

# POLITECNICO DI TORINO

Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale



Modellazione e controllo attivo di un sistema di sterzata  
automatica per veicolo passeggeri

**Relatore:**

Prof. Mauro Velardocchia

**Correlatore:**

Ing. Antonio Tota

**Candidato:**

Andrea Mazzetto

ANNO ACCADEMICO 2020/2021



# SOMMARIO

INTRODUZIONE.....	4
<b>CAPITOLO I - STATO DELL'ARTE .....</b>	<b>5</b>
<b>1.1 LIVELLI DI AUTONOMIA .....</b>	<b>5</b>
<b>1.2 DISPOSITIVI UTILIZZATI .....</b>	<b>8</b>
<b>1.3 ADAS.....</b>	<b>11</b>
<b>1.4 PROSPETTIVE FUTURE.....</b>	<b>14</b>
1.4.1 <i>STUDIO KPMG</i> .....	15
1.4.2 <i>LO SVILUPPO DELL'AV IN ITALIA</i> .....	16
<b>CAPITOLO II – GENERAZIONE DEL PERCORSO DI RIFERIMENTO .....</b>	<b>18</b>
2.1 CLOTOIDE.....	18
2.2 TRAIETTORIA DI RIFERIMENTO.....	18
<b>CAPITOLO III – MODELLO A BICICLETTA.....</b>	<b>22</b>
<b>3.1 REALIZZAZIONE DEL MODELLO.....</b>	<b>22</b>
3.1.1 <i>IPOTESI SEMPLIFICATIVE</i> .....	22
3.1.2 <i>EQUAZIONI DI CONGRUENZA</i> .....	23
3.1.3 <i>TERMINI INERZIALI</i> .....	25
3.1.4 <i>EQUAZIONI DI EQUILIBRIO</i> .....	27
3.1.5 <i>DEFINIZIONE DEL MODELLO NELLO SPAZIO DEGLI STATI</i> .....	28
<b>3.2 IPG CARMAKER.....</b>	<b>32</b>
<b>3.3 VALIDAZIONE DEL MODELLO .....</b>	<b>37</b>
3.3.1 <i>DETERMINAZIONE DELLA CORNERING STIFFNESS</i> .....	38
3.3.2 <i>MANOVRA DI RAMP STEER</i> .....	45
3.3.3 <i>MANOVRA DI STEP STEER</i> .....	57
<b>CAPITOLO IV – MODELLO A 4GDL BASATO SUGLI ERRORI .....</b>	<b>60</b>
<b>4.1 REALIZZAZIONE DEL MODELLO.....</b>	<b>60</b>
<b>4.2 VALIDAZIONE DEL MODELLO .....</b>	<b>67</b>
4.2.1 <i>TESTRUN 1 – RETTILINEO</i> .....	67
4.2.2 <i>TESTRUN 2 – TRAIETTORIA CIRCOLARE (STEERING PAD)</i> .....	73
<b>CONCLUSIONI .....</b>	<b>78</b>
<b>BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA .....</b>	<b>79</b>

# INTRODUZIONE

L'errore umano è la causa del 93% degli incidenti stradali, ciò ha portato negli ultimi anni le case automobilistiche ad adottare sistemi di sicurezza alla guida sempre più complessi quali sistemi di mantenimento della corsia, cruise control adattativo, sistemi di parcheggio automatico fino ad arrivare ai primi veicoli equipaggiati con prototipi di sistemi di guida autonoma.

Tutto ciò sta portando alla realizzazione di veicoli di nuova concezione, dotati con un numero sempre maggiore e sempre più avanzato di sistemi di sicurezza volti alla riduzione dell'intervento umano nella guida del veicolo.

Questa tesi si prefigge come obiettivo lo sviluppo e la modellazione di un sistema di controllo attivo e di sterzata automatica per veicolo passeggeri. In primis si è realizzata la traccia di una traiettoria di sorpasso mediante l'utilizzo delle equazioni costitutive della curva denominata clotoide, una curva dall'andamento curvilineo variabile linearmente, da poter utilizzare nel modello che verrà sviluppato.

Segue poi la modellazione e l'analisi di un veicolo secondo le ipotesi del modello a bicicletta con pneumatici linearizzati, disaccoppiando la dinamica longitudinale da quella laterale (di nostro interesse per lo sviluppo del modello). È seguito un raffronto tra i valori ottenuti mediante il modello a bicicletta realizzato nella configurazione dello spazio degli stati e gli andamenti ottenuti da un software specializzato in test di guida virtuale per autoveicoli e veicoli commerciali leggeri (IPG CarMaker) grazie ad alcuni test classici di manovra impostata.

A seguito della validazione del primo modello si è passati alla realizzazione di un modello più complesso, a quattro gradi di libertà, caratterizzato da sistemi di controllo della differenza tra la distanza della traiettoria percorsa dal veicolo e la traiettoria di riferimento, nonché dell'errore dell'angolo di imbardata tra il veicolo e il percorso di riferimento. Infine si è passati alla validazione del modello con l'utilizzo del software IPG con manovre che permettessero l'analisi degli errori su cui si è basato il nuovo modello.

# CAPITOLO I - STATO DELL'ARTE

In questo capitolo viene descritto brevemente lo stato dell'arte dei veicoli autonomi, focalizzando l'attenzione sulla classificazione delle auto autonome, sui sistemi ADAS dotati alle auto in circolazione e sulla strumentazione utile al funzionamento di quest'ultimi.

## 1.1 LIVELLI DI AUTONOMIA

Le auto a guida autonoma sono veicoli equipaggiati con una moltitudine di sensori di diverso tipo in grado di ricavare informazioni dall'ambiente circostante, e di fornirle ad una CPU presente nel veicolo, la quale avrà il compito di processarle e rielaborarle per consentire al veicolo di compiere azioni in maniera del tutto autonoma, partendo dal controllo dello sterzo, acceleratore, cambio e tutti gli altri sistemi atti alla guida.

Nel 2014 la SAE (Society of Automotive Engineers), ente di normazione nel campo dell'industria automobilistica, ha stabilito sei livelli differenti di guida autonoma.

		SAE J3016™ LEVELS OF DRIVING AUTOMATION					
		SAE LEVEL 0	SAE LEVEL 1	SAE LEVEL 2	SAE LEVEL 3	SAE LEVEL 4	SAE LEVEL 5
What does the human in the driver's seat have to do?		You are driving whenever these driver support features are engaged – even if your feet are off the pedals and you are not steering			You are not driving when these automated driving features are engaged – even if you are seated in "the driver's seat"		
		You must constantly supervise these support features; you must steer, brake or accelerate as needed to maintain safety			When the feature requests, you must drive	These automated driving features will not require you to take over driving	
What do these features do?		These are driver support features			These are automated driving features		
		These features are limited to providing warnings and momentary assistance	These features provide steering OR brake/acceleration support to the driver	These features provide steering AND brake/acceleration support to the driver	These features can drive the vehicle under limited conditions and will not operate unless all required conditions are met	This feature can drive the vehicle under all conditions	
Example Features		<ul style="list-style-type: none"> <li>• automatic emergency braking</li> <li>• blind spot warning</li> <li>• lane departure warning</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• lane centering OR</li> <li>• adaptive cruise control</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• lane centering AND</li> <li>• adaptive cruise control at the same time</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• traffic jam chauffeur</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• local driverless taxi</li> <li>• pedals/steering wheel may or may not be installed</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• same as level 4, but feature can drive everywhere in all conditions</li> </ul>

FIG 1. 1 - TABELLA DEI LIVELLI SAE

- Livello 0 (nessuna automazione):

Il guidatore deve occuparsi interamente della conduzione del veicolo; sterzo, acceleratore e tutti gli altri sistemi dipendono completamente dal guidatore, che deve prestare attenzione anche all'ambiente circostante e ad eventuali segnali di pericolo. Rientrano nella categoria tutte le auto realizzate entro gli anni 2000 e quelle dotate di cruise control non adattativo.

- Livello 1 (guida assistita):

Il conducente ha ancora la completa responsabilità del mezzo, ma vi è un sistema che provvede a comunicare all'utente, tramite segnali acustici o visivi, la presenza di eventuali pericoli o situazioni avverse.

Rispetto ad un livello 0 le implementazioni riguardano: il cruise control adattativo, ovvero, non solo permette di mantenere un'andatura a velocità costante, ma in caso di rilevamento di un mezzo che precede, effettua un rallentamento del veicolo; il sistema di Lane Keeping Assistance (LKA) ed Emergency Lane Keeping (ELK), che rendono la macchina in grado di effettuare piccole correzioni di sterzo o di avvisare il conducente in modo da evitare superamento non voluto di corsia.

- Livello 2 (autonomia parziale):

Con questo livello di autonomia il veicolo diventa, in determinate situazioni, potenzialmente in grado di guidare in maniera autonoma. Il sistema autonomo, in determinati scenari, ad esempio lungo un tragitto in autostrada può assumere il controllo di sterzo e acceleratore, utilizzando in alcuni casi la frenata assistita e la frenata d'emergenza. Secondo SAE la differenza sostanziale tra un livello 1 e un livello 2 è che il guidatore può togliere allo stesso momento le mani dal volante e i piedi dai pedali; tuttavia ha ancora piena responsabilità del veicolo. La maggior parte dei veicoli

attualmente disponibili sul mercato che vantano sistemi di guida automatica, come Tesla, Volvo, Audi, Maserati, appartengono al livello 2 di automazione e vengono in genere definiti semi-autonomi.



FIG 1. 2 - TESLA MODEL X

- Livello 3 (automazione condizionale):

Le automobili appartenenti a questo livello sono equipaggiate con sistemi in grado di monitorare completamente l'ambiente circostante. La differenza rispetto al livello 2 è la richiesta dell'intervento dell'utente solo in caso di situazione di pericolo. Ciò permette, a basse

velocità, all'utente di dedicarsi ad altre attività diverse dalla guida. Il discorso relativo all'attenzione dell'utente è il principale argomento che definisce la borderline dei veicoli di livello di 3 da quelli di livello 2. La prima compagnia ad aver dichiarato di aver raggiunto un livello di automazione 3 è stata Audi, con il modello Audi A8, equipaggiata con il sistema di guida autonoma Audi Traffic Jam Pilot.

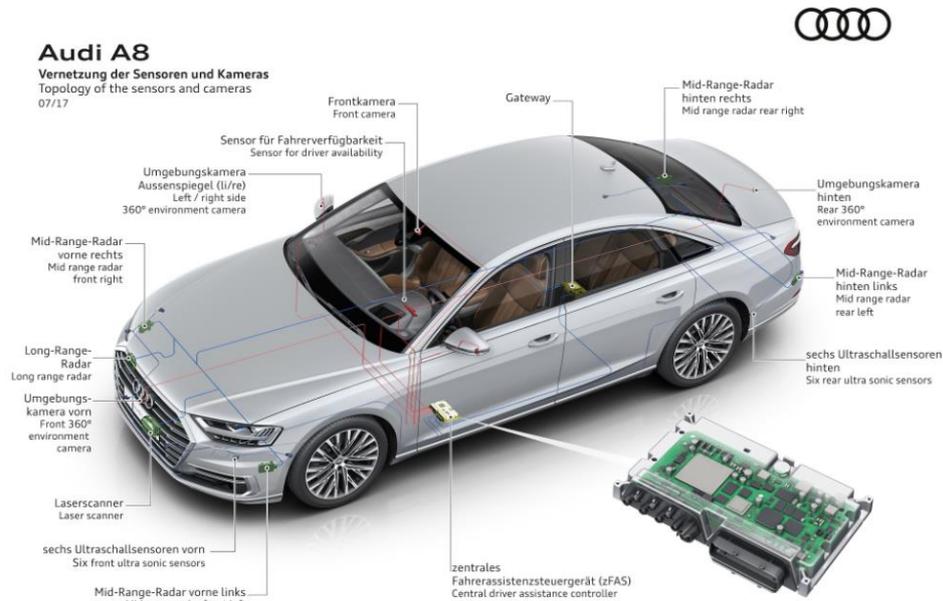


FIG 1. 3 - HARDWARE TRAFFIC JAM PILOT AUDI A8

- **Livello 4 (automazione elevata):**  
 Con il livello 4 il veicolo è dotato di una quasi completa autonomia, garantendo controllo totale sulla vettura anche in zone di traffico e percorrenza di strade extraurbane. Inoltre è il primo livello nella scala di automazione in cui l'utente può non curarsi completamente dell'ambiente esterno anche nel caso sia necessaria una manovra pericolosa. Il guidatore comincia ad avere la connotazione di passeggero, anche se, essendo un livello di guida ristretto a determinate località geografiche e a specifiche situazioni, ha ancora la possibilità di assumere il controllo del mezzo. Non esistono ancora modelli di veicoli in grado di raggiungere questo livello.
- **Livello 5 (automazione totale):**  
 E' idealmente il grado di automazione massimo che un veicolo potrebbe raggiungere. Un mezzo con sistema di guida automatica di questo tipo sarebbe in grado di svolgere ogni funzione riguardante l'attività di guida, cancellando completamente la figura del guidatore, rendendolo un semplice passeggero. Infatti i componenti come il volante, pedali, cambio sarebbero resi superflui.



FIG 1. 4 - CONCEPT VEICOLO GUIDA AUTONOMA BOSCH

## 1.2 DISPOSITIVI UTILIZZATI

Al fine di permettere alle vetture le diverse funzionalità sopra descritte, queste ultime dovranno essere dotate di un comparto hardware e software all'avanguardia. Di seguito saranno proposti i principali dispositivi utilizzati:

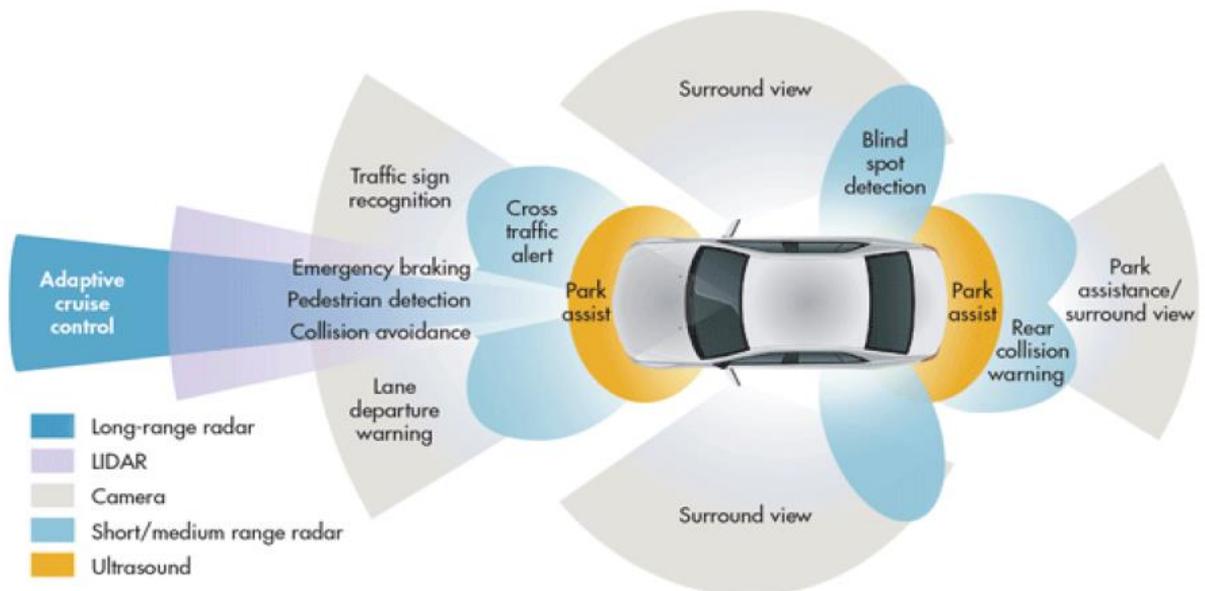


FIG 1. 5 - PANORAMICA SENSORI

- Telecamere:  
Solitamente più di una, lavorando contemporaneamente riescono a garantire una visione a 360° dell'ambiente circostante. L'obiettivo è di rilevare tutti i possibili ostacoli della vettura. Le dotazioni più complete prevedono:

- Telecamera anteriore grandangolare che tiene traccia di semafori e ostacoli in prossimità del veicolo, particolarmente utile in città e a velocità moderata.
  - Telecamera anteriore calibrata a lunga distanza che tiene traccia degli ostacoli più lontani, indicata per le alte velocità.
  - Telecamera anteriore principale che svolge il ruolo di supporto delle due telecamere sopra citate.
  - Due telecamere laterali rivolte in avanti (una per lato), utili nel caso un altro veicolo si approcci da un'altra corsia o negli incroci a scarsa visibilità.
  - Due telecamere laterali rivolte all'indietro (una per lato), sfruttate per il cambio corsia e nell'immissione nel traffico in sicurezza.
- Videocamere:  
Come le telecamere consentono il monitoraggio dell'ambiente circostante, con la differenza che le immagini catturate vengono fornite direttamente al guidatore, in modo da fornirgli una visuale più curata dei dintorni. In generale è presente una videocamera posteriore per dare supporto al parcheggio.
- Radar:  
E' un dispositivo che sfruttando l'emissione di onde elettromagnetiche è in grado di rilevare posizione, dimensioni e velocità di un oggetto che si trova nel suo raggio d'azione. Migliora e completa il lavoro svolto dalle telecamere, soprattutto grazie all'utilizzo di una lunghezza d'onda in grado di superare fenomeni atmosferici quali pioggia, neve, polvere senza contare la presenza di altri veicoli.

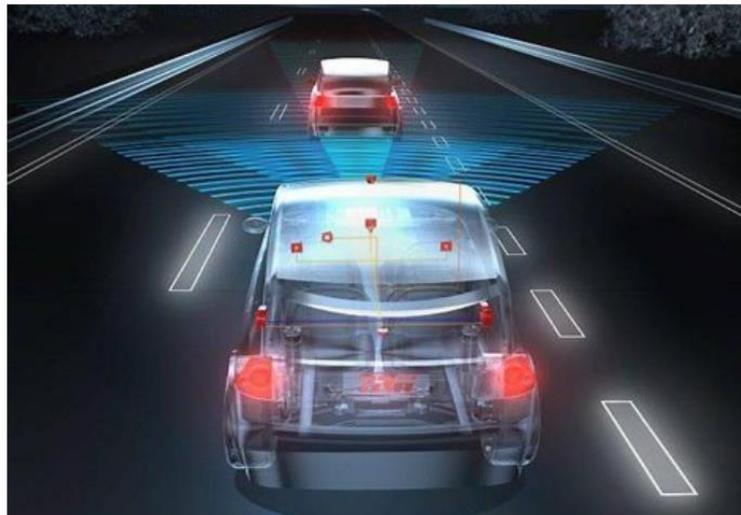


FIG 1. 6 - RADAR ANTICOLLISIONE AC100

- Lidar (Light Detection and Ranging):  
E' un sensore finalizzato al telerilevamento di oggetti posti a distanza. Il funzionamento e lo scopo è analogo al radar, ma il metodo di rilevamento è diverso. Si utilizzano impulsi laser per determinare la posizione, velocità e dimensioni di un oggetto nel raggio d'azione. Mentre il radar è più indicato per la lunga distanza, il lidar consente di creare modelli 3D monocromatici degli oggetti scansionati, ovvero fornisce all'unità di controllo un'identità (pedoni, veicoli, muri etc.). Ciò lo rende estremamente utile per fornir informazioni riguardo l'ambiente

strettamente circostante. Solitamente è montato sul tettuccio ed ha una portata di circa 200 m.



FIG 1. 7 - IMMAGINE 3D FORNITA DA LIDAR

- Sensori ad ultrasuoni:  
Sfruttano onde sonore ad una frequenza abbastanza alta da non essere udibile all'essere umano per rilevare la presenza di oggetti nelle immediate vicinanze del veicolo. Lo svantaggio è il limitato raggio d'azione (pochi metri). Inoltre la qualità dell'informazione fornita è molto inferiore a quella ottenuta dal lidar. Sono utilizzati nelle manovre di parcheggio e per segnalare la prossimità ad altri veicoli.
- Sistema di geo-localizzazione:  
Il sistema riceve informazioni dal GPS integrato nell'auto. Le stime del GPS possono essere imprecise a causa di disturbi al segnale o da interferenze atmosferiche, quindi i dati forniti vengono confrontati con una mappa digitale del luogo ottenuta in precedenza grazie agli altri sensori.

