8116e04	2.2633e05	1.2194e03	1.3081e04	2.2149e05
fpABS3	2.2658e03	1.8116e04	2.2633e05	1.1596e03	1.6687e04	2.1975e05
fe1	2.2658e03	1.8116e04	2.2633e05	2.0428e03	1.8765e04	2.2775e05
fe2	2.2658e03	1.8116e04	2.2633e05	2.1603e03	2.4617e04	2.2777e05
fe3	2.2658e03	1.8116e04	2.2633e05	2.3922e03	2.2589e04	2.2006e05

**Tabella 5.1: fase identificazione dei parametri. Con fpABS è indicata una frenata progressiva con intervento ABS, mentre con fe una frenata di emergenza**

Come si può anche riscontrare dalla tabella presentata, le frenate impulsive eccitano maggiormente la dinamica di transitorio, dando origine a un termine  $J * \ddot{\varphi}$  di entità maggiore rispetto a una frenata progressiva, per cui risulta più robusta l'identificazione eseguita con quest'ultimo tipo di frenate.

### 5.3.5 Validazione modello

Identificati i parametri  $J C K$  è possibile integrare l'equazione di moto [5.10] del modello del veicolo di figura 5.6 simulando, in diverse manovre, il beccheggio dell'autoveicolo nel tempo e confrontandolo con quello risultato sperimentalmente nelle stesse manovre. In figura 5.10 è presentato il blocco *Simulink* realizzato per l'integrazione del modello:

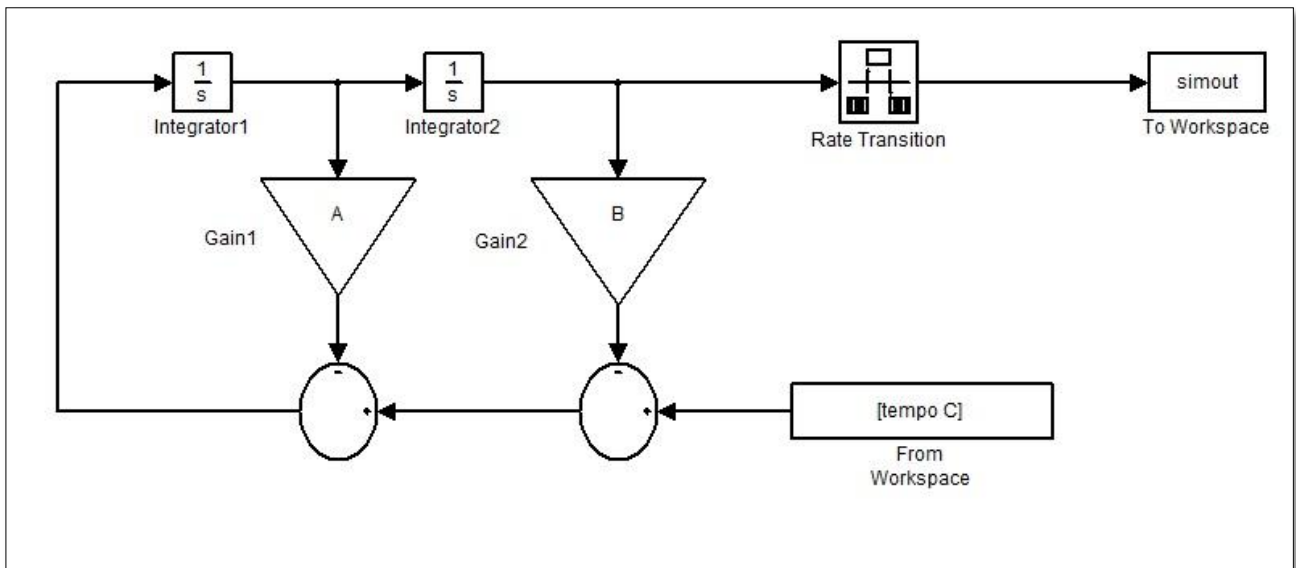


Figura 5.10: blocco simulink per integrazione modello

avendo indicato con:

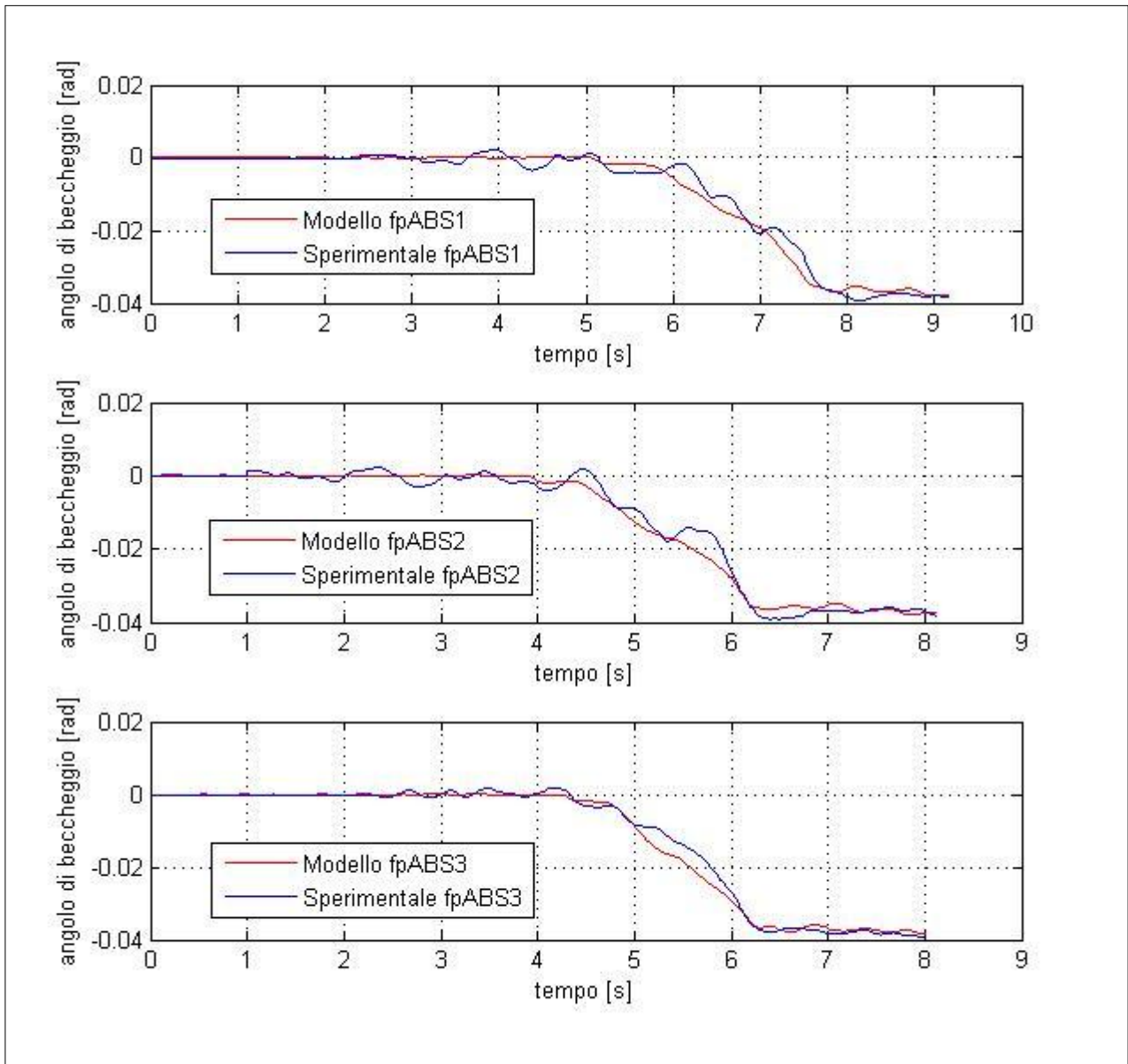
$$A = \frac{C}{J} \quad [5.19]$$

$$C = \frac{M \cdot A x_{sperimentale} \cdot h_G}{J} \quad [5.20]$$

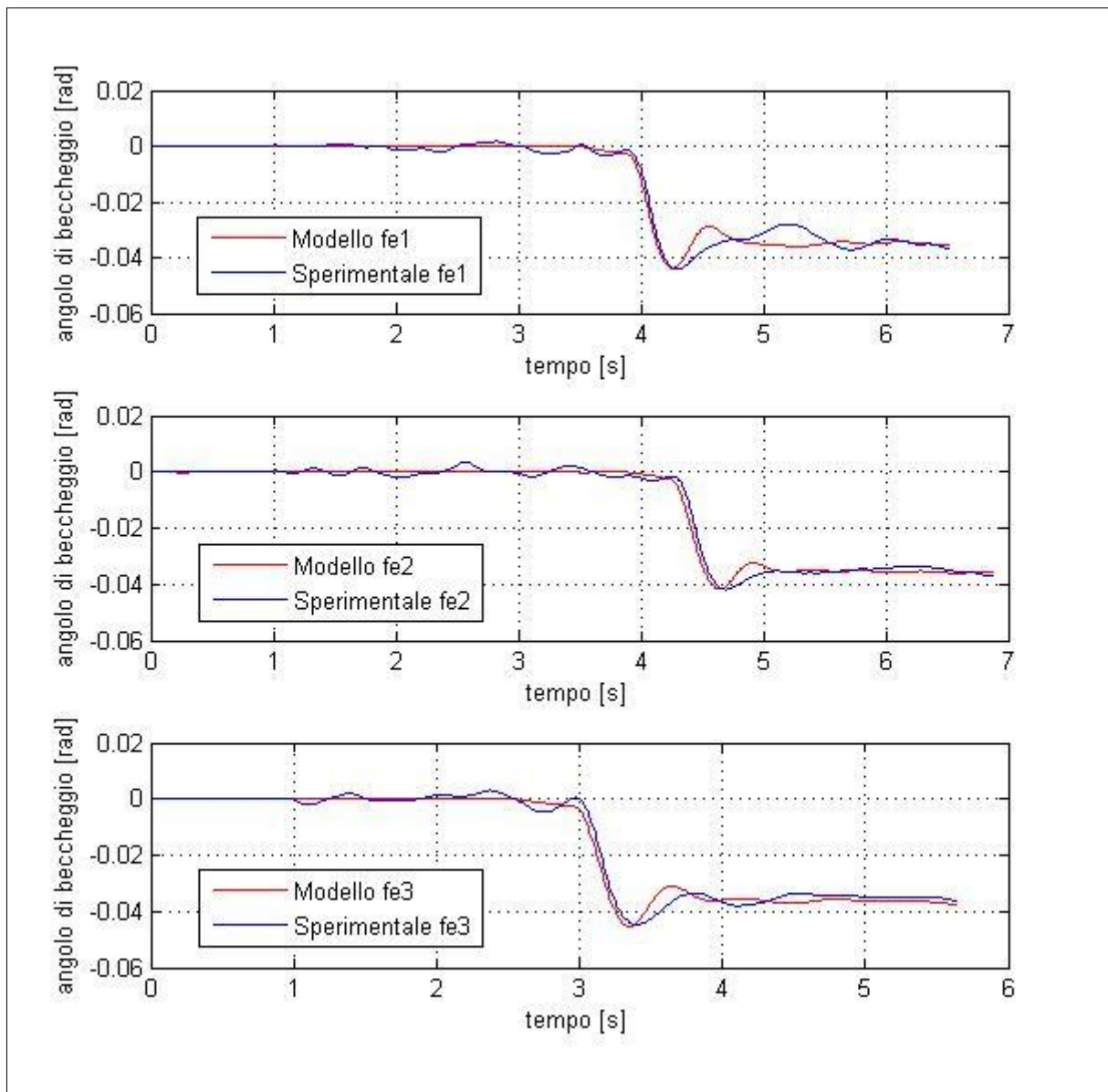
$$B = \frac{K}{J} \quad [5.21]$$



Nelle figure 5.11 e 5.12 sono riportati, per frenate progressive con intervento ABS e di emergenza, i confronti tra l'andamento nel tempo dell'angolo di beccheggio ottenuto sperimentalmente e quello ottenuto dal modello appena descritto.

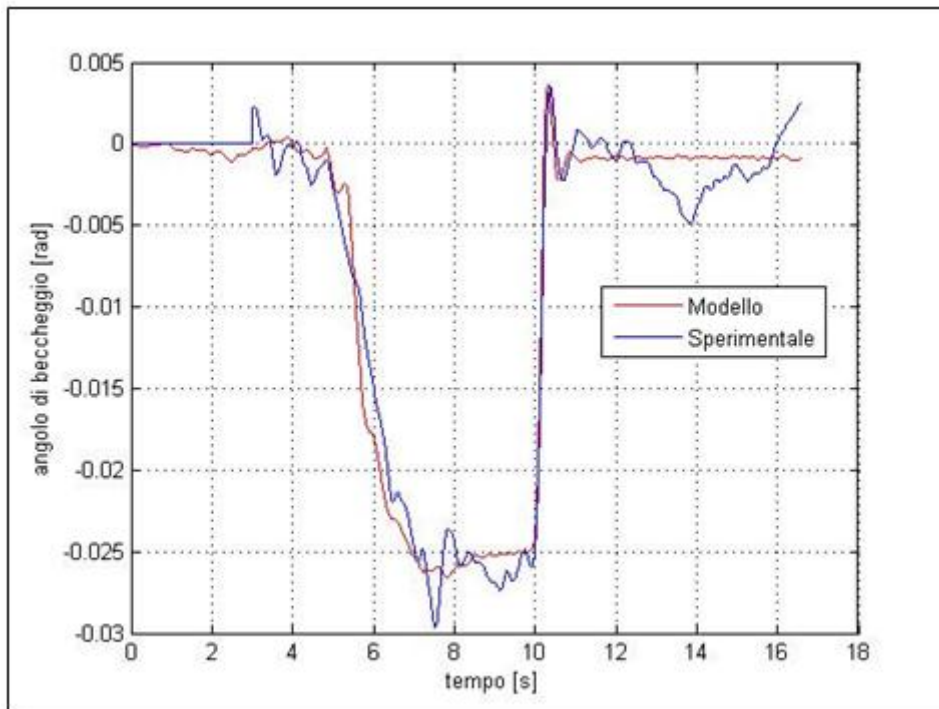


**Figura 5.11: test sperimentale: frenate progressive con intervento ABS. Confronto tra andamento nel tempo dell'angolo di beccheggio ottenuto sperimentalmente e quello ottenuto da modello**



**Figura 5.12: test sperimentale: frenate di emergenza. Confronto tra andamento nel tempo dell'angolo di beccheggio ottenuto sperimentalmente e quello ottenuto da modello**

Si può osservare dalle figure presentate che i risultati ottenuti dal modello sono in buon accordo con quelli sperimentali. In figura 5.13, come ulteriore validazione del modello, si mostra l'andamento nel tempo dell'angolo di beccheggio ottenuto dall'integrazione del modello confrontato con quello sperimentale derivante da una prova di frenata di tipo a pressione costante. I valori di  $J$   $C$   $K$  impiegati nelle formule [5.19], [5.20] e [5.21] sono quelli mediati identificati dalle prove di frenata di emergenza (tabella 5.I). Come già sottolineato nel capitolo 3.1, le prove sperimentali sono tutte eseguite sulla medesima vettura.



**Figura 5.13:** test sperimentale: frenata a pressione costante. Confronto tra andamento nel tempo dell'angolo di beccheggio ottenuto sperimentalmente e quello ottenuto da modello

## 5.4 Identificazione principali coefficienti Magic Formula

Spesso non si è a conoscenza di tutte le caratteristiche degli pneumatici montati sulla vettura in fase di test. In questo paragrafo si vuole andare a definire una modellazione semplice e generale del contatto pneumatico strada che permetta di identificare i principali coefficienti di Pacejka da utilizzare poi nel modello *Simulink*, descritto nel capitolo 4, per definire le forze longitudinali scambiate a terra. Nell'affrontare questo problema si rilevano estremamente utili le prove di frenata numeriche, presentate nel capitolo 3.2, ovvero prove simulate mediante *modello multibody*, sviluppato all'interno del C.R.F. Le prove, eseguite con due tipi diversi di pneumatici, riguardano tre tipologie diverse di frenata: una frenata progressiva con intervento ABS e due colpi di freno rispettivamente a 100 [N] e a 300 [N]. Si è scelto di dare vita al modello rifacendosi alla frenata progressiva con intervento ABS, ottenuta sul pneumatico di rigidità verticale pari a 213000 [N/m] e di raggio indeformato pari a 0.3 [m], e di validare il suo funzionamento applicandolo alle altre prove di frenate disponibili. Nello sviluppo del modello si è partiti da delle Magic Formula semplificate. L'idea è quindi quella che per descrivere il comportamento del pneumatico si possono anche usare formule empiriche che non abbiano nessun legame con la realtà fisica e di conseguenza con il comportamento effettivo del pneumatico stesso. Si cerca solo di approssimare in modo semplice ma accurato gli andamenti rilevati sperimentalmente di forze e momenti. Queste formule empiriche sono poi principalmente impiegate nella formulazione di modelli per lo studio della dinamica del veicolo intero. D'altra parte, l'impiego di un vero modello di pneumatico appare proibitivo perché per avere una descrizione sufficientemente accurata si dovrebbe disporre di modelli così complicati da essere ingestibili. Si considerino le seguenti equazioni derivanti dalla modellazione di Pacejka [5]:

$$F_{x_{ant}} = D_a * \sin(C_a * \operatorname{atan}(B_a * K)); \quad [5.22]$$

$$F_{x_{post}} = D_p * \sin(C_p * \operatorname{atan}(B_p * K)); \quad [5.23]$$

dove  $D$ ,  $C$  e  $B$ , i cosiddetti macro coefficienti (Capitolo 2.3), derivano da una opportuna combinazione di fattori di scala e parametri. Invece che delle curve  $F_x - K$  (forza longitudinale in funzione dello scorrimento) si sarebbero potute prendere in considerazione le curve  $\mu - K$  (con  $\mu$  pari al rapporto tra forza longitudinale e carico verticale). Concettualmente non si avrebbe avuto nulla di diverso ma avendo a che fare con una dinamica longitudinale anziché laterale, il trasferimento di carico risulta più limitato e, di conseguenza, si avrebbero avuto curve meno distinguibili. In questa fase di lavoro si è voluto introdurre una modellazione che sia in grado, per una qualsiasi prova di frenata, di individuare, tramite minimizzazione, cinque coefficienti con i quali andare poi a definire  $D_a$ ,  $D_p$ ,  $C_a$ ,  $C_p$ ,  $B_a$  e  $B_p$ . I cinque coefficienti in questione risultano essere:  $pd_{x1}$   $pd_{x2}$   $pc_x$   $pk_{x1}$   $pk_{x2}$ , dove i primi due si rifanno al picco della curva forza - scorrimento, il terzo riguarda la forma e gli ultimi due la rigidità di scorrimento [5].

$$\mu = pd_{x1} + pd_{x2} * dFz; \quad [5.24]$$

$$D = \mu_x * Fz; \quad [5.25]$$

$$C = pc_x; \quad [5.26]$$

$$k = Fz * (pk_{x1} + pk_{x2} * dFz); \quad [5.27]$$

$$B = \frac{k}{C * D}; \quad [5.28]$$

dove  $Fz$  è il carico verticale sul pneumatico e

$$dFz = \frac{Fz - Fz_0}{Fz_0} \quad [5.29]$$

essendo  $Fz_0$  è il carico nominale sul pneumatico.

