

Scuola di Ingegneria e Architettura  
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Tesi di Laurea Magistrale  
in  
Motori a combustione interna e propulsori ibridi M

MODELLISTICA ED ANALISI DI  
STRATEGIE DI CONTROLLO PER IL  
TORQUE VECTORING

Candidato:  
Francesco PARROTTA

Relatore:  
Ch.mo Prof. Nicolò Cavina

Correlatori:  
Ing. Matteo De Cesare  
Prof. Davide Moro  
Prof. Enrico Corti



*Alla mia famiglia*

*Ai miei amici*

*E a Ida Pia*



*Mi ritengo peggiore degli altri,  
ma non so quanti siano migliori di me*  
[E. FERRARI]



# Sommario

L'obiettivo del lavoro svolto è stato realizzare un sistema di controllo veicolo che sfrutti la presenza dei motori elettrici per ottimizzare le prestazioni dinamiche di un veicolo qualsiasi. L'elaborato è composto da 10 capitoli. Si inizia introducendo lo stato dell'arte in sistemi di assistenza alla guida. Nel secondo capitolo si introduce il software *AMESim* utilizzato durante l'attività. Il capitolo numero tre è dedicato alla modellazione del plant del sistema: si introducono i modelli veicolo utilizzati in letteratura, facendo una breve escursione anche sui modelli pneumatico. Successivamente si entra nel dettaglio delle prestazioni dinamiche in curva di un veicolo, analizzando la sterzata prima cinematica poi dinamica. Il capitolo seguente è dedicato completamente alla strategia di controllo *Torque Vectoring*: si fa un resoconto dello stato dell'arte e si descrive accuratamente il funzionamento della strategia. Nel capitolo sei, si introducono le manovre standardizzate secondo le normative ISO, che verranno utilizzate in fase di simulazione. Il capitolo sette è dedicato alle simulazioni preliminari per la validazione del modello veicolo costruito sulla piattaforma *Ame-sim*, con le quali si è verificato che il veicolo di prova si comporti come un veicolo reale. In seguito viene dedicato spazio alla realizzazione del sistema di controllo su *Simulink* con elevato grado di dettaglio: si evidenziano le scelte sulle variabili da controllare e sul generatore del target da inseguire e i vari livelli in cui è progettato il controllore. Il capitolo successivo comprende le simulazioni effettuate per valutare il comportamento del controllore e le relative analisi sui grafici delle variabili d'interesse. L'ultimo capitolo è ovviamente dedicato alle conclusioni e ai possibili sviluppi futuri.





# Ringraziamenti

Desidero ringraziare *Magneti Marelli* per la possibilità di portare avanti questa interessantissima attività e tutte le persone che mi hanno supportato durante questo periodo:

- Ing. Matteo De Cesare;
- Ing. Enrico Brugnoli;
- Ing. Giovanni Prodi;
- Ing. Edmondo Lanzillotta.



# Indice

<b>Sommario</b>	<b>i</b>
<b>Ringraziamenti</b>	<b>ii</b>
<b>Elenco delle figure</b>	<b>vi</b>
<b>Elenco delle tabelle</b>	<b>viii</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>ix</b>
<b>1 Introduzione</b>	<b>1</b>
<b>2 Gli ambienti di lavoro</b>	<b>4</b>
2.1 L'ambiente <i>LMS Amesim</i> . . . . .	4
2.1.1 Architettura . . . . .	5
2.1.2 Moduli di lavoro . . . . .	6
2.1.3 Libreria iCar . . . . .	7
2.1.4 Libreria Vehicle Dynamics . . . . .	8
2.2 L'ambiente <i>Simulink</i> . . . . .	9
<b>3 Modellazione del veicolo</b>	<b>11</b>
3.1 Modello telaio . . . . .	12
3.1.1 Modello a 2 GDL . . . . .	12
3.1.2 Modello a 7 GDL . . . . .	13
3.1.3 Modello multibody a 14 GDL . . . . .	15
3.1.4 Ulteriori modelli . . . . .	16
3.2 Modello pneumatico . . . . .	17
3.2.1 Modello lineare . . . . .	17
3.2.2 Modello di Pacejka, <i>Magic Formula</i> . . . . .	17
3.3 Modello veicolo libreria iCar . . . . .	19
3.4 Modello veicolo libreria Vehicle Dynamics . . . . .	20

<b>4</b>	<b>Prestazioni dinamiche di handling</b>	<b>22</b>
4.1	Sterzata cinematica . . . . .	22
4.2	Sterzata dinamica ideale . . . . .	24
4.3	Definizione di sottosterzo e sovrasterzo . . . . .	25
<b>5</b>	<b>Il <i>Torque Vectoring</i></b>	<b>27</b>
5.1	Storia della tecnologia . . . . .	27
5.2	Situazione attuale . . . . .	29
5.3	Descrizione della tecnologia . . . . .	29
<b>6</b>	<b>Manovre standardizzate</b>	<b>33</b>
6.1	Metodologia di test . . . . .	33
6.1.1	Le variabili d'interesse . . . . .	33
6.1.2	Condizioni del test . . . . .	35
6.1.3	Preparazione finale . . . . .	35
6.2	Prove in regime stazionario . . . . .	35
6.2.1	A raggio di curvatura costante . . . . .	36
6.2.2	Ad angolo volante costante . . . . .	36
6.2.3	A velocità costante . . . . .	37
6.2.4	Presentazione dei risultati . . . . .	37
6.3	Prove in regime transitorio . . . . .	37
6.3.1	Gradino di sterzo . . . . .	38
6.3.2	Sinusoide, un periodo . . . . .	39
<b>7</b>	<b>Simulazioni preliminari per la validazione del modello</b>	<b>41</b>
7.1	Scelta del test . . . . .	41
7.2	Impostazione del modello . . . . .	41
7.3	Definizione delle condizioni iniziali . . . . .	42
7.4	Definizione dei limiti di stabilità del veicolo . . . . .	42
7.5	Analisi dei risultati . . . . .	43
<b>8</b>	<b>Il sistema di controllo della coppia alle ruote</b>	<b>48</b>
8.1	Il controllore di alto livello . . . . .	49
8.1.1	Il generatore del riferimento . . . . .	50
8.1.2	Calcolo dell'azione correttiva . . . . .	51
8.2	Il controllore di basso livello . . . . .	52
8.3	Sensoristica . . . . .	53
<b>9</b>	<b>Simulazioni ed analisi dei risultati</b>	<b>55</b>
9.1	Test per la valutazione del comportamento stazionario in curva . . . . .	55
9.2	Test per la valutazione del comportamento transitorio . . . . .	59

9.3 Test con manovra critica . . . . .	65
<b>10 Conclusione</b>	<b>71</b>
10.1 Sviluppi futuri . . . . .	72
<b>A Modelli <i>Amesim</i></b>	<b>75</b>
<b>B Modelli <i>Simulink</i></b>	<b>79</b>
<b>C Parametri principali</b>	<b>83</b>
<b>Bibliografia</b>	<b>86</b>

# Elenco delle figure

2.1	Architettura di <i>LMS Amesim</i> . . . . .	5
2.2	Set di librerie in <i>LMS Amesim</i> . . . . .	6
2.3	Subsystem libreria iCar . . . . .	7
3.1	Modello a bicicletta . . . . .	12
3.2	Modello telaio a 7 gdl . . . . .	14
3.3	Modello telaio a 14 gdl . . . . .	15
3.4	Modello telaio a 18 gdl . . . . .	16
3.5	Modello telaio a 22 gdl . . . . .	16
3.6	Formula magica di Pacejka . . . . .	18
3.7	Modello completo . . . . .	19
4.1	Sterzata cinematica . . . . .	22
5.1	<i>Ricardo Torque Vectoring Differential</i> . . . . .	27
5.2	<i>Dana Corporation Dynamic Trak</i> . . . . .	28
5.3	Esempio di <i>Torque Vectoring</i> su veicolo, rispettivamente, sovrasterzante e sottosterzante . . . . .	30
6.1	Variabili di interesse, range operativo ed errore massimo . . . . .	34
6.2	Condizioni dei test . . . . .	35
7.1	Dashboard . . . . .	43
7.2	Matrice dell'angolo di assetto del baricentro . . . . .	44
7.3	Matrice dei raggi di curvatura . . . . .	45
7.4	Matrice della differenza dell'angolo di deriva medio tra anteriore e posteriore . . . . .	45
7.5	Matrice dell'accelerazione laterale . . . . .	46
8.1	Il controllore . . . . .	48
8.2	Il controllore di alto livello . . . . .	49
8.3	Il modello a bicicletta . . . . .	50
8.4	Il PI . . . . .	51

8.5	Il controllore di basso livello . . . . .	52
9.1	Accelerazione laterale vs angolo volante o curva di sottosterzo [Test 1]	56
9.2	Angolo di assetto vs accelerazione laterale [Test 1] . . . . .	57
9.3	Differenza dell'angolo di deriva medio tra anteriore e posteriore [Test 1]	58
9.4	Velocità d'imbardata [Test 1] . . . . .	58
9.5	Coppie erogate in uscita dal controllore [Test 1] . . . . .	59
9.6	Il gradino di angolo volante [Test 2] . . . . .	60
9.7	Il profilo di velocità [Test 2] . . . . .	60
9.8	Velocità d'imbardata [Test 2] . . . . .	61
9.9	Differenza dell'angolo di deriva medio tra anteriore e posteriore [Test 2]	62
9.10	Angolo di assetto baricentrico [Test 2] . . . . .	63
9.11	Accelerazione laterale [Test 2] . . . . .	64
9.12	Coppie erogate in uscita dal controllore [Test 2] . . . . .	64
9.13	Il profilo di angolo volante [Test 3] . . . . .	65
9.14	Velocità d'imbardata [Test 3] . . . . .	66
9.15	Angolo di assetto baricentrico [Test 3] . . . . .	67
9.16	Differenza dell'angolo di deriva medio tra anteriore e posteriore [Test 3]	68
9.17	Coppie erogate in uscita dal controllore [Test 3] . . . . .	69
9.18	Accelerazione laterale [Test 3] . . . . .	69
A.1	Modello completo libreria iCar . . . . .	76
A.2	Modello completo libreria Vehicle Dynamics . . . . .	77
B.1	Modello completo su <i>Simulink</i> per il test 1 . . . . .	80
B.2	Modello completo su <i>Simulink</i> per i test 2 e 3 . . . . .	81

# Elenco delle tabelle

7.1	Casi da simulare . . . . .	42
7.2	Casi simulati non stabili . . . . .	43
9.1	Indicatori di performance . . . . .	56
C.1	Template veicolo Full-Size . . . . .	84



# Nomenclatura

## Acronimi

ABS	Anti-lock Braking System
ADAS	Advanced Driver-Assistance Systems
AWD	All Wheel Driven
CAD	Computer-Aided Design
CAE	Computer-Aided Engineering
COG	Center Of Gravity
EBD	Electronic Brake force Distribution
ESP	Electronic Stability Program
FWD	Front Wheel Driven
GDL	Gradi Di Libertà
HIL	Hardware-In-the-Loop
ISO	International Organization for Standardization
MIL	Model-In-the-Loop
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
PID	Proportional-Integral-Derivative
RWD	Rear Wheel Driven
SIL	Software-In-the-Loop
TCS	Traction Control System
TV	Torque Vectoring

## Simboli

$\alpha$	angolo di deriva [rad]
$\alpha^*$	slip laterale [-]
$\beta$	angolo di assetto [rad]
$\ddot{\psi}$	accelerazione d'imbardata [rad/s <sup>2</sup> ]
$\delta$	angolo volante [rad]
$\dot{\beta}$	velocità dell'angolo di assetto [rad/s]
$\dot{\psi}$	velocità d'imbardata [rad/s]

$\dot{v}$	accelerazione lineare [m/s <sup>2</sup> ]
$\kappa$	slip longitudinale [-]
$\mu$	coefficiente di aderenza [-]
$\omega$	velocità angolare [rad/s]
$\phi$	angolo di rollio [rad]
$\psi$	angolo d'imbardata [rad]
$b$	distanza tra baricentro e asse posteriore [m]
$F$	forza [N]
$g$	accelerazione di gravità [m/s <sup>2</sup> ]
$h$	altezza [m]
$I$	momento di inerzia [kg*m <sup>2</sup> ]
$K$	rigidezza pneumatico [rad/N]
$l$	passo [m]
$m, M$	massa [kg]
$r$	raggio [m]
$T$	coppia [Nm]
$t$	carreggiata [m]
$v$	velocità lineare [km/h] o [m/s]

## Pedici

$x$	asse longitudinale
$y$	asse trasversale o laterale
$z$	asse verticale
$f, F$	anteriore
$r, R$	posteriore
$FL$	anteriore sinistra
$FR$	anteriore destra
$RL$	posteriore sinistra
$RR$	posteriore destra
$t$	ruota

# Capitolo 1

## Introduzione

Al giorno d'oggi, con l'utilizzo sempre più frequente dei motori elettrici come fonte di propulsione per autovetture si aprono nuovi scenari nell'ambito della sicurezza stradale. Infatti i motori elettrici, oltre a consentire ai costruttori di superare le sempre più stringenti normative mondiali in materia di emissioni, permettono un controllo molto più accurato della coppia rispetto al classico motore endotermico. Grazie a tale caratteristica, tali componenti possono garantire l'implementazione di nuove strategie di controllo con l'obiettivo di estendere i limiti di stabilità di un veicolo.

Attualmente i veicoli stradali sono equipaggiati con sistemi elettronici sempre più avanzati. Se da un lato possono migliorare il comfort di viaggio, fornendo all'utente informazioni sul traffico, indicazioni sul percorso migliore per raggiungere una destinazione e dati precisi sul funzionamento del veicolo. D'altro lato invece tali sistemi possono garantire un'assistenza attiva alla guida, con lo scopo sia di prevenire gli incidenti che di migliorare il comportamento dinamico del veicolo. Addirittura, tali sistemi possono intervenire assistendo il guidatore durante la fase di parcheggio, a mantenere la carreggiata prescelta, a rispettare i limiti di velocità e a mantenere la distanza di sicurezza tramite frenata di emergenza automatizzate. Insomma i controlli attivi stanno prendendo ormai il sopravvento su quelle operazioni che una volta erano compito esclusivo di chi siede al volante. E sempre più stanno prendendo piede per assisterlo non solo in caso di percorrenza rettilinea ma anche durante la percorrenza in curva, situazione in cui per utenti standard della strada è maggiore il rischio di perdere il controllo. L'obiettivo primario infatti è ridurre sempre più il rischio di incidente, anche a costo di togliere sempre più libertà alla mano umana. Tutti questi sistemi di assistenza avanzata alla guida vanno sotto l'acronimo ADAS, *Advanced Driver-Assistance Systems*, e perseguono il target ultimo di realizzare un veicolo completamente autonomo, in cui la guida è tutta demandata all'azione dei sistemi elettronici di controllo, senza alcun intervento umano.

Negli ultimi tre decenni, i produttori di autoveicoli hanno concentrato molte

energie sull'implementazione di componenti elettronici in grado di controllare il funzionamento di una vettura. Fino agli anni 80, radio e sensori motore erano il massimo dell'elettronica in vettura e i criteri per comprare una macchina erano la potenza, la velocità massima ed il design esteriore. Al giorno d'oggi, invece per scegliere una vettura si apprezzano invece i numerosissimi sistemi di controllo elettronici che migliorano la guida e aumentano la sicurezza. E sono i costruttori stessi ad evidenziare la presenza dei sistemi di assistenza alla guida sui propri veicoli, lasciando in evidenza sulla carrozzeria la sigla del sistema montato in vettura. Altro fattore lampante è il peso sul costo di un'auto delle componenti elettroniche: si pensi che fino agli anni 80 questi rappresentavano l'1 % del costo totale, mentre al giorno d'oggi arrivano a pesare fino al 40 %!

Inizialmente si sono introdotti i sistemi passivi come l'airbag e le cinture di sicurezza. Poi è diventata un'esigenza praticamente naturale progettare sistemi attivi capaci di prevenire il pericolo, come l'ABS (*Anti-lock Brake System*), che modifica la pressione dell'impianto frenante per evitare il bloccaggio delle ruote in fase di frenata, e il TCS (*Traction Control System*), che ottimizza la trazione a terra tagliando l'alimentazione del motore per evitare lo slittamento delle ruote, e l'ESP (*Electronic Stability Program*), sistema che genera un momento imbardante tramite l'azione dei freni per stabilizzare il veicolo. Proprio quest'ultimo è il sistema di controllo che più si avvicina come funzionamento a quel *Torque Vectoring* oggetto principale dell'attività. In breve, entrambi controllano la dinamica laterale del veicolo misurando la velocità d'imbardata ed entrambi agiscono generando un momento imbardante con l'obiettivo di stabilizzare il veicolo. La grossa differenza è che se il primo usa come attuatori i freni, il secondo si svincola dall'impianto frenante. Il TV infatti persegue lo stesso obiettivo usando la coppia erogata da un motore.



# Capitolo 2

## Gli ambienti di lavoro

Innanzitutto viene fornita una breve introduzione all'ambiente di simulazione *LMS Amesim*, concentrandosi sull'architettura del software e i tools utilizzati durante le fasi di modellazione e simulazione. Per il progetto di tesi, si è fatto uso di due software in particolare, *LMS Imagine Lab Amesim* e *Simulink*.

### 2.1 L'ambiente *LMS Amesim*

*LMS Imagine.Lab Amesim* è un software commerciale per la modellazione e simulazione ingegneristica di sistemi multi-dominio. Il pacchetto software è composto da una suite di tools che intervengono nelle varie fasi dell'intero processo di simulazione, cioè la modellazione, l'analisi e la predizione della performance di un sistema. Tale applicativo permette di simulare il comportamento di un sistema prima che sia disponibile il CAD dettagliato della geometria dei componenti e viene quindi utilizzato nelle prime fasi del ciclo di design. Per modellare un sistema si fa uso di un set davvero vasto di librerie scritte in linguaggio C, che contengono predefiniti componenti per ogni dominio fisico rappresentati da blocchetti dotati di un'icona. Tali blocchetti vanno poi collegati l'uno all'altro secondo le rispettive porte di input ed output.

### 2.1.1 Architettura

L'architettura del software viene illustrata nella seguente figura.

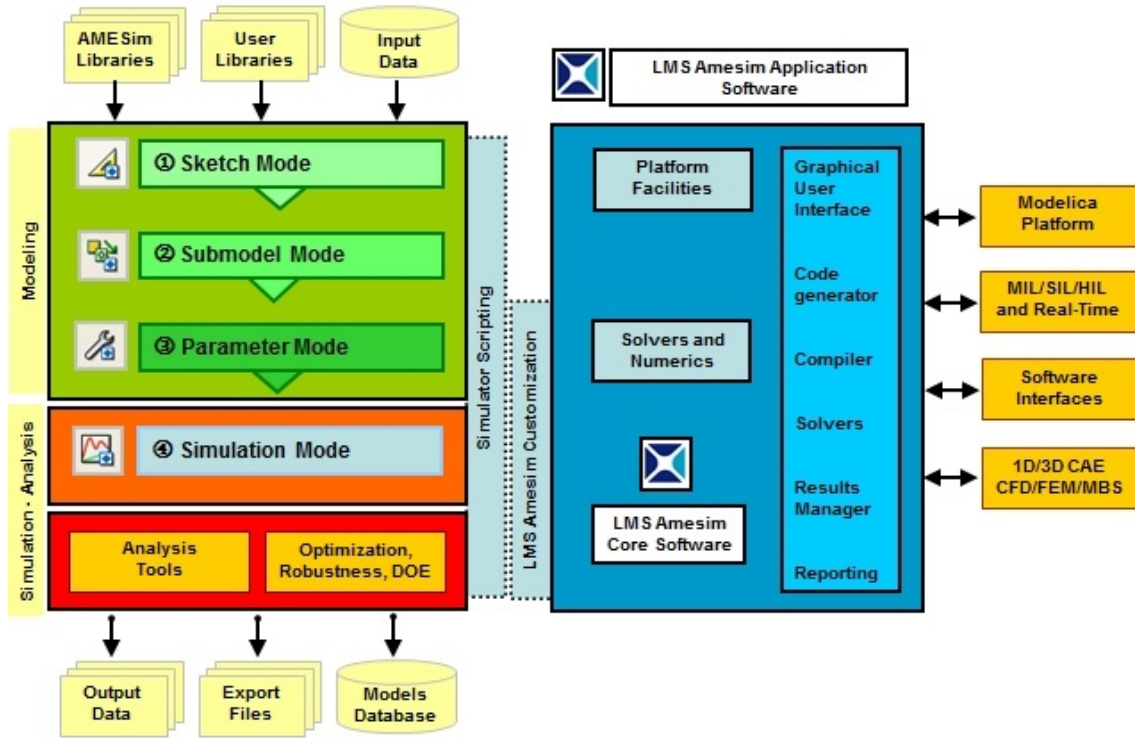


Figura 2.1: Architettura di *LMS Amesim*

Questo software offre potenti aspetti che permettono anche ad utenti principianti di creare con facilità un qualsiasi modello fisico sfruttando le librerie standard o quelle create dagli utilizzatori. Tali peculiarità sono un'interfaccia grafica facile da utilizzare, tool di analisi dati quali editors per tabelle e grafici, animazioni 3D, dashboard, tool per analisi lineari agli autovalori, per funzioni di trasferimento e per luogo delle radici, integrazione semplificata di MIL/SIL/HIL and Real-Time soluzioni, 1D/3D CAE e cosimulazione con Matlab e LabView.

## 2.1.2 Moduli di lavoro

Per costruire un modello fisico funzionante in maniera completa, vanno eseguiti in ordine i seguenti step:

### 1. *Sketch mode*

La prima fase da affrontare è la creazione di uno schema che rappresenti il modello fisico. Bisogna fare uso delle icone disponibili nelle librerie. Le librerie disponibili nella versione base del software sono illustrate nella figura seguente. Ogni libreria poi si divide in categorie, contenenti componenti simili tra loro per modello matematico e funzionamento (che vengono chiamati *component submodels*). Tutte le porte di ogni icona vanno collegate tra loro.



Figura 2.2: Set di librerie in *LMS Amesim*

### 2. *Submodel mode*

Ogni componente del sistema va associato ad un modello matematico ed ogni componente può averne a disposizione più di uno. Il particolare modello matematico viene chiamato *submodels*, mentre per *models* il software intende il modello matematico dell'intero sistema. Tale fase di assegnazione va effettuata per tutti i componenti del sistema.

### 3. *Parametric mode*

Per ogni submodel l'utilizzatore deve assegnare uno specifico valore ai relativi parametri. Questi possono essere rappresentati da una variabile intera, reale,



booleana, testuale e tante altre. I parametri possono rappresentare delle caratteristiche geometriche e/o fisiche o i modi di funzionamento di un determinato componente ecc.

#### 4. *Simulation mode*

Il software effettua una verifica del modello creato dall'utente, mostrando informazioni tecniche quali il numero delle variabili di stato e crea un eseguibile per poter lanciare la simulazione. Appena prima della fase di lancio della stessa, vanno settati i parametri relativi alla risoluzione delle equazioni rappresentative del modello, quali tempo iniziale e finale, passo temporale, simulazione single-run o batch, integratore standard o fixed-step ecc.