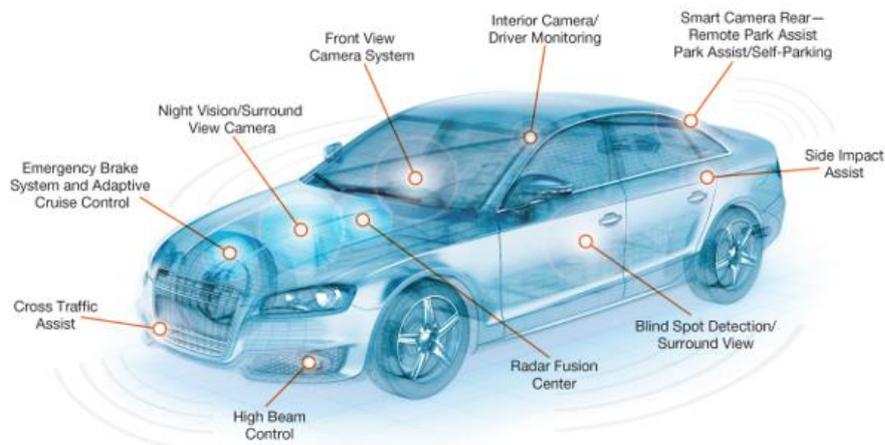


FIG 1. 8 - POSIZIONE DEI DISPOSITIVI INSTALLATI

## 1.3 ADAS

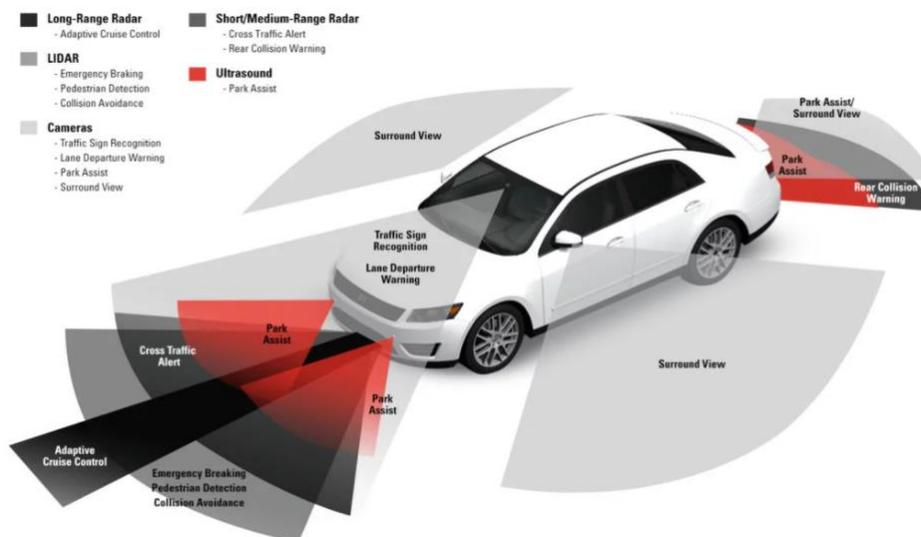


FIG 1. 9 - DISPOSITIVI E ADAS ASSOCIATI

I dispositivi che permettono alla self-driving car di interagire con l'ambiente circostante, necessitano di software specifici in grado di convertire la mole di informazioni ottenute, in dati utili al sistema per andare ad agire a livello meccanico sul veicolo.

Il sistema composto da hardware e software che vanno a gestire una determinata funzionalità è detto ADAS (Advanced Driver Assistance System). Le caratteristiche di sicurezza sono progettate per evitare collisioni e incidenti e offrono tecnologie che allertano il conducente su potenziali rischi e problemi. A seguito sono descritti gli ADAS implementati sui mezzi attualmente in circolazione:

- **Adaptive Cruise Control (ACC):**  
Funzione che permette al veicolo di mantenere una velocità costante senza premere sul pedale dell'acceleratore e di rallentare, quando un altro mezzo supera il limite di distanza di sicurezza impostata.
- **Parcheggio automatico:**  
Funziona che si occupa di assistere il guidatore in fase di parcheggio grazie all'utilizzo dei sensori di prossimità. Il sistema è in grado di avvertire l'utente quando si è in corrispondenza di uno spazio abbastanza ampio che consente la manovra di parcheggio, di controllare lo sterzo per effettuare il parcheggio. Il conducente però dovrà inserire le marce, accelerare e frenare quando necessario.

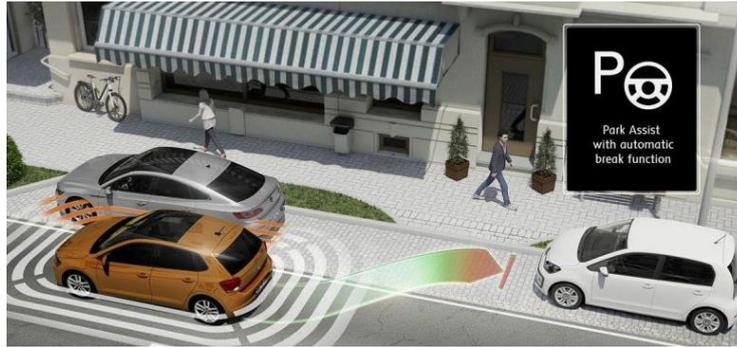


FIG 1. 10 - SISTEMA DI PARCHEGGIO AUTOMATICO CON FRENATA AUTOMATICA

- Sistema anticollisione:  
Funzione di sicurezza per l'assistenza del guidatore in caso di impatto imminente. Qualora fosse rilevato dai sensori un avvicinamento improvviso ad un altro oggetto, senza che il guidatore non freni in maniera opportuna, il sistema attiverà delle misure precauzionali, quali pompare aria negli air bag, tendere la cintura di sicurezza e iniziare a frenare.
- Lane Keeping Assist (LKA):  
Funzione che, grazie ai sensori installati, avverte il guidatore con un segnale acustico o una vibrazione di un'eventuale invasione nella corsia adiacente. In determinate versioni è anche in grado di riportare in traiettoria il veicolo con una correzione dello sterzo.
- Anti-block Bracking System (ABS)  
Sistema di sicurezza che in caso di frenata, qualora fosse rilevato un blocco delle ruote, le sblocca andando a diminuire la forza di frenata, così facendo il guidatore in caso di pericolo può premere il pedale del freno senza il timore che le ruote possano bloccarsi.
- Sistema di visione notturna (NVS):  
Suddivisi in due categorie, sistemi attivi e sistemi passivi. I primi utilizzano dispositivi a infrarossi per rilevare temperature di ciò che si trova sulla carreggiata e inviarle sul display LCD, hanno una portata di 150-200m. I sistemi passivi invece hanno una portata maggiore (300 m) e una migliore efficacia in casi di condizioni atmosferiche avverse, ma soffrono le temperature più elevate.



FIG 1. 11 - IMMAGINE OTTENUTA DA UN NSV

- Sistema di riconoscimento del semaforo (TLRS):  
Funzione che permette all'auto di conoscere in anticipo se il prossimo semaforo avrà luce verde o rossa al sopraggiungere della vettura, quindi di regolare la velocità allo scopo del risparmio di energia.

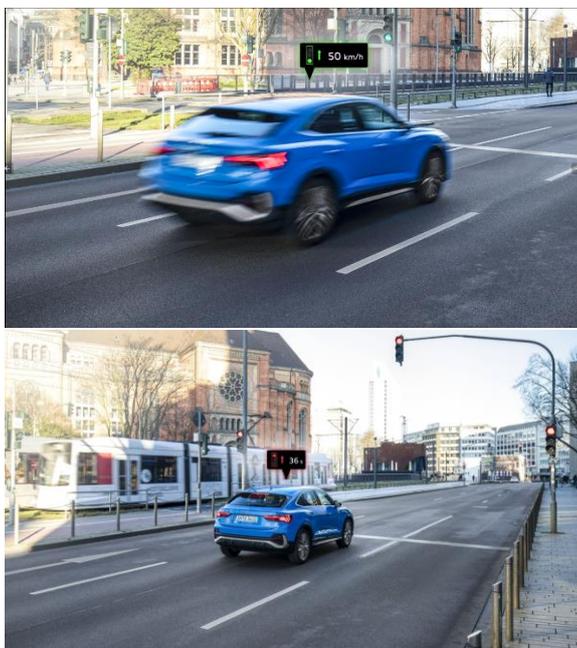


FIG 1. 12 - SISTEMA DI RICONOSCIMENTO DEL SEMAFORO

- Sistema di navigazione e mappa supportati:  
Funzione che permette, tramite il GPS presente nel veicolo, l'assistenza al guidatore per la navigazione stradale, indicandogli interattivamente il percorso stradale da seguire per raggiungere una qualsiasi destinazione preimpostata dall'utente. Allo stato attuale, nel veicolo è presente sia il navigatore integrato sia la possibilità di collegare e utilizzare il sistema di navigazione del proprio Smartphone.



FIG 1. 13 - SISTEMA DI NAVIGAZIONE ANDROID AUTO

## 1.4 PROSPETTIVE FUTURE

Lo shock causato dalla diffusione del COVID-19 e la conseguente crisi economica globale potrebbero portare ad un momentaneo rallentamento degli investimenti e dello sviluppo delle tecnologie per i veicoli autonomi, ma nel lungo periodo i veicoli a guida autonoma potrebbero assumere un ruolo molto importante.

Il cambiamento dei bisogni degli utenti e la crescente attenzione all'impatto ambientale nel settore dei trasporti potrebbe accelerare l'adozione di queste tecnologie a livello globale. Si tratta, quindi, di un settore con ampi margini di sviluppo e differenti tipologie di applicazioni, che avrà impatti importanti in diversi ambiti.

Negli ultimi anni sono stati fatti importanti progressi nel campo dei veicoli a guida autonoma. In primo luogo, si è cercato di migliorare il grado di sicurezza ed efficacia, attraverso test su larga scala. In molti paesi, oggi, esistono leggi ad hoc e regolamenti specifici per consentire l'utilizzo delle tecnologie AV. Si stanno compiendo importanti progressi sulle difficili sfide dell'attuazione, compresa la realizzazione di infrastrutture, la definizione di politiche e protocolli relativi ai dati e la definizione di politiche in materia di licenze e assicurazioni.

Le tecnologie per i veicoli a guida autonoma trovano applicazione sia in campo privato (automobili private, servizi di taxi, trasporto condiviso), sia in ambito pubblico (autobus). Vi sono, inoltre, ulteriori opportunità per espandere l'utilizzo dei veicoli a guida autonoma per il trasporto merci e in ambienti chiusi come aree industriali, portuali e minerarie.

Tuttavia, il vero salto di qualità verrà effettuato quando i veicoli senza conducente entreranno concretamente nella nostra quotidianità.

## 1.4.1 STUDIO KPMG

Lo studio KPMG '2020 Autonomous Vehicles Readiness Index', giunto alla terza edizione, osserva il grado di preparazione all'adozione dei veicoli autonomi di 30 paesi a livello globale attraverso l'analisi di 28 indicatori chiave, tra cui la legislazione in materia, l'innovazione, le infrastrutture ed il grado di preparazione dei consumatori. Per la prima volta sono analizzati anche i dati dell'Italia.

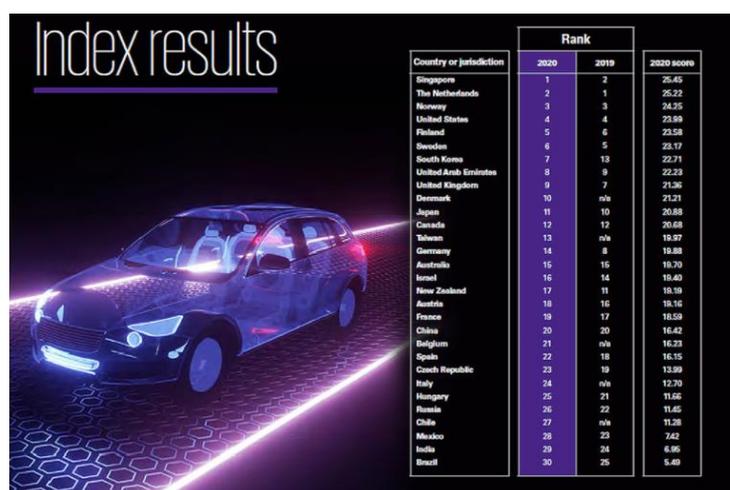


FIG 1. 14 - INDICE GLOBALE KPMG DEL 2020

Nell'edizione 2020 della ricerca 'Autonomous Vehicles Readiness Index' vengono esaminate anche alcune iniziative AV a livello locale, analizzando il grado di sviluppo in cinque città: Pechino, Detroit, Helsinki, Pittsburgh e Seul. Secondo i risultati dello studio, nell'ultimo anno i paesi analizzati hanno complessivamente continuato ad intensificare i test, lo sviluppo e l'adozione dei veicoli a guida autonoma. Dei 25 paesi presenti anche nella ricerca del 2019, ben 17 hanno aumentato il proprio punteggio nell'ultimo anno. Nel 2020 sui primi gradini del podio si classificano Singapore, Paesi Bassi e Norvegia, mentre l'Italia risulta in 24° posizione.

Analizzando i singoli paesi, emerge come le diverse realtà stiano sviluppando in modo differente questo tipo di tecnologie. Per fare qualche esempio, a Singapore (1° classificato) circa un decimo di tutte le strade pubbliche sono state aperte ai test AV; i Paesi Bassi (2°) hanno il maggior numero di stazioni di ricarica per i veicoli elettrici pro capite (gli AV sono quasi esclusivamente elettrici/ibridi); la Norvegia (3°) è leader nell'adozione di veicoli elettrici e ha attivato tre linee di autobus a guida autonoma; gli Stati Uniti (4°) si distinguono per essere la sede di ben 420 aziende del comparto AV; il Giappone (11°) vanta il maggior numero di brevetti AV e la Corea del Sud (7°) ha aumentato in modo considerevole il proprio posizionamento quest'anno, grazie al lancio di una strategia AV nazionale lo scorso ottobre.

In Italia, sono state poste le basi per un possibile sviluppo futuro, attraverso la definizione di un framework normativo di riferimento (il Decreto 'Smart Roads') e l'avvio dei primi test su strada.

## 1.4.2 LO SVILUPPO DELL'AV IN ITALIA

L'Italia si è mossa nella direzione dell'AV attraverso l'approvazione del Decreto 'Smart Roads', che definisce uno standard da applicare alla rete autostradale per agevolare lo sviluppo delle soluzioni AV: autorizza la sperimentazione di veicoli a guida autonoma di qualsiasi livello e istituisce un Osservatorio tecnico di supporto per le Smart Road, che ha il compito di supervisionare e sponsorizzare queste tecnologie sul territorio italiano attraverso un monitoraggio dei test AV sul territorio nazionale e la promozione di best practice provenienti dall'estero.

Sulla via tracciata dal Decreto 'Smart Roads', sono stati realizzati i primi test AV per veicoli a guida autonoma di livello 3 o superiore nelle città di Parma e Torino ad opera dell'azienda VisLab. Inoltre, a Padova, la società italiana Next ha progettato dei minibus elettrici modulari a guida autonoma che sono stati testati a Dubai.

A questa situazione di contesto si aggiungono altri due elementi che potranno dare ulteriore impulso allo sviluppo della guida autonoma in Italia. Il primo è rappresentato dall'introduzione della tecnologia 5G, grazie alla quale sarà possibile sviluppare delle connessioni V2X (vehicle-to-everything), che racchiudono al loro interno le connessioni V2V (vehicle-to-vehicle) e V2I (vehicle-to-infrastructure), che permetteranno una piena integrazione del veicolo a guida autonoma con il contesto circostante.



FIG 1. 15 - ESEMPIO DI COMUNICAZIONE V2I

Il secondo elemento è rappresentato dal piano investimenti lanciato da ANAS, che prevede l'impiego di 140 milioni di euro per dotare 2.500 km di rete autostradale delle più avanzate tecnologie in grado di abilitare la guida autonoma.

I principali temi che necessiteranno di approfondimenti a livello nazionale in ottica di sviluppo delle tecnologie per l'Autonomous Vehicles sono rappresentati dal contesto assicurativo e dalla creazione di ambienti collaborativi in ottica Ricerca & Sviluppo. Sul primo tema sarà necessario costruire un framework di riferimento, che ad oggi risulta totalmente assente e dal quale non si può prescindere per entrare a pieno regime nell'implementazione delle tecnologie AV, relativamente ai rischi e alle responsabilità che possono derivare dall'impiego nel quotidiano della guida autonoma. Il secondo tema riguarda la necessità di favorire il dialogo tra i principali player del settore, i quali, tra di loro e

con il supporto di specializzati poli universitari, potranno sviluppare tecnologie condivise e in grado di comunicare tra loro, fattore indispensabile per consentire alla guida autonoma di avere una ricaduta concreta nel contesto italiano.

# CAPITOLO II – GENERAZIONE DEL PERCORSO DI RIFERIMENTO

In questo capitolo viene descritto il procedimento in cui si è realizzata la traiettoria di riferimento su cui il modello si dovrà basare per effettuare la manovra di sorpasso e rientro in corsia.

## 2.1 CLOTOIDE

La clotoide o spirale di Cornu o spirale di Eulero è una curva la cui curvatura varia linearmente lungo la sua lunghezza. In ambito stradale è utilizzata per raccordare tratti rettilinei con tratti curvi o due tratti curvi tra loro, ciò la rende un'ottima candidata per la realizzazione del percorso di riferimento.

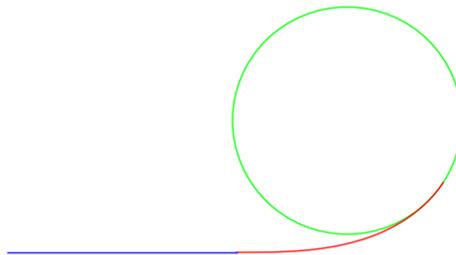


FIG 2. 1 - UTILIZZO DI CLOTOIDE (ROSSO) PER RACCORDO TRA TRATTO RETTILINEO E CURVO

## 2.2 TRAIETTORIA DI RIFERIMENTO

Il percorso è stato strutturato come una sequenza di più segmenti di **clotoide** parametrizzati. La parametrizzazione consiste nel descrivere la variazione di curvatura come funzione lineare della sua lunghezza:

$$\rho_{ref}(s) = \frac{\rho_f s_i - \rho_i s_f}{s_i - s_f} + \frac{\rho_i - \rho_f}{s_i - s_f} s \quad s_i < s < s_f \quad (2.1)$$

Dove  $s$  rappresenta l'ascissa curvilinea, ovvero il parametro che identifica la lunghezza della curva in qualsiasi punto designato. Ogni segmento è contenuto tra due valori di ascissa curvilinea finale  $s_f$  e iniziale  $s_i$  a cui sono rispettivamente associati valori di curvatura  $\rho_f$  e  $\rho_i$ .

Le coordinate nel sistema di riferimento globale  $X_{ref}(s)$  e  $Y_{ref}(s)$  sono funzioni dell'orientamento della traiettoria  $\psi_{ref}(s)$  la quale è funzione della curvatura che è a sua volta funzione dell'ascissa curvilinea.

$$X_{ref}(s) = X_{ref}(s_i) + \int_{s_i}^s \cos(\psi_{ref}(s)) ds \quad (2.2)$$

$$Y_{ref}(s) = Y_{ref}(s_i) + \int_{s_i}^s \sin(\psi_{ref}(s)) ds \quad (2.3)$$

$$\psi_{ref}(s) = \psi_{ref}(s_i) + \int_{s_i}^s \rho_{ref}(s) ds \quad (2.4)$$

Utilizzando il Software Matlab è stato realizzato un vettore contenente le coppie di valori di curvatura e ascissa per ogni "step" di integrazione.

```
segmenti = [0 0; 20 0; 40 -0.0036; 60 0; 80 0.0036; 100 0; 120 0.0036; 140 0; 160 -0.0036; 180 0; 200 0];
```

FIG 2. 2 - ESEMPIO DI VETTORE CONTENENTE LE COPPIE DI VALORI DI CURVATURA E ASCISSA

*Osservazione: Gli stati finali e iniziali di curvatura e ascissa dell'ultimo e primo segmento sono definiti dalla presenza del tratto rettilineo.*

Dopodichè sono state risolte le equazioni 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4 medinte la realizzazione di una funzione (Fig. 2.3 e Fig.2.4) che utilizzasse come estremi di integrazione i valori contenuti nel vettore realizzato precedentemente.

```
for indice = 1 : size(segmenti,1)-1
    si = segmenti(indice,1);
    sf = segmenti(indice+1,1);
    roi = segmenti(indice,2);
    rof = segmenti(indice+1,2);

    [x_vet, y_vet, s_vet, tau_vet, ro_vet] = Clotoide_finale(si, sf, A, taus, roi, rof, xsi, ysi);
    xsi = x_vet(end);
    ysi = y_vet(end);
    taus = tau_vet(end);

    X = [X; x_vet([1:end])];
    Y = [Y; y_vet([1:end])];
    S = [S; s_vet([1:end])];
    RO = [RO; ro_vet([1:end])];
    TAU = [TAU; tau_vet([1:end])];
end
```

FIG 2. 3 – SCRIPT MATLAB DEL CICLO FOR PER LA REALIZZAZIONE DELLA CLOTOIDE

```

function [x_vet, y_vet, s_vet, tau_vet, ro_vet] = Clotoide_finale(si, sf, tausi, roi, rof, xsi, ysi)

s_vet = linspace(si,sf, 100);
x_vet = zeros(1,length(s_vet));
y_vet = zeros(1,length(s_vet));
ro_vet = zeros(1,length(s_vet));
tau_vet = zeros(1,length(s_vet));

a = ((rof*si - roi*sf)/(si-sf));
b = (roi-rof)/(si-sf);

fy = @(x,a,b) (sin(tausi+(b/2)*x.^2+a*x-a*si-(b/2)*si^2));
fx = @(x,a,b) (cos(tausi+(b/2)*x.^2+a*x-a*si-(b/2)*si^2));

for posizione = 2: length(s_vet)
    s_vet(1) = si;
    ro_vet(1) = roi;
    tau_vet(1) = tausi;
    x_vet(1) = xsi;
    y_vet(1) = ysi;

    tau_vet(posizione) = tau_vet(posizione-1) + (b/2)*s_vet(posizione)^2 + a*s_vet(posizione) - (b/2)*s_vet(posizione-1)^2 - a*s_vet(posizione-1);
    ro_vet(posizione) = a + b * s_vet(posizione);
    x_vet(posizione) = x_vet(posizione-1) + integral(@(x) fx(x,a,b), s_vet(posizione-1),s_vet(posizione));
    y_vet(posizione) = y_vet(posizione-1) + integral(@(x) fy(x,a,b), s_vet(posizione-1),s_vet(posizione));

end
end

```

FIG 2. 4 – SCRIPT MATLAB DELLA FUNZIONE PER REALIZZAZIONE CLOTOIDE

I risultati in termini di curvatura, angolo di inclinazione e distanza percorsa nel sistema di riferimento globale sono i seguenti:

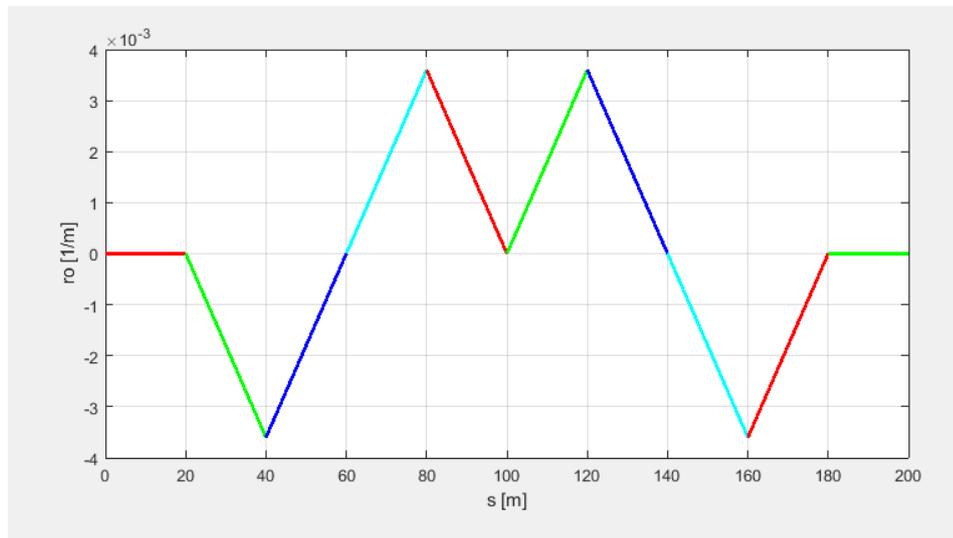


FIG 2. 5 - ANDAMENTO DELLA CURVATURA IN FUNZIONE DELL'ASCISSA CURVILINEA

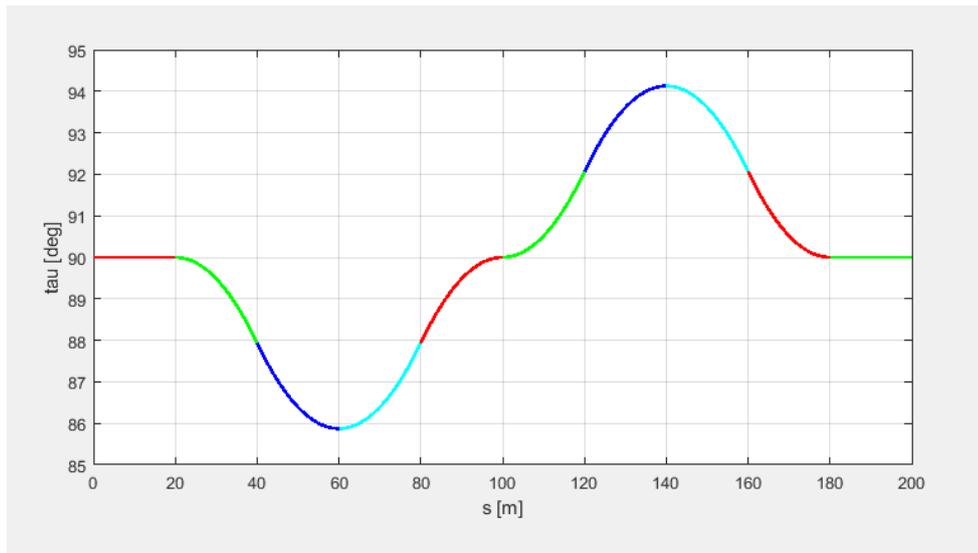


FIG 2. 6 - ANDAMENTO DELL'ORIENTAMENTO DELLA TRAIETTORIA IN FUNZIONE DELL'ASCISSA CURVILINEA

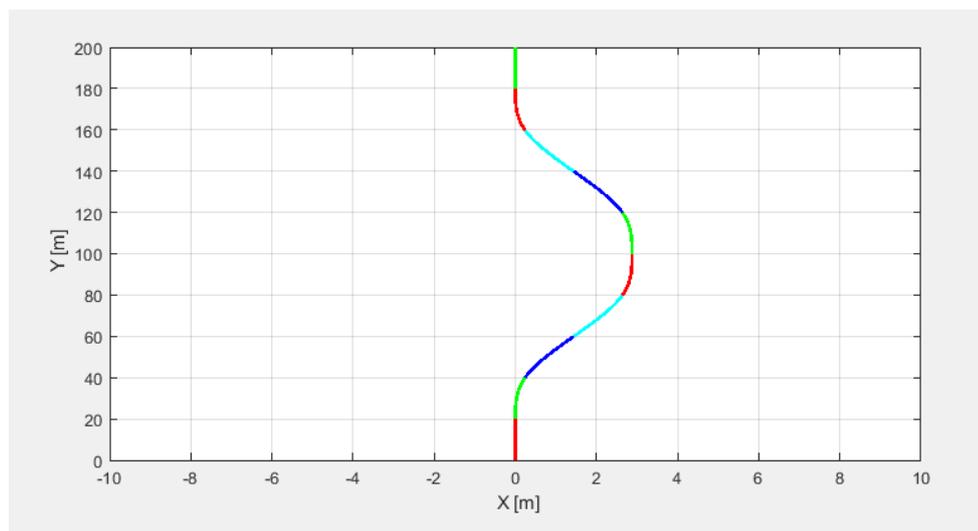


FIG 2. 7 - ANDAMENTO NEL SISTEMA DI RIFERIMENTO GLOBALE

Definita la traiettoria di riferimento si è proseguito andando a realizzare un primo modello per il controllo di equazioni che serviranno a estrapolare determinati valori da utilizzare nel modello finale, dopo una serie di validazioni che verranno affrontate nel capitolo seguente.

# CAPITOLO III – MODELLO A BICICLETTA

## 3.1 REALIZZAZIONE DEL MODELLO

Dovendo utilizzare il Software IPG Carmaker per eseguire simulazioni e ricavare i parametri utili ai modelli che saranno utilizzati, è necessario realizzare un modello detto “**a bicicletta**” su cui si andranno a ricavare le equazioni di controllo di dinamica laterale, per poi rimaneggiarle e ottenerle in forma matriciale, per la precisione nella forma dello **spazio degli stati**, così da poter implementare le matrici nel calcolatore e realizzare un modello Simulink.

### 3.1.1 IPOTESI SEMPLIFICATIVE

Per prima cosa si suppone che il veicolo si muova su strada piana e orizzontale, cioè assimilabile ad un piano geometrico. Essendo interessati al solo comportamento direzionale, si può inoltre assumere di evitare brusche frenature ed accelerazioni, ovvero di avere una velocità di avanzamento  $V$  costante. Queste ipotesi permettono di trascurare i moti di scuotimento e di beccheggio della carrozzeria che, per inciso, è supposta perfettamente rigida.

Per semplicità si suppone che l'asse di sterzo del pneumatico sia ortogonale al terreno e passante per il centro ruota. Così facendo si trascurano le variazioni di camber, convergenza e carreggiata legate alla rotazione delle ruote.

A causa dell'elasticità della tiranteria di sterzo e dei bracci delle sospensioni, nonché dell'effetto di un eventuale sistema di servosterzo, il valore dell'angolo di sterzo delle ruote non è univocamente determinato dalla posizione del volante. Per semplicità si può supporre di avere un sistema di guida perfettamente rigido. In tal modo la posizione angolare delle ruote sterzanti risulta assegnata e non costituisce una variabile.

L'effetto totale di tutte queste ipotesi è un modello con tre soli gradi di libertà, in cui il veicolo è schematizzato come un unico corpo rigido in moto piano.

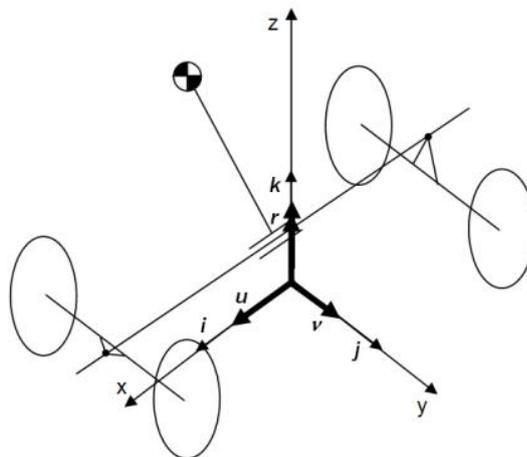


FIG 3. 1 - MODELLO A 3GDL

Si può ora procedere alla formulazione matematica del modello mediante i seguenti tre gruppi di equazioni, fra loro ben distinti: equazioni di congruenza, equazioni di equilibrio e equazioni inerziali.

### 3.1.2 EQUAZIONI DI CONGRUENZA

L'angolo di deriva  $\alpha$  individua la direzione della velocità del centro ruota rispetto al piano di simmetria longitudinale della ruota stessa (assunto positivo se diretto in senso orario). Avendo schematizzato il veicolo come unico corpo rigido, la velocità del baricentro  $V_G$  e la velocità di imbardata  $\psi$  determinano univocamente gli angoli di deriva  $\alpha$  delle quattro ruote.

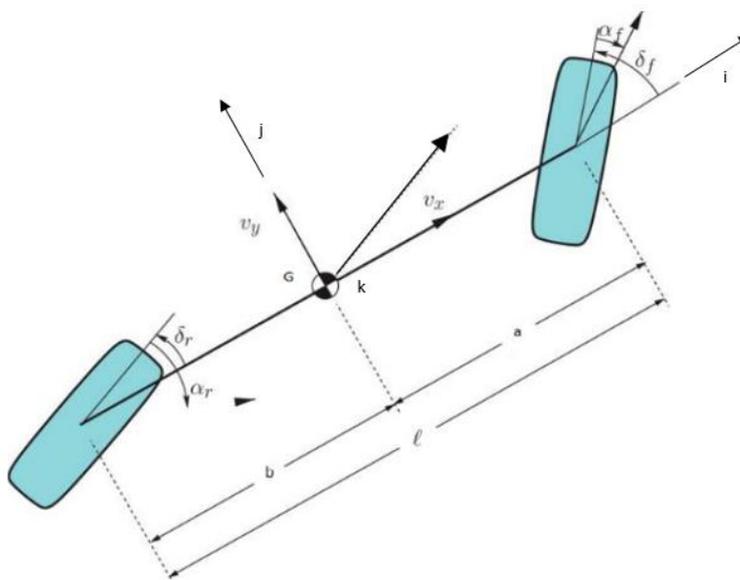


FIG 3. 2 - MODELLO A BICICLETTA CLASSICO DI UN AUTOVEICOLO

Da analisi geometriche è possibile ricollegare la velocità della ruota alla velocità del veicolo. Per calcolare la velocità assoluta del centro VF, a partire dalla velocità del baricentro del veicolo VG e dalla velocità di imbardata  $\dot{\psi}$ , si applica l'equazione fondamentale della cinematica dei corpi rigidi che lega due punti appartenenti allo stesso corpo rigido:

$$V_F = V_G + \dot{\psi}a \quad (3.1)$$

Le componenti della velocità del mozzo rispetto agli assi del sistema di riferimento del veicolo sono:

$$u_f = V_F * i = V_G * i + (\dot{\psi}a) * i \quad (3.2)$$

$$v_f = V_F * j = V_G * j + (\dot{\psi}a) * j \quad (3.3)$$

Trattandosi di una ruota virtuale non si avrà una componente lungo l'asse y quindi:

$$u_f = u$$

E

$$v_f = v + \dot{\psi}a \quad (3.4)$$

Analogamente per la ruota posteriore

$$V_R = V_G - \dot{\psi}b \quad (3.5)$$

Quindi

$$\begin{aligned} u_r &= u \\ v_r &= v - \dot{\psi}b \end{aligned} \quad (3.6)$$

Gli angoli di assetto anteriore e posteriore  $\beta$  tra le direzioni della velocità del centro ruota e la direzione longitudinale del veicolo si calcolano come segue:

$$\beta_f = \arctan\left(\frac{v_f}{u_f}\right) = \left(\frac{v + a\dot{\psi}}{u}\right) \quad (3.7)$$

$$\beta_r = \arctan\left(\frac{v_r}{u_r}\right) = \left(\frac{v - b\dot{\psi}}{u}\right) \quad (3.8)$$

Da cui è possibile ricavare gli angoli di deriva delle ruote:

$$\alpha_f = \delta_f - \beta_f = \delta_f - \arctan\left(\frac{v + a\dot{\psi}}{u}\right) \quad (3.9)$$

$$\alpha_r = \delta_r - \beta_r = \delta_r - \arctan\left(\frac{v - b\dot{\psi}}{u}\right) \quad (3.10)$$

Quindi se gli angoli di assetto sono molto piccoli, e viste le normali condizioni di esercizio in cui vi è una preponderanza della velocità di avanzamento rispetto alla componente laterale, l'arcotangente si semplificherà:

$$\alpha_f = \delta_f - \left(\frac{v + a\dot{\psi}}{u}\right) = \delta_f - \beta - \frac{a}{u}\dot{\psi} \quad (3.11)$$

$$\alpha_r = \delta_r - \left(\frac{v - b\dot{\psi}}{u}\right) = \delta_r - \beta + \frac{b}{u}\dot{\psi} \quad (3.12)$$

### 3.1.3 TERMINI INERZIALI

È necessario ricavare l'accelerazione del veicolo. Partendo dalla velocità assoluta del veicolo in termini di versori del sistema di riferimento del veicolo:

$$V = ui + vj \quad (3.13)$$

Derivando per ottenere le componenti dell'accelerazione lungo i versori del sistema mobile:

$$\begin{aligned} \frac{dV}{dt} &= \dot{u}i + u\frac{di}{dt} + \dot{v}j + \frac{dj}{dt} = \\ &= \dot{u}i + u\dot{\psi}k \wedge i + \dot{v}j + v\dot{\psi}k \wedge j \\ &= (\dot{u} - \psi v)i + (\dot{v} + \psi u)j \end{aligned} \quad (3.14)$$

Quindi l'accelerazione assoluta del veicolo è espressa in termini di componenti lungo gli assi del sistema di riferimento solidale al veicolo:

$$a = a_x i + a_y j = (\dot{u} - \psi v)i + (\dot{v} + \psi u)j \quad (3.15)$$

Essendo che la traiettoria del baricentro del veicolo è sempre tangente alla velocità  $V$ , si può scomporre l'accelerazione nei termini di accelerazione tangenziale  $a_t$  e centripeta  $a_n$ , ovvero:

$$a_G = a_t t + a_n n \quad (3.16)$$

Dove  $t$  e  $n$  sono i versori rispettivamente parallelo e ortogonale alla velocità del baricentro  $V$ :

$$t = \cos \beta i + \sin \beta j \quad (3.17)$$

È possibile ora esplicitare le due componenti, ricordando le ipotesi di piccoli angoli di assetto,  $\beta = \frac{v}{u}$ :

$$a_t = a_G t = a_x \cos \beta + a_y \sin \beta = \frac{\dot{u}v + \dot{v}u}{\sqrt{u^2 + v^2}} \quad (3.18)$$

$$a_n = a_G n = -a_x \sin \beta + a_y \cos \beta = \frac{\psi(u^2 + v^2) - \dot{u}v + \dot{v}u}{\sqrt{u^2 + v^2}} \quad (3.19)$$

È possibile ora ricavare l'espressione generale del raggio di curvatura:

$$R_G = \frac{V^2}{a_n} = \frac{(u^2 + v^2)^{\frac{3}{2}}}{\psi(u^2 + v^2) - \dot{u}v + \dot{v}u} = \frac{V}{\psi - \frac{\dot{u}v + \dot{v}u}{V^2}} \quad (3.20)$$

Il raggio di curvatura avrà segno positivo se il centro di curvatura sarà alla sinistra del veicolo, negativo in caso contrario. Analizzando una situazione in cui il mezzo si muove a velocità costante si ottiene a seguente relazione:

$$R_G = \frac{V}{\psi + \frac{\dot{v}}{V}} \quad (3.21)$$

Nelle ipotesi fatte si avrà  $v = V\beta$  quindi  $\dot{v} = \dot{V}\beta + \beta\dot{V}$

$$R_G = \frac{V}{\psi + \frac{\dot{V}\beta + \beta\dot{V}}{u}} \quad (3.22)$$

Da cui nelle ipotesi di velocità costante si ha:

$$R_G = \frac{V}{\dot{\psi} + \dot{\beta}}$$

(3.23)

A traiettoria assestata si avrà  $\dot{\psi} = 0$  e  $\dot{\beta} = 0$  quindi l'accelerazione del baricentro sarà solo centripeta. Sapendo che l'accelerazione laterale del veicolo è pari a  $\alpha_y$  (con un piccolo cambio di nomenclatura per facilitare le seguenti trattazioni):

$$\alpha_y = \rho V^2$$

(3.24)

Con  $\rho$  curvatura pari a  $\rho = \frac{1}{R_G}$  si ottiene

$$\alpha_y = V(\dot{\psi} + \dot{\beta})$$

(3.25)

### 3.1.4 EQUAZIONI DI EQUILIBRIO

L'ultimo set di equazioni utili alla definizione del modello a bicicletta sono le equazioni di equilibrio laterale e equilibrio alla rotazione.

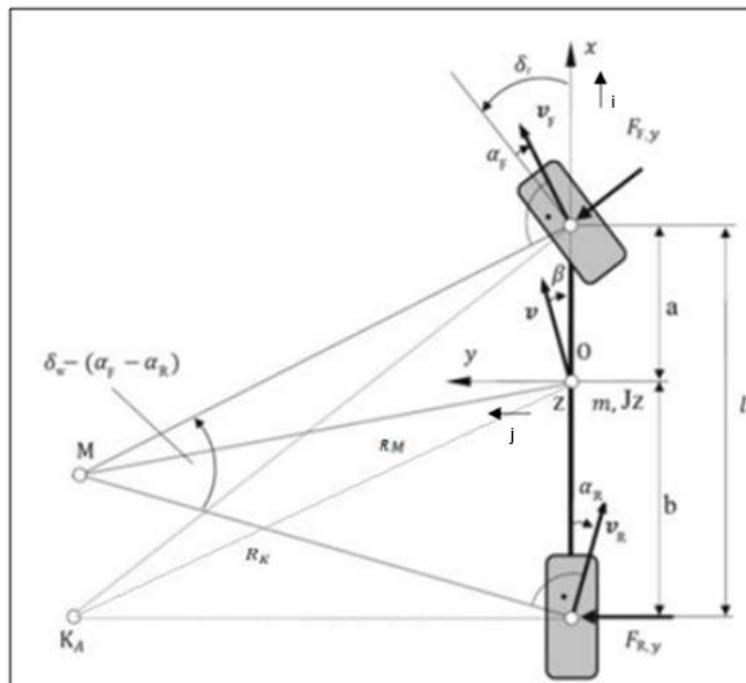


FIG 3.3 - MODELLO A BICICLETTA

Dall'equilibrio alla traslazione laterale si è ottenuta la seguente equazione:

$$ma_y = F_{F,y} + F_{R,y} \quad (3.26)$$

Effettuando invece l'equilibrio alla rotazione:

$$I\ddot{\psi} + F_{R,y}b - F_{F,y}a = 0 \quad (3.27)$$

Dove entrambe le forze sono definite come un termine di guadagno moltiplicato per l'angolo di deriva rispettivo all'assale:

$$F_{F,y} = C_{\alpha,F} * \alpha_F \quad (3.28)$$

$$F_{R,y} = C_{\alpha,R} * \alpha_R \quad (3.29)$$

Il guadagno  $C_{\alpha}$  deriva dall'ipotesi di modello di pneumatico linearizzato, il modello più semplice fra forza laterale e angolo di deriva.  $C_{\alpha}$  prende il nome di rigidità di deriva (cornering stiffness).

### 3.1.5 DEFINIZIONE DEL MODELLO NELLO SPAZIO DEGLI STATI

Andando a sostituire nell'equazione 3.26 le equazioni 3.11, 3.12, 3.25, 3.28, 3.29 e considerando la ruota posteriore non sterzante, si avrà il termine dell'equazione 3.12  $\delta_r = 0$ :

$$m(V\dot{\psi} + V\dot{\beta}) = C_{\alpha,F}\alpha_F + C_{\alpha,R}\alpha_R \quad (3.30)$$

$$\begin{aligned} m(V\dot{\psi} + V\dot{\beta}) &= C_{\alpha,F}(\delta - \beta - a\frac{\dot{\psi}}{V}) + C_{\alpha,R}(b\frac{\dot{\psi}}{V} - \beta) \\ mV\dot{\psi} + mV\dot{\beta} &= C_{\alpha,F}\delta - C_{\alpha,F}\beta - C_{\alpha,F}a\frac{\dot{\psi}}{V} + C_{\alpha,R}b\frac{\dot{\psi}}{V} - C_{\alpha,R}\beta \\ mV\dot{\beta} &= \beta(-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}) + \dot{\psi}\left(C_{\alpha,R}\frac{b}{V} - mV - C_{\alpha,F}\frac{a}{V}\right) + C_{\alpha,F}\delta \\ \dot{\beta} &= \beta\left(\frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV}\right) + \dot{\psi}\left(\frac{C_{\alpha,R}b}{mV^2} - 1 - \frac{C_{\alpha,F}a}{mV^2}\right) + \delta\left(\frac{C_{\alpha,F}}{mV}\right) \end{aligned} \quad (3.31)$$

Mentre per l'equazione di equilibrio alla rotazione 3.27, sostituendo le 3.11, 3.12, 3.28 e 3.29:

$$\begin{aligned}
 I\ddot{\psi} + F_{R,y}b - F_{F,y}a &= 0 \\
 I\ddot{\psi} &= F_{F,y}a - F_{R,y}b \\
 I\ddot{\psi} &= C_{\alpha,F}\alpha_F a - C_{\alpha,R}\alpha_R b \\
 I\ddot{\psi} &= C_{\alpha,F}\left(\delta - \beta - a\frac{\dot{\psi}}{V}\right)a - C_{\alpha,R}\left(b\frac{\dot{\psi}}{V} - \beta\right)b \\
 I\ddot{\psi} &= C_{\alpha,F}\delta a - C_{\alpha,F}\beta a - C_{\alpha,F}\frac{\dot{\psi}}{V}a^2 - C_{\alpha,R}\frac{\dot{\psi}}{V}b^2 + C_{\alpha,R}\beta b \\
 I\ddot{\psi} &= \beta(C_{\alpha,R}b - C_{\alpha,F}a) - \dot{\psi}\left(C_{\alpha,F}\frac{a^2}{V} + C_{\alpha,R}\frac{b^2}{V}\right) + \delta(C_{\alpha,F}a) \\
 \ddot{\psi} &= \beta\left(C_{\alpha,R}\frac{b}{I} - C_{\alpha,F}\frac{a}{I}\right) - \dot{\psi}\left(\frac{C_{\alpha,F}a^2}{I} + \frac{C_{\alpha,R}b^2}{I}\right) + \delta\left(C_{\alpha,F}\frac{a}{I}\right)
 \end{aligned}
 \tag{3.32}$$

Sono così ottenute le formulazioni della derivata dell'angolo di assetto e dell'accelerazione di imbardata in funzione dell'angolo di assetto, velocità di imbardata e angolo di sterzo.