Per identificare i parametri incogniti si è rifatto di nuovo riferimento alla tecnica dei minimi quadrati. Come nel caso dell'identificazione dei parametri  $J C K$  dell'autoveicolo (capitolo 5.3), la minimizzazione è eseguita in ambiente *Matlab* mediante utilizzo della funzione *lsqnonlin*. Una volta definiti i valori iniziali dei cinque micro coefficienti in questione è possibile, conoscendo i valori di forza longitudinale trasmessa e di scorrimento propri della prova di frenata numerica presa in considerazione, procedere alla loro minimizzazione. Come valori iniziali per i micro coefficienti sono stati imposti:

$$pd_{x1} = 1;$$

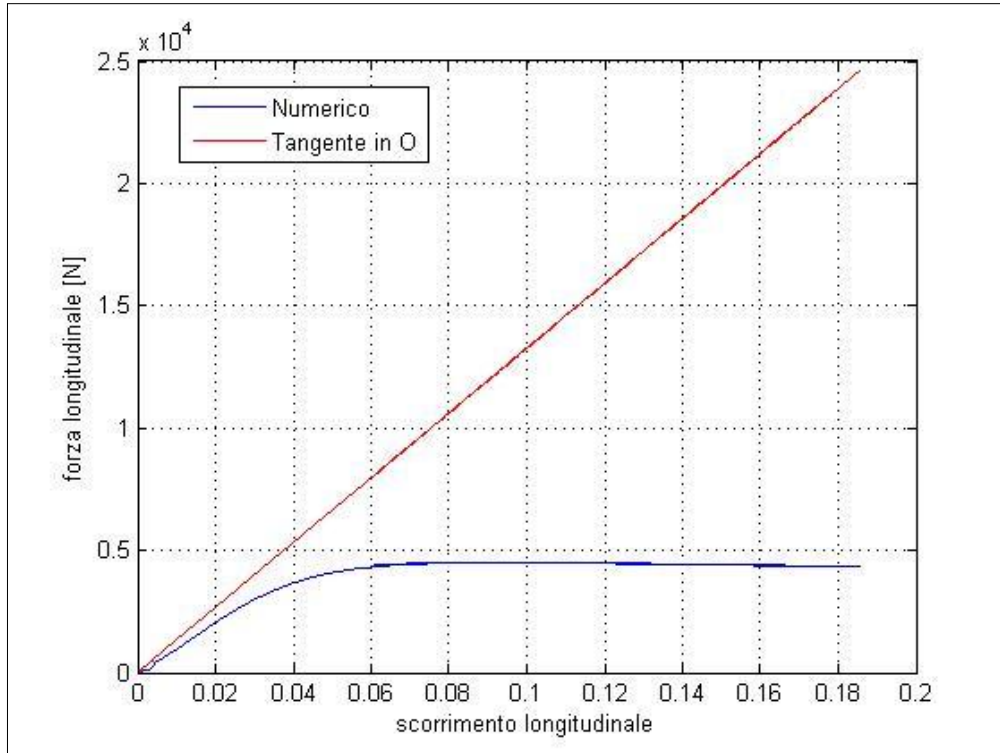
$$pd_{x2} = 0;$$

$$pc_x > 1;$$

$$pk_{x1} = \frac{p}{Fz_0};$$

$$pk_{x2} = 0;$$

Il primo coefficiente sta ad indicare che si considera un'aderenza pari a 1, mentre il secondo coefficiente, che corregge l'aderenza scelta in funzione del carico sul pneumatico, sta ad indicare che qualunque sia il valore del carico verticale il picco di aderenza non cambia. La definizione del quarto coefficiente è riportata in figura 5.14,  $p$  esprime la pendenza della curva nell'origine.



**Figura 5.14: test numerico: frenata progressiva. Andamento della forza longitudinale in funzione dello scorrimento longitudinale**

La funzione errore da fornire alla *lsqnonlin* per la minimizzazione è la seguente:

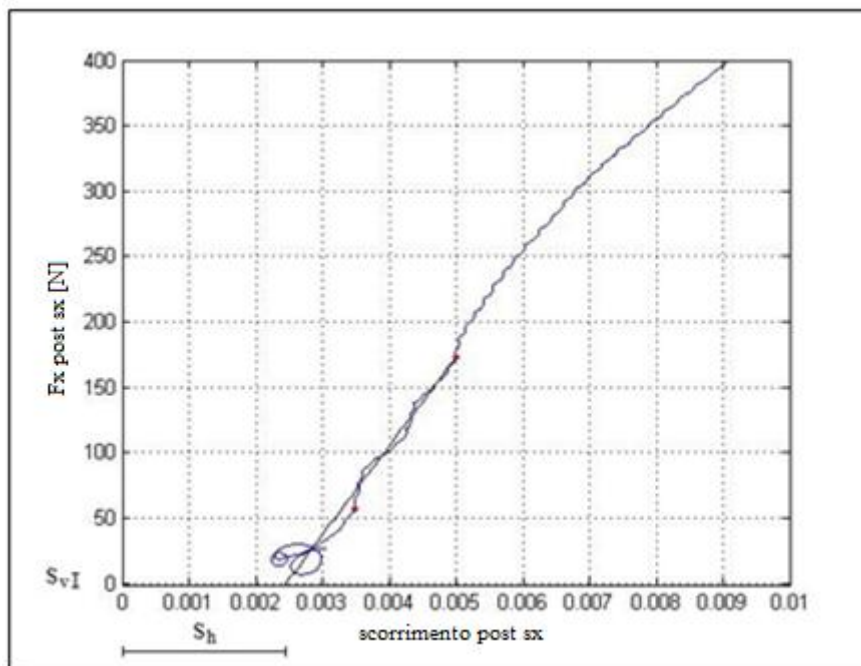
$$err = w_1 \left( \frac{Fx_{calc} - Fx_{mis}}{RMS(Fx_{mis})} \right)_{ant\ sx} + w_2 \left( \frac{Fx_{calc} - Fx_{mis}}{RMS(Fx_{mis})} \right)_{ant\ dx} + w_3 \left( \frac{Fx_{calc} - Fx_{mis}}{RMS(Fx_{mis})} \right)_{post\ sx} + w_4 \left( \frac{Fx_{calc} - Fx_{mis}}{RMS(Fx_{mis})} \right)_{post\ dx} \quad [5.30]$$

Si cerca di minimizzare quindi l'errore tra la forza longitudinale ottenuta dalla prova di frenata numerica di tipo progressivo con intervento ABS, ottenuta sul pneumatico di rigidezza verticale pari a 213000 [N/m] e di raggio indeformato pari a 0.3 [m] e la forza longitudinale calcolata nel seguente modo:

$$Fx_{calc} = D * \sin(C * \text{atan}(B * k)) \quad [5.31]$$

dove  $k$  è il valore dello scorrimento che deriva dalle acquisizioni della frenata numerica presa a riferimento e  $B$ ,  $C$  e  $D$  sono i macro coefficienti definiti dalle equazioni [5.25] [5.26] [5.28]. Ovviamente  $Fx_{calc}$  è da riferirsi al singolo pneumatico. L'identificazione dei parametri incogniti avviene quindi nel dominio del fattore di scorrimento – forza longitudinale scambiata a terra.