### 2.1.3 Libreria iCar

In una prima fase si è scelto di utilizzare la libreria Vehicle Dynamics iCar. Si tratta di una libreria di dinamica del veicolo assistita, ovvero dotata di una dedicata interfaccia grafica e di tool specifici per ogni sottosistema. La libreria è composta dai seguenti subsystems: chassis, power steering, suspension, braking, tire, road, aerodynamics.








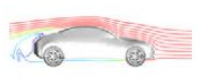

	Chassis		Suspension	
	Power steering		Tire	
	Road		Post Processing	
	Aero-dynamics		Braking	

Figura 2.3: Subsystem libreria iCar

### 2.1.4 Libreria Vehicle Dynamics

Successivamente, quando si è passati alla fase di cosimulazione tra *Amesim* e *Simulink*, si è scelto di passare alla libreria Vehicle Dynamics, perché privata dell'interfaccia grafica dedicata fonte di problemi in fase di passaggio di informazioni tra i due programmi. Tale libreria è molto più vasta rispetto a quell'assistita e permette una modellazione decisamente più flessibile dell'iCar. Non c'è alcuna interfaccia grafica e quindi per la parametrizzazione dei componenti si ricorre alle consuete finestre. La libreria è composta dai seguenti subsystems:

- Sources: sorgenti di forze e/o momenti;
- Sensors: sensori di posizione, velocità e accelerazione, angolare e lineare ecc.;
- Chassis: modelli telaio del tipo a 2 GDL, multibody a 7 o 15 o 18 GDL, più le componenti aerodinamica ed elastocinematica;
- Tires and Road: modelli per il comportamento cinematico dello pneumatico, per il contatto ruota-strada e per il calcolo delle forze quali la *Magic Formula* di Pacejka o l'approccio semplificato di Dugoff;
- Steering Components: cremagliera, piantone e giunti di collegamento;
- Suspension Components: molle tridimensionali, ammortizzatori e barre anti-rollo;
- Powertrain Components: contiene tutto ciò che comprende la generazione dell'energia e la trasmissione, quindi blocchi e supporti motore, convertitori di coppia, giunti, planetari, scatola del cambio manuale ed automatico, differenziali;
- Braking Components: pedale, pistoni idraulici e blocchi per modellare il comportamento dei sistemi elettronici quali EBD (Electronic Brake force Distribution), ABS (Anti-lock Braking System) e ESP (Electronic Stability Program);
- Drivers and Mission Profile: per eseguire manovre standard (ISO o NHTSA) o generate dall'utente;
- Mechanism: giunti sferici e cilindrici.

## 2.2 L'ambiente *Simulink*

*Simulink* è un software per la modellazione, la simulazione e l'analisi di sistemi dinamici, strettamente integrato con *MATLAB*. Quest'ultimo è un famosissimo ambiente per il calcolo numerico e l'analisi statistica scritto in C. Consente in maniera semplice la manipolazione di matrici, la visualizzazione di funzioni e dati, l'implementazione di algoritmi, la creazione di interfacce utente e la possibilità di interagire con altri software.

La peculiarità di *Simulink* è la possibilità di implementare in maniera grafica sistemi dinamici tramite equazioni differenziali anche di grado elevato in modo decisamente intuitivo e successivamente di risolverli utilizzando un set di solutori che integrano svariate tecniche di integrazione numerica con diversi ordini di accuratezza.



# Capitolo 3

## Modellazione del veicolo

Viene qui descritta in modo dettagliato la fase di modellazione ed il modello realizzato nell'ambiente di lavoro, concentrandosi sulla scelta dei gradi di libertà del modello telaio, parametro da cui dipende la tipologia di simulazione dinamica realizzabile e descrivendo gli ulteriori componenti presenti.

Il target della fase di modellazione è di creare un sistema in grado di simulare il comportamento dinamico longitudinale e laterale di un veicolo a quattro ruote, al fine di studiare possibili strategie di controllo della coppia alle ruote. Inizialmente, si è preferito ignorare la disposizione dei motori e supporre che la coppia venisse direttamente erogata ai due differenziali e/o alle quattro ruote.

Un modello veicolo completo si può dividere nei seguenti sottosistemi, ognuno dei quali va appositamente modellato:

- telaio;
- pneumatici;
- sospensioni;
- impianto frenante;
- impianto di sterzo;
- strada;
- pilota.

## 3.1 Modello telaio

Il modello del telaio, o *chassis*, è il modulo centrale per la modellazione della dinamica del veicolo, a cui vanno collegati tutti gli altri sottosistemi.

In letteratura si trovano numerosi modelli che presentano un numero crescente di gradi di libertà in funzione del tipo di simulazione che si vuole effettuare.

### 3.1.1 Modello a 2 GDL

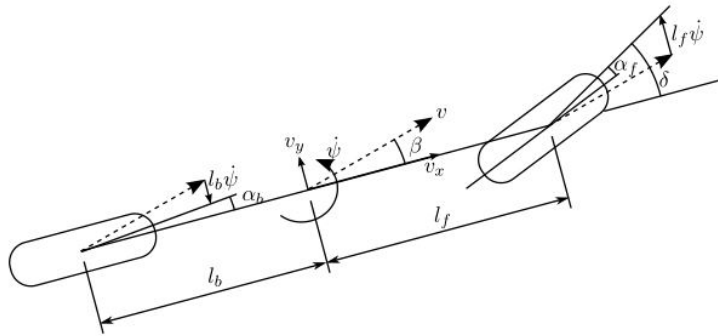


Figura 3.1: Modello a bicicletta

Il modello base è quello a bicicletta, o meglio conosciuto come *single-track*. Si tratta di un modello a 2 gradi di libertà che permette di comprendere il comportamento laterale del veicolo in stazionario, assumendo cioè che l'accelerazione longitudinale sia nulla. I due gdl possono essere, a seconda della necessità:

- la velocità lineare trasversale o laterale  $v_y$  e la velocità angolare attorno all'asse baricentrico perpendicolare al piano stradale  $\dot{\psi}$  (meglio conosciuta come velocità di imbardata *oyaw rate*);
- l'angolo della velocità del baricentro rispetto all'asse longitudinale  $\beta$  (chiamato anche angolo di assetto o *sideslip angle*) e la velocità d'imbardata  $\dot{\psi}$ .

L'assunzione caratteristica di tale modello è di poter concentrare le ruote dello stesso assale in un'unica posizione nell'intersezione tra gli assali ed il piano di mezzeria del veicolo. L'ipotesi su cui si basa è che l'angolo di rollio  $\phi$  (cioè la rotazione attorno all'asse longitudinale) sia trascurabile e che inoltre gli angoli di deriva  $\alpha$  (o angoli di slip), cioè gli angoli tra il piano di mezzeria dello pneumatico e la direzione della velocità del punto di contatto dello stesso con la strada, sono piccoli tali da poter essere assunti uguali tra loro. Se le ruote sinistra e destra dello stesso assale hanno le stesse caratteristiche allora sono in grado di generare le stesse forze laterali. Se

gli angoli in gioco sono piccoli, allora si può supporre che la forza laterale generata dallo pneumatico vari linearmente con l'angolo di deriva e proporzionalmente ad un parametro chiamato *cornering stiffness* o rigidità laterale della gomma.

$$F_y = K_y \alpha \quad (3.1)$$

Gli angoli di deriva degli assali anteriore e posteriore si possono definire nel seguente modo.

$$\alpha_F = \beta + \frac{l_F \dot{\psi}}{v} - \delta \quad (3.2)$$

$$\alpha_R = \beta - \frac{l_R \dot{\psi}}{v} \quad (3.3)$$

Con  $\delta$  si intende l'angolo di rotazione dello pneumatico anteriore, con  $l_f$  ed  $l_r$  la distanza tra baricentro e rispettivamente ruota anteriore e posteriore e con  $v$  la velocità del baricentro.

Le equazioni che governano il modello sono l'equilibrio alla traslazione lungo l'asse trasversale e alla rotazione attorno all'asse perpendicolare baricentrico.

$$mv\dot{\beta} = -(K_{yF} + K_{yR})\beta - \left( mv + \frac{K_{yR}l_r - K_{yF}l_F}{v} \right) \dot{\psi} + K_{yF}\delta \quad (3.4)$$

$$I_z \ddot{\psi} = - \left( \frac{K_{yF}l_F^2 + K_{yR}l_R^2}{v} \right) \dot{\psi} - (K_{yF}l_F - K_{yR}l_R)\beta + K_{yF}l_F\delta \quad (3.5)$$

Riassumendo, le ipotesi per utilizzare il modello a bicicletta sono le seguenti:

- piccoli angoli di sterzo ed angoli di deriva;
- pneumatico con caratteristica lineare e simmetrica rispetto all'asse longitudinale;
- velocità longitudinale costante.

Tale modello ovviamente non è utile a valutare l'influenza di una strategia di *Torque Vectoring*, a causa delle restrittive ipotesi.

### 3.1.2 Modello a 7 GDL

Per poter osservare l'influenza del *Torque Vectoring* sul comportamento dinamico del veicolo vanno implementate nel modello ruote capaci di ruotare attorno al proprio asse e di generare forze in maniera indipendente tra loro. Ciò infatti influenza il comportamento longitudinale del veicolo e quindi costringe ad inserire un'ulteriore equazione relativa allo spostamento lungo l'asse longitudinale.

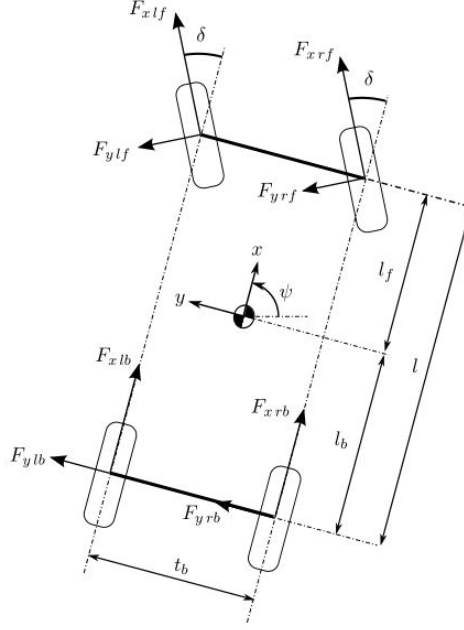


Figura 3.2: Modello telaio a 7 gdl

Lo step successivo al modello a bicicletta è quindi aggiungere 4 gdl relativi alle rotazioni delle ruote e uno al movimento lungo l'asse longitudinale, per arrivare ad un modello a 7 gdl, o *double-track*. Le equazioni che governano il sistema sono le seguenti.

$$m\dot{v} = (F_{xFL} + F_{xFR}) \cos(\delta - \beta) - (F_{yFL} + F_{yFR}) \sin(\delta - \beta) + (F_{xRL} + F_{xRR}) \cos \beta + (F_{yRL} + F_{yRR}) \sin \beta \quad (3.6)$$

$$mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) = (F_{xFL} + F_{xFR}) \sin(\delta - \beta) + (F_{yFL} + F_{yFR}) \cos(\delta - \beta) - (F_{xRL} + F_{xRR}) \sin \beta + (F_{yRL} + F_{yRR}) \cos \beta \quad (3.7)$$

$$I_z \ddot{\psi} = l_F((F_{xFL} + F_{xFR}) \sin \delta + (F_{yFL} + F_{yFR}) \cos \delta) - l_R(F_{yRL} + F_{yRR}) + \frac{t_R}{2}((F_{yFL} - F_{yFR}) \sin \delta + (F_{xFR} - F_{xFL}) \cos \delta + F_{xRR} - F_{xRL}) \quad (3.8)$$

Si sottolinea l'assenza dell'ipotesi di angoli piccoli sia di sterzo che di deriva. Vengono ancora trascurati i movimenti di rollio e di beccheggio e non vengono modellate le sospensioni, tuttavia l'influenza del trasferimento di carico longitudinale e laterale viene implementata per calcolare le forze degli pneumatici.



Riassumendo, le ipotesi per utilizzare il modello a 7 GDL sono le seguenti:

- ruote rigidamente collegate al telaio, rollio e beccheggio trascurabili e quindi modello adatto a simulazioni stazionarie o quasi;
- i momenti relativi allo pneumatico sono ignorati e quindi gli effetti dello slittamento combinato altrettanto.

### 3.1.3 Modello multibody a 14 GDL

Per riuscire a simulare il comportamento dinamico completo del veicolo vanno presi in considerazione tutti i movimenti trascurati nei precedenti modelli. Quindi vanno aggiunte le equazioni relative allo spostamento lungo l'asse perpendicolare al piano stradale del veicolo e delle quattro ruote, alle rotazioni lungo gli assi longitudinale e trasversale (cioè il rollio ed il beccheggio). Sarà questo il modello che verrà utilizzato durante l'attività.

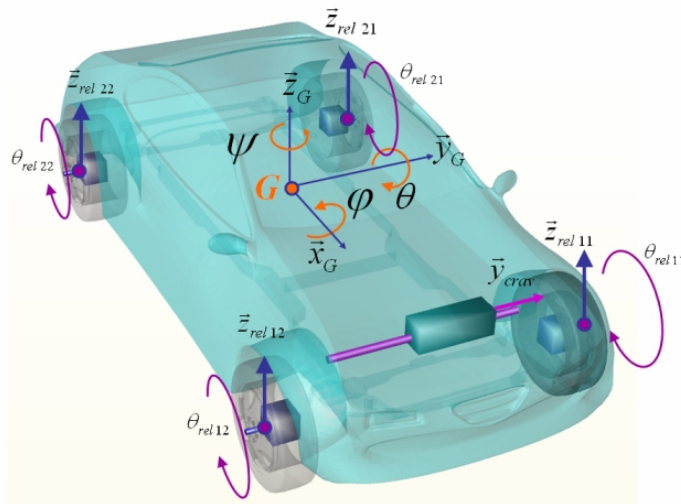


Figura 3.3: Modello telaio a 14 gdl

In letteratura, come nello stesso *Amesim*, si può trovare definito un modello con un grado di libertà in più, cioè a 15 gdl, in quanto viene considerato gdl anche lo spostamento del pignone sulla cremagliera dello sterzo. Tuttavia ciò non modifica in alcun modo le equazioni che descrivono il sistema in questione.

Per conoscenza, si fa presente che si parla di modello multibody in quanto il sistema viene rappresentato da un insieme di corpi solidi connessi tra loro tramite giunti che ne limitano il relativo movimento.

### 3.1.4 Ulteriori modelli

Per conoscenza, si fa presente che può essere definito anche un modello a 18 gdl, per implementare la torsione del telaio (cioè la rotazione del retrotreno del veicolo lungo i 3 assi rispetto all'anteriore).

Inoltre per poter simulare un veicolo con rimorchio classico a 2 ruote si fa uso di modelli a 22 gdl (vengono aggiunti i gdl relativi alla rotazione attorno al proprio asse e allo spostamento verticale delle due ruote e quindi i 3 gdl di rotazione del retrotreno del precedente modello a 18 gdl vengono sostituiti dalle rotazioni della massa sospesa rimorchiata).

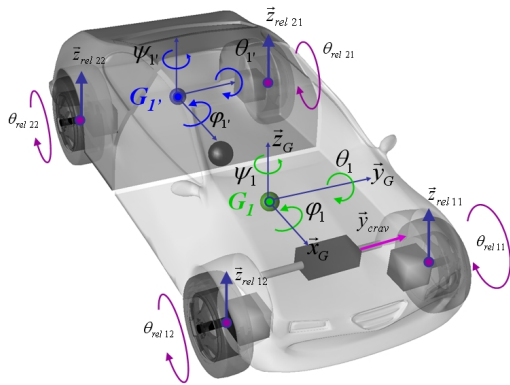


Figura 3.4: Modello telaio a 18 gdl

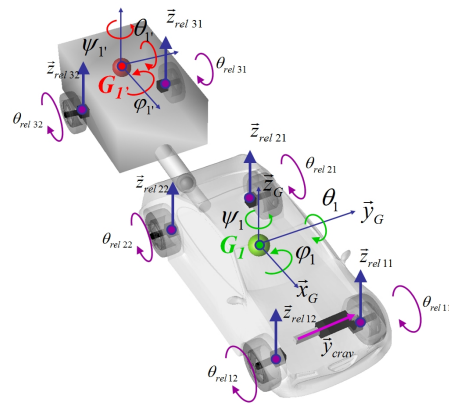


Figura 3.5: Modello telaio a 22 gdl

## 3.2 Modello pneumatico

Per quanto riguarda la modellazione dello pneumatico, si tende ad evitare di calcolare le forze scambiate con la strada analizzando la deformazione della gomma o utilizzando metodi agli elementi finiti, in quanto non pratici e computazionalmente troppo esosi. Piuttosto si preferisce ricorrere alle ben note formule empiriche e semi, che al giorno d'oggi forniscono una rappresentazione alquanto fedele e realistica.

Innanzitutto introduciamo le formule relative al calcolo degli slittamenti o slip longitudinale  $\kappa$  e laterale  $\alpha^*$ , quantità di importanza primaria per lo studio di una gomma.

$$\kappa = -\frac{v_{slip,xt}}{v_{xt}} = -\frac{v_{xt} - \omega r_r}{v_{xt}} \quad (3.9)$$

$$\alpha^* = \frac{v_{yt}}{v_{xt}} \quad (3.10)$$

Con  $v_{xt}$  e  $v_{yt}$  si intendono la velocità del punto di contatto lungo i due assi del piano stradale, con  $\omega$  la velocità di rotazione della ruota e con  $r_r$  il suo raggio di rotolamento. Da sottolineare che solitamente non viene utilizzato lo slip laterale ma l'angolo di deriva  $\alpha = \tan \alpha^*$ .

### 3.2.1 Modello lineare

Il modello lineare viene utilizzato quando i valori assunti da  $\kappa$  e  $\alpha$  sono piccoli e quindi la relazione con le forze scambiate con la strada è lineare.

$$F_x = K_x \kappa \quad (3.11)$$

$$F_y = -K_y \alpha \quad (3.12)$$

I due fattori,  $K_x$  e  $K_y$ , sono le rispettive rigidzze dello pneumatico, che possono essere calcolate tramite i dati sperimentali.

All'aumentare del valore assunto da tali angoli, la relazione con le forze scambiate diventa fortemente non lineare e tali equazioni non risultano più valide.

### 3.2.2 Modello di Pacejka, *Magic Formula*

Dal nome del Professore Hans Pacejka autore della stessa, la *Magic Formula* è un set di equazioni prettamente sperimentale e senza alcuna particolare base fisica che è in grado di adattarsi ad un ampissima varietà di pneumatici e di loro condizioni operative. Ogni pneumatico è caratterizzato da un set di circa 20 coefficienti per ogni forza e momento che può generare nella zona di contatto con la strada, tipicamente

forza longitudinale, laterale e momento di autoallineamento. Oltre ai parametri appena citati, le forze ed i momenti dipendono dal carico verticale sullo pneumatico e dall'angolo di deriva.

$$F_x = D_x \sin(C_x \arctan[B_x \kappa - E_x(B_x \kappa - \arctan[B_x \kappa])]) \quad (3.13)$$

$$F_y = D_y \sin(C_y \arctan[B_y \alpha - E_y(B_y \alpha - \arctan[B_y \alpha])]) \quad (3.14)$$

con

- $B$  fattore di rigidezza;
- $C$  fattore di forma;
- $D$  valore di picco (dipende dal carico verticale);
- $E$  fattore di curvatura.

La rappresentazione grafica di tali equazione è la seguente.

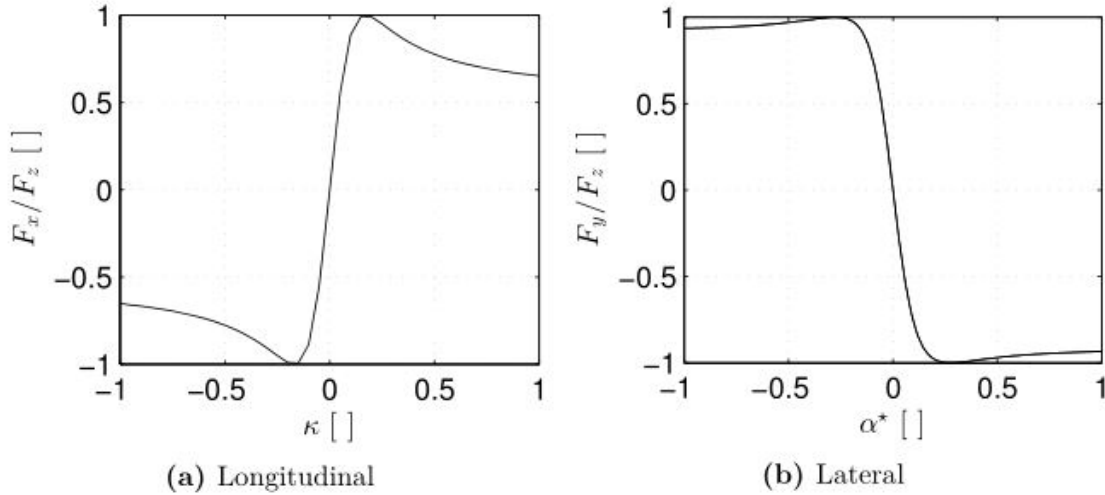


Figura 3.6: Formula magica di Pacejka

Tuttavia va evidenziato che tali formule vengono utilizzate quando lo slittamento si sviluppa in modo preponderante in una direzione, o longitudinale o laterale, in quanto tale modello non prevede situazioni di slip combinato, per le quali le equazioni rischiano di generare un valore risultante di forze sul piano di contatto decisamente superiore a quello del carico verticale. Per estendere quindi la validità del modello in tali circostanze, bisogna introdurre il concetto di ellisse d'aderenza. Cioè se la risultante della forza longitudinale e laterale è maggiore del modulo del carico verticale, allora quelle forze vanno scalate rispetto a quest'ultimo.

### 3.3 Modello veicolo libreria iCar

Nelle prime fasi dell'attività si è creato il modello veicolo utilizzando la libreria assistita Vehicle Dynamics iCar, per riuscire a riprodurre fedelmente il comportamento dinamico di un veicolo nel modo più semplice e veloce possibile.