Al fine di poter procedere con lo sviluppo del modello è necessario realizzare un sistema matriciale denominato **spazio degli stati**, la cui composizione dipende da due equazioni:

$$\dot{x} = Ax + Bu(t) \tag{3.33}$$

$$y = Cx + Du(t) \tag{3.34}$$

La prima è chiamata **equazione di stato** mentre la seconda è l'**equazione d'uscita**.

Impostando come variabili di stato l'angolo di assetto e la velocità d'imbardata (vettore  $x$ ) e come termine di input l'angolo di sterzo (vettore  $u(t)$ ) sono state ricavate le matrici A e B:

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV} & \frac{C_{\alpha,R}b - C_{\alpha,F}a - mV^2}{mV^2} \\ C_{\alpha,R}\frac{b}{I} - C_{\alpha,F}\frac{a}{I} & -\frac{C_{\alpha,F}a^2}{I} - \frac{C_{\alpha,R}b^2}{I} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} \frac{C_{\alpha,F}}{mV} & 0 \\ C_{\alpha,F}\frac{a}{I} & 0 \end{bmatrix}$$

$$x = \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad u(t) = \begin{bmatrix} \delta \\ 0 \end{bmatrix}$$

Assemblando il tutto si ottiene l'equivalente dell'equazione di stato in termini matriciali:

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV} & \frac{C_{\alpha,R}b - C_{\alpha,F}a - mV^2}{mV^2} \\ C_{\alpha,R} \frac{b}{I} - C_{\alpha,F} \frac{a}{I} & -\frac{C_{\alpha,F}a^2}{I} \frac{1}{V} - \frac{C_{\alpha,R}b^2}{I} \frac{1}{V} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{\alpha,F}}{mV} & 0 \\ C_{\alpha,F} \frac{a}{I} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

La funzione di uscita dipende sia dalle variabili di stato sia dagli output desiderati, in questo caso il vettore  $y$  evidenzia le scelte utili alla realizzazione del modello.

$$y = \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \\ \rho \\ \alpha_f \\ \alpha_r \\ a_y \end{bmatrix}$$

Ovvero come output sono stati richiesti: l'angolo di assetto, velocità di imbardata, curvatura, angoli di deriva e accelerazione laterale. Sono state ricavate quindi le equazioni necessarie a soddisfare la richiesta di output.

Ricordando l'equazione 3.24

$$a_y = \rho V^2$$

Sostituendo nella 3.26 si ottiene

$$m\rho V^2 = F_{F,y} + F_{R,y} \quad (3.36)$$

Svolgendo le sostituzioni delle 3.11, 3.12, 3.28 e 3.29 si ricava

$$\rho = \beta \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV^2} \right) + \psi \left( \frac{C_{\alpha,R}b - C_{\alpha,F}a}{mV^3} \right) + \delta \left( \frac{C_{\alpha,F}}{mV^2} \right) \quad (3.37)$$

Ricordando la relazione 3.24 che lega l'accelerazione laterale con la curvatura si ottiene:

$$a_y = \beta \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{m} \right) + \dot{\psi} \left( \frac{C_{\alpha,R}b - C_{\alpha,F}a}{mV} \right) + \delta \left( \frac{C_{\alpha,F}}{m} \right)$$

(3.38)

Per quanto riguarda i termini degli angoli di deriva si utilizzano le 3.11 e 3.12 sempre ricordando l'ipotesi di ruota posteriore non sterzante.

$$\alpha_R = b \frac{\dot{\psi}}{V} - \beta$$

$$\alpha_F = \delta - \beta - a \frac{\dot{\psi}}{V}$$

L'equazione di uscita in termini matriciali avrà la seguente forma:

$$\begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \\ \rho \\ \alpha_f \\ \alpha_r \\ a_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV^2} \right) & \left( \frac{C_{\alpha,R}b - C_{\alpha,F}a}{mV^3} \right) \\ -1 & -\frac{a}{V} \\ -1 & \frac{b}{V} \\ \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{m} \right) & \left( \frac{C_{\alpha,R}b - C_{\alpha,F}a}{mV} \right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{C_{\alpha,F}}{mV^2} & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{C_{\alpha,F}}{m} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \\ 0 \end{bmatrix}$$

(3.39)

Dove

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV^2} \right) & \left( \frac{C_{\alpha,R}b - C_{\alpha,F}a}{mV^3} \right) \\ -1 & -\frac{a}{V} \\ -1 & \frac{b}{V} \\ \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{m} \right) & \left( \frac{C_{\alpha,R}b - C_{\alpha,F}a}{mV} \right) \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{C_{\alpha,F}}{mV^2} & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{C_{\alpha,F}}{m} & 0 \end{bmatrix}$$

Ottenute le formulazioni delle equazioni di stato e di uscita in forma State-Space, si procede con la loro validazione utilizzando un software specializzato in test di guida virtuale. Verrà realizzata una manovra nell'ambiente di lavoro del software i cui valori di output delle caratteristiche del veicolo verranno confrontati con gli output del modello a bicicletta su cui verrà implementata la stessa manovra.

## 3.2 IPG CARMAKER

Prima di procedere alla validazione del modello a bicicletta e al calcolo e validazione della cornering stiffness, è presentato il software utilizzato per eseguire le simulazioni iniziali da cui poi verranno raffrontati i dati ottenuti in output inizialmente dal modello a bicicletta e nel capitolo seguente dal modello a 4GDL, basato sugli errori, ideato.

Il software in questione è **IPG CarMaker**, una piattaforma specializzata in test di guida virtuale ideata appositamente per testare autoveicoli e veicoli commerciali leggeri.



FIG 3. 4 - IPG CARMAKER

In conformità con l'approccio dell'ingegneria e dei sistemi automobilistici è possibile modellare accuratamente scenari di test del mondo reale, incluso l'intero ambiente circostante, nel mondo virtuale grazie a modelli in tempo reale per veicoli, strade, conducenti e traffico. CarMaker è una piattaforma di integrazione e test aperta e può essere applicata durante l'intero processo di sviluppo, dal modello al software, all'hardware, al veicolo nel circuito.

L'ambiente di lavoro è suddiviso principalmente in quattro finestre, ognuna di esse con uno scopo ben preciso.

Nella finestra **principale** sarà possibile definire tutti i parametri utili alla simulazione, partendo dalla scelta di un veicolo fino alla definizione della manovra che dovrà seguire, passando per la caratterizzazione dei pneumatici, del carico aggiuntivo al veicolo, dell'ambiente circostante, del driver e del traffico.

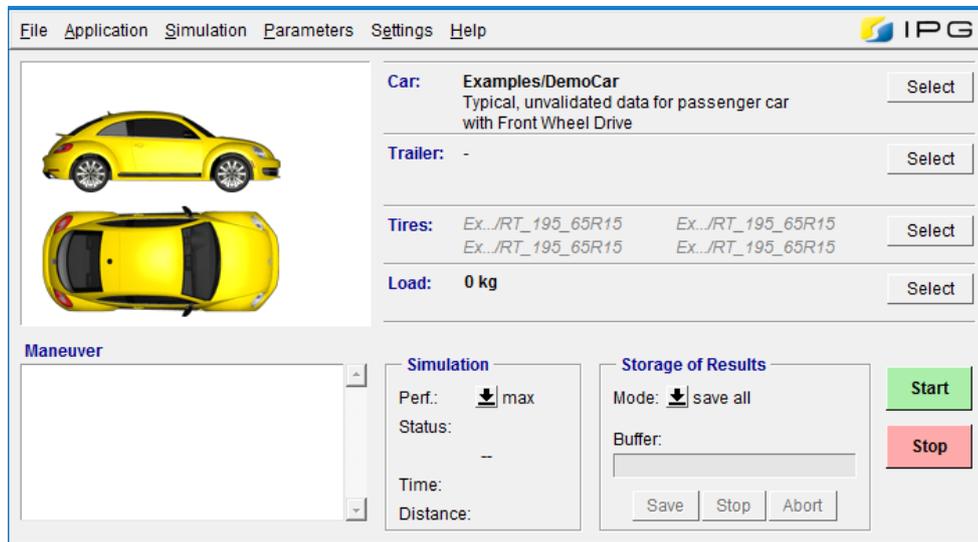


FIG 3. 5 - SCHERMATA DI LAVORO PRINCIPALE

In Fig. 3.5 è mostrato un veicolo già presente nella libreria del sistema, chiamato DemoCar; come tutti gli altri veicoli forniti dal software sarà personalizzabile in termini di Powertrain, mostrato in Fig. 3.6, di sospensioni, sterzo, freni, pneumatici e sarà possibile dotarlo di vari tipi di sensori utili al raccoglimento di dati provenienti dall'esterno del veicolo Fig. 3.7.

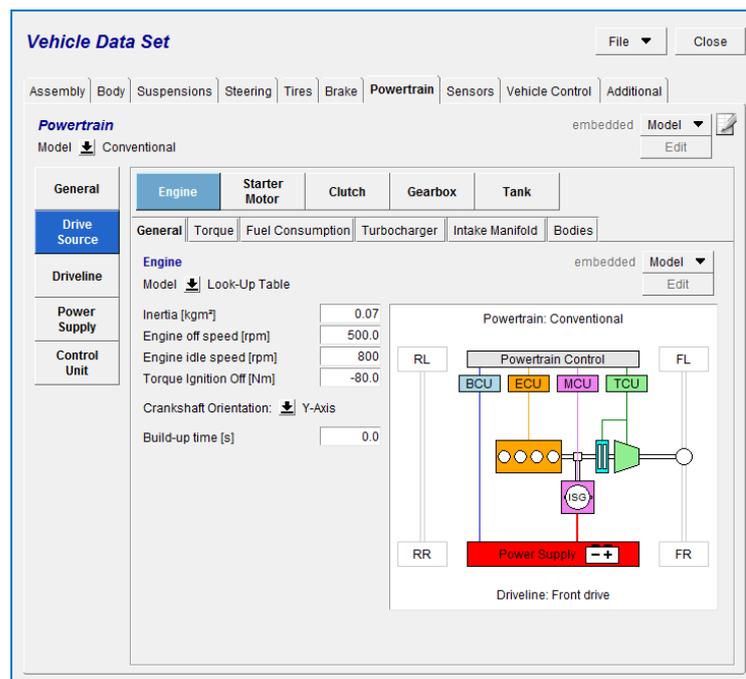


FIG 3. 6 - PERSONALIZZAZIONE CARATTERISTICHE DEL POWERTRAIN

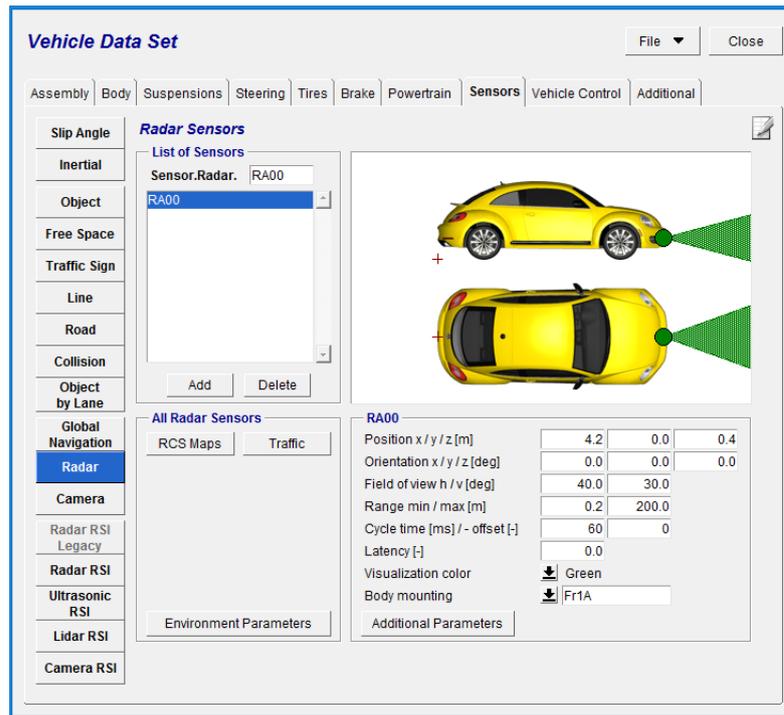


FIG 3. 7 - ESEMPIO DI SENSORE INSTALLATO SULLA PARTE FRONTALE DEL VEICOLO (RADAR)

Una volta definita la vettura con tutte le caratteristiche desiderate è necessario definire lo scenario su cui verrà eseguita la simulazione, che attraverso l'apposita finestra sarà completamente personalizzabile, con la possibilità di utilizzare scenari già preimpostati utilizzati per i test più classici.

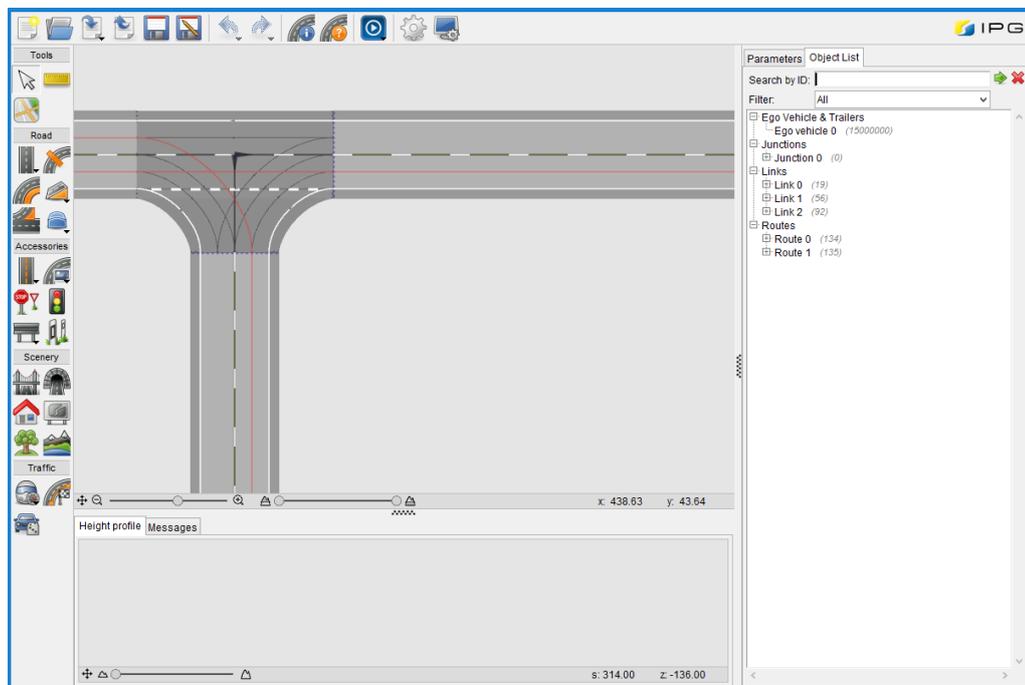


FIG 3. 8 - ESEMPIO DI SCENARIO CON INCROCIO A T

Il software permette anche la personalizzazione delle caratteristiche ambientali, del comportamento del driver, se più aggressivo o meno e della presenza di traffico, ma al fine della validazione del modello a bicicletta affrontato nei sotto capitoli seguenti i parametri saranno lasciati tutti di default.

La **seconda** delle quattro schermate principale consiste nel quadro strumenti, raffigurante l'andamento in tempo reale della velocità, angolo di sterzo, marcia inserita e apporto di carburante al motore.

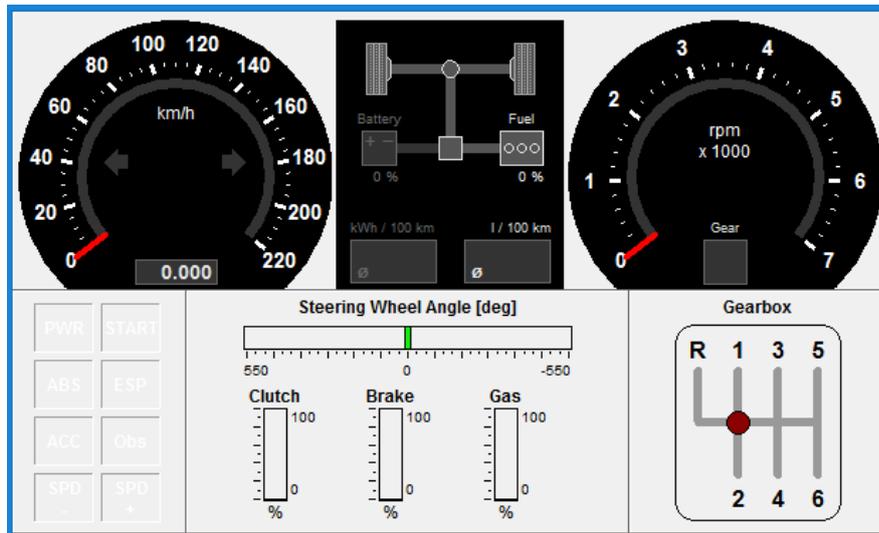


FIG 3.9 - SECONDA SCHERMATA PRINCIPALE, QUADRO STRUMENTI

La **terza** schermata (Fig. 3.10) permette di osservare l'andamento del veicolo nello scenario realizzato con la possibilità di personalizzazione inserendo indicatori di velocità, angolo di sterzo e sensoristica.



FIG 3.10 - TERZA SCHERMATA PRINCIPALE, MOVIE

Quantity Name	Unit
APO	(3)
Brake	(130)
Car	(965, 2 selected)
DeltaT	s
DeltaTPeak	s
DM	(48)
Driver	(55)
Env	(15)
Implicit	
Log	(3)
PT	(147)
PwrD	(90)
PwrL	(9)
PwrS	(9)
PylonDetect	(2)
SC	(8)
Sensor	(28)
Steer	(25, 1 selected)
TCPU	(15)
Time	s
Time	(2)
UserOut_00	
UserOut_01	
UserOut_02	
UserOut_03	
UserOut_04	
UserOut_05	
UserOut_06	
UserOut_07	
UserOut_08	
UserOut_09	
VC	(30)
Vhcl	(143)
DataVector.FetchState	

Infine nella **quarta** (Fig. 3.12) ed ultima schermata è possibile osservare gli andamenti di tutte le caratteristiche del veicolo durante la manovra, partendo dall'evoluzione della velocità sia longitudinale che laterale del veicolo, passando per la coppia fornita ai pneumatici e alla rigidità delle sospensioni fino ad arrivare alle caratteristiche di sterzo, aerodinamiche e alle forze applicate al veicolo.

Con l'aggiunta di uno o più sensori sul mezzo sarà possibile avere ulteriori dati da rappresentare e confrontare. Ad esempio con l'aggiunta di un RoadSensor (utilizzato nel capitolo seguente) sarà possibile ottenere dati relativi alla traiettoria di riferimento su cui il veicolo dovrà basarsi durante la manovra.

FIG 3. 11 - ELENCO DELLE CARATTERISTICHE RAPPRESENTABILI SUL IPG

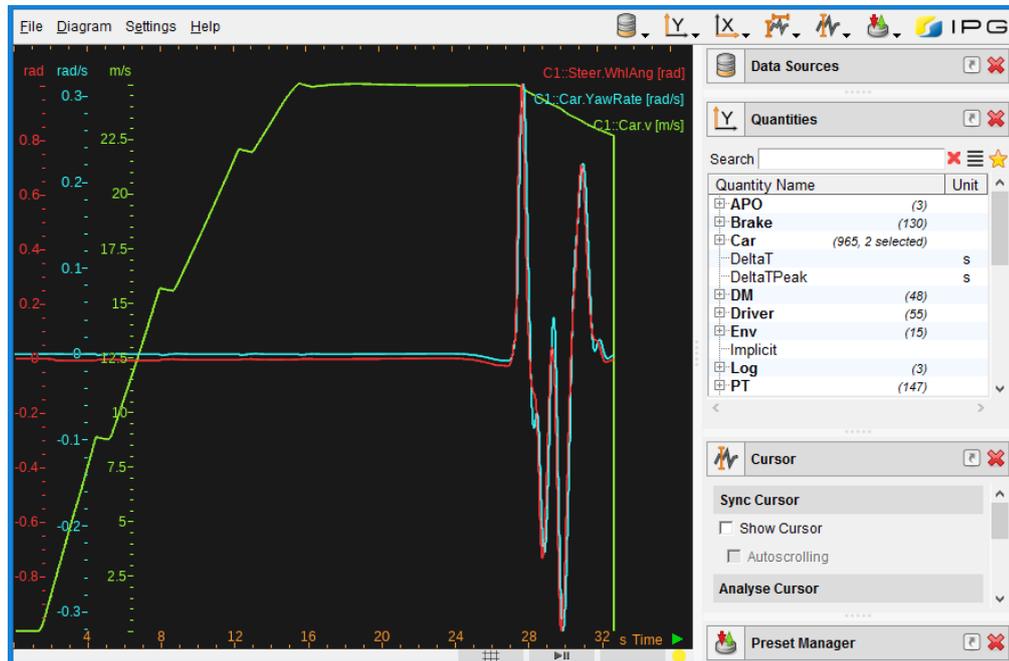


FIG 3. 12 – QUARTA SCHERMATA PRINCIPALE, FINESTRA DEI DIAGRAMMI

In questo esempio è stata eseguita una manovra di lane change, è possibile osservare la variazione della velocità di imbardata (yaw rate) nel momento in cui si ha una variazione dell'angolo di sterzo (Steer WhlAng).