Riferendosi ancora alla [5.30], i  $w_i$  (pari a 1) risultano essere i pesi da attribuire alle quattro componenti della funzione errore, mentre  $RMS(Fx_{mis})$  è il valore efficace (root mean square) applicato alla forza longitudinale ottenuta dall'acquisizione numerica presa a riferimento. I valori dei pesi e la scelta del tipo di normalizzazione sono stati definiti a seguito di una analisi di sensibilità, eseguita su questi e altri parametri presenti nella funzione errore, i cui risultati sono presentati nel proseguo del paragrafo. Nella formulazione della  $Fx_{calc}$  [5.31] non figura la presenza dei coefficienti  $S_h$  e  $S_v$  che vengono introdotti quando gli effetti della conicità e del plysteer non fanno passare le curve (forza longitudinale in funzione dello scorrimento) per l'origine. Questo comporta che le curve generate con i parametri identificati non forniranno informazioni sugli effetti di conicità e plysteer. La scelta deriva dalla volontà di non appesantire eccessivamente il programma di minimizzazione e dal fatto che l'analisi degli effetti conicità e plysteer sia più rilevante per il carpet delle forze laterali scambiate al suolo rispetto a quelle longitudinali. I coefficienti  $S_h$  e  $S_v$  sono invece valutati sulla curva forza longitudinale – scorrimento individuata dall'acquisizione numerica presa in considerazione, al fine di andare a eliminare gli sfasamenti per i quali l'origine della curva  $Fx_{mis}$  non coincide con l'origine degli assi. Questo è fatto per favorire la minimizzazione operata dalla funzione  $lsqnonlin$ . Infatti viene a mancare un fattore di disturbo (offset di scorrimento) variabile tra una prova e l'altra, che può essere anche legato all'accuratezza con cui viene calcolata la velocità ruota e di conseguenza lo scorrimento. In figura 5.15, nella quale è mostrato l'andamento della forza longitudinale in funzione dello scorrimento per il pneumatico posteriore sinistro, nel caso dell'acquisizione numerica presa in considerazione, si può avere idea di come sia effettuato il calcolo dei coefficienti  $S_h$  e  $S_v$ . Naturalmente l'operazione è da svolgersi su tutti e quattro i pneumatici.



**Figura 5.15: test numerico: frenata progressiva. Andamento della forza longitudinale in funzione dello scorrimento longitudinale per il pneumatico posteriore sinistro**

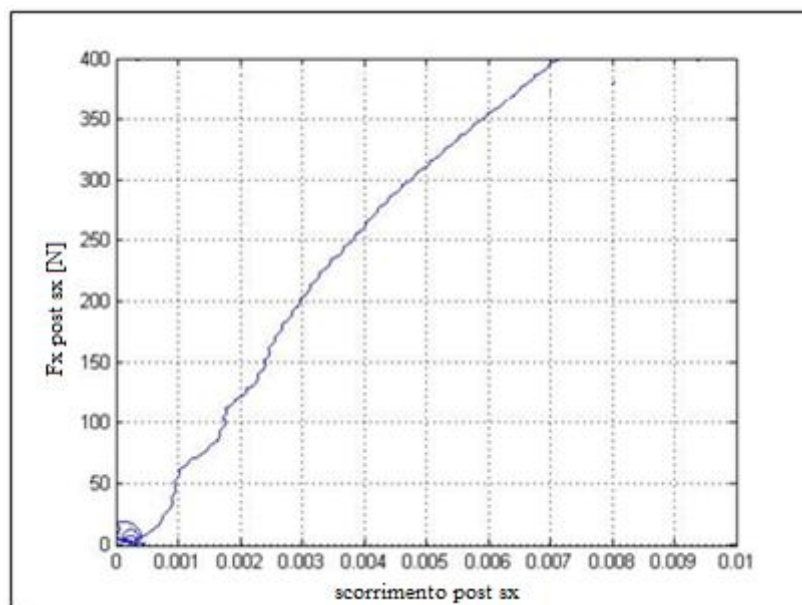
Nella suddetta figura è possibile osservare in blu la curva forza longitudinale – scorrimento, i due punti rossi invece rappresentano i valori della forza longitudinale pari rispettivamente al 30% e al 10% del suo valore massimo. Infine la retta nera è la retta di interpolazione calcolata tra i due punti rossi.  $S_h$  rappresenta la distanza tra l'origine degli assi e l'intersezione della retta di interpolazione con l'asse delle ascisse, mentre  $S_v$  è stato valutato come la distanza tra l'asse delle ascisse e il valore minimo della curva.

È possibile riscrivere la forza longitudinale e lo scorrimento come:

$$Fx_{post\ sx} = Fx_{post\ sx} - S_v \quad [5.32]$$

$$scorrimento_{post\ sx} = scorrimento_{post\ sx} - S_h \quad [5.33]$$

I risultati derivanti da questa riscrittura sono presentati in figura 5.16. Come si può evincere dalla figura, ora l'origine della curva forza longitudinale – scorrimento, individuata dall'acquisizione numerica presa in considerazione, coincide con l'origine degli assi. Applicando questa procedura viene quindi a mancare un fattore di disturbo (offset di scorrimento) variabile tra una prova e l'altra che può andare ad influire negativamente la minimizzazione operata dalla funzione *lsqnonlin*.



**Figura 5.16: test numerico: frenata progressiva. Andamento della forza longitudinale in funzione dello scorrimento longitudinale per il pneumatico posteriore sinistro con l'eliminazione degli offset  $S_h$  e  $S_v$**



### 5.4.1 Analisi di sensibilità

Nella definizione della funzione errore da andare a minimizzare [5.30] esistono vari parametri su cui poter intervenire. Tra di questi i principali sono:

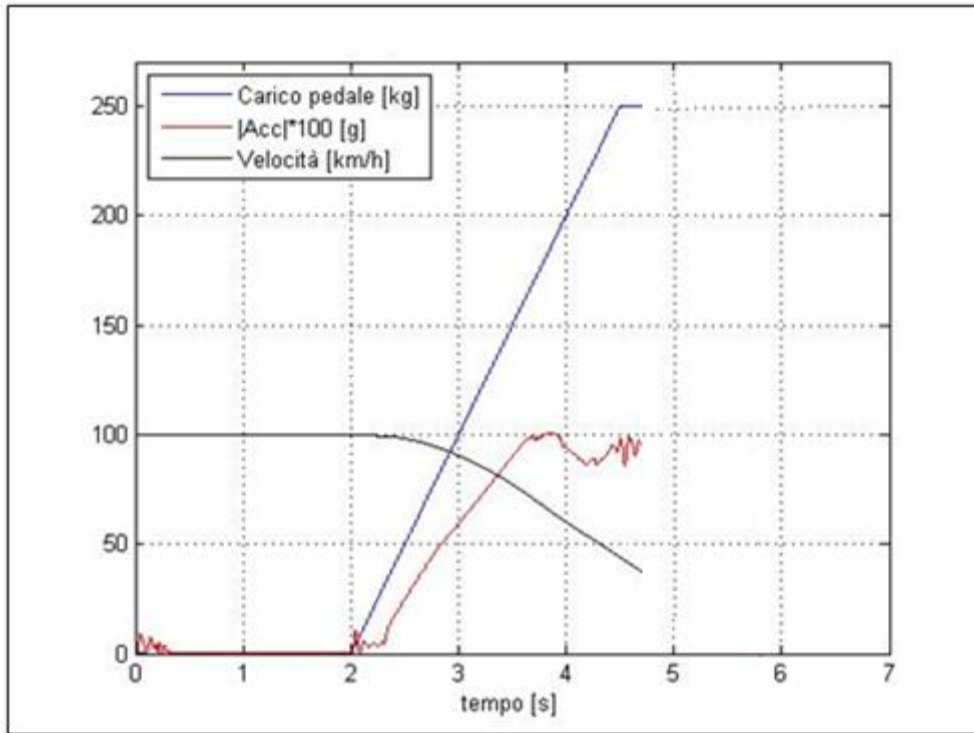
- definizione  $Fz_0$ ;
- scelta dei pesi  $w_i$ ;
- scelta del tipo di normalizzazione;
- taglio di velocità sui dati numerici a disposizione.

dove il taglio di velocità indica quella velocità al di sotto della quale non si prendono più in considerazione i dati relativi all'acquisizione numerica. Il taglio di velocità ha come scopo quello di andare a eliminare una serie di dati che, oltre ad appesantire il programma di minimizzazione, non risultano essere particolarmente significativi. Si è quindi deciso di dare vita a una prima e semplice analisi di sensibilità. Definita una condizione di riferimento si sono fatti variare uno per volta i parametri al fine di ottenere la combinazione migliore. In tabella 5.II sono riportati la condizione di riferimento (colore rosso) e i valori dei parametri utilizzati per l'analisi di sensibilità.