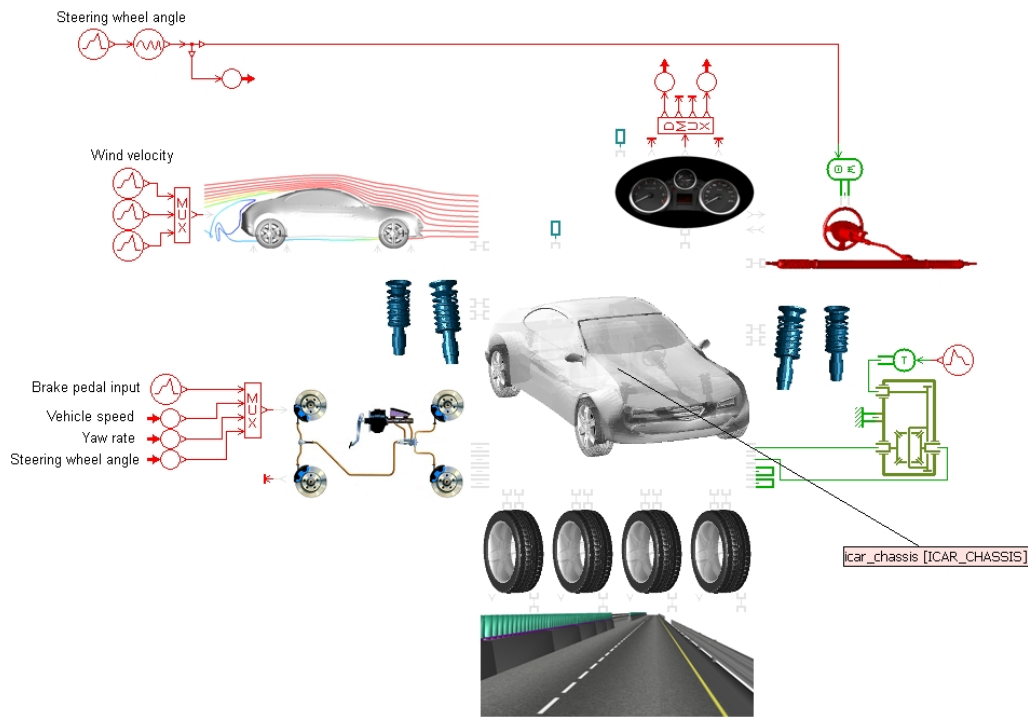


Figura 3.7: Modello completo

Il modello è composto dai seguenti sottosistemi:

- Chassis, in cui vanno inseriti parametri geometrici, di massa ed inerziali;
- Suspension, in cui vanno definiti molla, ammortizzatore e barra antirollio;
- Tire, in cui vanno definiti la geometria, la rigidità ed i parametri della curva di Pacejka;
- Road, in cui vanno definiti l'aderenza ed il profilo geometrico;
- Aerodynamics, in cui vanno definiti la geometria ed i coefficienti aerodinamici;
- Braking, in cui vanno definiti la legge frenante, la geometria delle pinze e gli aiuti elettronici alla frenata (ABS ed ESP);
- Power steering, in cui vanno definiti la geometria ed i potenziali componenti elettronici di assistenza;
- Post processing, in cui va definita la posizione della centralina IMU;
- Differential.

### 3.4 Modello veicolo libreria Vehicle Dynamics

Successivamente si è reso necessario passare alla libreria Vehicle Dynamics sia per una maggiore flessibilità nel modificare ed estrapolare variabili dai subsystem predefiniti del software sia per una migliore comunicazione con *Simulink* durante la fase di cosimulazione. L'architettura del modello è naturalmente aumentata di complessità in termini di numero di componenti, mantenendo comunque un risultato finale analogo a quello del modello semplificato in termini di simulazione dinamica.

Per uno schema completo del modello si rimanda all'appendice A.



# Capitolo 4

## Prestazioni dinamiche di handling

### 4.1 Sterzata cinematica

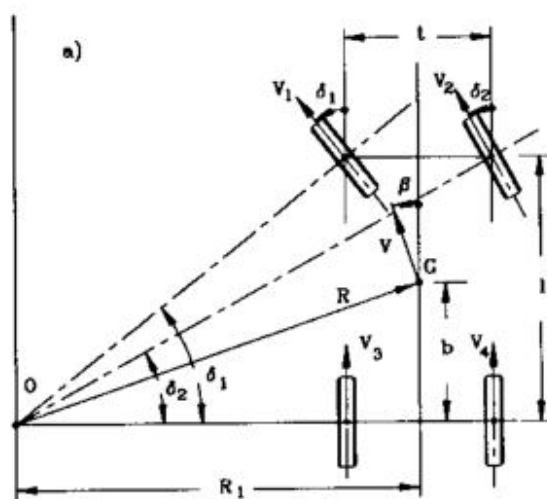


Figura 4.1: Sterzata cinematica

La sterzata cinematica è definita come il moto del veicolo su una traiettoria curva determinata dal puro rotolamento delle ruote. La velocità dei centri delle ruote è contenuta nel loro piano medio e gli angoli di deriva  $\alpha$  sono nulli. In queste condizioni quindi le ruote non sono in grado di esercitare alcuna forza trasversale per equilibrare la forza centrifuga dovuta alla curvatura della traiettoria. Tale sterzata è quindi possibile solo se la velocità tende a zero. Si consideri un veicolo a due assi, di cui il solo anteriore sterzante. Affinché sia possibile la condizione di sterzata



cinematica, deve verificarsi la seguente relazione:

$$\tan(\delta_1) = \frac{l}{R_1 - t/2} \quad \tan(\delta_2) = \frac{l}{R_1 + t/2} \quad (4.1)$$

Eliminando poi il raggio di curvatura dalle due equazioni si ottiene una relazione diretta tra gli angoli di sterzo delle ruote anteriori:

$$\cot(\delta_1) - \cot(\delta_2) = \frac{t}{l} \quad (4.2)$$

Tali angoli di sterzo, che risolvono l'equazione, vengono solitamente chiamati *angoli di Ackermann*. Tuttavia tale comportamento delle ruote è puramente ideale, in quanto non esiste alcun dispositivo in grado di seguire questa legge.

L'importanza del rispetto delle condizioni di sterzata cinematica per ottenere un buon comportamento direzionale del veicolo è sovrastimata perché bisogna considerare che:

- è sempre presente un angolo di deriva delle ruote;
- la maggior parte delle sospensioni causa una certa sterzata per effetto del rollio;
- solitamente le ruote sterzanti devono avere una certa convergenza;
- lo scuotimento delle sospensioni induce piccoli angoli di sterzo, che dipendono dalle forze scambiate tra ruote e suolo.

Il raggio di curvatura della traiettoria del baricentro del veicolo vale:

$$R = \sqrt{b^2 + R_1} = \sqrt{b^2 + \left(l \cot(\delta_1) + \frac{t}{2}\right)} = \sqrt{b^2 + \left(l \cot(\delta_2) - \frac{t}{2}\right)} \quad (4.3)$$

$\delta$  è l'angolo di sterzo di un veicolo a due ruote uguali e si può calcolare in questo modo:

$$\cot(\delta) = \frac{R_1}{l} = \frac{\cot(\delta_1) + \cot(\delta_2)}{2} \quad (4.4)$$

Non si compie però un errore notevole eseguendo direttamente la media degli angoli nel caso quest'ultimi siano piccoli abbastanza.

Se il raggio di curvatura della traiettoria è grande rispetto al passo del veicolo allora:

$$R \approx l \cot(\delta) \approx \frac{l}{\delta} \quad (4.5)$$

Dal punto di vista fisico, questo rappresenta il rapporto tra la risposta del veicolo e l'input che ne è la causa, insomma è una sorta di funzione di trasferimento e può essere definito come guadagno della curvatura della traiettoria.

$$\frac{1}{R\delta} = \frac{1}{l} \quad (4.6)$$

Un'altra importante funzione di trasferimento del veicolo è il rapporto  $\beta/\delta$  o guadagno dell'angolo di assetto del veicolo rispetto al baricentro.

$$\frac{\beta}{\delta} = \frac{b}{l} \quad (4.7)$$

## 4.2 Sterzata dinamica ideale

Se la velocità non è nulla, gli pneumatici devono muoversi con angolo di deriva diverso da zero per poter generare forze trasversali. Si parla di sterzata dinamica quando la traiettoria è determinata dall'equilibrio delle forze agenti sul veicolo. Tale sterzata ha luogo sia in condizioni stazionarie che transitorie.

Si consideri un veicolo rigido in moto su strada piana e si trascurino le forze aerodinamiche. L'equazione di equilibrio si ottiene uguagliando la forza centrifuga con le forze dovute agli pneumatici:

$$\frac{mV^2}{R} = \sum_{\forall i} F_i \quad (4.8)$$

In prima approssimazione possiamo confondere la risultante delle forze degli pneumatici con le forze di deriva lungo l'asse perpendicolare al piano della ruota e supporre che tutte le ruote lavorino con lo stesso coefficiente di aderenza trasversale (da questo il termine ideale per questa sterzata).

$$\sum_{\forall i} F_i \approx \mu_y F_z \quad (4.9)$$

La forza esercitata dal veicolo sul manto stradale è:  $F_z = mg$ . Da qui possiamo calcolare la massima velocità alla quale il veicolo può affrontare una curva di raggio  $R$ :

$$V_{max} = \sqrt{Rg} \sqrt{\mu_y} \quad (4.10)$$

Questo è il limite dato dalla forza laterale che gli pneumatici sono in grado di esercitare, cioè la condizione di slittamento. Tuttavia tale limite non è l'unico. Un ulteriore viene dal pericolo di ribaltamento che si verifica quando la risultante delle forze cade sul terreno esternamente alla proiezione del veicolo sul piano stradale. Il

momento delle forze applicate al veicolo intorno al punto di contatto con il terreno a maggior rischio di distacco vale:

$$M = -\frac{t}{2}mg + h_{COG} \frac{mV^2}{R} \quad (4.11)$$

Con  $h_{COG}$  si intende l'altezza del baricentro rispetto al piano stradale.

La condizione di ribaltamento può essere calcolata uguagliando tale momento a zero, ottenendo:

$$\left(\frac{V^2}{R}\right)_{max} = g \frac{t}{2h_{COG}} \quad (4.12)$$

Unendo le due condizioni di limite di stabilità, la massima accelerazione laterale del veicolo vale:

$$\left(\frac{V^2}{R}\right)_{max} = g \min\left\{\mu_y, \frac{t}{2h_{COG}}\right\} \quad (4.13)$$

La condizione limite è lo slittamento del veicolo, con conseguente uscita di traiettoria, oppure il ribaltamento, a seconda che  $\mu_y$  sia minore o maggiore di  $t/2h_{COG}$ . Se il primo è minore del secondo, come generalmente avviene, il veicolo slitta lateralmente.

### 4.3 Definizione di sottosterzo e sovrasterzo

Si parla di veicolo *neutro* quando la risposta ad un qualsiasi angolo di sterzo è, a qualsiasi velocità, pari a quella che caratterizza la sterzata cinematica (anche se il veicolo stesso non è in condizioni cinematiche). In tale situazione, gli angoli di deriva delle ruote sono uguali.

Un veicolo è detto *sottosterzante* se la risposta del veicolo è minore di quella relativa alle condizioni cinematiche e per mantenere costante il raggio della traiettoria l'angolo di sterzo deve essere aumentato al crescere della velocità. In tale situazione, gli angoli di deriva dell'avantreno (presi in valore assoluto) sono maggiori di quelli del retrotreno.

Un veicolo è detto *sovrasterzante* se il suo comportamento è opposto al precedente, cioè se per mantenere costante il raggio della traiettoria l'angolo di sterzo deve essere ridotto all'aumentare della velocità. Gli angoli di deriva del retrotreno (presi in valore assoluto) sono maggiori di quelli dell'avantreno.

Va chiarito che tale comportamenti del veicolo dipendono fortemente dalla velocità a cui si sta effettuando la manovra. Sono numerose infatti le casistiche per cui un veicolo presenta un comportamento fortemente sovrasterzante a basse velocità ed un comportamento sottosterzante per velocità elevate. Un altro importante effetto è dovuto al trasferimento di carico longitudinale, infatti se il carico sul retrotreno aumenta di più, o diminuisce di meno, di quello sull'avantreno, il comportamento sottosterzante aumenta all'aumentare della velocità.



# Capitolo 5

## Il *Torque Vectoring*

Il *Torque Vectoring* è una tecnologia di recente adozione che consiste nel distribuire la coppia fornita dal motore (o dai motori) in maniera diversa tra una ruota e l'altra in base alle esigenze di guida. Tale tecnica è applicabile su qualsiasi veicolo indipendentemente dalla tipologia di trasmissione (AWD, FWD o RWD), basta che sia dotata di un dispositivo in grado di variare la distribuzione della coppia tra le ruote.

### 5.1 Storia della tecnologia

Il termine *Torque Vectoring* fu utilizzato per la prima volta dall'azienda *Ricardo* nel 2002 [24], che lo introdusse per meglio descrivere le potenzialità dei loro dispositivi di trasmissione, capaci di variare a piacimento la distribuzione della coppia tra anteriore e posteriore. In quel caso, l'applicazione era una trasmissione di prova per una BMW X5 AWD.

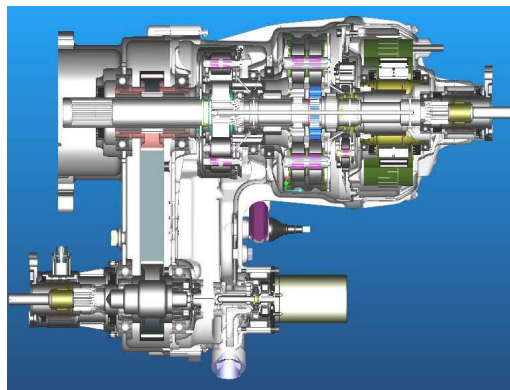


Figura 5.1: *Ricardo Torque Vectoring Differential*

Il sistema è costituito da tre componenti accoppiati in serie: un differenziale centrale, un rotismo epicicloidale ed una macchina elettrica brushless a corrente continua, quest'ultima in grado di alterare il rapporto delle velocità tra le ruote dell'epicicloidale.

Parallelamente, anche l'azienda *Dana Corporation* [26] produsse un proprio dispositivo con capacità di *Torque Vectoring*. Il sistema, soprannominato *Dynamic Trak*, è un differenziale aperto dotato di tre frizioni. La prima frizione, posizionata dentro la gabbia del differenziale, regola la distribuzione di coppia tra l'anteriore ed il posteriore, mentre le due frizioni, posizionate sui due alberi d'uscita, regolano la distribuzione tra il lato sinistro ed il destro.

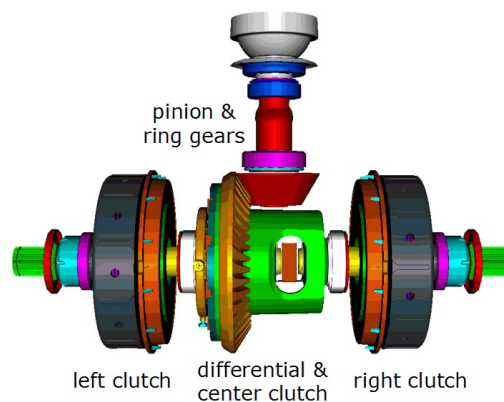


Figura 5.2: *Dana Corporation Dynamic Trak*

Bisogna tuttavia far presente che la tecnologia relativa all'ottimizzazione del comportamento dinamico del veicolo facendo variare la distribuzione di coppia tra lato sinistro e destro dell'assale posteriore era già ben nota negli anni 90 in Giappone. *Mitsubishi Motors* aveva infatti introdotto nel 1996 un sistema di controllo chiamato *Active Yaw Control*, che andava ad agire su un differenziale a controllo elettronico. Il sistema fu montato sulla *Mitsubishi Lancer Evolution IV* con la quale l'azienda è riuscita ad ottenere il primo storico successo nel campionato mondiale rally (WRC). Subito a ruota, *Toyota* reagì con la realizzazione del *Toyota Active Torque Control 4WD* e *Honda* con il *Super Handling-All Wheel Drive*. Successivamente molti costruttori mondiali si sono attrezzati con tecnologie simili per la distribuzione della coppia su vetture AWD. Qui di seguito un elenco:

- *4Matic* di Mercedes-Benz;
- *ATTESA* di Nissan;
- *xDrive* di BMW;

- *Quattro* di Audi;
- *S-AWC* di Mitsubishi;
- *XWD* di Saab;
- *4motion* di Volkswagen;
- *SAWD* di Subaru.

## 5.2 Situazione attuale

Al giorno d'oggi, in seguito alla progressiva entrata nel mondo dei sistemi di propulsione per autoveicoli dei motori elettrici, le potenzialità dei sistemi di controllo veicolo ed in particolare del *Torque Vectoring* si stanno ampliando sempre di più. In precedenza, la distribuzione della coppia avveniva partendo da un totale di coppia imposto dalle condizioni operative del motore a combustione interna e quindi lo split di coppia aveva dei range di funzionamento abbastanza limitati. Con l'invenzione dell'ESP, è stato introdotto un sistema di controllo veicolo utilizzabile parallelamente ai differenziali elettronici, ma con capacità ancora limitate in quanto gli attuatori del controllo, i freni, sono capaci di lavorare in una sola direzione, cioè sono capaci solo di ridurre la coppia alle ruote.

Con l'arrivo dei motori elettrici, finalmente si potrebbe avere un controllo della coppia alle ruote in entrambe le direzioni (cioè possono sia ridurre che aumentare la coppia) e in maniera completamente indipendente l'uno dall'altra, nel caso in cui ogni ruota fosse collegata ad un suo motore elettrico. Questa è la grande potenza di un *Torque Vectoring* basato su motori elettrici e sul quale molti costruttori stanno concentrando le proprie risorse.

## 5.3 Descrizione della tecnologia

L'obiettivo del *Torque Vectoring* è di controllare in maniera attiva la dinamica laterale del veicolo attraverso una opportuna distribuzione delle coppie da applicare alle ruote. Queste infatti si traducono in forze longitudinali, le quali, agendo ad una certa distanza dal baricentro, provocano un momento imbardante sul veicolo.

Un guidatore standard al volante di una vettura, che sta effettuando una curva in condizioni normali (cioè lontane dal limite di stabilità), ha una sensazione di guida cinematica, cioè ruota non in deriva (angoli di slip trascurabili e quindi velocità del punto di contatto nel piano medio della ruota) e traiettoria determinata in modo geometrico dalla posizione delle ruote sterzanti. Il comportamento direzionale del

veicolo è lineare rispetto alla risposta degli input del driver e quindi il veicolo è controllabile. Pertanto un aumento degli angoli di deriva degli pneumatici viene visto come una perdita di controllo del mezzo e se tali angoli aumentano considerevolmente la sensazione di perdita di controllo si tramuta in realtà. In tale caso infatti il comportamento direzionale del veicolo si modifica notevolmente diventando fortemente non lineare.

Un veicolo che sta affrontando una curva può mostrare un comportamento sottosterzante (caratteristica delle trazioni anteriori), se la vettura tende ad allargare la traiettoria, o sovrasterzante (caratteristica delle trazioni posteriori), in caso contrario. Entrambe le situazioni pongono il veicolo in una situazione non ideale, in quanto la vettura ideale in curva ha comportamento neutro cioè è capace di eseguire una curva cinematica.

Tali comportamenti possono essere ridotti se non annullati grazie ad opportuni momenti imbardanti detti appunto stabilizzanti. La logica di distribuzione della coppia, partendo da una situazione di vettura a quattro ruote motrici con distribuzione di coppia simmetrica su ogni ruota, è la seguente:

- in caso di sottosterzo, la vettura presenta una velocità di imbardata inferiore a quella ideale e quindi una maggiore coppia viene trasmessa all'asse posteriore, in quanto il limite di aderenza è stato superato sull'asse anteriore, e divisa in modo maggioritario sulla posteriore esterna così da provocare un momento imbardante che aumenta la tendenza del veicolo a curvare;
- in caso di sovrasterzo invece la velocità di imbardata è superiore a quella di riferimento e quindi una maggiore coppia viene trasmessa all'asse anteriore, in quanto il limite di aderenza è stato superato sull'asse posteriore, e divisa in modo maggioritario sull'anteriore interna così da provocare un momento imbardante che si oppone alla tendenza del veicolo a curvare.

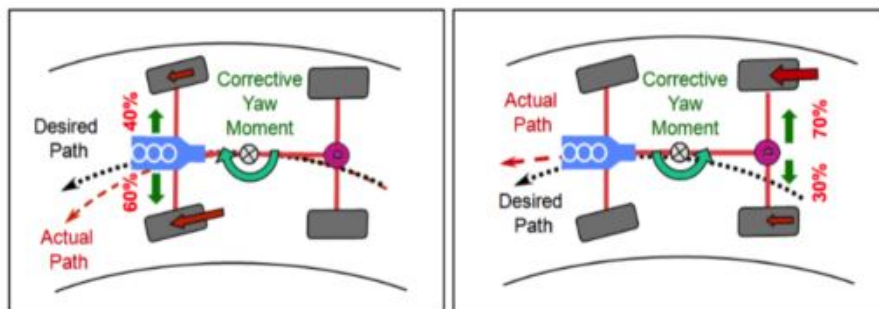


Figura 5.3: Esempio di *Torque Vectoring* su veicolo, rispettivamente, sovrasterzante e sottosterzante



Il punto chiave della strategia è la definizione di un veicolo ideale di riferimento, che in ogni situazione presenti un comportamento vicino al neutro. Quel veicolo è il modello a bicicletta introdotto in 3.1.1. Il modello *single-track* è infatti per ipotesi neutro, visto che assume che gli angoli di deriva delle ruote sono piccoli e tale è la loro differenza. Ed è inoltre linearizzato, caratteristica fondamentale perché il guidatore abbia pieno controllo del comportamento direzionale del veicolo.

L'architettura del controllo sarà composta da un controllore di alto livello che calcola il valore ed il segno del momento imbarcante stabilizzante da produrre (e quindi conterrà il modello a bicicletta) e da un controllore di basso livello che trasforma il momento imbarcante in quattro o due coppie da trasmettere alle ruote (dipende dall'architettura del sistema di *Torque Vectoring*).



# Capitolo 6

## Manovre standardizzate

Per valutare il comportamento dinamico del veicolo, si preferisce ricorrere a manovre standardizzate. Nello specifico si fa riferimento allo standard internazionale *ISO*, che racchiude documenti relativi al vocabolario che accompagna un veicolo stradale, alle metodologie di test ed alle manovre per simulare il comportamento dinamico sia in stazionario che in transitorio.

### 6.1 Metodologia di test

Si fa riferimento allo standard *ISO 15037-1:2006*, in cui viene descritta dettagliatamente la metodologia per effettuare un test su un veicolo stradale. In particolare, vengono specificate:

- le variabili d'interesse;
- la strumentazione per le misure ed il post-processing dei dati;
- l'ambiente (il tracciato di prova e la velocità del vento);
- la preparazione del veicolo di prova (la messa a punto);
- le condizioni iniziali;
- il report da compilare a valle del test.

#### 6.1.1 Le variabili d'interesse

Per descrivere in maniera completa la dinamica del veicolo in termini di input del guidatore e di risposta del veicolo, è necessario rilevare le seguenti variabili:

- l'angolo volante  $\delta$ ;

- la coppia al volante  $M_h$ ;
- la velocità longitudinale  $v_x$ ;
- l'angolo di assetto  $\beta$  o la velocità laterale o trasversale  $v_y$ ;
- l'accelerazione longitudinale  $a_x$ ;
- l'accelerazione laterale  $a_y$ ;
- la velocità d'imbardata  $\dot{\psi}$ ;
- la velocità di rollio  $\dot{\phi}$ ;
- la velocità di beccheggio  $\dot{\theta}$ ;
- l'angolo di rollio  $\phi$ ;
- l'angolo di beccheggio  $\theta$ .

Vengono inoltre indicati nella seguente figura il range operativo delle grandezze ed il massimo errore consigliato.