### 3.3 VALIDAZIONE DEL MODELLO

Al fine di poter validare il modello è necessario confrontarne gli andamenti in output con quelli ricevuti dal Software IPG CarMaker impostando in entrambi i casi la stessa manovra.

È stato scelto come veicolo dalla libreria di IPG la Renault Megane di quarta generazione:



FIG 3. 13 - RENAULT MEGANE IV

Da cui sono stati ricavati alcuni dei dati necessari da assegnare alle matrici A, B, C e D, ovvero massa, inerzia, dimensioni assale e passo.

Vehicle overall mass [kg]	:	1250.00		
Vehicle overall center of gravity x / y / z [m]	:	2.399	0.000	0.549
Vehicle overall inertia tensor [kgm <sup>2</sup> ]	:	510.678	0.000	-5.577
		0.000	1647.003	0.000
		-5.577	0.000	1848.746
Estimate gyration radius ( $I = M \cdot R^2$ ) [m]	:	0.639	1.148	1.216
Axle load front / rear [kg]	:	762.458	487.542	
Wheel base [m]	:	2.669		
Distance CoG to front axle / rear axle [m]	:	1.041	-1.628	
Engine mount overall mass [kg]	:	0.00		
Engine mount overall center of gravity x / y / z [m]	:	0.000	0.000	0.000
Engine mount overall inertia tensor [kgm <sup>2</sup> ]	:	0.000	0.000	0.000
		0.000	0.000	0.000
		0.000	0.000	0.000

FIG 3. 14 - CARATTERISTICHE RENAULT MEGANE

Gli unici dati mancanti sono le **cornering stiffness** anteriore e posteriore e la velocità di percorrenza del mezzo che sarà impostata costante e dipenderà dalla manovra eseguita dal mezzo.

### 3.3.1 DETERMINAZIONE DELLA CORNERING STIFFNESS

Per determinare i valori di cornering stiffness anteriori e posteriori ( $C_{\alpha,F}$  e  $C_{\alpha,R}$ ), il software fornisce i dati per determinarle per ogni ruota, quindi si avranno 4 risultati diversi. Ciò è in contrasto con le equazioni ricavate dal modello a bicicletta (2 ruote), quindi è necessario traslare i valori dai quattro estremi degli assali anteriore e posteriore ad una posizione centrale (punto virtuale), rappresentare in un grafico l'andamento della forza laterale  $F_y$  in funzione dell'angolo di deriva  $\alpha$  e determinare il coefficiente angolare della curva, il quale coincide con la cornering stiffness del monoruota considerato.

**Assale posteriore:**

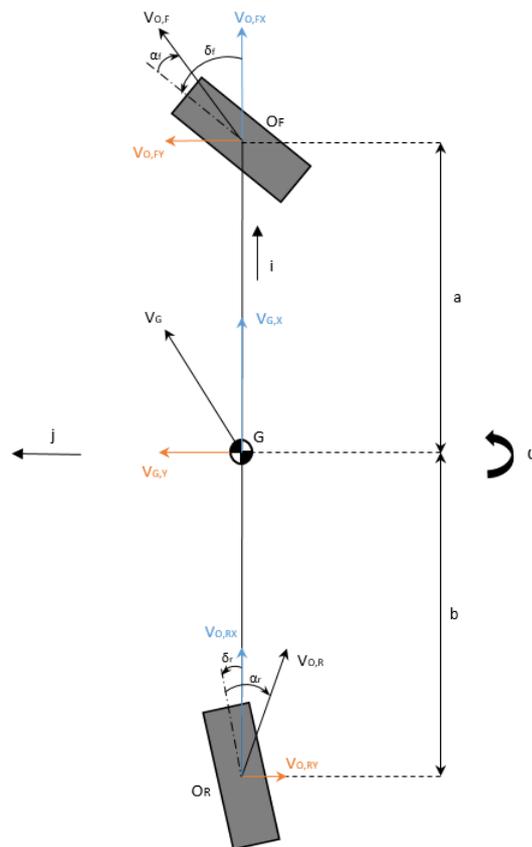


FIG 3. 15 - DIAGRAMMI DI VELOCITÀ

Considerando l'assale come un corpo rigido, è possibile applicare la legge della cinematica del corpo rigido:

$$\vec{V}_{OR} = \vec{V}_G + \vec{V}_{OG} \quad (3.40)$$

Ovvero la velocità nel punto OR è data dalla somma della velocità nel punto G con la velocità del punto G attorno al punto OR, ovvero:

$$\vec{V}_{OG} = \omega * (\overline{ORG}) \quad (3.41)$$

Con  $\omega$  velocità d'imbardata del veicolo e  $\overline{ORG}$  distanza tra assale anteriore e baricentro G, coincidente con il parametro  $a$  ricavato da IPG.

Essendo la velocità d'imbardata, ottenuta da IPG, positiva in senso antiorario la velocità nel punto OR assume la seguente formulazione:

$$\vec{V}_{OR} = \vec{V}_G - \omega(\overline{ORG}) \quad (3.42)$$

Si scompone in termini longitudinale e laterale la 3.46 al fine di poter effettuare il calcolo non essendo né  $\vec{V}_{OR}$  né  $\vec{V}_G$  diretti secondo un asse del sistema di riferimento:

$$\begin{cases} \vec{V}_{ORY} = \vec{V}_{GY} - \omega(\overline{ORG}) \\ \vec{V}_{ORX} = \vec{V}_{GX} \end{cases} \quad (3.43)$$

Per determinare l'angolo di deriva nel punto OR si utilizza la formula dell'arcotangente, ricordando che avendo ricavato le velocità dal baricentro, l'inclinazione della velocità ottenuta sarà dipendente dall'angolo di sterzo  $\delta_r$ , nel caso in esame avendo il veicolo con ruote sterzanti solo all'anteriore, sarà pari a zero.

$$\alpha_{Rear} = \delta_r - \arctg \left( \frac{V_{ORY}}{V_{ORX}} \right) \quad (3.44)$$

Ottenuto il valore di  $\alpha_{Rear}$  si prosegue ricavando la forza totale laterale agente sul monoruota nel punto O.

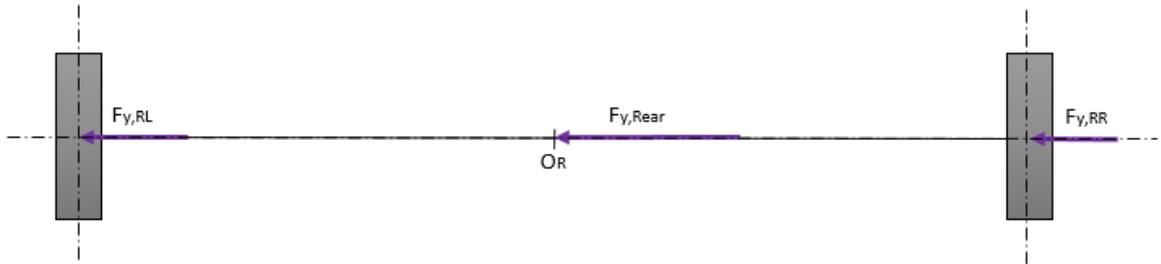


FIG 3. 16 - ANDAMENTO FORZE LATERALI ASSALE POSTERIORE

Non essendo presente un angolo di sterzo nell'assale posteriore il calcolo della forza è una semplice somma dei due valori nei punti A e B:

$$F_{yRear} = F_{yRL,r} + F_{yRR,r} \quad (3.45)$$

A livello MATLAB i calcoli sono eseguiti nel seguente modo:

```
%ASSALE POSTERIORE
VxRear = a.Car_vx.data;
VyRear = a.Car_vy.data - (a.Vhcl_YawRate.data * bn);
FyRear= (a.Car_FyRR.data + a.Car_FyRL.data);
deltamediol = (a.Car_SteerAngleRR.data + a.Car_SteerAngleRL.data)/2;
alfaRear = atan(VyRear ./ VxRear);

%componenti delle velocità
VxRL = a.Car_vxRL.data;
VyRL = a.Car_vyRL.data;
VxRR = a.Car_vxRR.data;
VyRR = a.Car_vyRR.data;
```

FIG 3. 17 - SCRIPT MATLAB ASSALE POSTERIORE

Infine si è ricavato l'andamento della Cornering Stiffness come derivata della forza laterale rispetto all'angolo di deriva.

$$C_{\alpha} = \frac{dF_y}{d\alpha} \quad (3.46)$$

**Assale anteriore:**

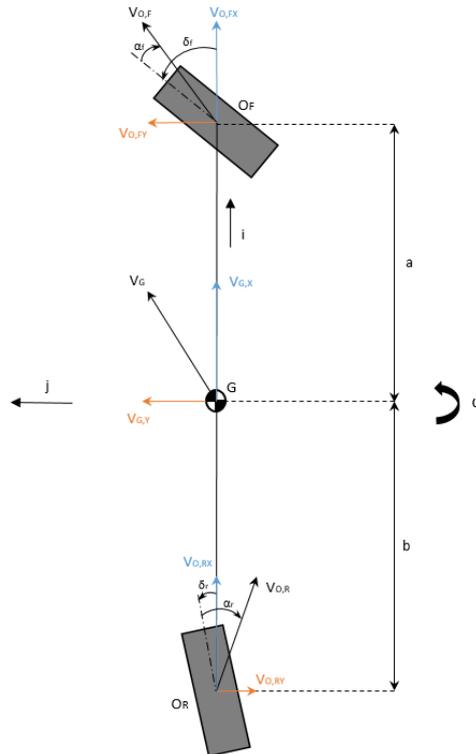


FIG 3. 18 - DIAGRAMMI DI VELOCITÀ

La determinazione dell'angolo di deriva presenta l'utilizzo delle medesime equazioni utilizzate precedentemente, ma il calcolo per determinare le componenti longitudinali e laterali differisce a causa della posizione del punto  $O_F$ . In questo caso il termine relativo alla velocità:

$$\vec{V}_{0G} = \omega * (\overline{O_F G}) \quad (3.47)$$

Risulta positivo essendo la componente laterale di  $\vec{V}_{0F}$  concorde con  $\omega$ . Quindi:

$$\vec{V}_{0R} = \vec{V}_G + \omega(\overline{O_R G}) \quad (3.48)$$

Per cui scomponendo si ottiene il set di equazioni:

$$\begin{cases} \vec{V}_{0FY} = \vec{V}_{GY} + \omega(\overline{O_F G}) \\ \vec{V}_{0FX} = \vec{V}_{GX} \end{cases} \quad (3.49)$$

Infine si è ricavato l'angolo di deriva nel medesimo modo che per l'assale posteriore:

$$\alpha_{Front} = \delta_{front} - \arctg \left( \frac{V_{ORY}}{V_{ORX}} \right)$$

(3.50)

Per quanto riguarda le forze laterali agenti sulla ruota:

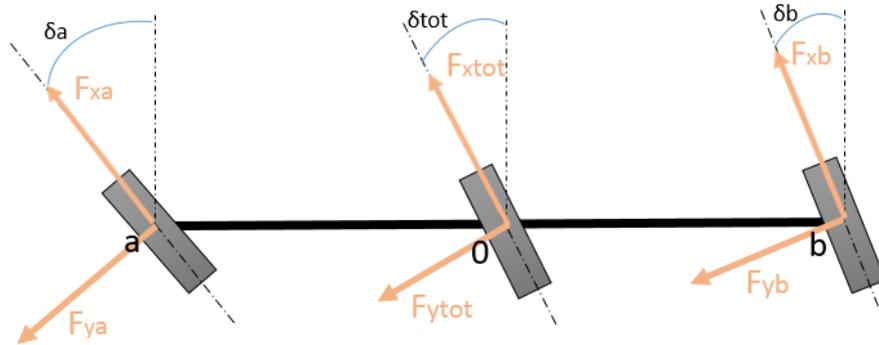


FIG 3. 19 - ANDAMENTI FORZE ASSALE ANTERIORE

Sono state scomposte le varie forze  $F_{ya}$ ,  $F_{xa}$ ,  $F_{yb}$ ,  $F_{xb}$  nelle componenti parallele e perpendicolari all'assale anteriore:

$$F_{ya,x} = F_{ya} \cos(\delta_a) \tag{3.51}$$

$$F_{ya,y} = F_{ya} \sin(\delta_a) \tag{3.52}$$

$$F_{xa,x} = F_{xa} \cos(\delta_a) \tag{3.53}$$

$$F_{xa,y} = F_{xa} \sin(\delta_a) \tag{3.54}$$

$$F_{yb,x} = F_{yb} \cos(\delta_b) \tag{3.55}$$

$$F_{yb,y} = F_{yb} \sin(\delta_b) \tag{3.56}$$

$$F_{xb,x} = F_{xb} \cos(\delta_b) \tag{3.57}$$

$$F_{xb,y} = F_{xb} \sin(\delta_b) \quad (3.58)$$

Così da poter effettuare la somma vettoriale:

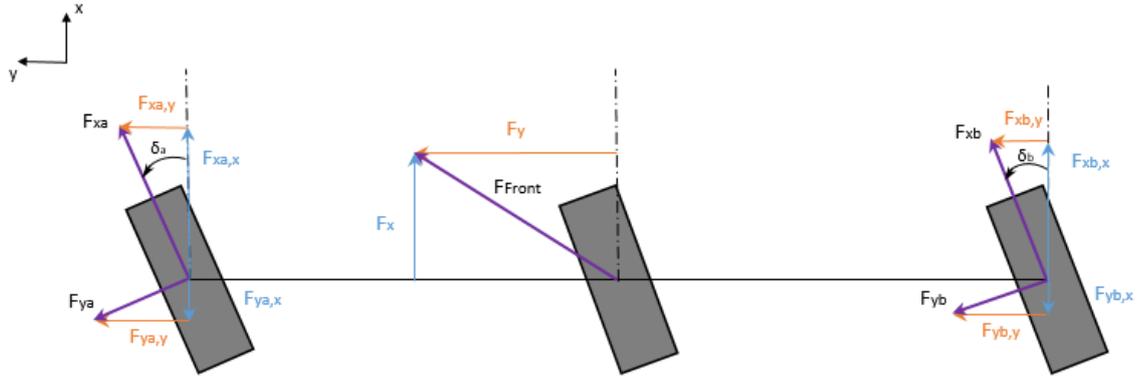


FIG 3. 20 - SCOMPOSIZIONE FORZE

$$F_y = F_{ya} \cos(\delta_a) + F_{yb} \cos(\delta_b) + F_{xa} \sin(\delta_a) + F_{xb} \sin(\delta_b) \quad (3.59)$$

$$F_x = -F_{ya} \sin(\delta_a) - F_{yb} \sin(\delta_b) + F_{xa} \cos(\delta_a) + F_{xb} \cos(\delta_b) \quad (3.60)$$

Un volta ottenute le due componenti si sono ricavati modulo e direzione della forza complessiva agente sul blocco ruota nel punto 0:

$$F_{Front} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (3.61)$$

$$\vartheta = \arctg\left(\frac{F_x}{F_y}\right) \quad (3.62)$$

Utilizzando la 3.63 come angolo di sterzo si ottiene la forza laterale  $F_{yFront}$  del monoruota:

$$\delta_{front} = \frac{\delta_a + \delta_b}{2} \quad (3.63)$$

$$F_{yFront} = F_{Front} \cos(\delta_{front} + \vartheta)$$

(3. 64)

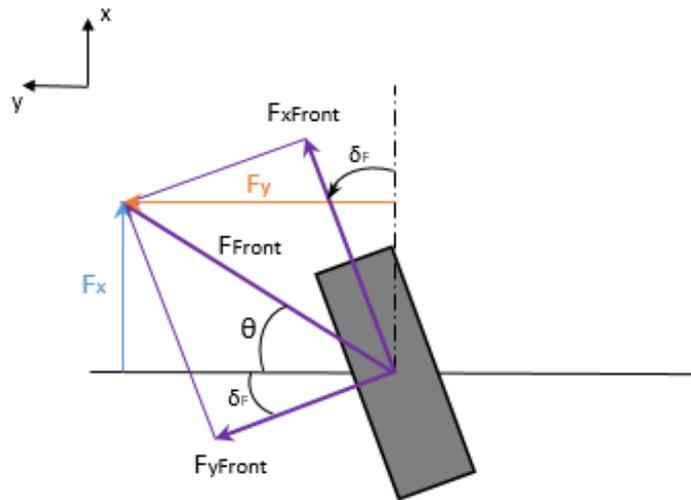


FIG 3. 21- SCOMPOSIZIONE FORZA TOTALE

A livello MATLAB i calcoli sono eseguiti nel seguente modo:

```

%ASSALE ANTERIORE
VxFront = a.Car_vx.data;
VyFront = a.Car_vy.data + (a.Vhcl_YawRate.data * an);
deltamedio = (a.Car_SteerAngleFR.data + a.Car_SteerAngleFL.data)/2;
alfaFront = -deltamedio + atan(VyFront ./ VxFront);
Fy = (a.Car_FyFR.data .* cos(a.Car_SteerAngleFR.data)) + (a.Car_FyFL.data .* cos(a.Car_SteerAngleFL.data)) +
      (a.Car_FxFR.data .* sin(a.Car_SteerAngleFR.data)) + (a.Car_FxFL.data .* sin(a.Car_SteerAngleFL.data));
Fx = -(a.Car_FyFR.data .* sin(a.Car_SteerAngleFR.data)) - (a.Car_FyFL.data .* sin(a.Car_SteerAngleFL.data)) +
      (a.Car_FxFR.data .* cos(a.Car_SteerAngleFR.data)) + (a.Car_FxFL.data .* cos(a.Car_SteerAngleFL.data));
Ftot = sqrt((Fx.^2)+(Fy.^2));
teta = atan(Fx ./ Fy);
FyFront = Ftot .* cos(teta + deltamedio);

%componenti delle velocità
VxFL = a.Car_vxFL.data;
VyFL = a.Car_vyFL.data;
VxFR = a.Car_vxFR.data;
VyFR = a.Car_vyFR.data;

```

FIG 3. 22 - SCRIPT MATLAB ASSALE ANTERIORE

Mediante la 3.50 si è ricavato l'andamento della Cornering Stiffness dell'assale anteriore.

$$C_{\alpha} = \frac{dF_y}{d\alpha}$$

### 3.3.2 MANOVRA DI RAMP STEER

La manovra eseguita è chiamata **ramp steer** e consiste nel raggiungimento della velocità di 50 km/h da parte del veicolo che, dopo un periodo di 5 secondi di steady state condition, effettuerà un incremento di angolo di sterzo da un valore di 0 gradi fino a raggiungere i 110 gradi in un intervallo di tempo di 11 secondi. Velocità del veicolo mantenuta costante a 50 km/h.

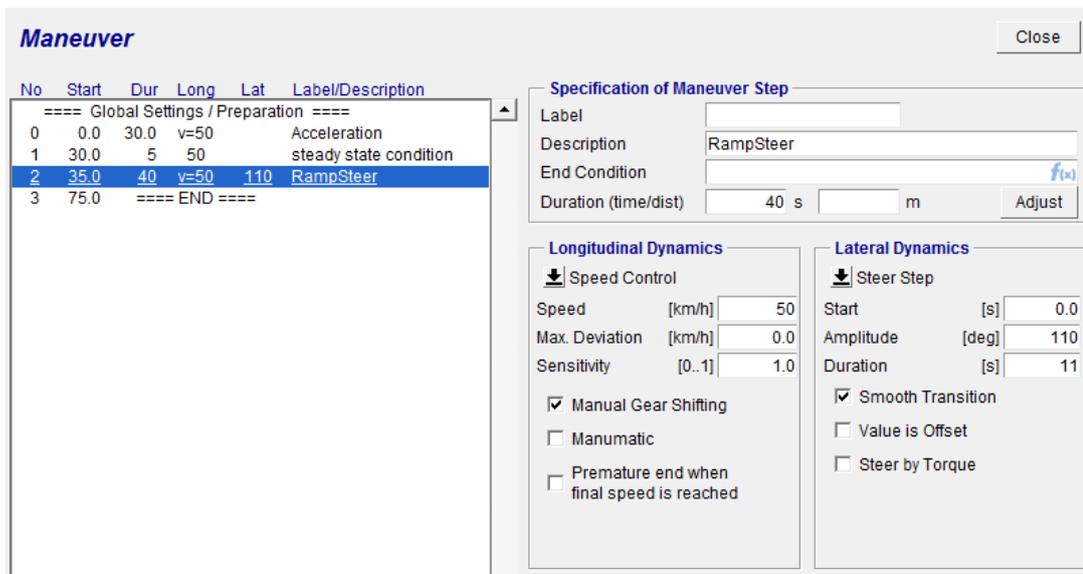


FIG 3. 23 - MANOVRA DI RAMP STEER

Sono stati importati i dati come vettori nel solutore MATLAB così da poterli processare in modo più preciso grazie al comando **CMREAD**, che, una volta indicato il percorso tra le sottocartelle all'interno del PC, li salva in un file struct all'interno del workspace del calcolatore.

```
a = cmread('C:\CM_Projects\TestRampSteer\SimOutput\AndreaPC\20210921\RampSteerTestrun_102755.erg');
```

FIG 3. 24 - SCRIPT MATLAB IMPORTAZIONE DATI DA IPG

Ogni elemento importato sarà caratterizzato da un nome univoco, dalla sua unità di misura e ovviamente dal suo set di dati.