$Fz_0$	2000	$M * g/4$	3000	[N]
Taglio velocità	20	40	60	[km/h]
Normalizzazione	RMS( $Fx_{mis}$ )	Valore massimo( $Fx_{mis}$ )	$M * g/4$	[N]
Pesi ( $w_i$ )	1100	1111	0011	[-]

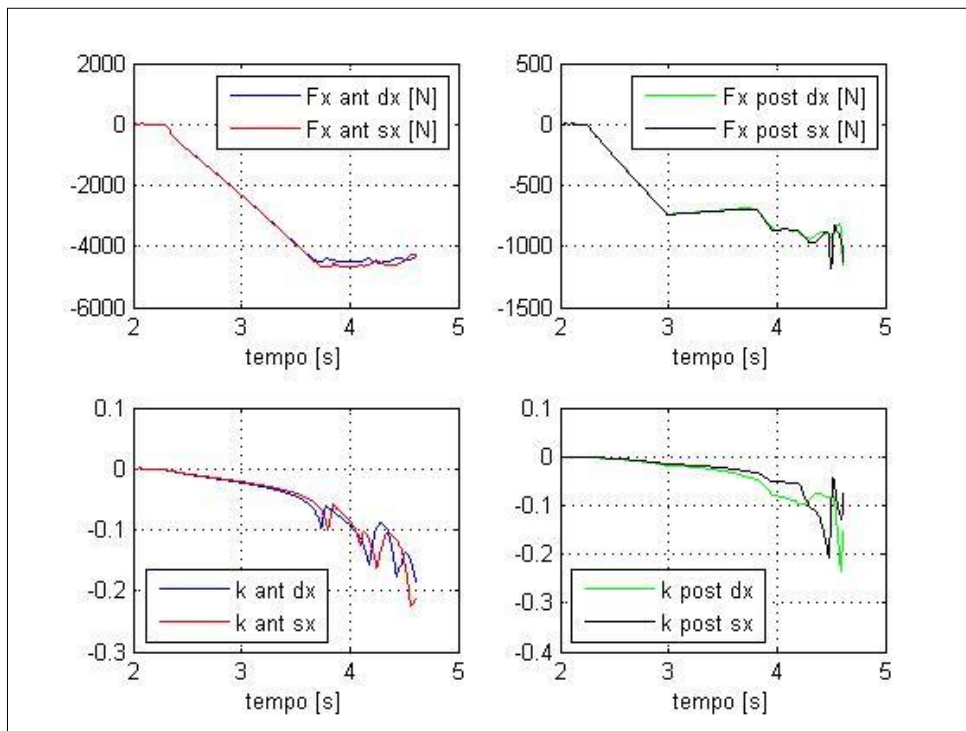
**Tabella 5.II: valori per analisi di sensibilità in rosso si ha la condizione di riferimento**

Il taglio di velocità pari a 40 [km/h] indica, come mostrato in figura 5.17, che non si prendono in considerazione, per la minimizzazione, i dati relativi all'acquisizione numerica riferiti a velocità inferiori a 40 [km/h]. In figura 5.18 è possibile visionare l'andamento nel tempo delle forze longitudinali e degli scorrimenti propri della prova di frenata numerica presa a riferimento per la creazione del modello, a seguito del taglio di velocità a 40 [km/h].



**Figura 5.17: test numerico: frenata progressiva con intervento ABS.**

Andamento nel tempo della velocità, del carico pedale e dell'accelerazione propri della frenata simulata presa a riferimento per la creazione del modello con taglio della velocità a 40 [km/h]



**Figura 5.18: test numerico: frenata progressiva con intervento ABS.**

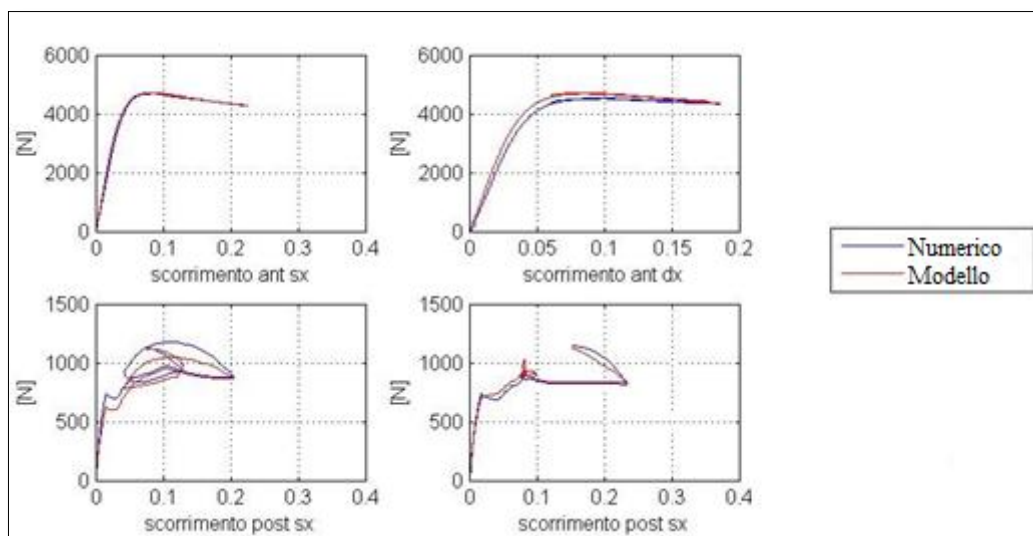
Andamento nel tempo delle forze longitudinali e degli scorrimenti propri della frenata simulata presa a riferimento per la creazione del modello a seguito del taglio della velocità a 40 [km/h]

Per lo sviluppo dell'analisi di sensibilità si è creato in Matlab un programma che fosse in grado, a seconda della configurazione dei parametri scelta, di identificare i micro coefficienti  $pd_{x1}$   $pd_{x2}$   $pc_x$   $pk_{x1}$   $pk_{x2}$ , tramite la minimizzazione della funzione errore [5.30], e che per ogni configurazione ne confrontasse l'errore ottenuto in modo tale da consentire di valutare quale fosse la combinazione di parametri migliore per lo sviluppo del modello. Dai risultati ottenuti si è notato che la configurazione migliore (colore rosso) è quella riportata in tabella 5.III:

$Fz_0$	2000	$M * g/4$	3000	[N]
Taglio velocità	20	40	60	[km/h]
Normalizzazione	$RMS(Fx_{mis})$	Valore massimo( $Fx_{mis}$ )	$Fz_0$	[N]
Pesi	1100	1111	0011	[-]

**Tabella 5.III: valori per analisi di sensibilità in rosso si ha la configurazione migliore**

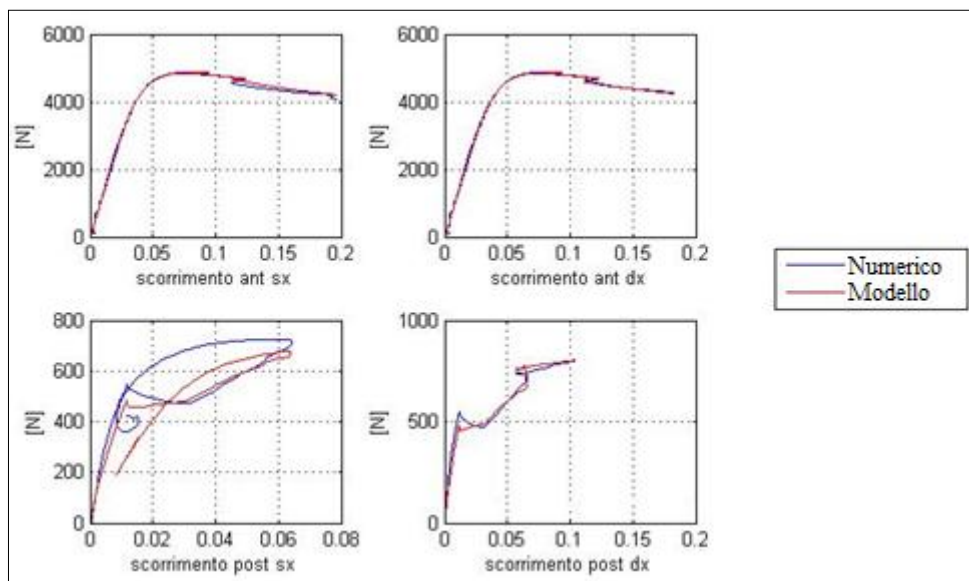
In figura 5.19 sono riportati i risultati ottenuti con il modello, sfruttando la configurazione di parametri presentata in tabella 5.III. Il modello creato ha permesso di andare ad identificare i cinque coefficienti  $pd_{x1}$   $pd_{x2}$   $pc_x$   $pk_{x1}$   $pk_{x2}$ , con i quali è stato poi possibile ricostruire la forza longitudinale scambiata dal singolo pneumatico con il terreno. Dalla figura si può osservare che, nonostante le ipotesi semplificative introdotte, i risultati ottenuti dal modello sono in buon accordo con quelli numerici.



**Figura 5.19: test numerico: frenata progressiva con intervento ABS. Confronto tra andamento in funzione dello scorrimento della forza longitudinale scambiata a terra ottenuta numericamente e quello ottenuto da modello**

## 5.4.2 Validazione modello

Per la validazione della procedura di identificazione dei coefficienti  $pd_{x1}$   $pd_{x2}$   $pc_x$   $pk_{x1}$   $pk_{x2}$ , si è applicato il modello alle altre prove di frenata numeriche disponibili. In figura 5.20 si riporta l'andamento della forza longitudinale ottenuta dai coefficienti identificati dal modello applicato a una prova di frenata numerica di tipo progressivo con intervento ABS, ottenuta sul pneumatico di rigidità verticale pari a 150000 [N/m] e di raggio indeformato pari a 0.29 [m]. La configurazione dei parametri impostata è quella riscontrabile in tabella 5.III



**Figura 5.20: test numerico: frenata progressiva con intervento ABS. Confronto tra andamento in funzione dello scorrimento della forza longitudinale scambiata a terra ottenuta numericamente e quello ottenuto da modello**

In figura 5.21 si riportano i risultati ottenuti applicando il modello di identificazione su una prova di frena numerica di tipo a pressione costante 300 [N]. Per una ulteriore validazione, il modello di identificazione è stato applicato anche a una frenata sperimentale di tipo progressivo con intervento ABS. In figura 5.22 è riportato il confronto tra l'andamento in funzione dello scorrimento della forza longitudinale derivante dai coefficienti identificati e quella ricavata sperimentalmente, sapendo che quest'ultima è pari alla coppia acquisita moltiplicata per il raggio sotto carico.