Variable	Typical operating range	Recommended maximum "overall" error
Steering-wheel angle	-360° to 360°	± 1° for $\delta_H < 50^\circ$ ± 2° for $\delta_H > 50^\circ$ and $< 180^\circ$ ± 4° for $\delta_H > 180^\circ$
Steering-wheel torque	-30 Nm to 30 Nm	± 0,1 Nm for $M_H < 10$ Nm ± 0,3 Nm for $M_H > 10$ Nm
Longitudinal velocity	0 km/h to 180 km/h	± 1 km/h for $v_X < 100$ km/h ± 2 km/h for $v_X > 100$ km/h
Lateral velocity	-10 m/s to 10 m/s	± 0,2 m/s
Sideslip angle	-20° to 20°	± 0,3°
Longitudinal acceleration	-15 m/s <sup>2</sup> to 15 m/s <sup>2</sup>	± 0,15 m/s <sup>2</sup>
Lateral acceleration	-15 m/s <sup>2</sup> to 15 m/s <sup>2</sup>	± 0,15 m/s <sup>2</sup>
Yaw velocity	-50 °/s to 50 °/s	± 0,3 °/s for $d\psi/dr < 20$ °/s ± 1 °/s for $d\psi/dr > 20$ °/s
Pitch velocity	-50 °/s to 50 °/s	± 0,3 °/s for $d\theta/dr < 20$ °/s ± 1 °/s for $d\theta/dr > 20$ °/s
Roll velocity	-50 °/s to 50 °/s	± 0,3 °/s for $d\phi/dr < 20$ °/s ± 1 °/s for $d\phi/dr > 20$ °/s
Roll angle	-15° to 15°	± 0,15°
Pitch angle	-15° to 15°	± 0,15°
Increased measurement accuracy may be desirable for computation of some of the characteristic values. If any system error exceeds the recommended maximum value, this and the actual maximum error shall be stated in the test report (see Annex A).		

Figura 6.1: Variabili di interesse, range operativo ed errore massimo

### 6.1.2 Condizioni del test

Tutte le prove devono essere effettuate su una superficie stradale asfaltata, asciutta, pulita e liscia. Il gradiente massimo dev'essere del 2 % misurato in ogni direzione a partire dalla carreggiata del veicolo a 25 m di distanza.

La velocità del vento non deve superare i 5 m/s durante il test.

Se non specificato altrimenti, il veicolo dev'essere dotato di pneumatici nuovi come indicato dal produttore del veicolo.

Ognuno dei parametri introdotti finora dev'essere registrato nel report conclusivo del test, sia esso fisso che variabile nel tempo.

### 6.1.3 Preparazione finale

Tutte le componenti rilevanti ai fini della prova vanno scaldate (quindi anche gli pneumatici) a monte della prova in modo da raggiungere le temperature di regime rappresentative di un funzionamento di guida normale. Per scaldare le gomme viene consigliato di percorrere 10 km in linea retta oppure 500 m con un'accelerazione laterale di 3 m/s<sup>2</sup> in entrambi i versi di rotazione.

Se non specificato, il test va eseguito con il cambio posizionato sulla marca più alta possibile. E durante la preparazione al test la posizione del volante e del pedale dell'acceleratore vanno tenuti nella stessa posizione il massimo possibile.

Nel caso di test stazionario su linea retta, la velocità longitudinale iniziale può discostarsi di  $\pm 1$  km/h massimo dal valore nominale, mentre l'accelerazione laterale può scostarsi di  $\pm 0,3$  m/s<sup>2</sup> o la velocità di imbardata di  $\pm 0,5^\circ/s$ .

Nel caso di test stazionario circolare, il raggio di curvatura iniziale può discostarsi di  $\pm 2$  m o del 2 % massimo rispetto al valore nominale. L'accelerazione laterale e la velocità longitudinale invece possono scostarsi del 3 % massimo.

## 6.2 Prove in regime stazionario

Test method	Constant	Varied	Measured or calculated
Constant radius	Radius	Speed	Steering-wheel angle
Constant steering-wheel angle	Steering-wheel angle	Speed	Radius
Constant speed with discrete turn radii	Speed	Radius	Steering-wheel angle
Constant speed with discrete steering-wheel angles	Speed	Steering-wheel angle	Radius

Figura 6.2: Condizioni dei test

Le seguenti manovre non sono rappresentative di situazioni di guida reali, ma sono utili per ottenere delle misure rappresentative del comportamento in regime stazionario del veicolo. Tutte e tre le prove forniscono risultati equivalenti relativi alla dinamica in stazionario, in quanto in modo diverso raggiungono le stesse condizioni operative longitudinali e laterali.

In ognuno dei test c'è una variabile che deve essere mantenuta costante, una che varia ed un'altra che va misurata o calcolata. Nella figura precedente vengono esplicitate per ogni caso.

### 6.2.1 A raggio di curvatura costante

Il veicolo di prova va guidato a diverse velocità su un percorso circolare di raggio noto. Il raggio standard dovrebbe essere di 100 *m*, con 40 *m* come minimo raggio consigliato e 30 *m* come minimo ultimo.

La prova può essere eseguita o a velocità discrete o ad aumento continuo di velocità. Nel primo caso, il percorso va eseguito a partire dalla minima velocità possibile fino alla massima in grado di mantenere le condizioni operative stazionarie. Ogni prova prevede il mantenimento al valore obiettivo di posizione volante e farfalla per almeno 3 *s* (che è il tempo di misura) e uno scostamento massimo dal raggio nominale di  $\pm 0,5$  *m*. Nella seconda situazione, il percorso va eseguito dalla velocità più bassa possibile aumentandola con costanza fino a quando il veicolo riesce a restare nella traiettoria nominale discostandosi di  $\pm 0,5$  *m* al massimo. La massima velocità di variazione dell'accelerazione laterale dovrebbe essere di 0,1  $m/s^2/s$ , con 0,2 valore massimo permesso.

### 6.2.2 Ad angolo volante costante

Il veicolo di prova va guidato a diverse velocità con lo stesso angolo volante. Il raggio della traiettoria è determinato da un calcolo standard. L'angolo volante standard dovrebbe causare un raggio di 30 *m* a bassa velocità, con 20 *m* come minimo. Per testare i limiti di controllo del veicolo, il raggio può essere incrementato fino a 100 *m*. La prova può essere eseguita o a velocità discrete o ad aumento continuo di velocità. Nel primo caso, il percorso va eseguito a partire dalla minima velocità possibile fino alla massima in grado di mantenere le condizioni operative stazionarie. Ogni prova prevede il mantenimento al valore obiettivo di posizione volante e farfalla per almeno 3*s* (che è il tempo di misura) e uno scostamento massimo dall'angolo nominale di  $\pm 1^\circ$ . Nella seconda situazione, il percorso va eseguito dalla velocità più bassa possibile aumentandola con costanza fino a quando il veicolo diventa instabile. La massima velocità di variazione dell'accelerazione laterale dovrebbe essere di 0,1  $m/s^2/s$ , con 0,2 valore massimo permesso.

### 6.2.3 A velocità costante

Il veicolo di prova va guidato ad una velocità su differenti percorsi circolari con un range di angoli volante. I raggi di traiettoria vanno scelti in modo da garantire un incremento di accelerazione laterale di almeno  $0,5 \text{ m/s}^2$ . La velocità standard del test è di  $100 \text{ km/h}$ , ma possono esserne selezionate altre basta che la differenza sia sempre di  $20 \text{ km/h}$ .

La prova può essere eseguita o a raggi discreti o ad angoli volante discreti. Nel primo caso, il percorso va eseguito alla velocità prescelta mantenendo ad un valore costante la posizione volante e farfalla per almeno 3 s (che è il tempo di misura) con scostamenti massimi rispettivamente di  $\pm 1^\circ$  e 3 %. Nella seconda situazione, il percorso va eseguito alla velocità prescelta con angolo volante costante per almeno 3s. Gli scostamenti massimi sono come nel caso precedente.

### 6.2.4 Presentazione dei risultati

I dati misurati vanno graficati ognuno insieme all'accelerazione laterale:

- angolo volante per i test a raggio costante e velocità costante;
- raggio di traiettoria per i test ad angolo costante;
- angolo di assetto, se misurato;
- angolo di rollio, se misurato;
- coppia al volante, se misurata.

In alternativa ai grafici, possono essere calcolate i seguenti valori caratteristici, sviluppati come convenzioni nel corso degli anni. Questi si dividono in: calcolo di gradienti, normalizzazione dei risultati e normalizzazione delle proprietà stazionarie.

## 6.3 Prove in regime transitorio

Le seguenti prove hanno l'obiettivo primario di determinare il comportamento del veicolo in regime transitorio. In funzione del tempo, sono caratteristiche di importanza primaria le seguenti:

- il ritardo temporale tra angolo volante, accelerazione laterale e velocità di imbardata;
- il tempo di risposta dell'accelerazione laterale e della velocità di imbardata;

- il guadagno dell'accelerazione laterale (o rapporto tra la stessa e l'angolo volante);
- il guadagno della velocità di imbardata (come sopra);
- i valori di overshoot.

I test vanno eseguiti ad una velocità longitudinale nominale di 100 *km/h*. Possono essere usate anche altre velocità di interesse, ma con step di 20 *km/h*. Di seguito vengono elencati i due test di interesse per l'attività.

### 6.3.1 Gradino di sterzo

Il veicolo va guidato in linea retta alla velocità nominale, con un errore massimo di  $\pm 2\text{km/h}$ . Partendo da una condizione di equilibrio della velocità di imbardata ( $0^\circ/\text{s} \pm 0.5^\circ/\text{s}$ ), applicare un angolo volante il più rapido possibile fino al valore prescelto e mantenerlo per tot secondi da quando le variabili rappresentative della dinamica del sistema hanno raggiunto un valore stazionario. Il tempo che impiega lo sterzo a variare dal 10 % al 90 % dev'essere di massimo 0,15 s. Nessun cambiamento va fatto sulla posizione della farfalla. La prova va effettuata in entrambi i versi di rotazione. L'accelerazione laterale standard da raggiungere è di  $4\text{ m/s}^2$ , altrimenti sono accettabili anche i valori 2 e  $6\text{ m/s}^2$ . Partendo da questo dato, per dato raggio di traiettoria, si determina l'angolo volante necessario a raggiungere tale accelerazione laterale. Tutte le prove vanno eseguite almeno tre volte.

#### Analisi e presentazione dei risultati

I seguenti parametri vanno calcolati rispetto alle tre variabili principali definite in precedenza:

- il tempo di risposta, inteso come il periodo che inizia quando l'angolo volante ha raggiunto il 50 % del suo valore target (punto di riferimento) e finisce quando la risposta del veicolo raggiunge il 90 % del valore finale di stato stazionario;
- il tempo del picco della risposta, calcolato come il periodo tra il raggiungimento del punto di riferimento e quello in cui la risposta raggiunge il massimo valore;
- il valore di overshoot, calcolato come rapporto tra la differenza tra il valore di picco e il valore stazionario diviso quest'ultimo.

Successivamente vanno graficati l'andamento dell'angolo volante, dell'accelerazione laterale e della velocità di imbardata nel tempo e i valori calcolati in precedenza tabellati come indicato nella normativa.



### 6.3.2 Sinusoide, un periodo

Il veicolo va guidato in linea retta alla velocità nominale, con un errore massimo di  $\pm 2\text{km/h}$ . Partendo da una condizione di equilibrio della velocità di imbardata ( $0^\circ/\text{s} \pm 0.5^\circ/\text{s}$ ), applicare un periodo completo di sinusoide di angolo volante con frequenza di  $0,5\text{ Hz}$  o  $1\text{ Hz}$ . Lo scostamento dell'ampiezza del primo picco dev'essere minore del 5 % rispetto alla sinusoide ideale. Nessun cambiamento va fatto sulla posizione della farfalla. La prova va effettuata in entrambi i versi di rotazione. L'accelerazione laterale standard da raggiungere è di  $4\text{ m/s}^2$ , altrimenti sono accettabili anche i valori  $2$  e  $6\text{ m/s}^2$ . Partendo da questo dato si determina l'ampiezza della sinusoide da applicare come angolo volante. Tutte le prove vanno eseguite almeno tre volte.

#### Analisi e presentazione dei risultati

Vanno calcolate le seguenti grandezze:

- l'accelerazione laterale, intesa come primo valore massimo locale raggiunto da tale variabile;
- la velocità di imbardata, come prima;
- il tempo di ritardo, tra l'angolo volante e, prima l'accelerazione laterale, poi la velocità d'imbardata, tra il rispettivo primo picco ed il secondo;
- il guadagno dell'accelerazione laterale, calcolato come rapporto tra la stessa ed il valore massimo di angolo volante;
- il guadagno della velocità di imbardata, calcolata allo stesso modo precedente.

Successivamente vanno graficati l'andamento dell'angolo volante, dell'accelerazione laterale e della velocità di imbardata nel tempo e i valori calcolati in precedenza tabellati come indicato nella normativa.



# Capitolo 7

## Simulazioni preliminari per la validazione del modello

In questo capitolo, si definiscono e analizzano le simulazioni iniziali necessarie per valutare il corretto funzionamento del modello veicolo realizzato sulla piattaforma *Amesim*.

### 7.1 Scelta del test

La definizione del target della simulazione si basa sulla ricerca di una manovra standard da far seguire al veicolo che possa fornire degli indici rappresentativi della sua stabilità. Quindi, definiti tali indici, in una fase successiva verrà elaborata una strategia di controllo che, a prescindere dalla manovra del veicolo, intervenga per inseguire gli indici target di stabilità.

Basandosi sulle indicazioni presenti nella normativa *ISO 4138:2012*, si è deciso di eseguire il test denominato *Constant steering-wheel angle*. Il test consiste nel guidare il veicolo a diverse velocità ed a diversi angoli volante che devono essere mantenuti costanti per tutta la durata della prova. L'acquisizione dei dati va effettuata quando vengono raggiunte condizioni stazionarie.

### 7.2 Impostazione del modello

Il modello iniziale, rappresentato in 3.7, è stato modificato per eseguire la manovra definita in precedenza. Il modello utilizzato in questa fase è visibile in A.1.

Sono evidenziati con contorno giallo il controllore PID per il mantenimento della velocità target (che lavora in parallelo ad una mappa di coppia per ridurre il transitorio di avviamento della simulazione) e con contorno verde i blocchetti necessari al riconoscimento di condizioni di instabilità del veicolo, che verranno approfonditi in 7.4. Sono inoltre presenti numerosi blocchetti colorati in rosso per la stampa delle variabili di interesse, tutti fuoriuscenti dal blocchetto *Post Processing* (raffigurato da una dashboard).

### 7.3 Definizione delle condizioni iniziali

Sono stati scelti come range di valori da simulare i seguenti intervalli di velocità ed angolo volante. Il numero totale di simulazioni sarà  $11 * 11 = 121$ .

$\delta[^\circ]$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$v[km/h]$	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130

Tabella 7.1: Casi da simulare

Impostando come velocità iniziale del veicolo quella target, si suppone che le grandezze d’interesse vadano a regime in massimo 30 secondi di simulazione.

### 7.4 Definizione dei limiti di stabilità del veicolo

Per poter riconoscere immediatamente possibili situazioni di instabilità, vanno definiti accuratamente i limiti di stabilità del veicolo. Nel caso in cui il veicolo superi tali limite, la simulazione in esame è da accantonare. Come precedentemente discusso in 4.2, tali limiti sono lo scivolamento ed il ribaltamento.

Per poter evidenziare durante la simulazione stessa un avvicinamento del veicolo al ribaltamento si è costruita una dashboard, visibile nella figura 7.1 con la quale vengono analizzate le forze lungo la verticale tra pneumatico e strada e lo slittamento longitudinale delle ruote. Se le prime tendono a zero ( $< 100 N$ ) e/o i secondi sono di almeno un ordine di grandezza maggiori di 1 ( $> 10$ ), la ruota interessata si è alzata ed il veicolo non ha più un comportamento stabile ([13] e [14]). Quindi si accende un allarme sulla dashboard.

Per quanto riguarda la condizione di slittamento invece non è stato possibile individuare parametri rappresentativi del limite raggiunto in quanto fortemente dipendente dalle caratteristiche del pneumatico e non oggetto dell’attività. Tale considerazione andrà comunque approfondita in un secondo momento.

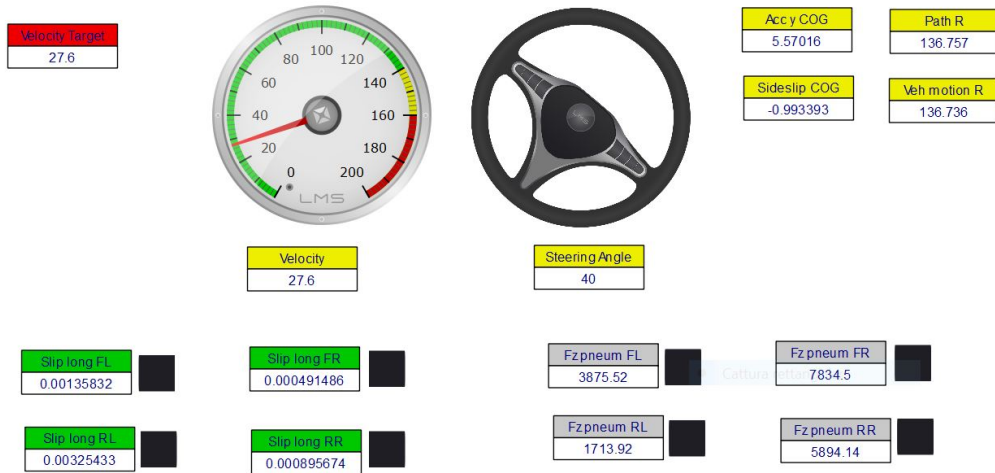


Figura 7.1: Dashboard

## 7.5 Analisi dei risultati

Prima di fare qualsiasi analisi, si verifica che il veicolo sia stabile per tutta la durata di ogni caso di simulazione. Quindi si ricorre ai parametri introdotti precedentemente per procedere con tale verifica. Nella tabella seguente sono quindi evidenziati i casi in cui il veicolo presenta instabilità o meglio in cui si sono accesi gli allarmi relativi al pericolo di ribaltamento. Tali casi vengono quindi esclusi dalle analisi dei risultati.

	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
30											
40											
50											
60											
70											
80											
90										X	X
100									X	X	X
110								X	X	X	X
120							X	X	X	X	X
130							X	X	X	X	X

Tabella 7.2: Casi simulati non stabili

In seguito si valutano i valori assunti dall'angolo di assetto baricentrico del veicolo, angolo tra la velocità del baricentro e l'asse longitudinale del veicolo. Tale variabile viene misurata direttamente dal blocchetto *Post processing*.

	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
30	1,19E-08	0,280605	0,575703	0,874966	1,175985	1,477761	1,779833	2,081844	2,383552	2,684622	2,984747
40	1,95E-08	0,208807	0,432692	0,658745	0,883969	1,106692	1,325408	1,53857	1,743436	1,938659	2,121993
50	2,93E-08	0,136032	0,282965	0,428059	0,56708	0,696302	0,809799	0,903472	0,971628	1,00688	1,000585
60	3,68E-08	0,065483	0,134111	0,194713	0,240487	0,260464	0,246893	0,188593	0,073129	-0,10856	-0,35222
70	4,04E-08	-0,0007	-0,00851	-0,0326	-0,08676	-0,18596	-0,34534	-0,58011	-0,88972	-1,23913	-1,56083
80	3,63E-08	-0,06143	-0,14172	-0,24852	-0,40529	-0,62985	-0,94158	-1,33496	-1,75321	-2,11042	-2,35946
90	2,03E-08	-0,11631	-0,26397	-0,45172	-0,70872	-1,05812	-1,50504	-1,99083	-2,41422		
100	-1,4E-08	-0,16545	-0,37491	-0,63954	-0,9934	-1,45902	-2,00419	-2,51896			
110	-7,1E-08	-0,20923	-0,47496	-0,81195	-1,2579	-1,8247	-2,43075				
120	-1,6E-07	-0,24821	-0,565	-0,96992	-1,50255	-2,15383					
130	-2,8E-07	-0,28295	-0,64624	-1,11503	-1,72909	-2,45229					

Figura 7.2: Matrice dell'angolo di assetto del baricentro

L'andamento di tale variabile è ragionevole. A basse velocità e quindi basse accelerazioni laterali è positivo, cioè è concorde con l'angolo di sterzata in quanto il percorso che segue la ruota posteriore è interno rispetto a quello della ruota anteriore. Aumentando la velocità e quindi l'accelerazione laterale, la ruota anteriore sterzante seguirà un percorso interno rispetto a quella della ruota posteriore che presenta un elevato angolo di slip laterale e quindi l'angolo di assetto assume valori negativi.

Lo stesso ragionamento va fatto a velocità costante con angolo di sterzata e quindi accelerazione laterale che aumenta. Tuttavia è evidente come tale discorso valga per velocità superiori a 60 *km/h*. A velocità inferiori infatti non si esercitano forze laterali così elevate sui pneumatici posteriori da far variare in maniera rilevante i relativi angoli di deriva.

Successivamente si osservano i valori dei raggi di curvatura. Anche qui l'andamento della grandezza rispetta le attese. A pari velocità di percorrenza, aumentando l'angolo volante si riduce drasticamente il raggio di curvatura, mentre a pari angolo di sterzo, aumentando la velocità aumenta considerevolmente il raggio di curvatura. I valori elevatissimi della prima colonna sono giustificati dall'assenza di angolo volante, difatti in caso di traiettoria rettilinea il raggio di curvatura tende ad infinito.

	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
30	-1,1E+10	275,0985	134,0499	88,16031	65,55065	52,11929	43,22692	36,90751	32,18543	28,52358	25,60075
40	-9E+09	303,9288	146,4241	95,8989	71,16462	56,52368	46,85867	40,00864	34,89054	30,92645	27,7699
50	-7,9E+09	338,1103	161,4423	105,4385	78,16808	62,09966	51,501	44,00888	38,45711	34,19967	30,86225
60	-8,2E+09	378,0072	179,2433	116,8696	86,68551	68,9094	57,28591	49,17314	43,2862	38,96692	35,86915
70	-9,6E+09	423,7429	199,9061	130,2884	96,71309	77,10693	64,4757	55,91324	50,10313	46,37177	44,25176
80	-1,3E+10	475,4398	223,454	145,7274	108,3512	86,8549	73,36799	64,80508	59,6983	57,03752	55,95077
90	-2,7E+10	533,195	249,9083	163,0805	121,6883	98,30252	84,29399	76,2397	72,13427		
100	6,27E+10	596,9944	279,2841	182,4276	136,7571	111,5784	97,43279	90,15081			
110	1,26E+10	666,7877	311,5546	203,754	153,5587	126,7505	112,743				
120	6,52E+09	742,5055	346,6644	227,02	172,0724	143,8013					
130	4,26E+09	824,0677	384,5265	252,1602	192,2484	162,633					

Figura 7.3: Matrice dei raggi di curvatura

Si passa ad analizzare il valore assunto dalla differenza di angolo di deriva medio tra assale anteriore e posteriore. Tale grandezza fornisce un indice del carattere sovrasterzante o sottosterzante del veicolo di prova, come discusso in 4.3. Il veicolo si intuisce quindi abbia un carattere decisamente sottosterzante, mostrano una differenza sempre positiva. Tale tendenza diventa più netta all'aumentare della velocità e dell'angolo volante.