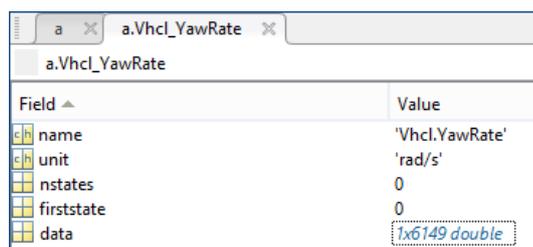


FIG 3. 25 - SET DI DATI RELATIVI ALLA YAWRATE DEL VEICOLO

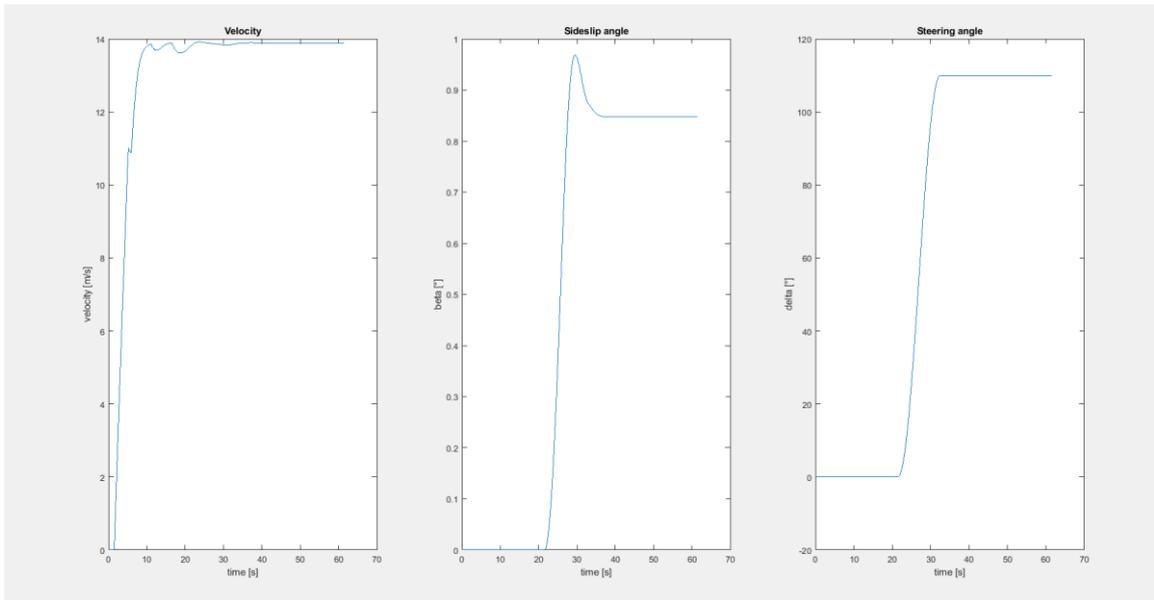


FIG 3. 26 - ANDAMENTO DI VELOCITÀ, ANGOLO DI ASSETTO E ANGOLO DI STERZO OTTENUTI DA CARMAKER

Dopo aver importato i dati, è stato possibile eseguire i calcoli sopra riportati fino all’ottenimento degli andamenti di forza laterale, velocità e angolo di deriva desiderati; dopodichè si è effettuata un’interpolazione lineare mediante il comando **INTERP1** tra ogni elemento costitutivo del vettore così da fornire un valore più significativo per ogni segmento compreso tra i due elementi adiacenti.

```

%REALIZZO VETTORE DI DATI INTERPOLATI
intermedi = 1.5:length(FyFront);
FyFront_interp = interp1(FyFront,intermedi);
alfaFront_interp = interp1(alfaFront,intermedi);
FyRear_interp = interp1(FyRear,intermedi);
alfaRear_interp = interp1(alfaRear,intermedi);
    %vettori interpolati posteriori
    alfaRR = interp1(a.Car_SlipAngleRR.data,intermedi);
    FyRR = interp1(a.Car_FyRR.data,intermedi);
    alfaRL = interp1(a.Car_SlipAngleRL.data,intermedi);
    FyRL = interp1(a.Car_FyRL.data,intermedi);
    %vettori interpolati anteriori
    alfaFR = interp1(a.Car_SlipAngleFR.data,intermedi);
    FyFR = interp1(a.Car_FyFR.data,intermedi);
    alfaFL = interp1(a.Car_SlipAngleFL.data,intermedi);
    FyFL = interp1(a.Car_FyFL.data,intermedi);

```

FIG 3. 27 - SCRIPT MATLAB INTERPOLAZIONE DATI

Infine mediante l’utilizzo del comando **DIFF** si è ricavato l’andamento della cornering stiffness.

```

%RICAVO CORNERING STIFFNESS
C_alfa_Front = diff(FyFront_interp)./diff(alfaFront_interp);
C_alfa_Rear = diff(FyRear_interp)./diff(alfaRear_interp);
%cornering assale posteriore
C_RL = diff(FyRL)./diff(alfaRL);
C_RR = diff(FyRR)./diff(alfaRR);
%cornering assale anteriore
C_FL = diff(FyFL)./diff(alfaFL);
C_FR = diff(FyFR)./diff(alfaFR);

```

FIG 3. 28 - SCRIPT MATLAB DETERMINAZIONE CORNERING STIFFNESS

Qui di seguito si riportano gli andamenti nel tempo delle velocità, degli angoli di deriva e delle forze dei due pneumatici e del monoruota durante la manovra:

**Assale posteriore:**

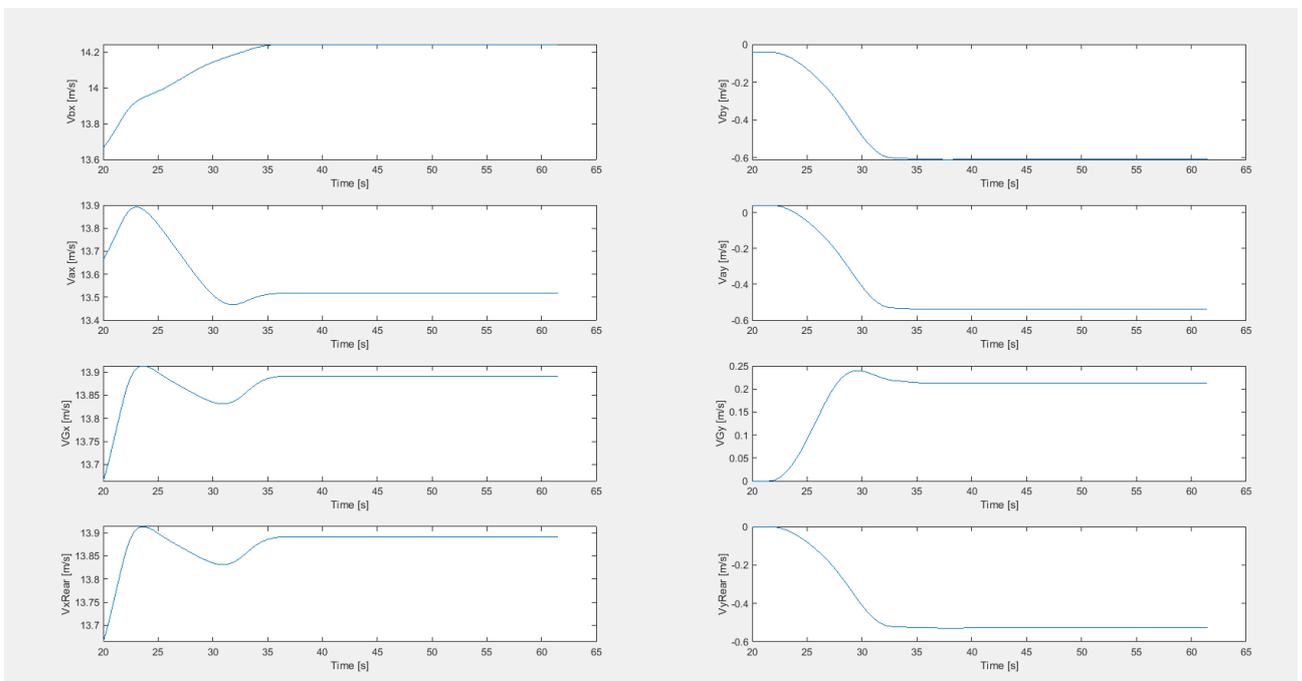


FIG 3. 29 - ANDAMENTI DELLE VELOCITÀ ASSALE POSTERIORE

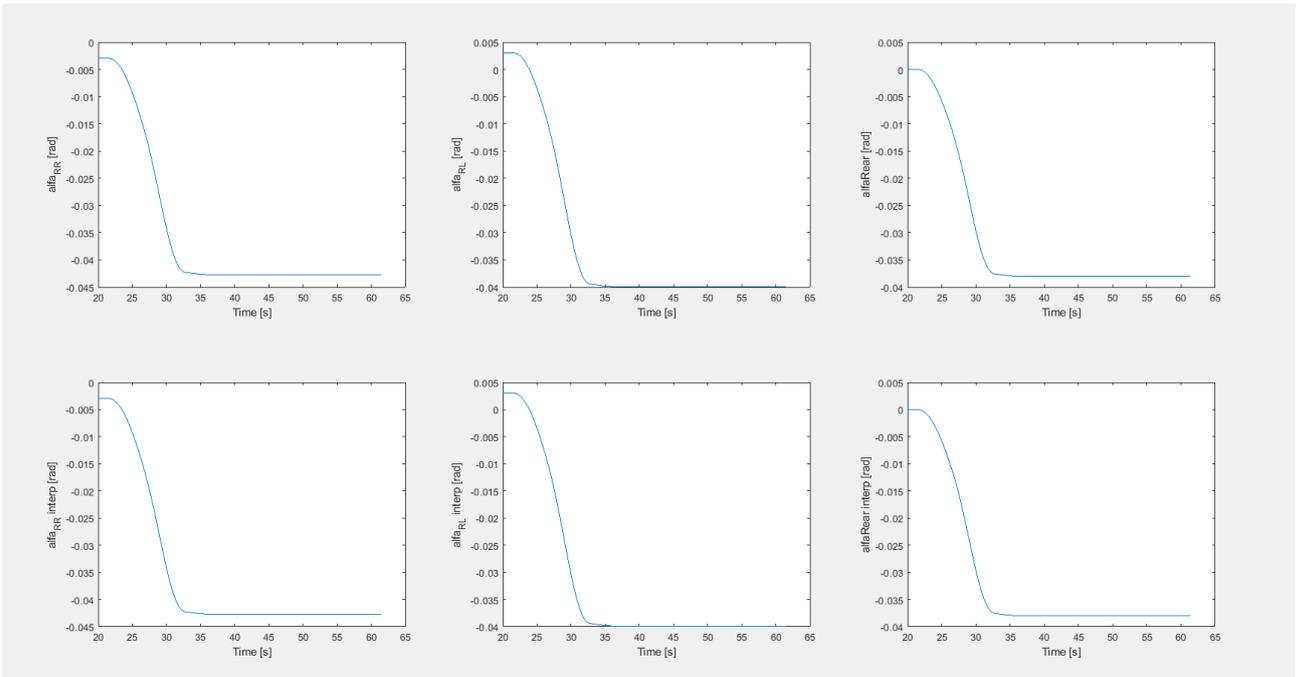


FIG 3. 30 - ANDAMENTI ANGOLI DI DERIVA ASSALE POSTERIORE

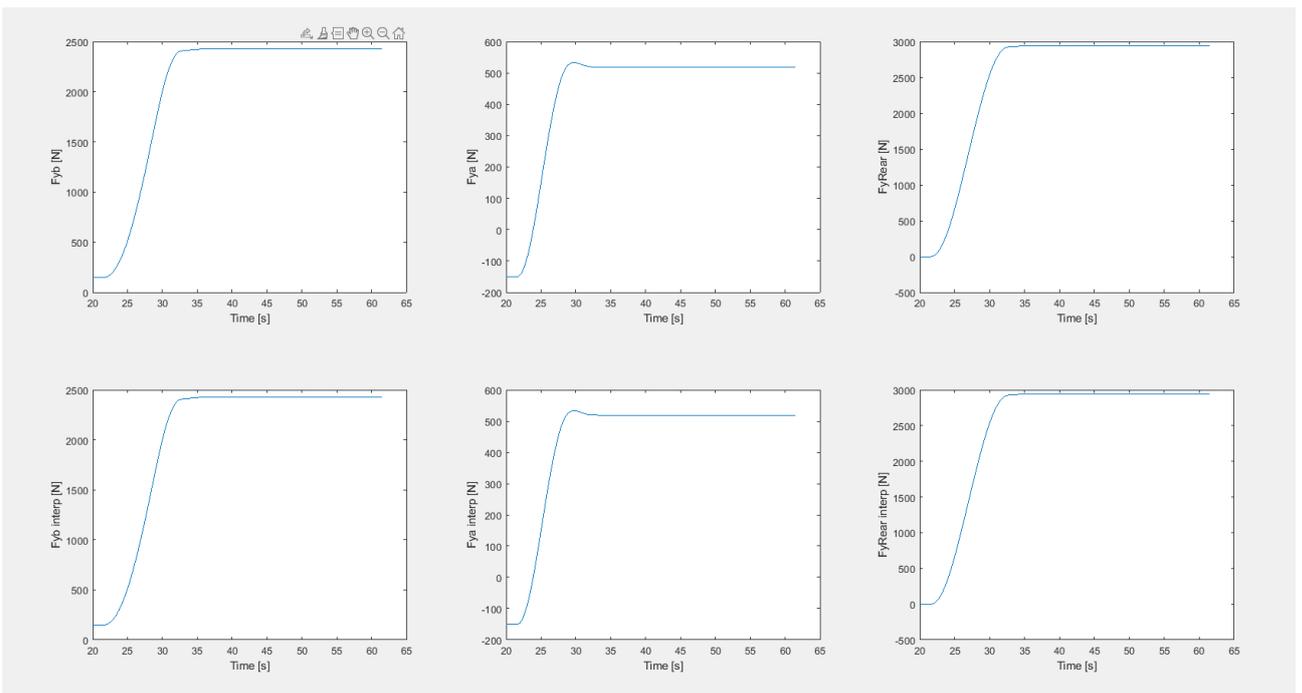
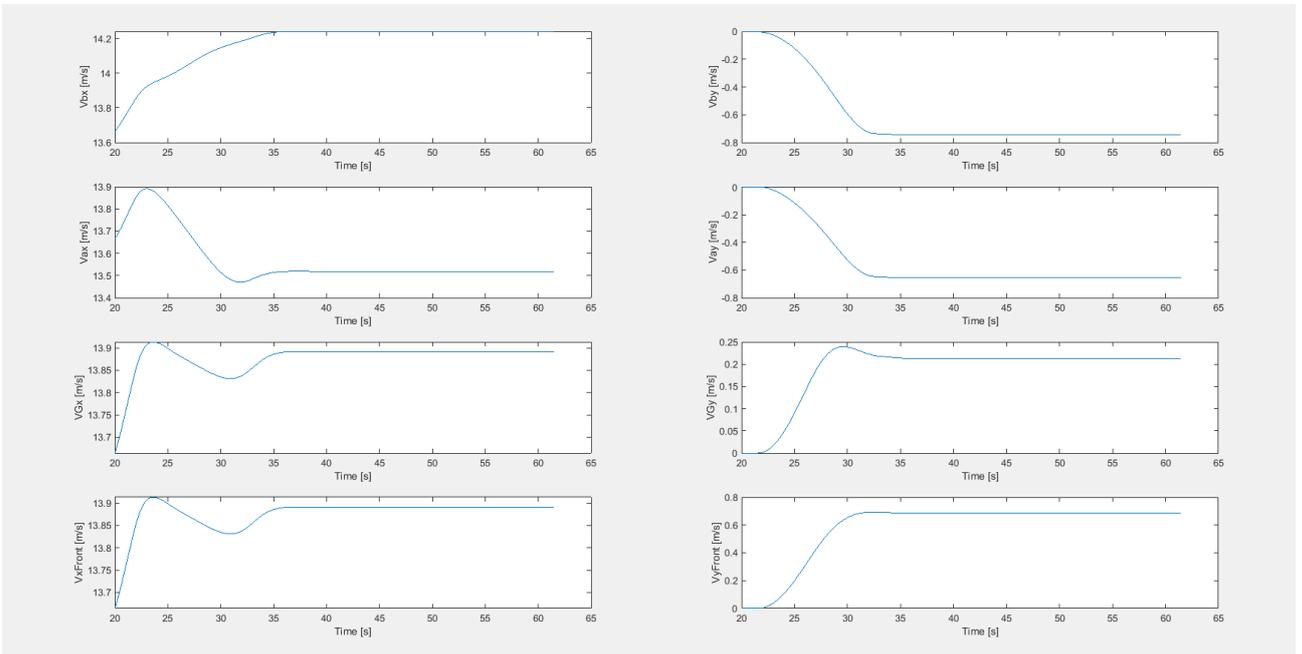


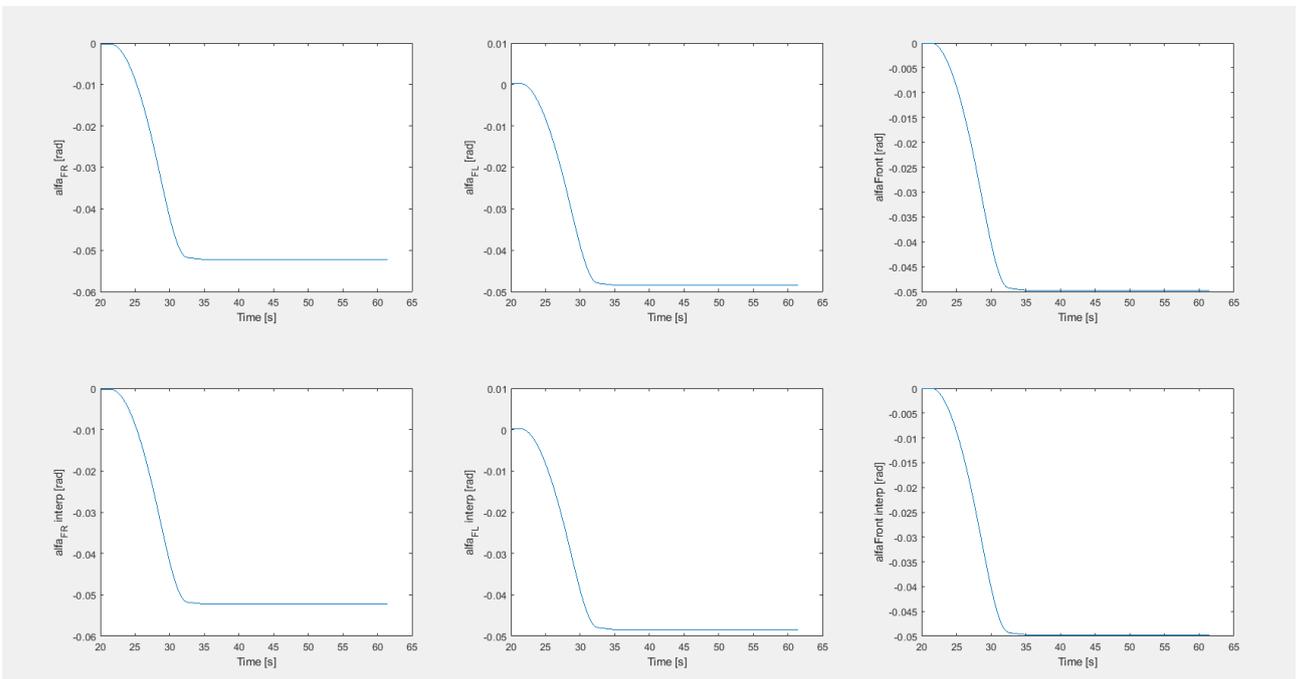
FIG 3. 31 - ANDAMENTI FORZE LATERALI ASSALE POSTERIORE

Si può notare che l'interpolazione è stata eseguita correttamente visto l'identico sviluppo con le curve di valori non interpolati.

**Assale anteriore:**



**FIG 3.32 - ANDAMENTO VELOCITÀ ASSALE ANTERIORE**



**FIG 3.33 - ANDAMENTI ANGOLI DI DERIVA ASSALE ANTERIORE**

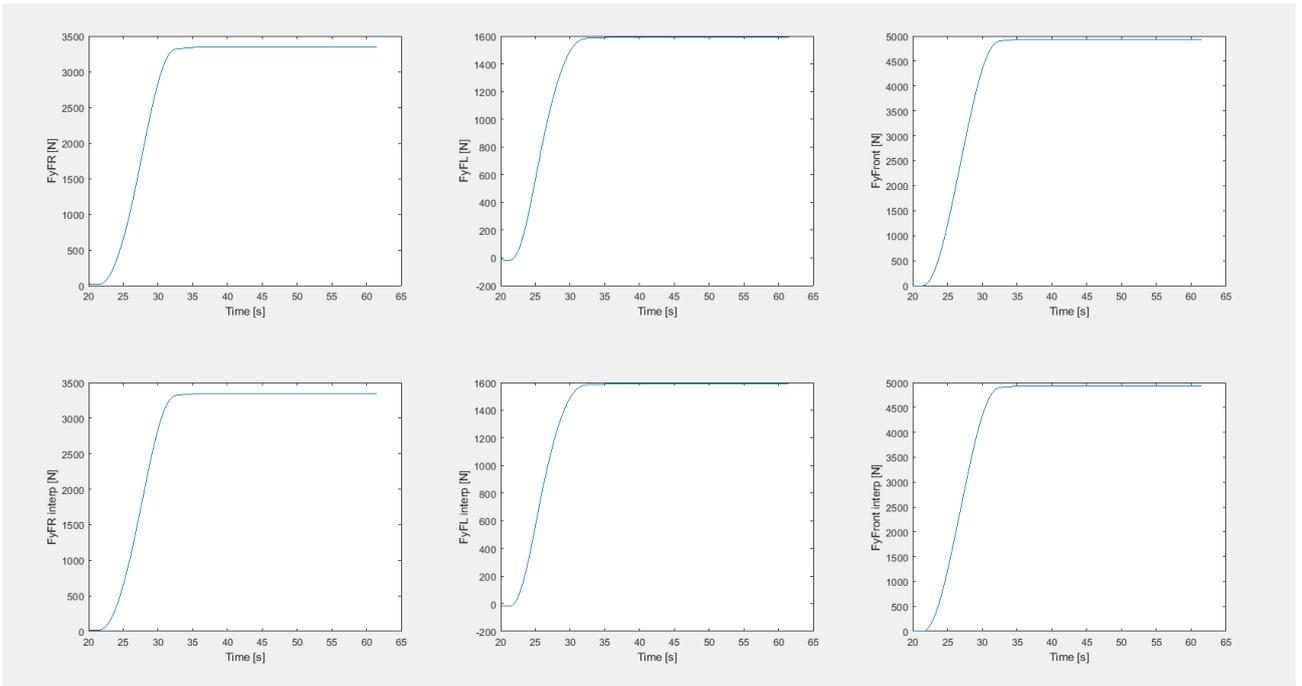


FIG 3. 34 - ANDAMENTI FORZE LATERALI ASSALE ANTERIORE

Anche in questo caso l'interpolazione è stata eseguita correttamente come si evince dagli andamenti sopra riportati.