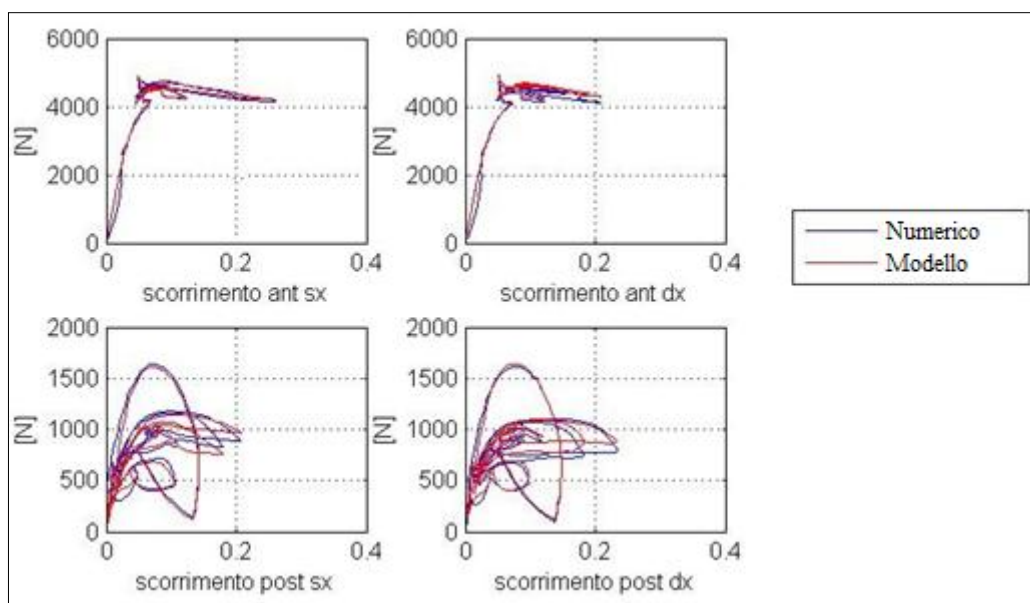


Figura 5.21: test numerico: frenata a pressione costante (300 [N]). Confronto tra andamento in funzione dello scorrimento della forza longitudinale scambiata a terra ottenuta snumericamente e quello ottenuto da modello

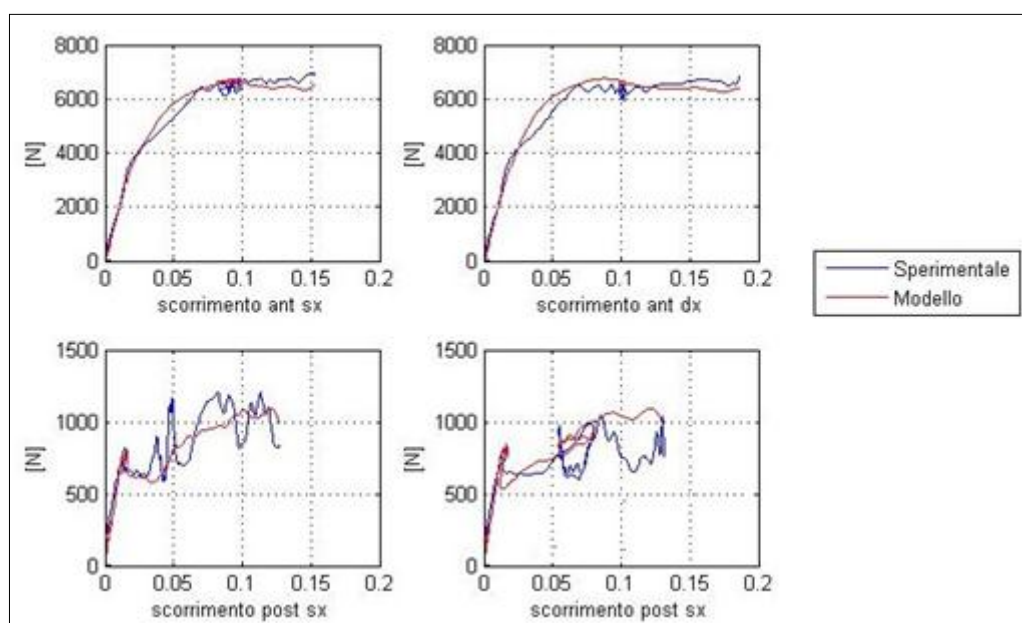


Figura 5.22: test sperimentale: frenata progressiva con intervento ABS. Confronto tra andamento in funzione dello scorrimento della forza longitudinale scambiata a terra ottenuta sperimentalmente e quello ottenuto da modello

Come si evince dai grafici si ha una buona corrispondenza tra i rilievi sperimentali e numerici e i risultati forniti a calcolo.

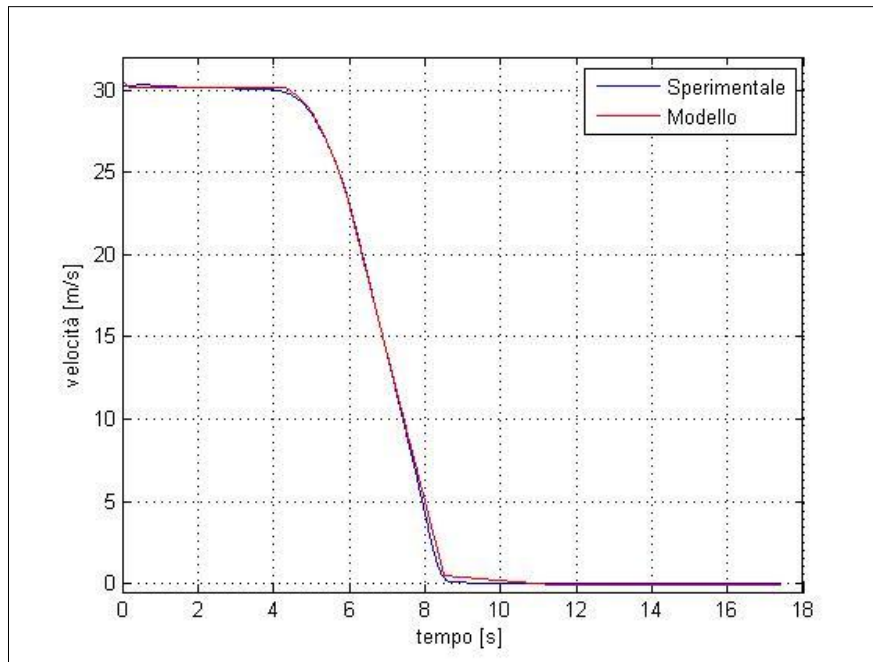
# Capitolo 6

## Conclusioni

*L'obiettivo di questa tesi è stato quello di sviluppare e identificare i parametri di un modello di sintesi della dinamica longitudinale e dell'impianto frenante di un autoveicolo che fosse in grado di cogliere le dinamiche di decelerazione e di beccheggio che si verificano nei moti di cassa in manovre di frenatura. In questo capitolo conclusivo si validerà il modello Simulink di sintesi sviluppato nel capitolo 4 mediante confronto tra i risultati numerici del modello di simulazione ed i dati derivanti da prove sperimentali riferite ad un veicolo di cui si ipotizza di non conoscere i dettagli costruttivi.*

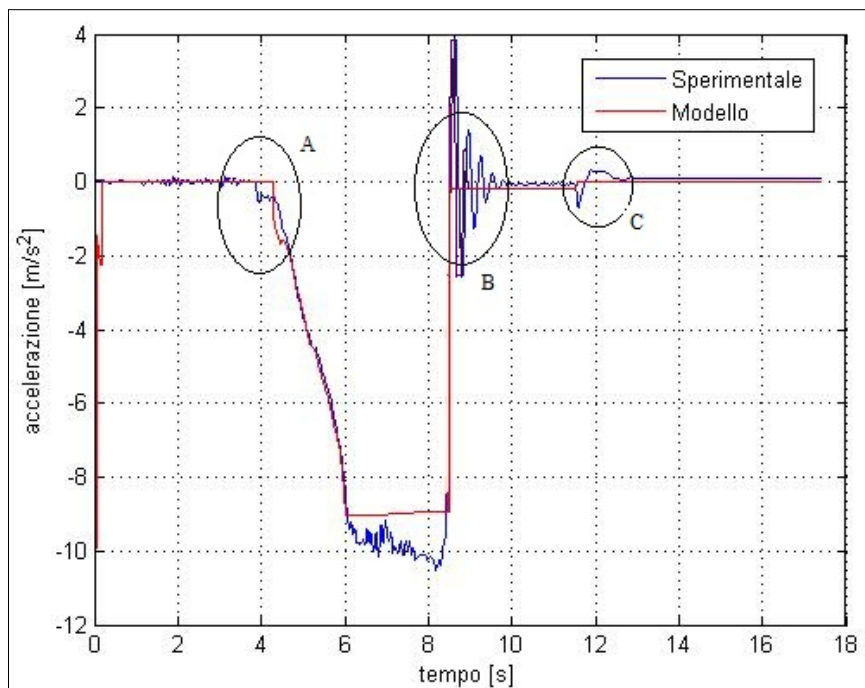
### 6.1 Risultati

In questa fase finale di lavoro si ipotizza che le prove di frenata sperimentali fornite dal C.R.F e presentate nel capitolo 3 siano da riferirsi ad una vettura della concorrenza di cui non si conoscono i dettagli costruttivi. Per poter quindi validare il modello, eseguendo il confronto tra i risultati numerici che il modello fornirebbe e i dati derivanti dalle prove sperimentali, occorre procedere all'identificazione dei parametri incogniti presenti nelle equazioni del modello. Alcuni di questi parametri sono individuabili con una semplice misurazione sul veicolo in esame; si pensi, a titolo di esempio, alla massa veicolo o ai valori dei raggi dei dischi freno. Per quanto riguarda invece il coefficiente di attrito degli elementi frenanti, le caratteristiche del servofreno, definizione del contatto pneumatico – strada, inerzia, smorzamento e rigidità equivalente dell'autoveicolo occorre procedere con le tecniche di identificazione presentate nel capitolo 5. In figura 6.1 si riporta il confronto tra l'andamento nel tempo della velocità veicolo ottenuta da modello e la velocità ricavata dall'acquisizione sperimentale. L'input del modello *Simulink* è costituito dalla storia temporale del carico pedale misurata nella prova di frenata sperimentale in analisi, ovvero una frenata progressiva con intervento ABS.