	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
30	-1,78416E-08	0,029904	0,061611	0,094109	0,127225	0,16094	0,195297	0,230356	0,266199	0,302903	0,340564
40	-2,46822E-08	0,046632	0,097476	0,150126	0,204404	0,260486	0,318664	0,379327	0,441499	0,506622	0,575829
50	-3,20679E-08	0,064211	0,136018	0,211394	0,29056	0,374313	0,462004	0,556365	0,660457	0,778466	0,917275
60	-3,66956E-08	0,081555	0,17489	0,274489	0,381508	0,495629	0,622588	0,769059	0,946166	1,172347	1,475241
70	-3,60548E-08	0,097954	0,212394	0,336703	0,471683	0,622913	0,801468	1,025025	1,322033	1,726552	2,25833
80	-3,0079E-08	0,112967	0,247364	0,395761	0,559802	0,753359	0,996845	1,32327	1,767566	2,339061	3,014236
90	-1,6223E-08	0,126396	0,279223	0,449442	0,644154	0,884173	1,20264	1,638377	2,203332		
100	-9,67968E-09	0,138208	0,307671	0,498246	0,72318	1,011837	1,40652	1,933651			
110	-5,01512E-08	0,148466	0,332683	0,541895	0,795833	1,132619	1,595543				
120	-1,09263E-07	0,157275	0,354408	0,580331	0,861465	1,243326					
130	-1,89439E-07	0,164765	0,373023	0,613665	0,919784	1,341862					

Figura 7.4: Matrice della differenza dell'angolo di deriva medio tra anteriore e posteriore

Si conclude mostrando la matrice dei valori di accelerazione laterale. Innanzitutto si nota il valore massimo decisamente elevato raggiunto dalla grandezza, nell'ordine dell'accelerazione di gravità, e quindi si evidenzia la difficoltà della prova per il veicolo di test, che viene spinto davvero al limite. Infatti, considerando un coefficiente di aderenza di circa 0,9, teoricamente, cioè supponendo che gli pneumatici siano ideali e forniscano l'aderenza massima al veicolo, l'accelerazione laterale massima raggiungibile dal veicolo sarebbe di  $8,829 \text{ m/s}^2$ . A tale valore si avvicina il caso simulato con velocità di  $80 \text{ km/h}$  e angolo volante di  $100^\circ$ , che è proprio l'ultimo a tale angolo volante a non far accendere l'allarme di pericolo di ribaltamento.

	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
30	-6,92193E-09	0,275138	0,56464	0,858549	1,154679	1,452245	1,750993	2,050805	2,351691	2,653602	2,956566
40	-1,44597E-08	0,4276	0,887558	1,355176	1,826187	2,299212	2,773446	3,2483	3,724796	4,202235	4,679897
50	-2,53247E-08	0,588003	1,23146	1,885552	2,543414	3,201464	3,86031	4,51749	5,16965	5,813205	6,441836
60	-3,43869E-08	0,746652	1,574605	2,414995	3,255903	4,095806	4,926856	5,739701	6,520297	7,243029	7,868543
70	-3,97032E-08	0,89736	1,902139	2,91852	3,931725	4,931451	5,897549	6,800685	7,589297	8,199968	8,592817
80	-3,82076E-08	1,036595	2,205555	3,381925	4,54853	5,674272	6,717341	7,604931	8,255458	8,640522	8,808462
90	-2,28752E-08	1,162818	2,480946	3,80183	5,095087	6,307152	7,355292	8,132296	8,595194		
100	1,21432E-08	1,275992	2,727541	4,175672	5,570174	6,827113	7,818276	8,449786			
110	7,27461E-08	1,376881	2,946798	4,50587	5,978736	7,24325	8,143182				
120	1,66989E-07	1,466655	3,14136	4,796913	6,328754	7,572926					
130	2,98855E-07	1,546586	3,314434	5,054251	6,629429	7,836802					

Figura 7.5: Matrice dell'accelerazione laterale





## Capitolo 8

# Il sistema di controllo della coppia alle ruote

Terminata la fase di messo appunto del modello veicolo di supporto all'attività, si passa alla fase di realizzazione del sistema di controllo. L'idea alla base è di progettare un controllore che distribuisca le coppie alle ruote inseguendo un ben definito target di stabilità.

L'obiettivo preposto è di mantenere il solo modello veicolo su *Amesim* mentre l'intero sistema di controllo ed i vari input ed output vanno gestiti su *Simulink*. I vari modelli realizzati su *Simulink* sono visibili nell'Appendice B.

Si presenta di seguito lo schema del controllo, dove è subito evidente la divisione del controllore in due parti: uno di alto livello, chiamato *Yaw Control* (cioè *Controllo dell'Imbardata*) ed uno di basso, chiamato *Torque Allocation* (cioè *Allocazione della Coppia*).

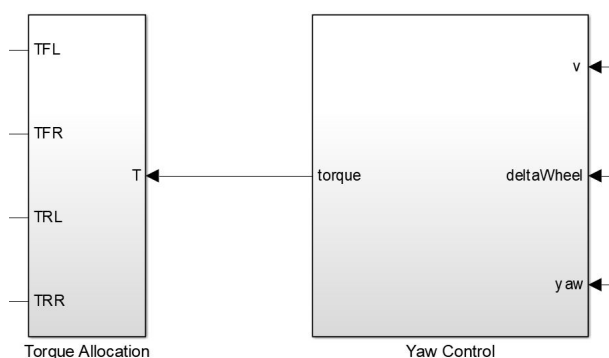


Figura 8.1: Il controllore

## 8.1 Il controllore di alto livello

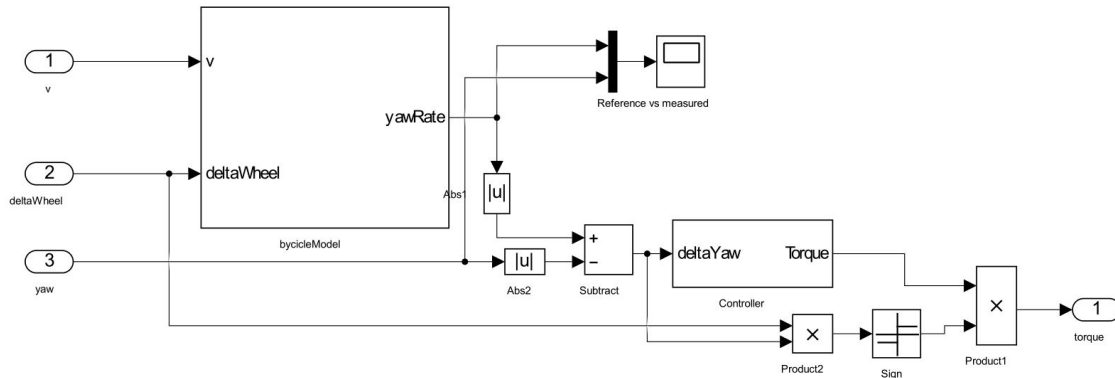


Figura 8.2: Il controllore di alto livello

È costituito da quell'insieme di funzioni che calcolano l'azione correttiva che va applicata al sistema dinamico perché si annulli l'errore del sistema.

Prima di tutto va definito su quale variabile va calcolato l'errore di riferimento. In letteratura, riguardo a tale strategia di controllo, le strade da percorrere sono essenzialmente tre: la velocità di imbardata, l'angolo di assetto baricentrico o una combinazione di entrambi. La prima variabile rappresenta di quanto il veicolo sta "curvando" e quindi se riferito ad un valore ideale può fornire un'indicazione su un'eccessiva o un'insufficiente capacità di seguire la traiettoria curvilinea. La seconda è un parametro che fornisce un'indicazione sulla stabilità del veicolo: infatti, un valore eccessivo o meglio un valore in valore assoluto superiore ai  $10^\circ$  è un chiaro segnale della sensazione di perdita di controllo che percepisce il guidatore.

Detto ciò, si sceglie di utilizzare come variabile di controllo la velocità di imbardata perché può fornire un'azione correttiva in qualsiasi condizione mentre l'angolo di assetto è molto più utile ad individuare l'imminente sensazione di perdita di controllo. Insomma l'idea è di utilizzare entrambi con priorità alla prima se la seconda è nel suo range di stabilità e con priorità sulla seconda quando è vicino al suo valore massimo o minimo. Tuttavia per una questione di semplicità e per mancanza di sufficienti conoscenze, tale idea verrà utilizzata solo in una fase successiva alla stesura di questo documento.

Ad ora viene quindi utilizzato un controllo puramente sulla velocità di imbardata.

### 8.1.1 Il generatore del riferimento

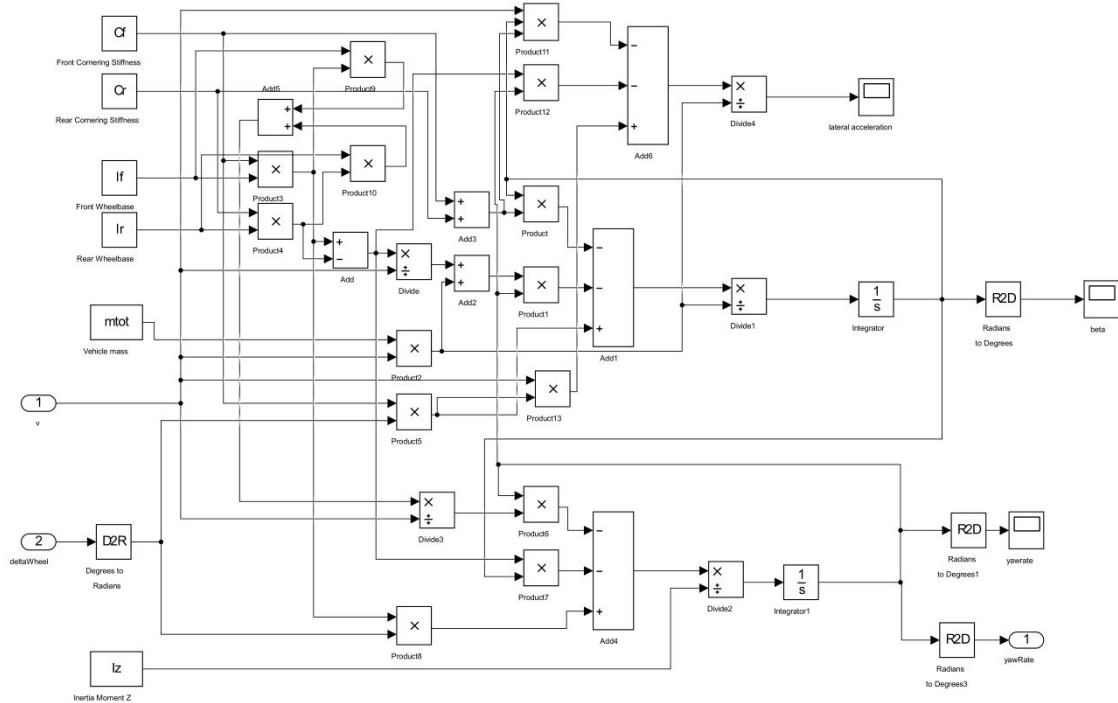


Figura 8.3: Il modello a bicicletta

Stabilita la variabile da correggere, ora si passa alla definizione del calcolo della variabile di riferimento, cioè del target che va inseguito. Il veicolo di riferimento deve avere un comportamento neutro in ogni situazione, cioè mai sottosterzante né sovrasterzante, ed inoltre deve avere una risposta direzionale il più possibile lineare, in modo che possa essere dare al guidatore la sensazione di controllo del veicolo. Risponde a tali requisiti il modello a bicicletta o *single-track* a due gradi di libertà. Per potere utilizzare questo stimatore, vanno definiti i seguenti parametri, che possiamo dividere in tre categorie: geometrici e di massa o inerziali e rigidezze.

- Geometrici: lunghezza della carreggiata anteriore e posteriore.
- Di massa o inerziali: massa del veicolo e suo momento d'inerzia attorno all'asse verticale baricentrico.
- Rigidezze: laterale del pneumatico anteriore e posteriore.

Mentre le prime due categorie presentano parametri di semplice e comune misura, la terza presenta due parametri la cui misura non è assolutamente immediata. Questi

parametri rappresentano la proporzionalità tra le forze laterali che lo pneumatico è in grado di generare e gli angoli di deriva dello stesso (si veda l'equazione 3.12). Per conoscere tali valori quindi bisogna conoscere il comportamento dello pneumatico o meglio essere in possesso di un loro modello validato. Un'alternativa potrebbe essere misurare o stimare in ogni istante le forze e gli angoli in gioco, ma tale strada non è percorribile per vetture stradali per questioni di costo e di ingombro della strumentazione necessaria.

Inoltre mentre i parametri geometrici e di massa o inerziali non dipendono dalle condizioni operative del veicolo, le rigidità dipendono fortemente da variabili come usura o temperatura.

Per risolvere tale problematica, si è quindi ricorso ai template già presenti nel software *Amesim*, che forniscono quindi i valori di tali coefficienti a scatola nera. Tornando al modello a bicicletta, questo per poter stimare la velocità di imbardata ideale, necessita come variabili di input della velocità del veicolo e dell'angolo di sterzo, variabili facilmente misurabili a bordo vettura.

### 8.1.2 Calcolo dell'azione correttiva

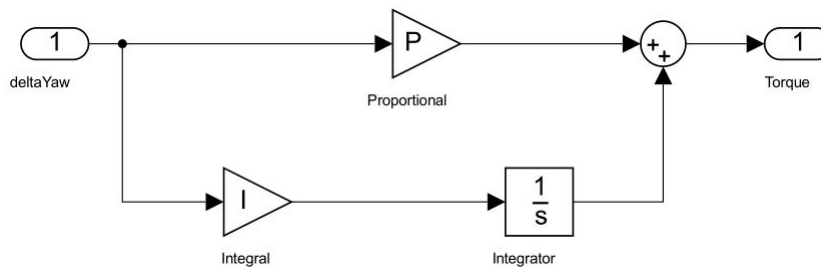


Figura 8.4: Il PI

Definito il valore di riferimento della velocità d'imbardata, si fa la differenza del suo valore assoluto con lo *yaw rate* reale del veicolo. Da tale differenza va poi generata un'azione correttiva. Si chiarisce che vengono utilizzati i valori assoluti in quanto tale differenza serve per determinare il tipo di instabilità in cui si trova la vettura: se il delta è positivo, e quindi lo *yaw rate* di riferimento è maggiore di quello misurato, il veicolo è sottosterzante, mentre se il delta è negativo è sovrasterzante. In letteratura, vengono usati i più disparati controllori. Si parla di controllori del tipo *sliding mode*, *H infinito*, *Quantitative Feedback Theory*, *Linear Quadratic Regulator*, basati su *logica fuzzy*, *internal mode control* e per concludere il regolatore standard, meglio conosciuto come Proporzionale Integrativo Derivativo.

Non essendo oggetto dell'attività uno studio completo del controllore più adatto a tale sistema, si ricorre al controllore con il miglior compromesso tra semplicità

ed efficacia ovvero il PID. Tuttavia va rimarcato come in un prossimo futuro, è necessario fare un'analisi sul tipo di controllore più adatto a tale applicazione. Per quanto riguarda i guadagni del PID, questi sono stati stabiliti sperimentalmente. Ed altrettanto sperimentalmente si è deciso di non fare uso del guadagno derivativo, perché non indicato per un'applicazione del genere, fornendo il termine derivativo una correzione che anticipa l'andamento dell'errore.

## 8.2 Il controllore di basso livello

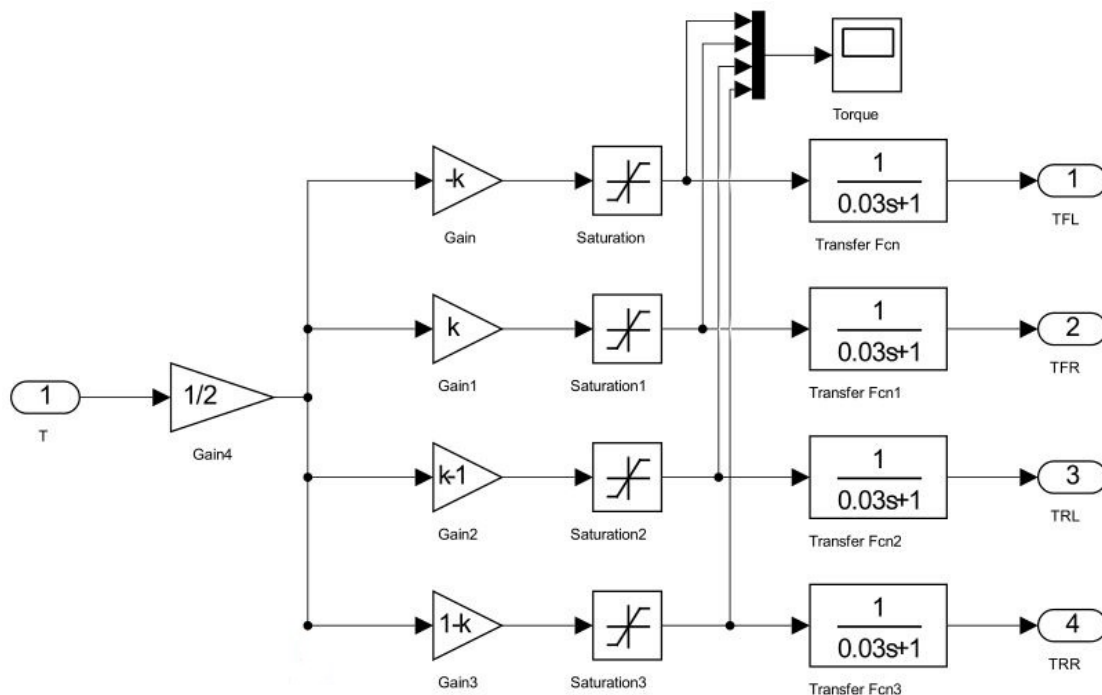


Figura 8.5: Il controllore di basso livello

Calcolato il valore del momento imbardante stabilizzante da applicare al sistema, va ora stabilito come questo momento si deve distribuire come coppia da erogare alle quattro ruote motrici. Questo è il compito del sottosistema *Torque Allocation*, che è il controllore di basso livello. Il quale si occupa di trasformare l'azione correttiva in azione da realizzare con gli attuatori presenti in vettura, in questo caso dei virtuali motori elettrici.

Sostanzialmente per dividere il momento da realizzare si cerca di trovare un punto di ottimo relativo ad una quantità. In letteratura, si trovano le più disparate quantità da ottimizzare. Una delle ricerche più banali da fare è sicuramente quella

di ottimizzare il consumo energetico degli attuatori (cioè dei motori elettrici). Non mancano però funzioni legate al miglioramento dinamico del veicolo, come per esempio la ricerca dello scorrimento longitudinale ottimo degli pneumatici e quindi della massima prestazione. In entrambi i casi, l'equazione ottimizzata ha il compito di sputare fuori un fattore di split tra anteriore e posteriore ed un fattore di split tra lato sinistro e lato destro. Tali strade sono state esplorate in minima parte perché saranno oggetto centrale di attività futura e quindi non verranno esplorate durante la trattazione.

Per una prima valutazione del potenziale della strategia di *Torque Vectoring*, si è scelto di definire i fattori di split in maniera prettamente sperimentale, cioè partendo dal valore ideale di 0,5 e facendolo variare fino ad osservare un miglioramento evidente del risultato dell'azione correttiva del sistema di controllo. Per quanto riguarda il fattore per la distribuzione tra destra e sinistra si è mantenuto il valore di 0,5 mentre per la distribuzione tra anteriore e posteriore si è trovato un valore ottimale di 0,75 (cioè maggior coppia sull'assale anteriore).

Inoltre, in uscita dal blocco, sono state definite le saturazioni, come coppie massime erogabili da dei potenziali motori elettrici. A valle è stato poi posto un filtro del primo ordine per far in modo che i motori elettrici non reagiscono istantaneamente alla richiesta ma abbia un tempo di risposta realistico diverso da zero.

I valori di coppia in uscita dal controllore si sommano poi con quelli provenienti dal controllore per mantenere costante la velocità del veicolo.

### 8.3 Sensoristica

Per rendere il sistema di controllo utilizzabile onboard, bisogna fare uso di variabili misurabili o comunque facilmente stimabili con elevato grado di accuratezza. Si elencano quindi le variabili fondamentali per il corretto funzionamento del sistema ed eventuali strumenti di misura necessari a bordo vettura.

- Angolo volante, misura diretta tramite sensore ad effetto Hall o sensore magnetoresistivo;
- Velocità veicolo, stima tramite sensori ad effetto Hall con ruote foniche;
- Velocità d'imbardata, misura diretta tramite giroscopio contenuta nella *Inertial Measurement Unit*;
- (eventualmente) Angolo di assetto, stima tramite osservatore.





# Capitolo 9

## Simulazioni ed analisi dei risultati

Per testare il funzionamento del sistema di controllo si simulano le seguenti tre manovre. Le prime due sono manovre normate, una per il comportamento dinamico in stazionario ed una per il comportamento dinamico in transitorio. La terza invece rappresenta una manovra critica, cioè che spinge il veicolo al limite di stabilità in più occasioni durante la durata della prova.

### 9.1 Test per la valutazione del comportamento stazionario in curva

Il test è una prova a regime stazionario con lo scopo di caratterizzare il comportamento sottosterzante o sovrasterzante di un veicolo. Il veicolo deve seguire una curva di raggio costante pari a  $70\text{ m}$ , partendo da una velocità bassa di circa  $15\text{ km/h}$  ed incrementandola lentamente fino ad arrivare al limite di stabilità dello stesso. Alle basse velocità, l'angolo di sterzata sarà simile a quello di Ackermann. Successivamente, a causa dell'aumento in negativo dell'angolo di assetto del baricentro, all'aumentare della velocità il pilota dovrà aumentare l'angolo volante per mantenere il raggio di curvatura costante. La manovra è normata e quindi descritta completamente nella *ISO 4138*, già ampiamente vista nel capitolo 6.

Le variabili d'interesse della prova sono l'angolo volante e l'angolo di assetto, entrambe da valutare in funzione dell'accelerazione laterale. Dai grafici di tali variabili, si possono estrarre i seguenti criteri di performance.

- limite del comportamento lineare dell'angolo volante;
- pendenza del tratto lineare dell'angolo volante;
- accelerazione laterale massima.