A seguito sono riportati gli andamenti di cornering stiffness per i due assali:

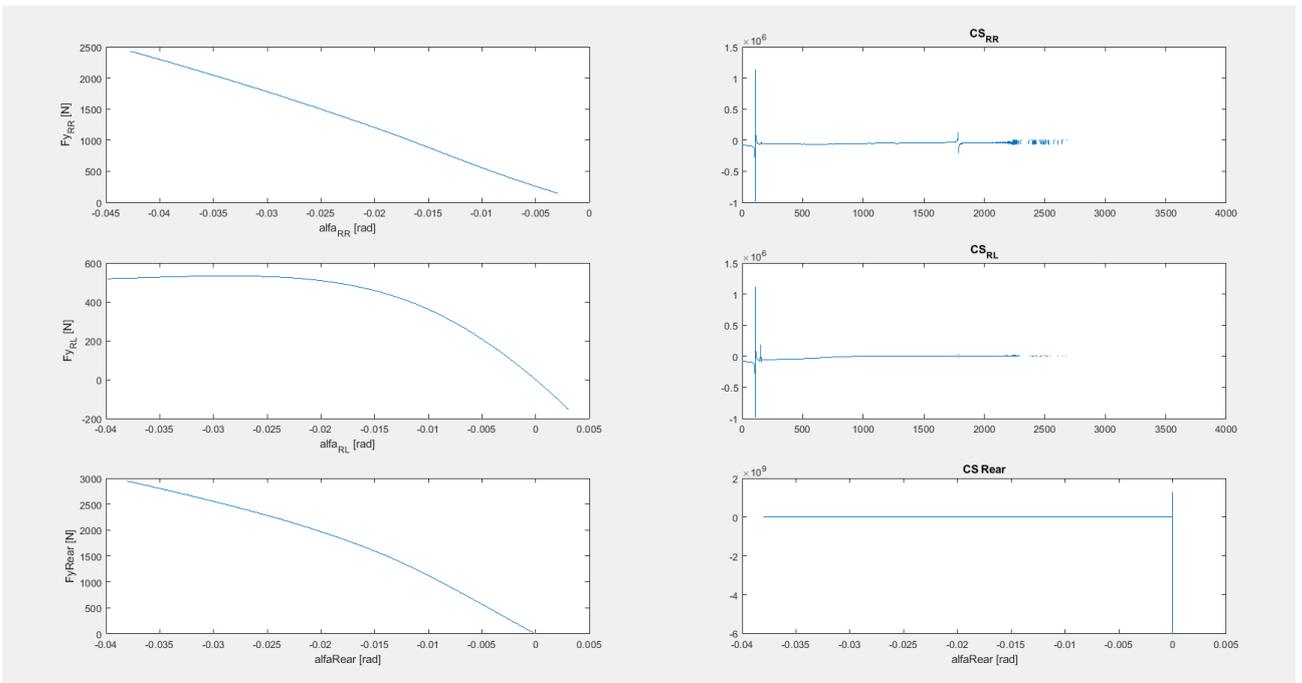


FIG 3. 35 - ANDAMENTI FORZE LATERALI E CORNERING STIFFNESS IN FUNZIONE DI ANGOLI DI DERIVA ASSALE POSTERIORE

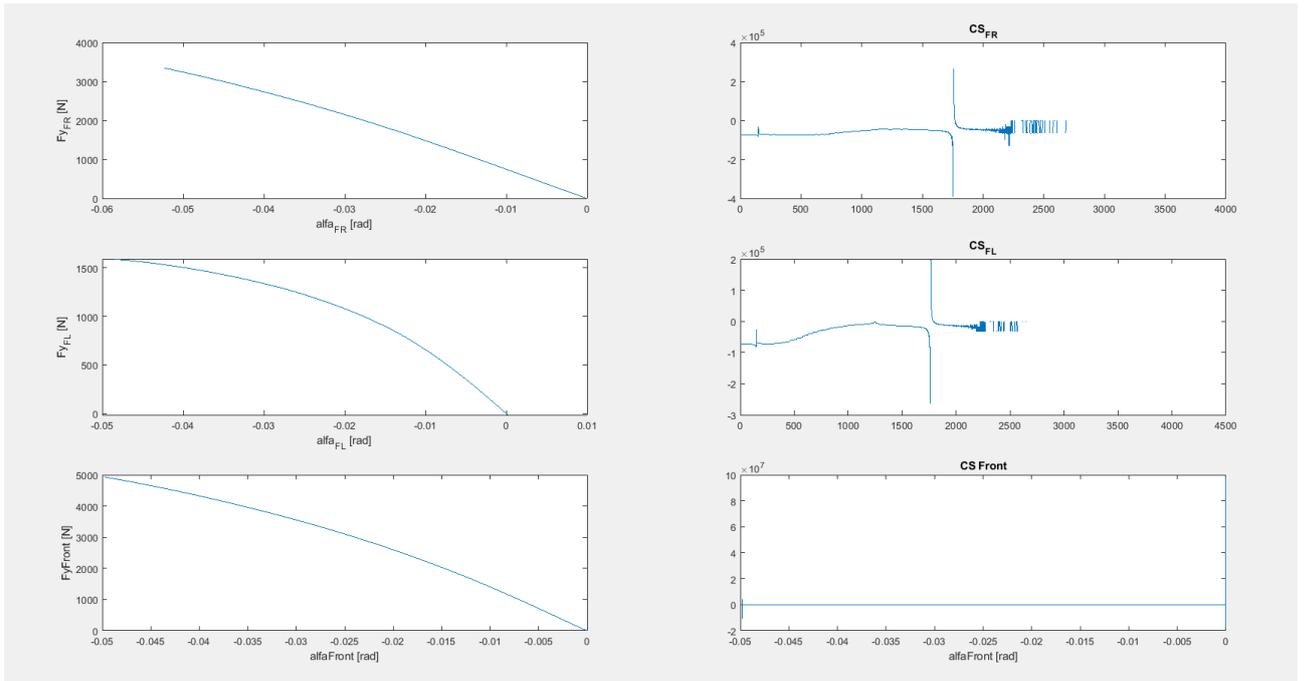


FIG 3.36 - ANDAMENTI FORZE LATERALI E CORNERING STIFFNESS ASSALE ANTERIORE

Considerando piccoli valori di alfa (angolo di deriva), così da rimanere nel campo di validità del modello a bicicletta, sono stati ricavati due valori, uno di cornering stiffness anteriore, uno per il posteriore, da poter inserire nello schema a blocchi di Simulink per testare la manovra di ramp steer nella configurazione dello spazio degli stati. I valori di CS scelti sono i seguenti:

- CS front = 146000 N/rad
- CS rear = 111000 N/rad

Il modello Simulink utilizzato è rappresentato nella seguente figura:

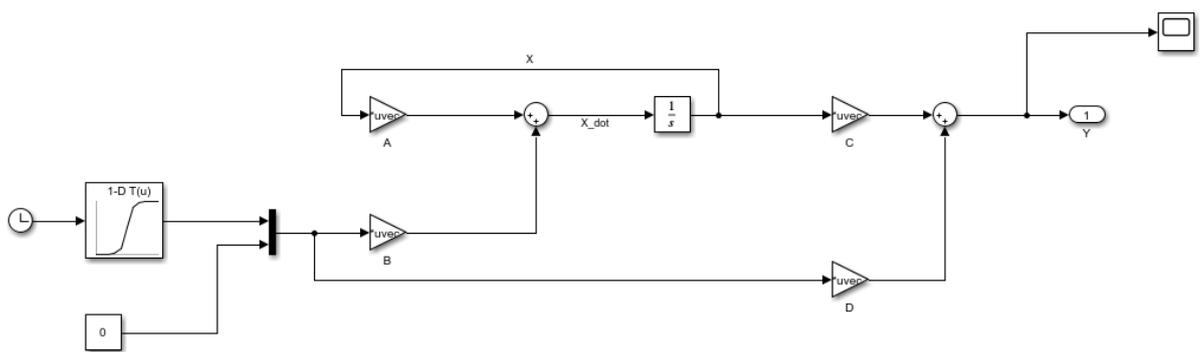


FIG 3.37 - SCHEMA A BLOCCHI MODELLO A BICICLETTA

Nei blocchi **gain** A, B, C e D sono state inserite le 4 matrici qui riportate:

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV} & \frac{C_{\alpha,R}b - C_{\alpha,F}a - mV^2}{mV^2} \\ C_{\alpha,R} \frac{b}{I} - C_{\alpha,F} \frac{a}{I} & -\frac{C_{\alpha,F}}{I} \frac{a^2}{V} - \frac{C_{\alpha,R}}{I} \frac{b^2}{V} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} \frac{C_{\alpha,F}}{mV} & 0 \\ C_{\alpha,F} \frac{a}{I} & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ \left(\frac{-C_{\alpha,F}-C_{\alpha,R}}{mV^2}\right) & \left(\frac{C_{\alpha,R}b-C_{\alpha,F}a}{mV^3}\right) \\ -1 & -\frac{a}{V} \\ -1 & \frac{b}{V} \\ \left(\frac{-C_{\alpha,F}-C_{\alpha,R}}{m}\right) & \left(\frac{C_{\alpha,R}b-C_{\alpha,F}a}{mV}\right) \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{C_{\alpha,F}}{mV^2} & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{C_{\alpha,F}}{m} & 0 \end{bmatrix}$$

Mentre il vettore delle variabili di stato è stato impostato nel modo seguente:

$$x = \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \end{bmatrix}$$

Per fornire il vettore di input  $u(t) = \begin{bmatrix} \delta \\ 0 \end{bmatrix}$  si è utilizzata una **look up table** (Fig 3.38) contenente il vettore dei valori dell'angolo di sterzo e del tempo di manovra ricavati dal modello su IPG CarMaker.

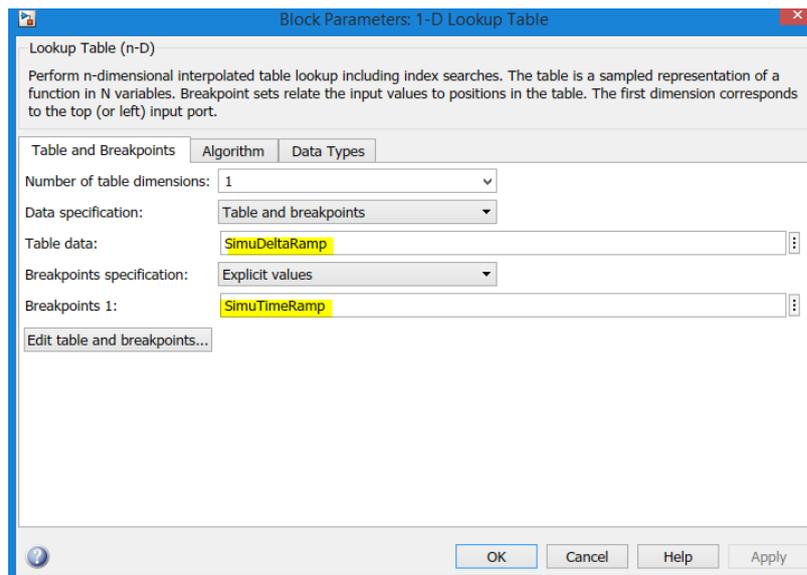


FIG 3. 38 - LOOKUP TABLE

Essendo il secondo elemento del vettore di input nullo, si è concatenata alla look up table un blocco **constant** dal valore pari a zero mediante il blocco **mux**.

Come output del modello sono stato ottenuti una serie di andamenti, identificati dal vettore degli output  $y$ :

$$y = \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \\ \rho \\ \alpha_f \\ \alpha_r \\ a_y \end{bmatrix}$$

Una volta forniti tutti i valori necessari si è effettuato il plot di confronto tra gli sviluppi di manovra eseguiti su CarMaker e Simulink (Fig. 3.39 – Fig. 3.40).

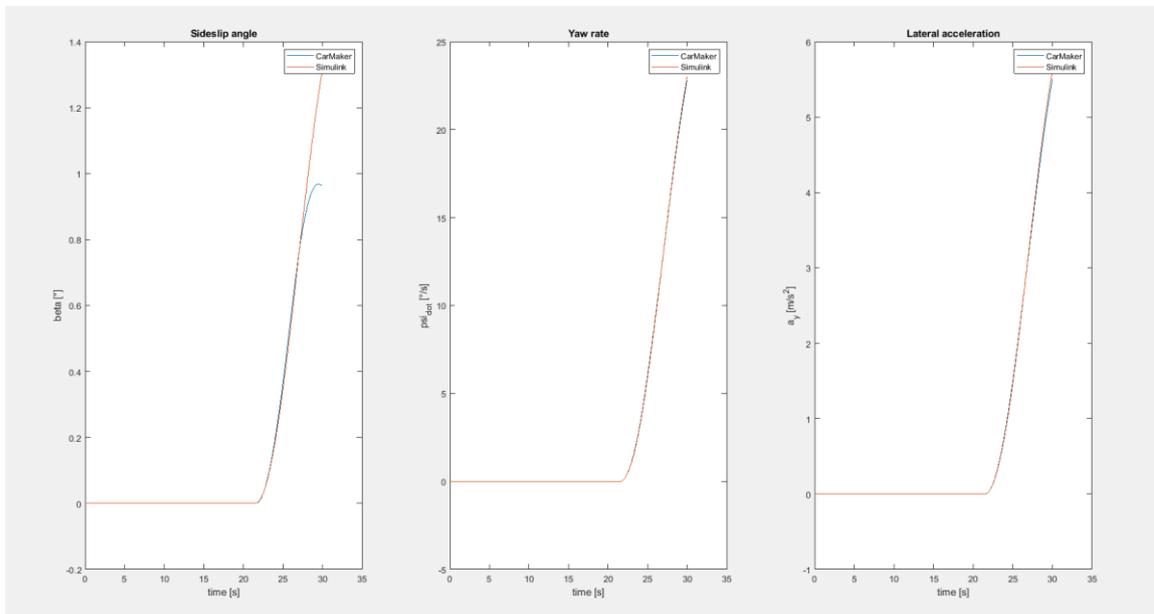


FIG 3. 39 - CONFRONTO DI ANDAMENTI CARMAKER E SIMULINK DI ANGOLO DI ASSETTO, YAW RATE E ACCELERAZIONE LATERALE

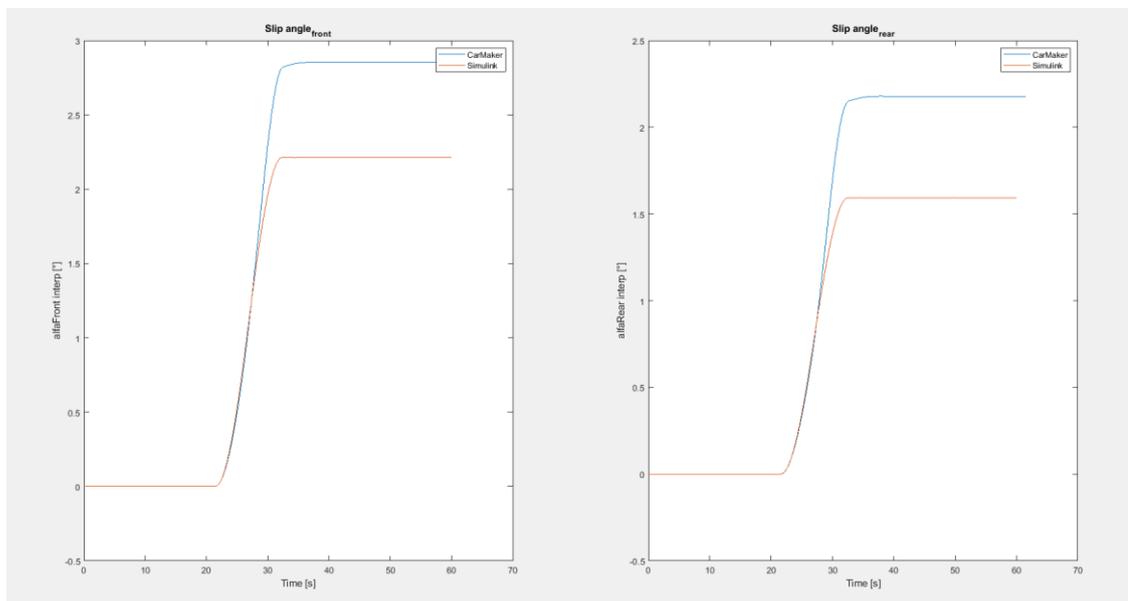


FIG 3. 40 - CONFRONTO DI ANDAMENTI CARMAKER E SIMULINK DEGLI ANGOLI DI DERIVA

Inoltre per una maggiore accuratezza e precisione del modello sono stati ricavati gli andamenti delle caratteristiche di assetto e sottosterzo utilizzando le formulazioni di angolo di sterzo e angolo di assetto cinematico:

$$\delta_{cin} = \frac{(a + b)}{r}$$

(3. 65)

$$\beta_{cin} = \frac{b}{r}$$

(3. 66)

Dove il termine **a** corrisponde alla distanza tra l'assale anteriore e il baricentro del veicolo, **b** la distanza tra l'assale posteriore e il baricentro del veicolo, mentre **r** il raggio di curvatura.

$$caratteristica\ assetto = \frac{\beta - \beta_{cin}}{a_y}$$

(3. 67)

$$caratteristica\ sottosterzo = \frac{\delta - \delta_{cin}}{a_y}$$

(3. 68)

Ottenendo così:

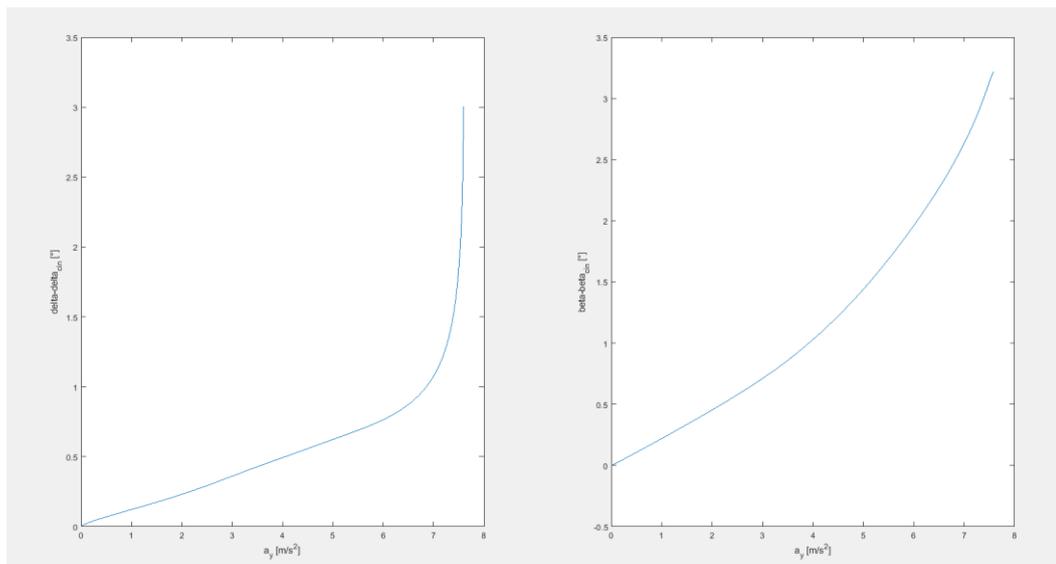


FIG 3. 41 - CARATTERISTICA DI SOTTOSTERZO E DI ASSETTO

Mediante i dati in output del modello Simulink, si sono estrapolati i valori di raggio di curvatura e di angolo di sterzo in modo da poter eseguire un raffronto tra le caratteristiche ottenute dalla prova su CarMaker e quelle del modello a bicicletta.