**Figura 6.1: test sperimentale: frenata progressiva con intervento ABS. Andamento nel tempo della velocità veicolo**

In figura 6.2 si riporta il confronto nel tempo tra l'accelerazione ottenuta dal modello *Simulink* e quella derivante dai dati sperimentali.



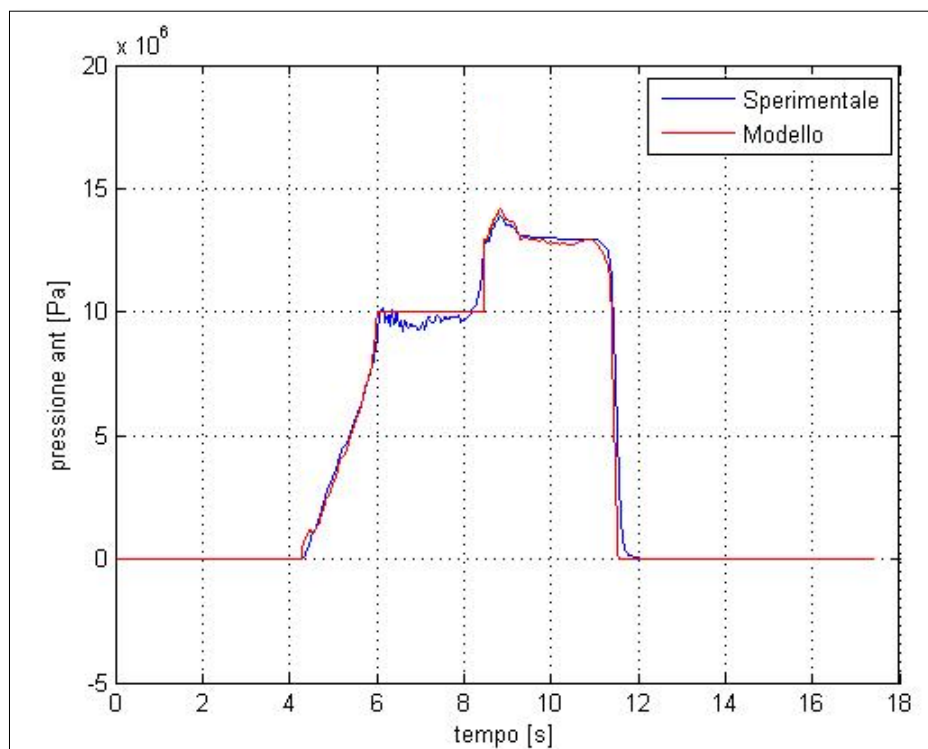
**Figura 6.2: test sperimentale: frenata progressiva con intervento ABS. Andamento nel tempo dell'accelerazione longitudinale veicolo**

In A si ha inizialmente il rilascio dell'acceleratore e quasi contemporaneamente la pressione del pedale frizione: non si ha il freno motore ma solo le resistenze aerodinamiche e di rotolamento degli pneumatici. Nella curva rossa si ha simultaneamente l'effetto delle forze resistenti sommate al jump-in, che per come si è modellato il sistema introduce una discontinuità. Sul sistema reale questa discontinuità è attenuata da una serie di componenti (gommini, molle, ecc.) e dalla dinamica di transitorio del servo freno (che non si è modellata in quanto esulava dagli obietti della tesi).

In B si ha lo stop del veicolo e le oscillazioni sono reali, dovute al fatto che la decelerazione passa da circa 1g a 0 in una frazione di secondo, quindi innesca un'oscillazione longitudinale e di beccheggio.

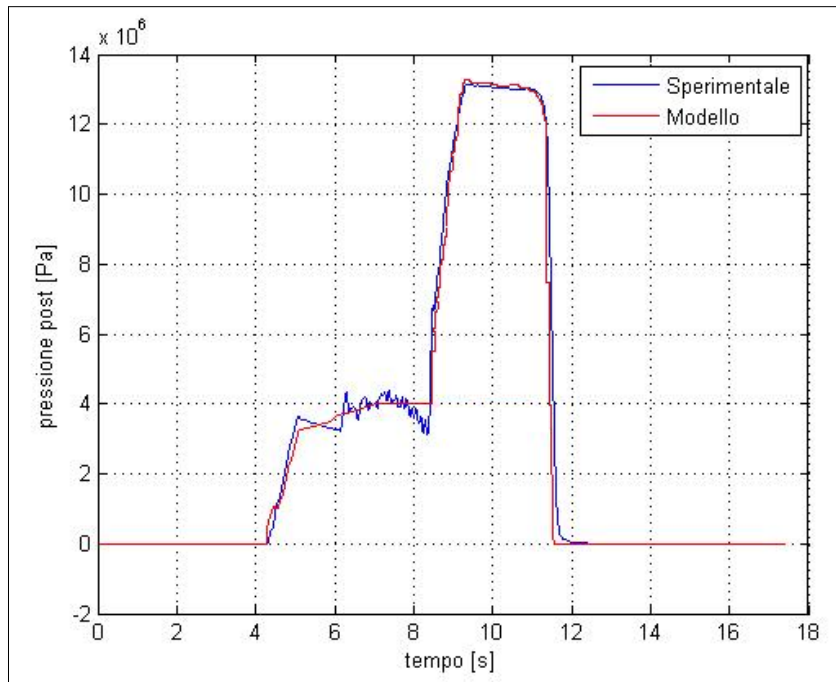
In C si ha il rilascio del pedale del freno, quindi vanno a zero le coppie sui freni che tenevano in posizione "precaricata" le sospensioni. Lasciando il freno le sospensioni si riportano nella configurazione statica, per cui si ha una piccola variazione di beccheggio e di  $A_x$ .

In figura 6.3 e 6.4 si riporta il confronto tra l'andamento delle pressioni alle ruote in uscita dal modello e quello derivante dalle acquisizioni sperimentali. Dalle figure si osserva che l'andamento delle pressioni, una volta che il veicolo si è arrestato, ricomincia a crescere. Questo è dovuto al fatto che l'ABS e con esso l'EBD, con il veicolo fermo, si disinseriscono. Si nota infatti che la pressione sulle ruote posteriori si assesta su valori pari a quelli delle ruote anteriori. Nel modello *Simulink* si osserva la presenza di una limitazione sulla pressione alle ruote, che simula in maniera molto semplificata l'intervento ABS.



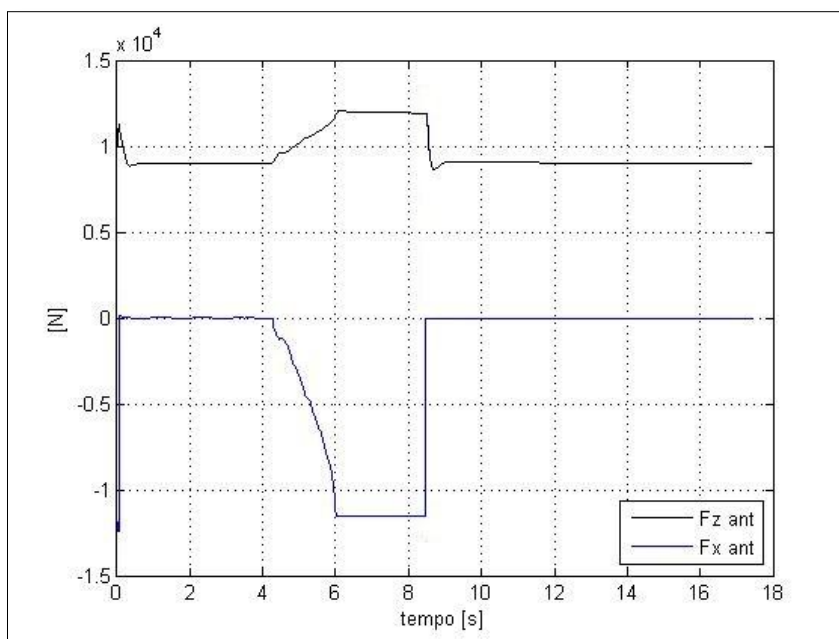
**Figura 6.3: test sperimentale: frenata progressiva con intervento ABS.**  
Andamento nel tempo della pressione alle ruote anteriori