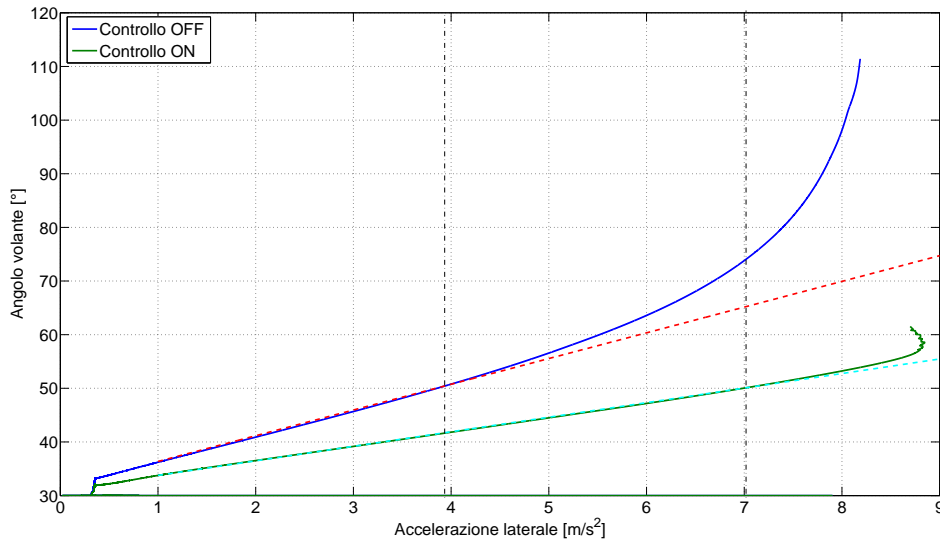


Figura 9.1: Accelerazione laterale vs angolo volante o curva di sottosterzo [Test 1]

CONTROLLO	OFF	ON	
Limite comportamento lineare	3.955	7.038	$m/s^2$
Pendenza tratto lineare	4.7951	2.7132	$^{\circ}/m/s^2$
$a_{y_{max}}$	8.1869	8.8468	$m/s^2$

Tabella 9.1: Indicatori di performance

Il grafico rappresenta la cosiddetta *curva di sottosterzo* e da tale curva si può evincere la bontà del sistema di controllo. In linea continua, sono raffigurate le curve del veicolo con e senza il controllo; in linea tratteggiata, sono disegnati i tratti lineari delle rispettive curve; in linea tratto-punto, sono tracciate le curve verticali che rappresentano il limite del comportamento lineare.

Con il controllo attivo infatti si evidenzia: innanzitutto, una maggiore accelerazione laterale massima, indice di un limite di performance in curva maggiore del veicolo iniziale, particolare di interesse centrale nel caso di un veicolo sportivo; un range di funzionamento lineare in curva ampliato nettamente e quindi la possibilità di fornire al guidatore una sensazione di controllo sul veicolo per un range di angolo volante nettamente ampliato rispetto all'originale; infine, una minore pendenza del tratto lineare e quindi una risposta di ampiezza minore del veicolo in seguito alla stessa variazione di angolo volante che restituisce una sensazione di sicurezza migliore al pilota. In poche parole, grazie alla strategia di *Torque Vectoring* è evidente l'estensione del limite massimo di prestazione in curva di una vettura. Tali parole sono

quindi supportate dai valori tabellati in 9.1.

Qui si plotta invece l'angolo di assetto o di velocità del baricentro del veicolo sempre rispetto all'accelerazione laterale. A differenza dell'angolo volante, qui non si notano nette migliorie con il controllo attivo, se non un aumento del valore massimo di angolo di assetto. Va sottolineato che però il controllo funziona inseguendo una velocità di imbardata di riferimento e non un angolo di assetto e quindi un comportamento del genere rispecchia le condizioni in cui funziona il sistema. Grazie al controllo dell'imbardata è naturale aspettarsi un netto miglioramento della risposta dell'angolo volante piuttosto che dell'angolo di assetto.

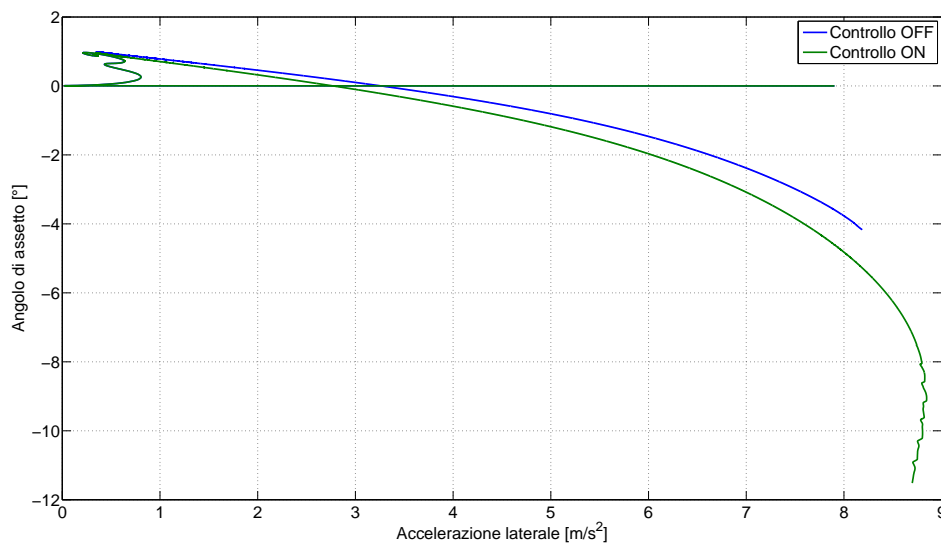


Figura 9.2: Angolo di assetto vs accelerazione laterale [Test 1]

Successivamente si analizza la differenza tra i valori medi dell'angolo di slip tra asse anteriore e asse posteriore, che rappresentano un'indicazione del comportamento sottosterzante del veicolo. Essendo tale differenza positiva, il veicolo presenta un comportamento sottosterzante in assenza di controllo. Tuttavia è da apprezzare il fatto che tale valore viene ridotto in presenza del controllo d'imbardata, scendendo da un valore massimo di  $4^\circ$  a solo  $0.5^\circ$  che vuol dire che il veicolo ha un comportamento praticamente neutro.

Si cerca di validare le performance del sistema di controllo su dati sperimentali. Vista l'impossibilità di condurre test specifici su veicolo reale, si decide di confrontarsi con i risultati sperimentali presenti in [21].

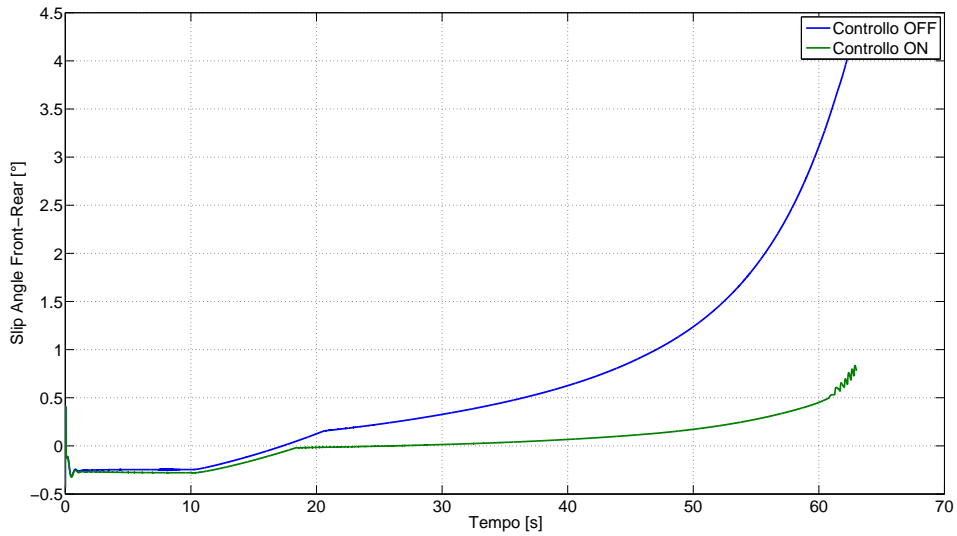


Figura 9.3: Differenza dell'angolo di deriva medio tra anteriore e posteriore [Test 1]

Per tanto si va quindi ad osservare l'inseguimento della variabile controllata, cioè della velocità d'imbardata. Il grafico indica come il sistema controllato insegui perfettamente il sistema non controllato ad un certo punto si allontani dal target.

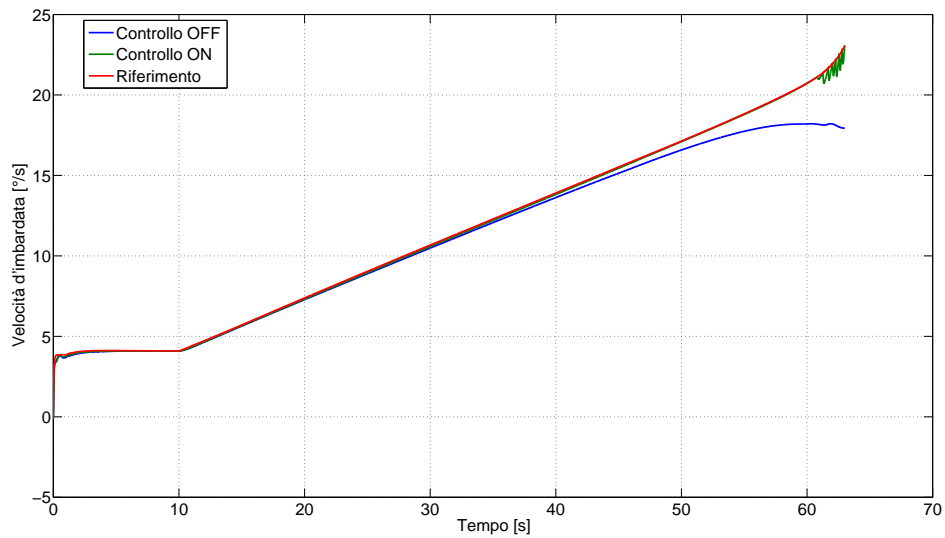


Figura 9.4: Velocità d'imbardata [Test 1]

Questo è perfettamente allineato con quanto riportato dai test sperimentali in [21, Fig. 12 e Fig. 13]. Così facendo si è validata, anche se in maniera indiretta, la strategia di controllo con dati sperimentali.

Per ultimo, si osservano le coppie erogate dai motori virtuali per inseguire il target. Le coppie hanno un valore massimo di  $200Nm$ , pienamente erogabili dagli attuali motori elettrici in commercio e il loro tempo di risposta settato internamente al modello non rappresenta assolutamente un limite alle prestazioni del controllore.

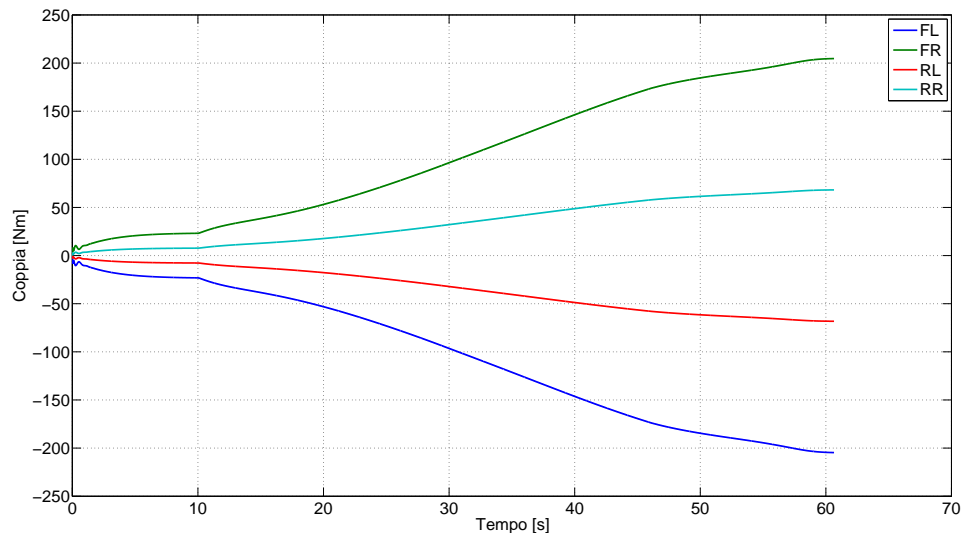


Figura 9.5: Coppie erogate in uscita dal controllore [Test 1]

## 9.2 Test per la valutazione del comportamento transitorio

Il test è una prova a regime transitorio dove il veicolo che procede a velocità costante viene sottoposto ad un gradino di angolo volante. Si è scelta come velocità di prova  $100 km/h$  e come gradino di sterzo  $35^\circ$ , in modo da avere un'accelerazione laterale con controllo attivo di circa  $6 m/s^2$ . Lo scopo della prova è valutare la risposta del veicolo ad una sterzata improvvisa e se il sistema di controllo è in grado di rendere il veicolo meno sottosterzante.

In primis, si plotta il profilo di sterzata che viene dato come input al modello. In seguito, è graficato il profilo di velocità. Sia con che senza il controllo, il sistema

riesce a mantenere la velocità prossima al valore obiettivo, con un overshoot davvero limitato nel momento in cui si ha la variazione improvvisa di angolo volante.

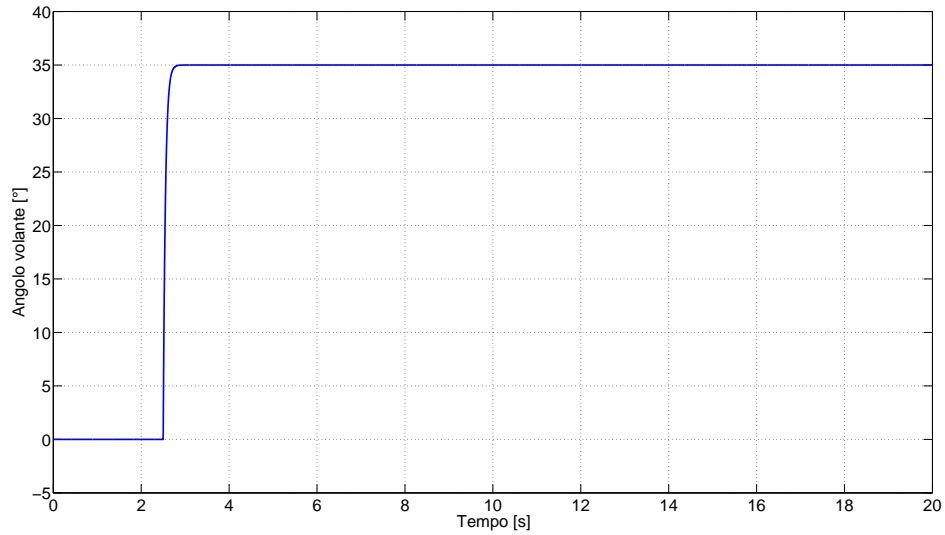


Figura 9.6: Il gradino di angolo volante [Test 2]

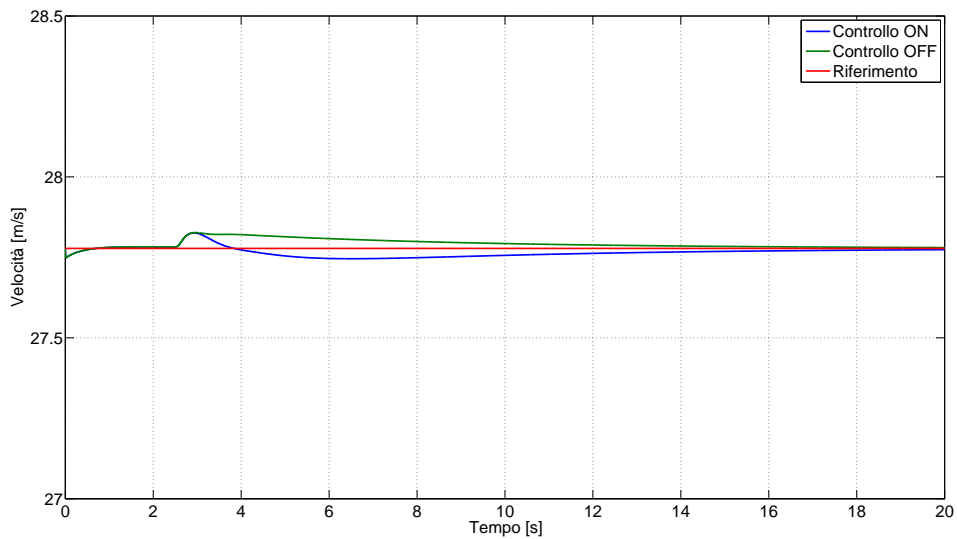


Figura 9.7: Il profilo di velocità [Test 2]

Senza il controllo attivo, tuttavia la velocità si mantiene sempre sopra al target in quanto non è possibile l'applicazione di coppie frenanti (cioè dal segno negativo) e quindi per annullare il delta rispetto al target si sfruttano esclusivamente le resistenze all'avanzamento (di rotolamento e aerodinamiche) che ovviamente hanno tempi di risposta nettamente più lenti di un freno. Per quanto riguarda l'altro caso invece, il controllo in imbardata può fornire coppie negative che vanno a ridurre le coppie totali fornite alle ruote (necessarie per mantenere costante la velocità del veicolo) e ciò spiega la posizione della curva sotto al target.

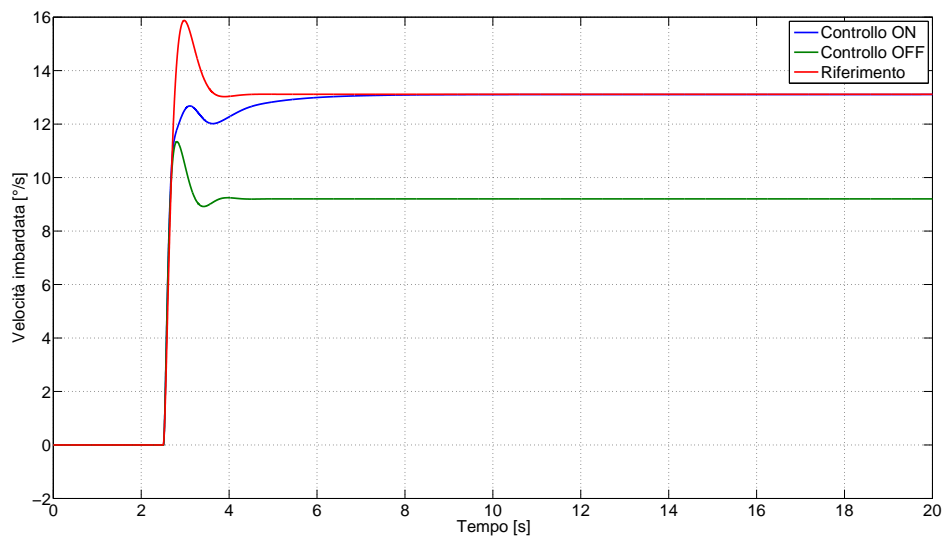


Figura 9.8: Velocità d'imbardata [Test 2]

Come fatto in precedenza, si cerca di validare le performance del sistema di controllo su dati sperimentali, confrontandosi con i risultati sperimentali presenti in [21]. Si osserva quindi l'andamento della grandezza controllata, cioè la velocità d'imbardata. Si nota come il sistema controllato vada a regime dopo almeno 3 secondi, senza mostrare alcun overshoot. Si fa presente come tale andamento è sicuramente influenzato dai guadagni del PID e che quindi la risposta del sistema possa essere ulteriormente migliorata. Per quanto riguarda il sistema non controllato, la reazione al gradino di sterzo non causa instabilità, tuttavia il sistema regima ad un valore distante dal target. Questo è perfettamente allineato con quanto riportato dai test sperimentali in [21, Fig. 15]. Così facendo si è validata, anche se in maniera indiretta, la strategia di controllo con dati sperimentali.

Successivamente si analizza l'andamento della differenza tra i valori medi dell'angolo di slip tra asse anteriore e asse posteriore. Gli andamenti delle due curve sono il risultato del grafico precedente: il sistema controllato punta a rendere il veicolo neutro e quindi la differenza tra gli angoli di slip è inferiore al caso non controllato e più vicina allo zero, mentre il veicolo originale conferma una tendenza sottosterzante.

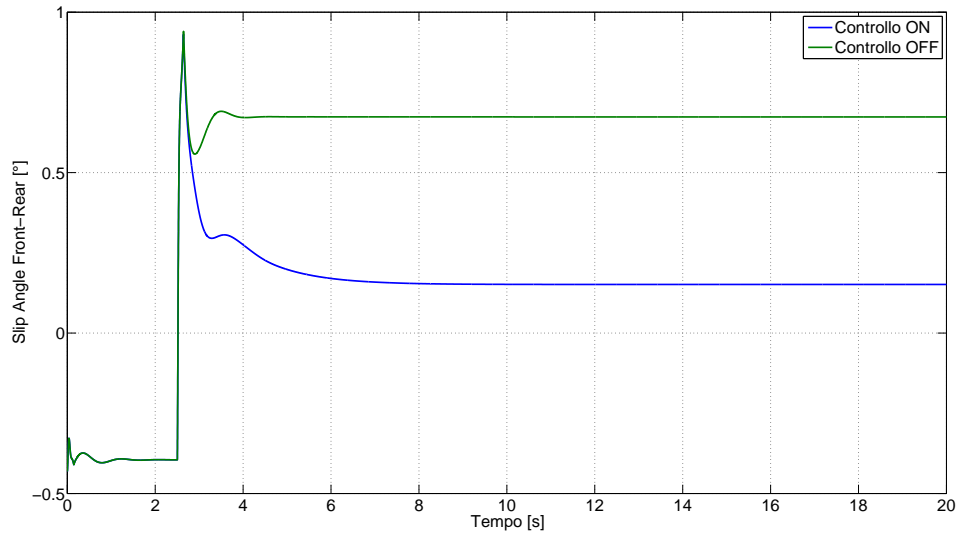


Figura 9.9: Differenza dell'angolo di deriva medio tra anteriore e posteriore [Test 2]



Si passa ora al grafico relativo all'angolo di assetto baricentrico. Non essendo tale grandezza quella controllata, il sistema con controllo attivo non regima a target tuttavia ci si avvicina in maniera evidente, almeno rispetto al veicolo non controllato. Si ricorda che il valore di riferimento è generato dal modello a bicicletta, come per lo yaw rate.

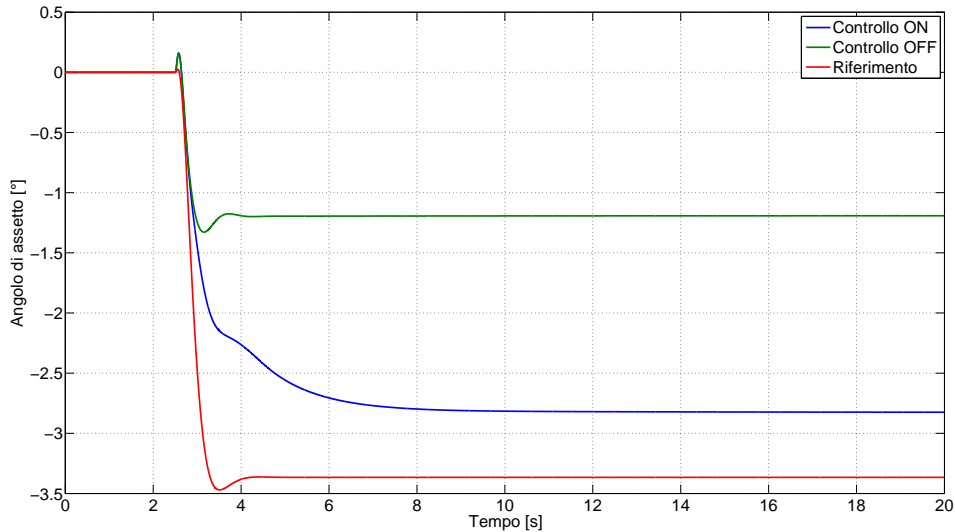


Figura 9.10: Angolo di assetto baricentrico [Test 2]

Per completezza, si plotta inoltre l'accelerazione laterale e si evidenzia nuovamente uno degli obiettivi che si può raggiungere con il *Torque Vectoring*, ovvero un aumento delle performance del veicolo in curva. Con il controllo attivo infatti l'accelerazione laterale massima aumenta di quasi il 50%.