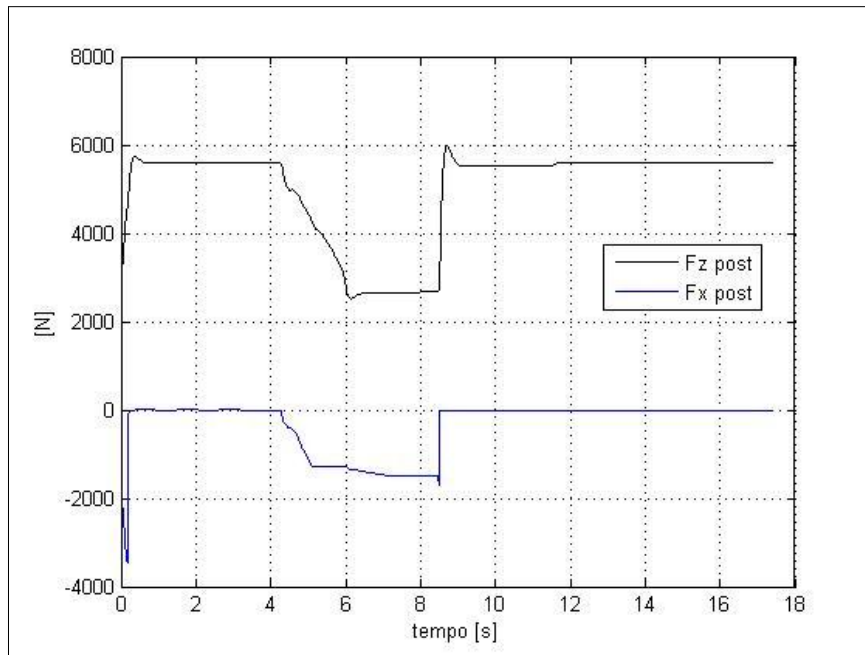


**Figura 6.4: test sperimentale: frenata progressiva con intervento ABS. Andamento nel tempo della pressione alle ruote posteriori**

In figura 6.5 e 6.6 si riportano gli andamenti nel tempo del carico verticale e delle forze longitudinali ottenuti da modello, rispettivamente per gli assi anteriore e posteriore

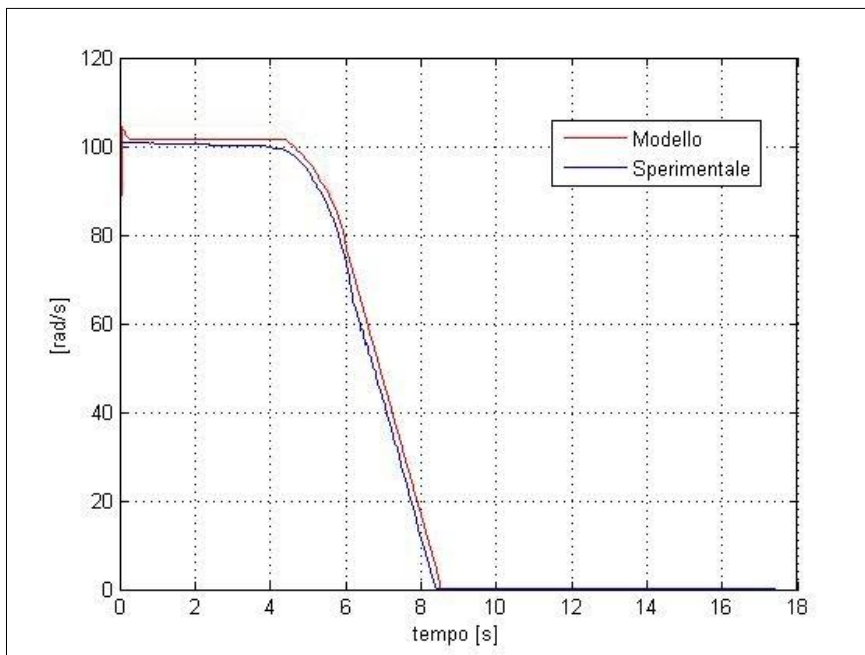


**Figura 6.5: test numerico: modello simulink. Andamento nel tempo del carico verticale e della forza longitudinale relativi all'asse anteriore**

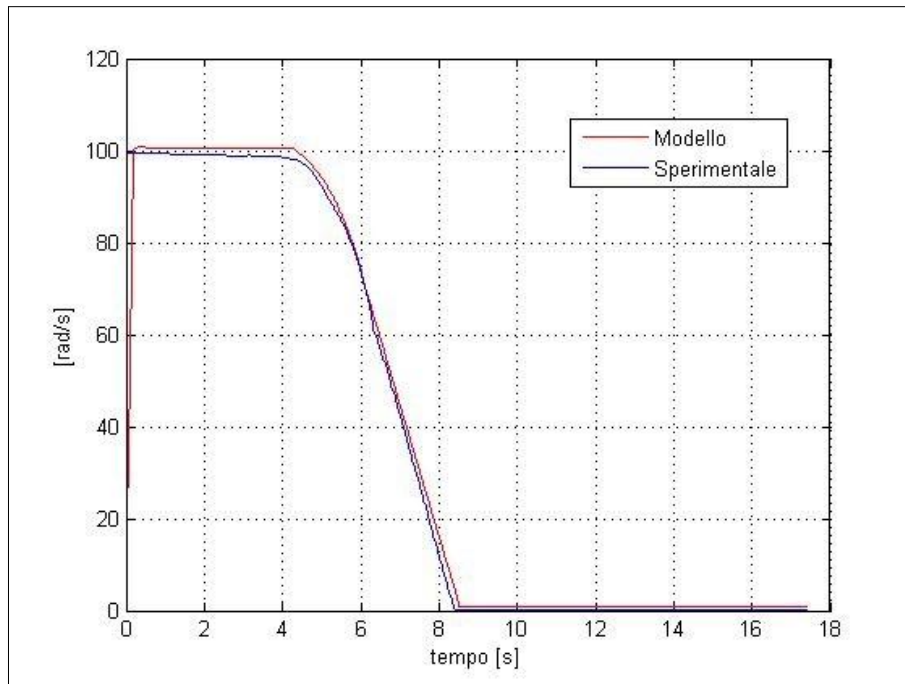


**Figura 6.6: test numerico: modello simulink. Andamento nel tempo del carico verticale e della forza longitudinale relativi all'asse posteriore**

In figura 6.7 e 6.8 si riporta il confronto nel tempo tra la velocità angolare delle ruote ottenuta da modello *Simulink* e quella derivante dai dati sperimentali. Poiché, per come è stato ideato il modello, le ruote di uno stesso asse vedono la stessa velocità angolare, le curve in blu, ovvero le velocità angolari derivanti dai dati sperimentali risultano essere la media tra velocità angolare della ruota destra e sinistra



**Figura 6.7: test sperimentale: frenata progressiva con intervento ABS. Andamento nel tempo della velocità angolare relativa all'asse anteriore**



**Figura 6.8: test sperimentale: frenata progressiva con intervento ABS. Andamento nel tempo della velocità angolare relativa all'asse posteriore**

Dall'analisi dei grafici di validazione riportati in questo capitolo conclusivo, si può affermare che gli obiettivi della tesi siano stati raggiunti. Si ha infatti a disposizione un modello di sintesi della dinamica longitudinale e dell'impianto frenante di un autoveicolo, sviluppato in ambiente *Matlab/Simulink* e con un livello di complessità sufficiente a cogliere le dinamiche di decelerazione e beccheggio nella gamma dei moti di cassa in manovre di frenatura. Vi è inoltre la possibilità di identificare i parametri alla base delle equazioni del modello qualora questi dovessero essere incogniti.

## Bibliografia

- [1] Massimo Guiggiani, “Dinamica del veicolo”, CittàStudi, 2007
- [2] Henning Wallentowitz, “ Lecture Longitudinal Dynamics of Vehicles”, Aachen, 2004
- [3] BOSCH, “Prontuario dell’autoveicolo”, Ulrico Hoepli Milano, 2009
- [4] Federico Cheli, “Meccanica del veicolo”, Dispense Politecnico di Milano
- [5] Hans B. Pacejka, “Tyre and Vehicle Dynamics”, Butterworth-Heinemann, 2006
- [6] International Standart, Vehicle dynamics test methods, ISO 15037-1
- [7] Thomas D. Gillespie, “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, Society of Automotive Engineers, 1998
- [8] Alberto Morelli, ”Progetto dell’autoveicolo”, Celid, 1999

## **Ringraziamenti**

Vorrei innanzi tutto ringraziare il professore Federico Cheli per avermi offerto l'opportunità di sviluppare questo lavoro ed inoltre per la sua disponibilità e i preziosi consigli. Un sentito grazie all'ing Marco Pesce del Centro Ricerche Fiat per avermi accompagnato e preparato durante il cammino e per essersi sempre dimostrato gentile e pronto a risolvere qualsiasi mio problema in tempi brevi e in modo efficiente.