Per ultimo, si osservano le coppie necessarie per il funzionamento della strategia. Le coppie massimi erogate sono nell'intorno di  $170Nm$  e quindi la strategia è potenzialmente realizzabile con i motori elettrici attualmente disponibili in commercio.

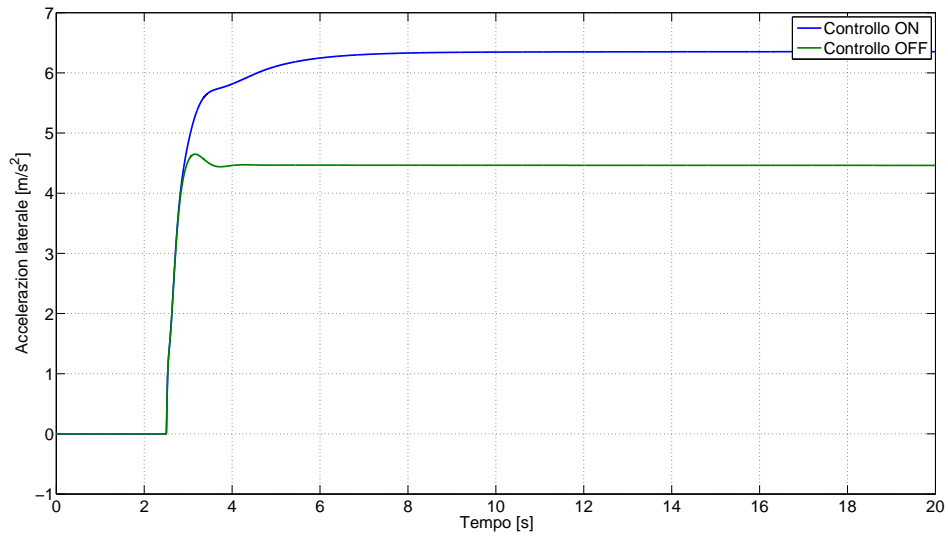


Figura 9.11: Accelerazione laterale [Test 2]

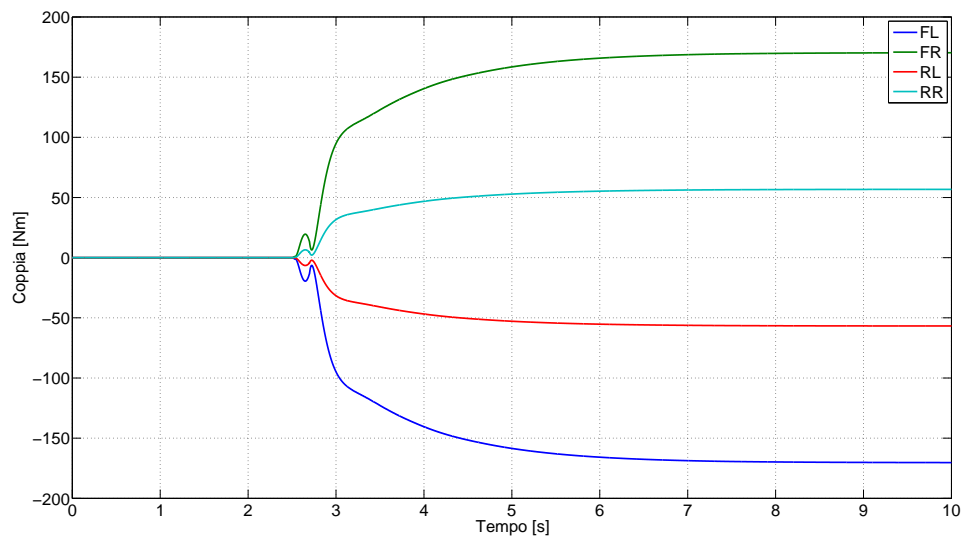


Figura 9.12: Coppie erogate in uscita dal controllore [Test 2]

### 9.3 Test con manovra critica

Per validare ulteriormente il sistema di controllo dell'imbardata, si simula una manovra che rappresenta una situazione critica di *handling*.

La vettura procede a velocità costante mentre si eseguono delle rapide sterzate e controsterzate ad ampiezza crescente. La velocità scelta per il test è  $70 \text{ km/h}$ . Il profilo di input di angolo volante della prova è il seguente.

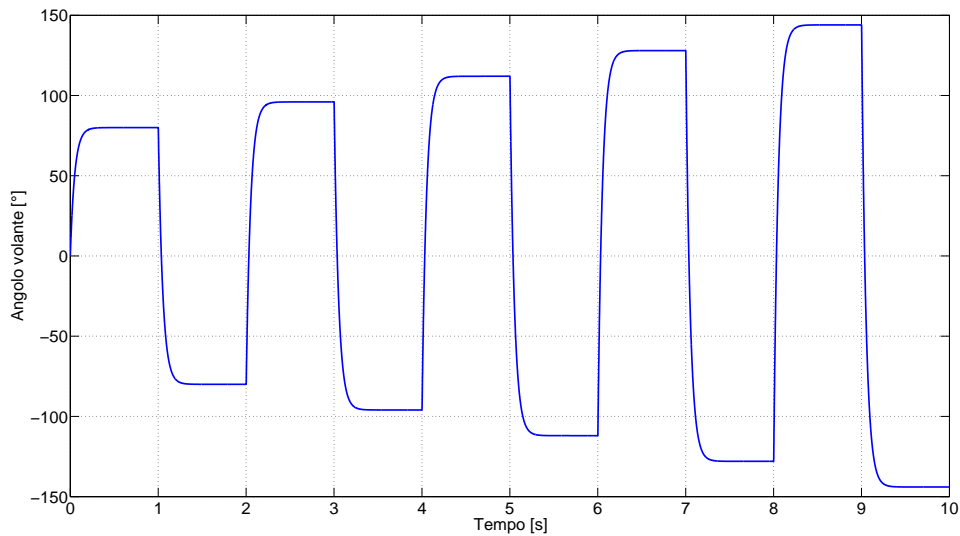


Figura 9.13: Il profilo di angolo volante [Test 3]

E' evidente che la manovra in questione è ideale, non rappresentando assolutamente una tipica manovra di un veicolo che si trova in ambiente cittadino. Più che altro, serve ad evidenziare le potenzialità della strategia di controllo, spingendo il veicolo al limite della stabilità e valutando se il controllo fa il suo dovere anche in situazioni limite.

Si analizzano subito gli andamenti della velocità d'imbardata. Si nota immediatamente che proprio nell'ultimo periodo di sterzate il veicolo senza controllore perde la stabilità non riuscendo ad eseguire l'ultima controsterzata. Il veicolo dotato di *Torque Vectoring* invece riesce fino alla fine a seguire il target. E' però innegabile che tale inseguimento non è sicuramente così preciso. Insomma si intravede la potenzialità del controllore ed allo stesso tempo la necessità di doverlo calibrare in modo nettamente migliore. Tuttavia il controllore fa sicuramente il suo compito, riuscendo a far effettuare tutte le manovre dettate dal guidatore al veicolo.

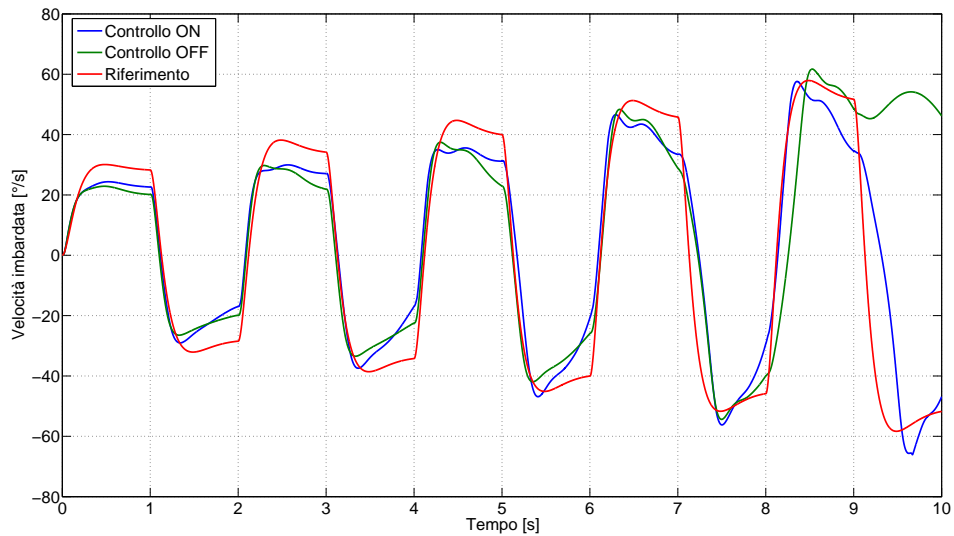


Figura 9.14: Velocità d'imbardata [Test 3]

Di seguito, è graficato l'andamento dell'angolo di assetto del baricentro del veicolo, che fornisce ulteriore conferma della perdita di controllo del veicolo non controllato. Infatti tale variabile dopo l'ultima controsterzata crolla in solo un secondo, passando da un valore di circa  $15^\circ$  a ben  $45^\circ$ , cioè triplica il suo valore. Si ricorda come tale angolo sia quello tra il piano medio longitudinale del veicolo e la velocità del baricentro, insomma è un chiaro indice che il guidatore non abbia più controllo della direzione presa dalla vettura. Bisogna tuttavia far presente come i valori che il veicolo controllato raggiunge durante la manovra non sono un indice di comfort e sicurezza al volante: indubbiamente il veicolo rimane stabile riuscendo ad eseguire l'intera manovra, tuttavia un valore di  $10^\circ$  per l'angolo di assetto è eccessivo e non dà al guidatore la corretta sensazione di controllo sul veicolo. E' infatti il controllore o meglio sono i motori elettrici a generare quelle coppie che riportano ogni volta il veicolo in zona di controllo.

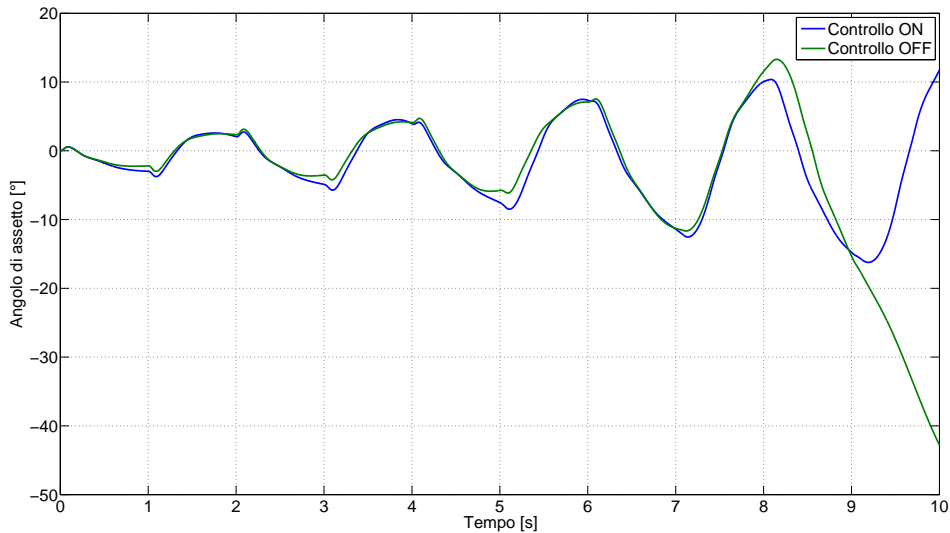


Figura 9.15: Angolo di assetto baricentrico [Test 3]

Il discorso fatto in precedenza è supportato dai valori assunti dalla differenza di angolo di deriva tra asse anteriore e posteriore. Entrambi i veicoli infatti assumono durante ogni periodo di sterzata un valore massimo in assoluto in negativo, che rappresentano un comportamento sovrasterzante. Tale comportamento restituisce al guidatore una sensazione di instabilità del veicolo, a differenza di un comportamento sottosterzante.

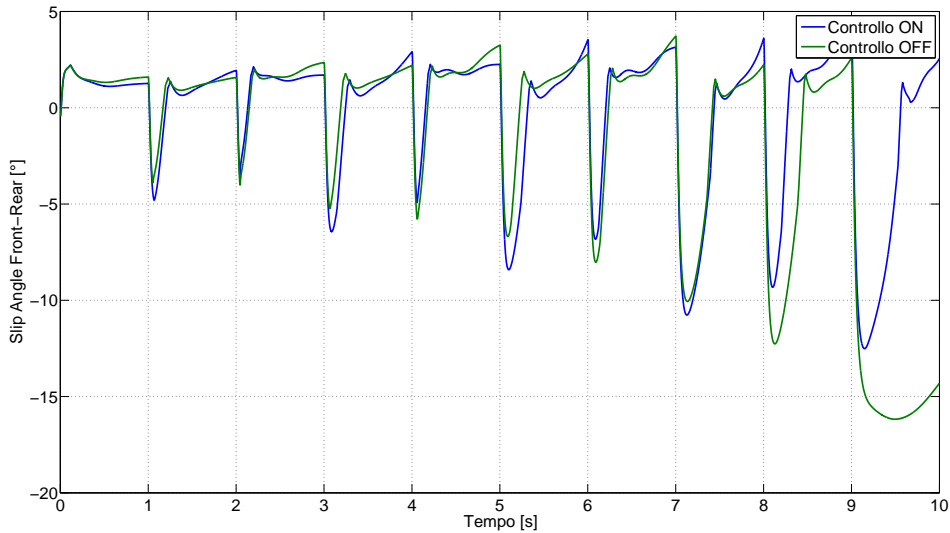


Figura 9.16: Differenza dell'angolo di deriva medio tra anteriore e posteriore [Test 3]

Si passa ora ad analizzare il comportamento dei virtuali motori elettrici o meglio delle coppie in uscita dal controllore necessarie ad inseguire la velocità d'imbardata di riferimento. Fatta eccezione per l'ultimo ciclo di sterzata, le coppie erogate hanno picchi massimi compatibili coi motori in commercio. Per l'ultima serie di sterzata e controsterzata, sono necessari ben  $850Nm$  per mantenere il controllo del veicolo, ma, come già detto in precedenza, la manovra è davvero al limite della realizzabilità fisica.

Da risaltare inoltre come i tempi di risposta dei motori, impostati nel modello, siano quindi perfettamente compatibili con un sistema di controllo di questa tipologia.

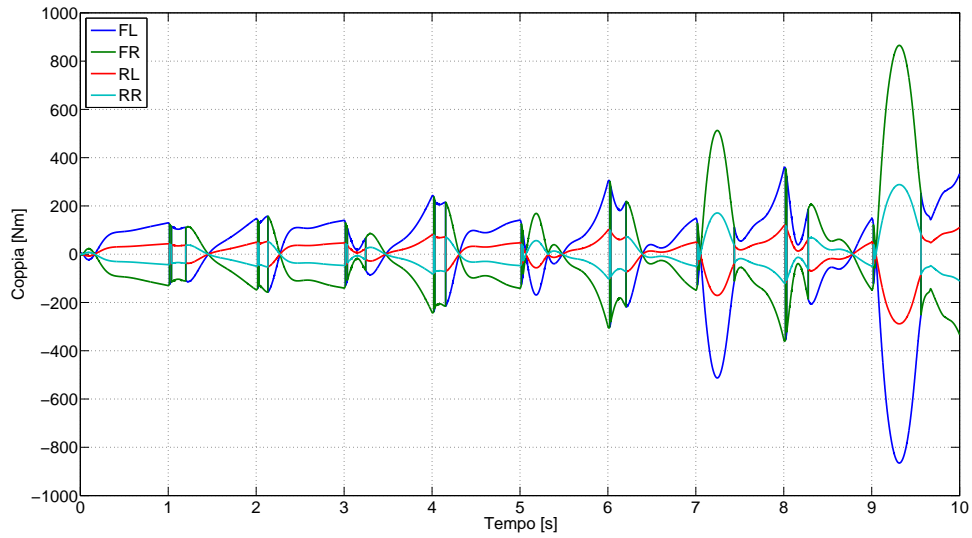


Figura 9.17: Coppie erogate in uscita dal controllore [Test 3]

Per completezza di informazione, si grafica anche l'andamento dell'accelerazione laterale. Il grafico conferma i dubbi sulla realizzabilità della manovra: i valori massimi di accelerazione laterale sono quasi di  $9 \text{ m/s}^2$ , cioè poco meno di  $1 \text{ g}$ . Prestazioni simili sono fornite solo dalle cosiddette *supercar* e non da veicoli stradali comuni.

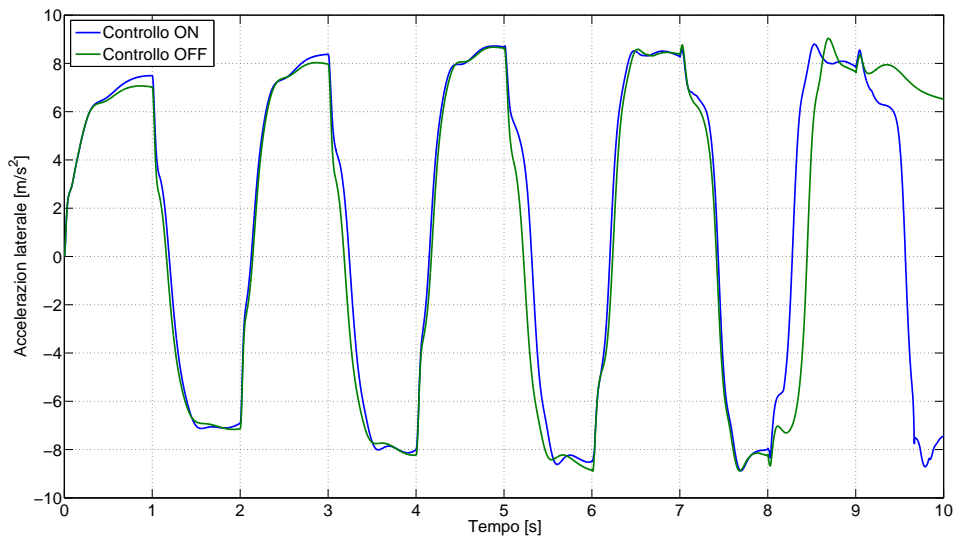


Figura 9.18: Accelerazione laterale [Test 3]





# Capitolo 10

## Conclusione

E' stato provato che un sistema di controllo attivo della dinamica di un veicolo ha un impatto significativo sul miglioramento della sua stabilità, della performance e dell'*handling*. Nell'introduzione si è parlato di come l'ESP sia il sistema di controllo più vicino al *Torque Vectoring*. Tuttavia al termine dell'attività si può apprezzare come una grossa differenza tra le due tecnologie sia che l'ESP entra in azione quando il veicolo è prossimo ad una situazione di pericolo mentre il TV è sempre attivo. Il vantaggio del TV è quindi il fatto di tenere sempre in azione il controllo, in questo modo il pilota non ha la sensazione di un'interferenza tra la richiesta del pilota e l'azione correttiva del sistema di controllo.

L'approccio della simulazione virtuale ci ha permesso di avere dei risultati notevoli e validi nell'arco di pochi mesi, senza dover ricorrere a prove reali su strada, ed quindi è risultata essere una strategia vincente per conseguire l'obiettivo dell'attività. In ogni modo, le performance dell'algoritmo sono state validate anche su dati sperimentali, confrontandosi con i risultati in letteratura su veicoli della stessa tipologia in cui sono state testate architetture di controllo analoghe. La strada della cosimulazione tra ambienti di lavoro diversi ma complementari ha fatto in modo di poter sfruttare le peculiarità di entrambi i software, aggirando le relative debolezze. *Amesim* risulta essere conosciuto per le sue vastissime librerie di ambito multi-dominio ma è altrettanto noto come sia troppo macchinoso portare avanti lo sviluppo di un sistema di controllo. D'altro lato invece è risaputo come *Simulink* sia una delle piattaforme più adatte allo sviluppo di sistemi di controllo, mentre è poco indicata per realizzare una modellazione fisica rapida e semplice.

La scelta di un modello telaio a 14 gradi di libertà è risultata vincente per riuscire a valutare pienamente la dinamica laterale di un veicolo. Il modello a bicicletta è tornato utile a definire il target da inseguire ma non è stato utilizzato per il controllo in quanto presenta come input solo l'angolo di sterzo e la velocità laterale (e quindi non è possibile implementare le coppie generate dal controllore). Il modello a 7 gradi di libertà invece è stato accantonato per una questione di grandezze presenti: infatti

comprendendo nei gradi di libertà la rotazione delle ruote tale modello sarebbe stato valido per il controllo ma non avrebbe permesso una valutazione totale della dinamica del veicolo mancando le equazioni che descrivono fenomeni come il rollio ed il beccheggio. In un ottica di implementazione di ulteriori sistemi di controllo attivi si è preferito lavorare sin da subito su un modello completo a discapito dell'aumento di complessità del sistema.

L'implementazione di manovre normate, che hanno lo scopo di caratterizzare la dinamica laterale di un veicolo, è stata portata avanti col fine di fornire risultati ai test facilmente ripetibili, non solo in ambito virtuale ma successivamente anche nella realtà. Ed i risultati, che mostrano il miglioramento del comportamento del veicolo con la strategia di *Torque Vectoring*, confermano che la strada intrapresa è stata corretta.

La realizzazione di un sistema di controllo capace di distribuire la coppia tra assale posteriore ed anteriore e tra lato destro e sinistro in base alle esigenze di guida è stato un compito impegnativo, dovendo partire da un foglio bianco, ma decisamente soddisfacente, visti gli ottimi risultati raggiunti in un periodo comunque breve. E' lampante il potenziale di una strategia di *Torque Vectoring* in termini di miglioramento delle performance laterali e della sicurezza attiva di un veicolo. Altrettanto palesi sono margini di miglioramento che vengono discussi in seguito.

## 10.1 Sviluppi futuri

Ambito indubbiamente poco esplorato è quello relativo al comportamento degli pneumatici. Prima di tutto va definito in maniera chiara il limite di scivolamento di un veicolo e poi va sviscerata nei dettagli l'influenza dello pneumatico sul comportamento laterale del veicolo. Si ricorda infatti come nel calcolo del valore di riferimento del controllo c'è un parametro che rappresenta la caratteristica della gomma, cioè la sua rigidità laterale.

Come precedentemente discusso, anche la scelta del controllore è stata giustificata da questioni di praticità e semplicità. Eppure in letteratura sono svariate le occasioni in cui sono stati utilizzati controllori diversi dal PID. Un'analisi accurata del tipo di controllore più indicato per codesta applicazione va sicuramente effettuata.

Il controllore distribuisce con un rapporto costante le coppie tra le ruote, indipendentemente dalle condizioni operative del veicolo. Tuttavia non è stata eseguita alcuna analisi di sensibilità per supportare tale scelta. E' naturale quindi considerare prioritaria una ricerca di una logica di controllo del rapporto di distribuzione della coppia per far variare il fattore di split in base al tipo di situazione dinamica.

Il modo in cui possono coesistere i diversi sistemi di controllo attivi già esistenti, come l'ABS, l'ESP ed il TCS, è stato tralasciato nella trattazione, ma è sicuramente una strada di notevole interesse. Si lascia quindi aperta la possibilità di creare un

controllore molto più avanzato, capace di riconoscere caso per caso che controllo attivare per esempio per minimizzare il consumo energetico o massimizzare la trazione delle gomme o ottimizzare il comfort del guidatore.



# Appendice A

## Modelli *Amesim*

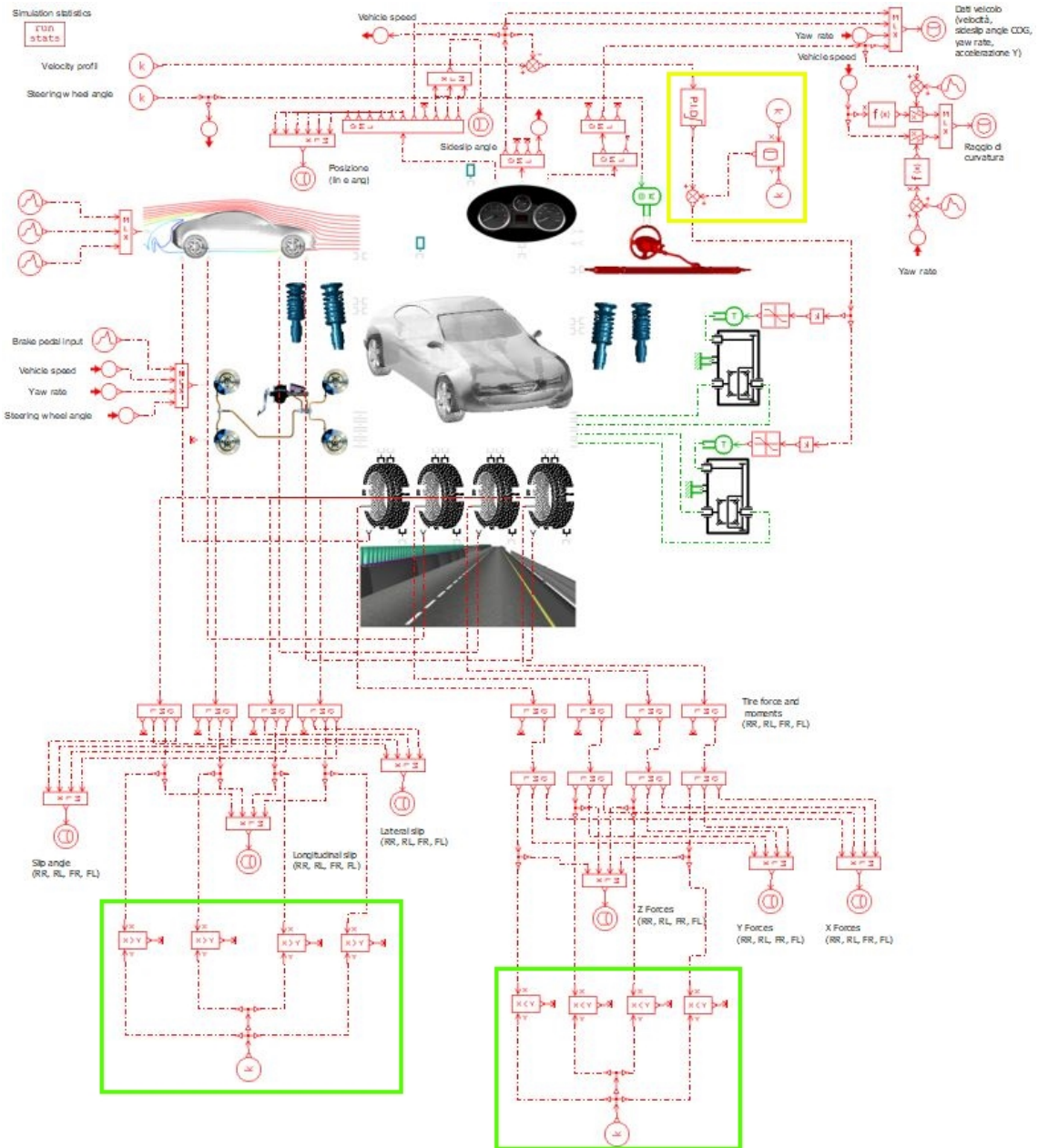


Figura A.1: Modello completo libreria iCar

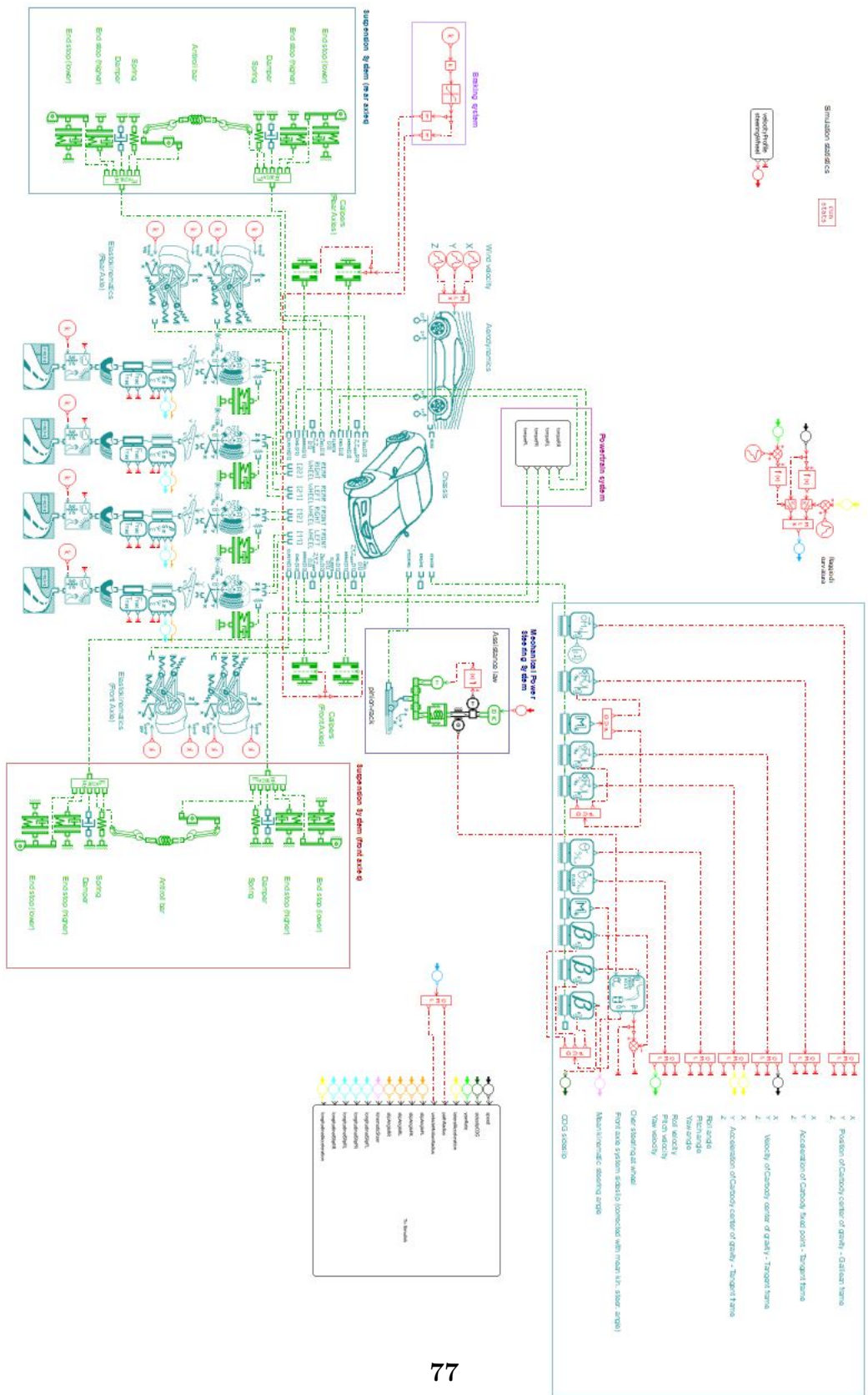


Figura A.2: Modello completo libreria Vehicle Dynamics





# Appendice B

## Modelli *Simulink*

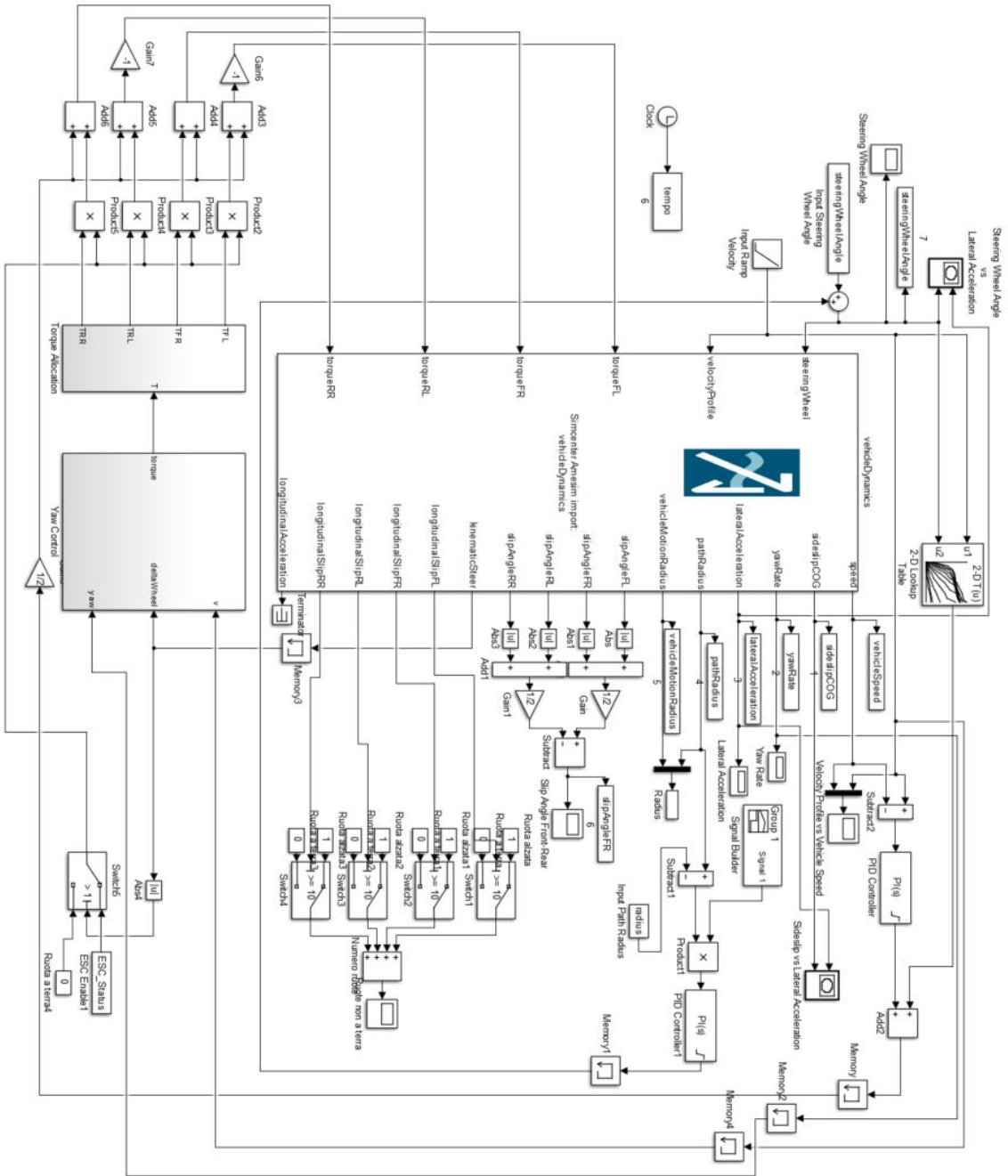


Figura B.1: Modello completo su *Simulink* per il test 1

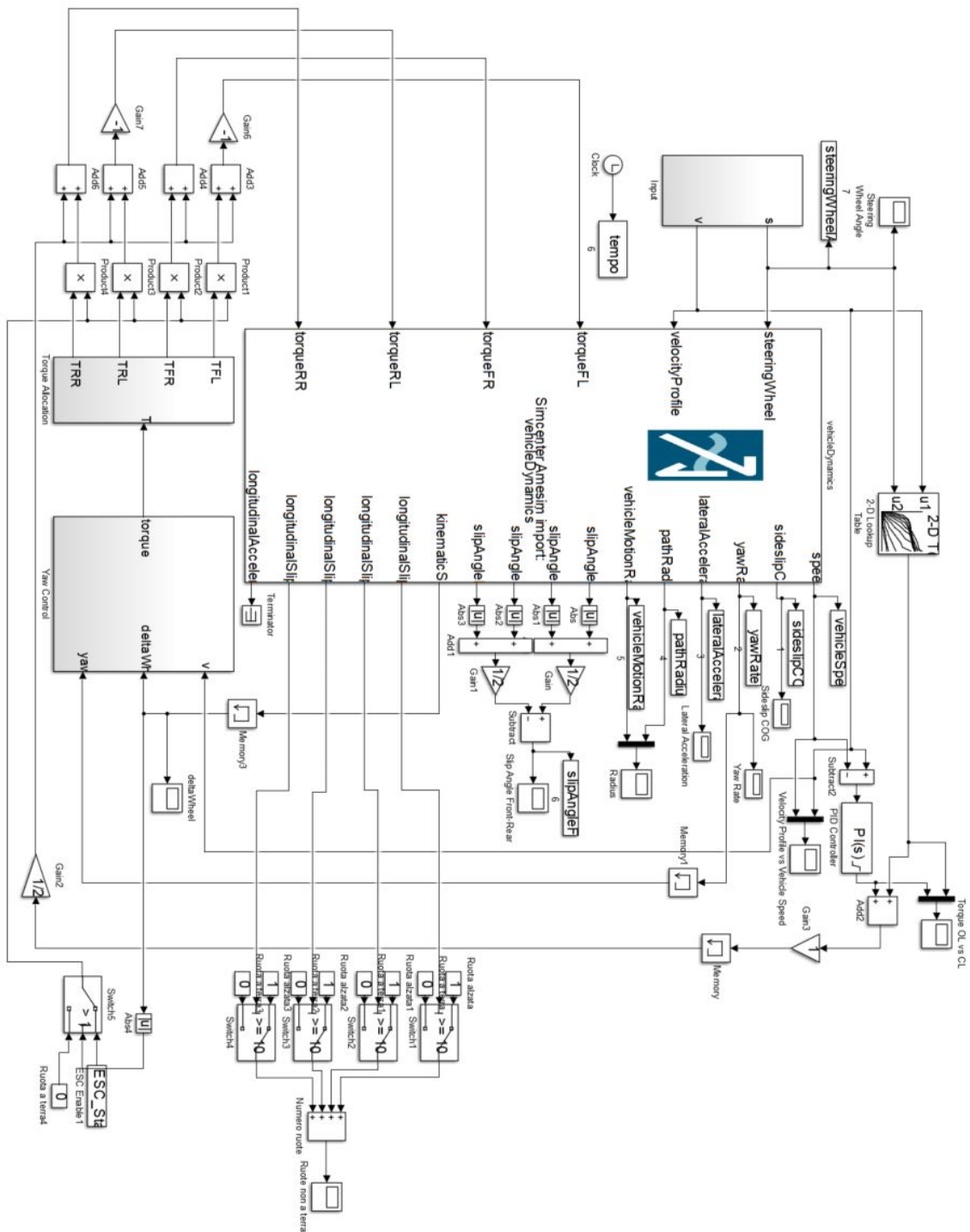


Figura B.2: Modello completo su *Simulink* per i test 2 e 3



# Appendice C

## Parametri principali

Essendo ancora alla fase iniziale dell'attività, non c'è la necessità di rappresentare fedelmente un veicolo reale ma piuttosto ci si limita all'uso di template già disponibili nel software commerciale. Sono infatti presenti set di parametri per classe di veicolo. Per tale applicazione si è deciso di utilizzare il template relativo ad una vettura di classe E o Full-Size.

*C – Parametri principali*

Xg	X posizione COG telaio	1120	mm
Zg	Z posizione COG telaio	375	mm
V0	Velocità iniziale telaio - asse X	5	m/s
Msprung	Massa sospesa (telaio + cremagliera sterzo)	1800	kg
Msteer	Massa cremagliera sterzo	2	kg
Msp front	Massa mozzo (asse anteriore)	27	kg
Mwh front	Massa ruota (asse anteriore)	27	kg
Msp rear	Massa mozzo (asse posteriore)	18	kg
Mwh rear	Massa ruota (asse posteriore)	18	kg
Isprung xx	Inerzia massa sospesa - rollio	500	kg * m <sup>2</sup>
Isprung yy	Inerzia massa sospesa - beccheggio	2000	kg * m <sup>2</sup>
Isprung zz	Inerzia massa sospesa - imbardata	3000	kg * m <sup>2</sup>
Isprung xy	Prodotto d'inerzia massa sospesa - Ixy	0	kg * m <sup>2</sup>
Isprung xz	Prodotto d'inerzia massa sospesa - Ixz	-20	kg * m <sup>2</sup>
Isprung yz	Prodotto d'inerzia massa sospesa - Iyz	0	kg * m <sup>2</sup>
Zref front	Z riferimento sospensione (asse anteriore)	125	mm
Zref rear	Z riferimento sospensione (asse posteriore)	125	mm
Zref cine front	Z riferimento cinematico (asse anteriore)	Zref front	mm
Zref cine rear	Z riferimento cinematico (asse posteriore)	Zref rear	mm
wheelbase	Passo	2800	mm
track front	Carreggiata (asse anteriore)	1600	mm
track rear	Carreggiata (asse posteriore)	1550	mm
Rpinion	Raggio pignone cremagliera sterzo	9	mm
Ksusp front	Rigidezza sospensione (asse anteriore)	30000	N/m
Ksusp rear	Rigidezza sospensione (asse posteriore)	25000	N/m
Rsusp front	Smorzamento sospensione (asse anteriore)	3000	N/(m/s)
Rsusp rear	Smorzamento sospensione (asse posteriore)	2500	N/(m/s)
Kantiroll front	Rigidezza barra antirollio (asse anteriore)	50000	Nm/rad
Kantiroll rear	Rigidezza barra antirollio (asse posteriore)	50000	Nm/rad
Rfree	Raggio libero pneumatico	0.327	m
Rroll	Raggio di rotolamento pneumatico	0.32	m
Ktire	Rigidezza verticale pneumatico	270000	N/m
Rtire	Smorzamento verticale pneumatico	200	N/(m/s)
a1	Pneumatico - fattore di picco D	-60	-
a2	Pneumatico - fattore di picco D	1400	-
a3	Pneumatico - pendenza all'origine BCD	2000	-
a4	Pneumatico - pendenza all'origine BCD	10	-

Tabella C.1: Template veicolo Full-Size



# Bibliografia

- [1] *LMS Amesim* online help.
- [2] ISO 8855:2011, *Road vehicles - Vehicle dynamics and road-holding ability - Vocabulary*.
- [3] ISO 15037-1:2006, *Road vehicles - Vehicle dynamics test methods -*
- [4] ISO 4138:2012, *Passenger cars - Steady-state circular driving behaviour - Open-loop test methods*.
- [5] ISO 7401:2011, *Road vehicles - Lateral transient response test methods - Open-loop test methods*.
- [6] Giancarlo Genta, *Meccanica dell'autoveicolo*. Levrotto e Bella, 2000.
- [7] Rajesh Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*. Springer, 2012.
- [8] Uwe Kiencke, Lars Nielsen, *Automotive Control Systems*. Springer, 2005.
- [9] Hans B. Pacejka, *Tyre and Vehicle Dynamics*.
- [10] William F. Milliken, Douglas L. Milliken, *Race Car Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, 1995.
- [11] Georg Rill, *Vehicle Dynamics, Short Course*. Fachhochschule Regensburg, 2007.
- [12] Gabriele Vandì, *Simulazione dinamica di un veicolo dotato di powertrain ibrido endotermico-elettrico*. Dottorato di ricerca in Meccanica e Scienze Avanzate dell'Ingegneria, Università di Bologna, 2015.
- [13] Jianbo Lu, Dave Messih, Albert Salib, Dave Harmison, *An Enhancement to an Electronic Stability Control System to Include a Rollover Control Function*. SAE International, 2007.
- [14] Aleksander Hac, Todd Brown, John Martens, *Detection of Vehicle Rollover*. SAE International, 2004.
- [15] A. T. van Zanten, *Bosch ESP Systems: 5 Years of Experience*. SAE International, 2000.
- [16] Jyotishman Ghosh, Andrea Tonoli, Nicola Amati, Weitao Chen, *Sideslip Angle Estimation of a Formula SAE Racing Vehicle*. SAE International, 2016.
- [17] Leonardo De Novellis, Aldo Sorniotti, Patrick Gruber, *Design and Comparison of the Handling Performance of Different Electric Vehicle Layouts*. University of Surrey.



- [18] Leonardo De Novellis, Aldo Sorniotti, Patrick Gruber, *Optimal Wheel Torque Distribution for a Four-Wheel-Drive Fully Electric Vehicle*. SAE International, 2013.
- [19] Leonardo De Novellis, Aldo Sorniotti, Patrick Gruber, Andrew Pennycott *The Application of Control and Wheel Torque Allocation Techniques to Driving Modes for Fully Electric Vehicles*. SAE International, 2014.
- [20] Aldo Sorniotti, Patrick Gruber, Christoforos Chatzikomis, Matthew Bastin, Raja Mazuir Shah, Yuri Orlov, *Torque-Vectoring Control for an Autonomous and Driverless Electric Racing Vehicle with Multiple Motors*. SAE International, 2017.
- [21] Adrian Mihailescu, *Central Lateral Dynamics Control Based on Vehicle Handling Characteristics*. 26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2017.
- [22] C. Sierra, E. Tseng, A. Jain, H. Peng, *Cornering stiffness estimation based on vehicle lateral dynamics*. Vehicle System Dynamics, 2006.
- [23] Federico Cheli, Edoardo Sabbioni, M. Pesce, Stefano Melzi, *A methodology for vehicle sideslip angle identification: comparison with experimental data*. Vehicle System Dynamics, 2007.
- [24] Jonathan C. Wheals, Hanna Baker, Keith Ramsey, Will Turner, *Torque Vectoring AWD Driveline: Design, Simulation, Capabilities and Control*. SAE International, 2004.
- [25] Jonathan C. Wheals, *Torque Vectoring Driveline: SUV-based Demonstrator and Practical Actuation Technologies*. SAE International, 2005.
- [26] John Park, William J. Kroppe, *Dana Torque Vectoring Differential Dynamic Trak*. SAE International, 2004.
- [27] Damrongrit Piyabongkarn, John Grogg, Qinghui Yuan, Jae Lew, Rajesh Rajamani, *Dynamic Modelling of Torque-Biasing Devices for Vehicle Yaw Control*. SAE International, 2006.