Per quanto riguarda il raggio di curvatura si è semplicemente utilizzato il valore di curvatura:

$$r = \frac{1}{\rho}$$

(3. 69)

L'angolo di sterzo invece è stato ricavato dall'equazione 3.11

$$\alpha_F = \left( \delta - \beta - \frac{a}{V} \psi \right)$$

Da cui è immediato

$$\delta = \alpha_F + \beta + \frac{a}{V} \psi$$

(3.74)

Determinati i valori è stato possibile rappresentare su grafico le due caratteristiche delle due prove

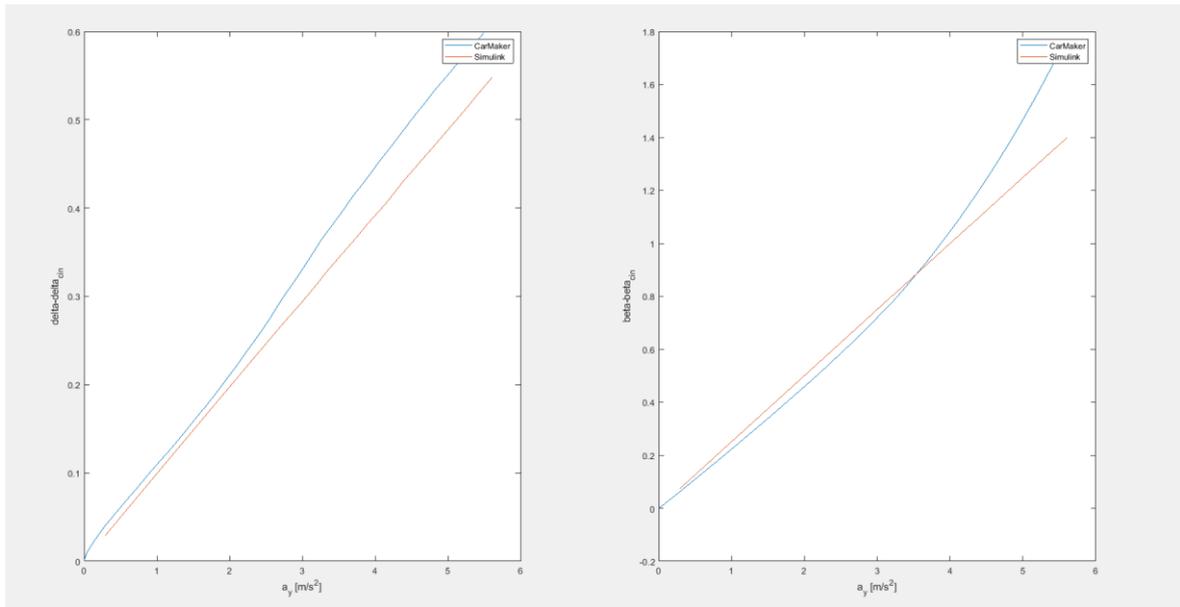


FIG 3. 42 - CARATTERISTICHE DI SOTTOSTERZO E ASSETTO IN CAMPO LINEARE

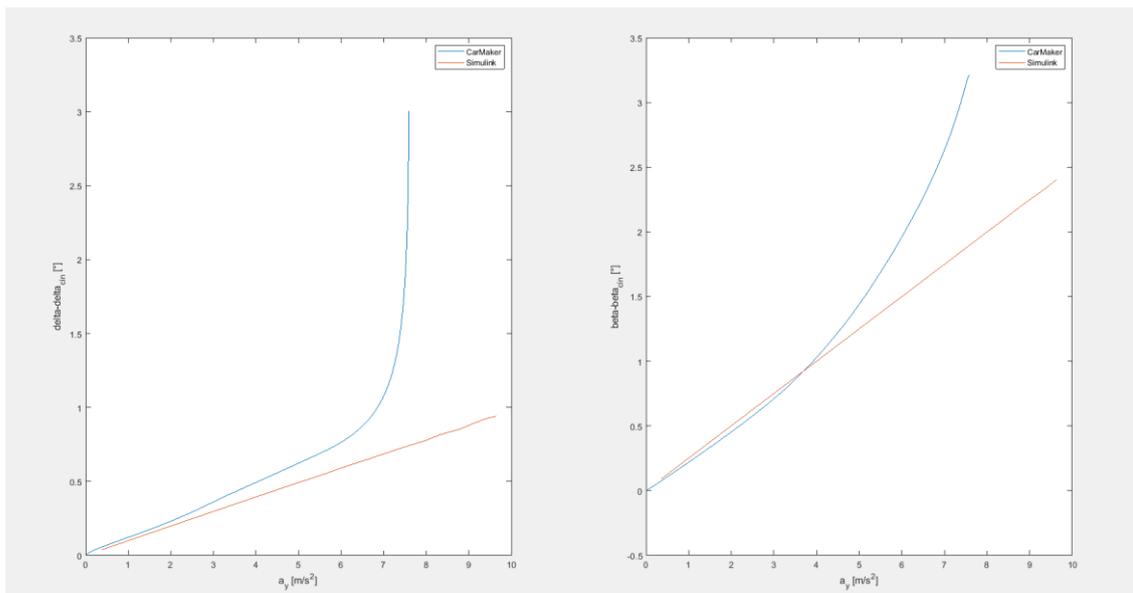


FIG 3. 43 - CARATTERISTICHE DI SOTTOSTERZO E ASSETTO IN CAMPO NON LINEARE

Per completezza sono riportati i grafici di confronto tra l'angolo di sterzo cinematico e assoluto.

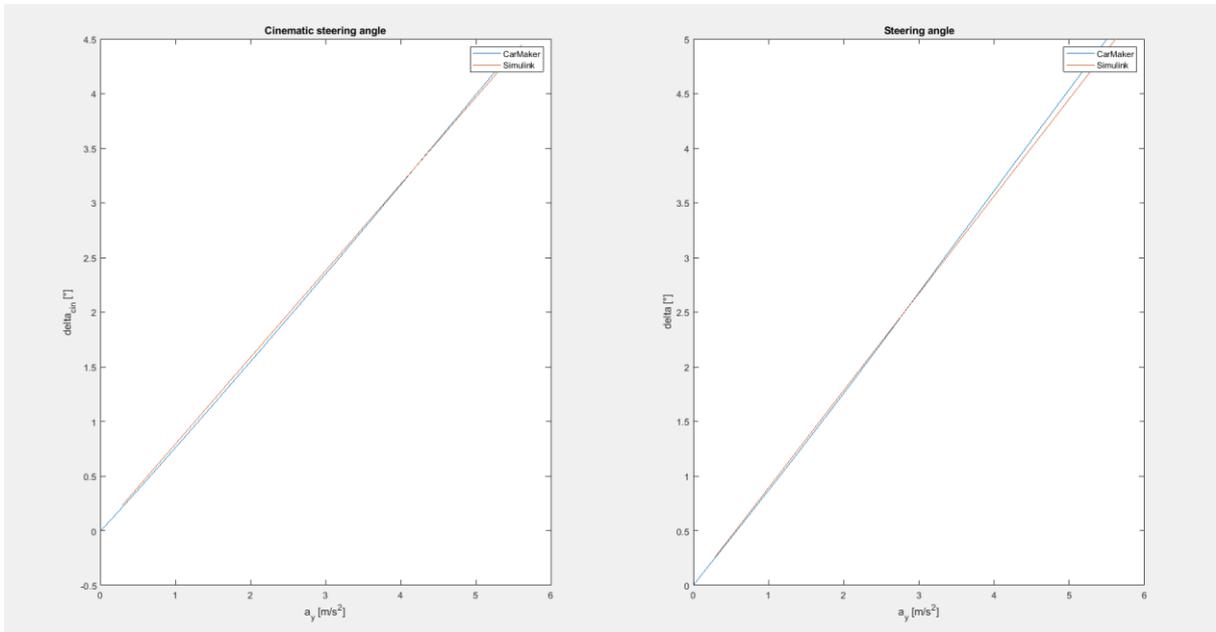


FIG 3. 44 - CONFRONTO TRA CARMAKER E SIMULINK DI ANGOLO DI STERZO CINEMATICO E ASSOLUTO

Dalla caratteristica di sottosterzo si è potuto ottenere un raffronto tra accelerazione laterale e angolo di sterzo, così da poter utilizzare, per imporre un colpo di sterzo e rimanere nel campo di validità del modello a bicicletta. (Tratto lineare in Fig. 3.45).

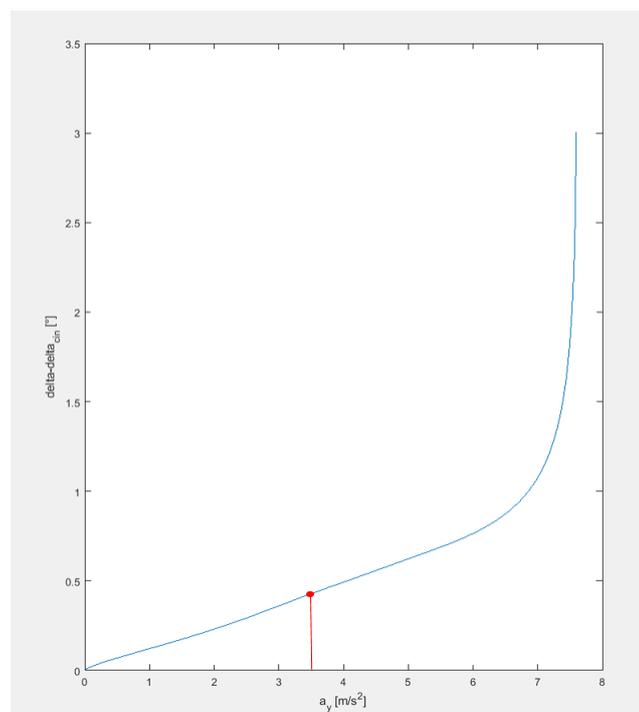


FIG 3. 45 – PUNTO OPERATIVO DI VALIDITÀ MODELLO A BICICLETTA

### 3.3.3 MANOVRA DI STEP STEER

Partendo dalla caratteristica di sottosterzo si è impostata una manovra di step steer, definita da un primo step di raggiungimento della velocità di 50 km/h, un mantenimento di velocità costante e un colpo di sterzo di 55 gradi in un lasso di tempo di 0.1 secondi ottenendo così un'accelerazione laterale a regime di circa 0,35 g.

**Maneuver** [Close]

No	Start	Dur	Long	Lat	Label/Description
==== Global Settings / Preparation ====					
0	0.0	30	50		Acceleration to 50 km/h
1	30.0	30	v=50	0	Steady-state conditions
2	60.0	1	v=50	55	Steer_step
3	61.0				==== END ====

**Specification of Maneuver Step**

Label: [ ]  
Description: Steer step  
End Condition: Car.ay >= 10 f(x)  
Duration (time/dist): 1 s [ ] m [Adjust]

**Longitudinal Dynamics**

Speed Control  
Speed [km/h]: 50  
Max. Deviation [km/h]: 0.0  
Sensitivity [0..1]: 1.0  
 Manual Gear Shifting  
 Manumatic  
 Premature end when final speed is reached

**Lateral Dynamics**

Steer Step  
Start [s]: 0.0  
Amplitude [deg]: 55  
Duration [s]: 0.1  
 Smooth Transition  
 Value is Offset  
 Steer by Torque

FIG 3. 46 - CARATTERISTICHE MANOVRA STEP STEER

In Fig. 3.30 sono mostrati gli andamenti di velocità, angolo di assetto e angolo di sterzo caratteristici della manovra.

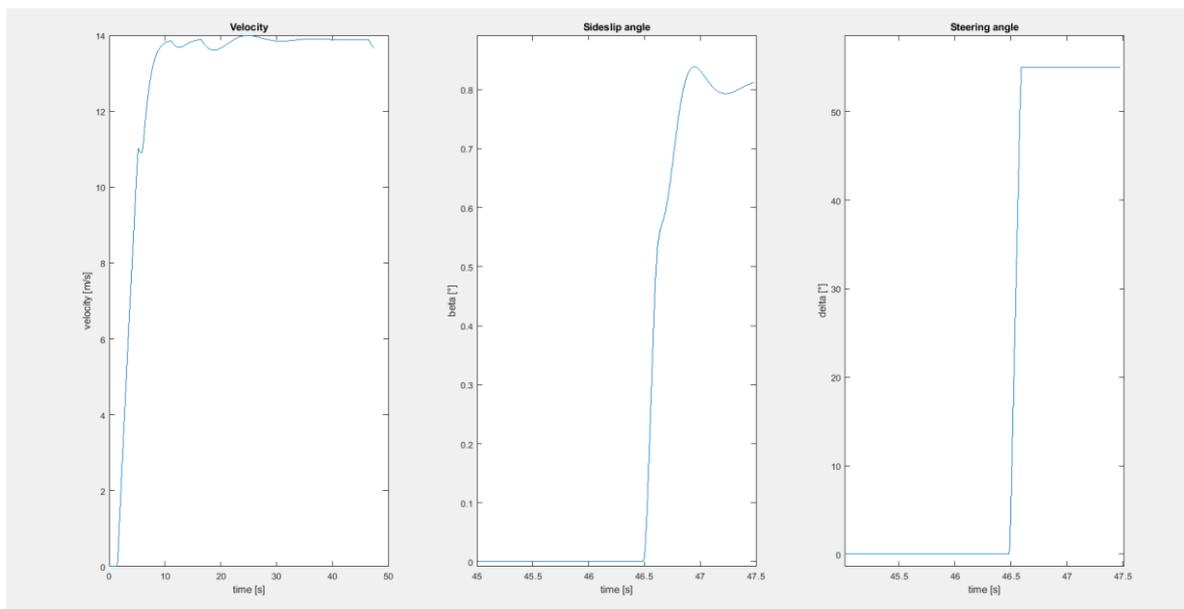


FIG 3. 47 - ANDAMENTI DI VELOCITÀ, ANGOLO DI ASSETTO E ANGOLO DI STERZO

Utilizzando la medesima cornering stiffness ricavata nel test precedente, è stata eseguita la simulazione della manovra nel modello a bicicletta, ottenendo i seguenti risultati, confrontati con i valori ottenuti da IPG CarMaker.

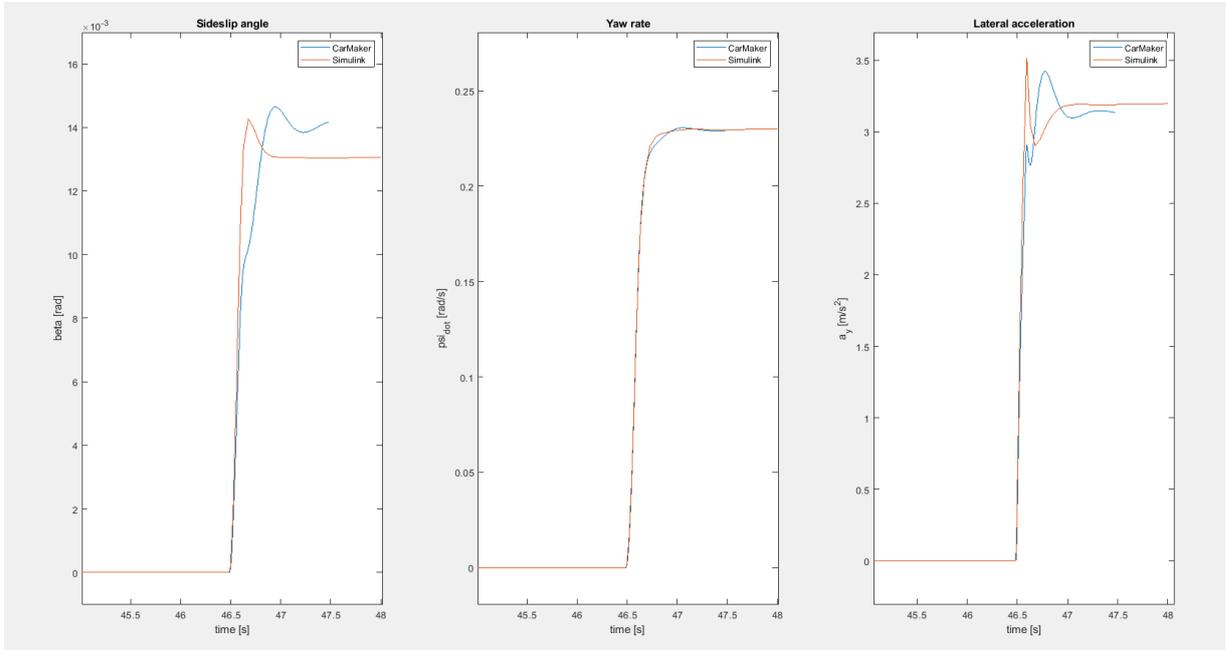


FIG 3. 48 - CONFRONTO DI ANDAMENTI CARMAKER E SIMULINK DI ANGOLO DI ASSETTO, YAW RATE E ACCELERAZIONE LATERALE

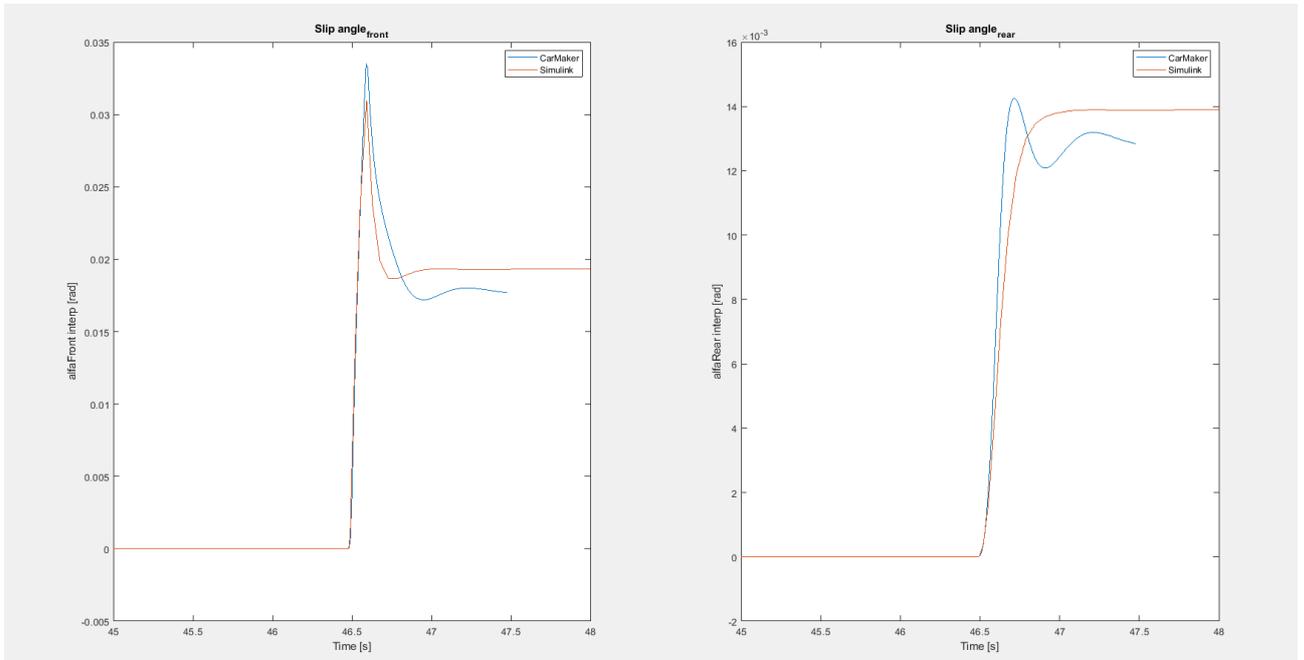


FIG 3. 49 - CONFRONTO DI ANDAMENTI CARMAKER E SIMULINK DEGLI ANGOLI DI DERIVA

Per completezza è fornito il grafico indicante il raffronto tra gli andamenti dell'angolo di sterzo nelle due simulazioni (Fig. 3.50).

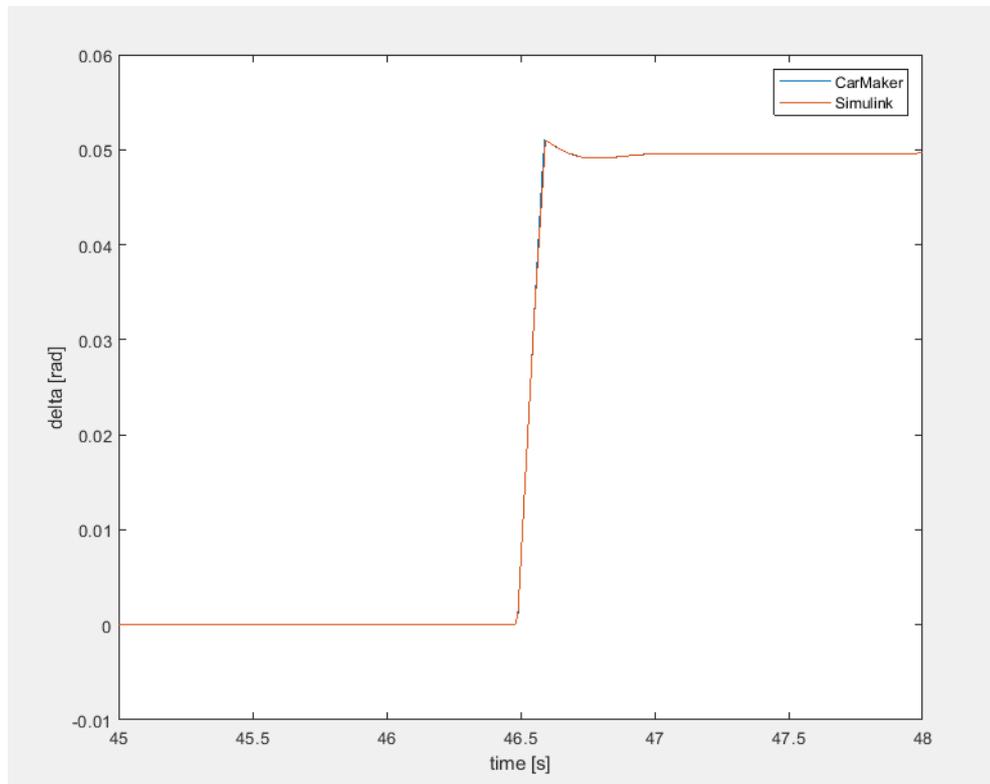


FIG 3. 50 - CONFRONTO DI ANDAMENTO ANGOLO DI STERZO TRA CARMAKER E SIMULINK

Sia il test di ramp steer che il test di step steer riportano andamenti molto simili, quasi del tutto coincidenti, soprattutto nelle fasi iniziali della manovra, ovvero dove si ha un valore di angolo di deriva molto piccolo, quindi nel campo di validità del modello a bicicletta e della cornering stiffness considerata. Questi risultati permettono di validare le equazioni utilizzate per realizzare il modello e per il termine di rigidità di deriva, così facendo è possibile proseguire con la trattazione andando a realizzare un modello più complesso.

# CAPITOLO IV – MODELLO A 4GDL BASATO SUGLI ERRORI

## 4.1 REALIZZAZIONE DEL MODELLO

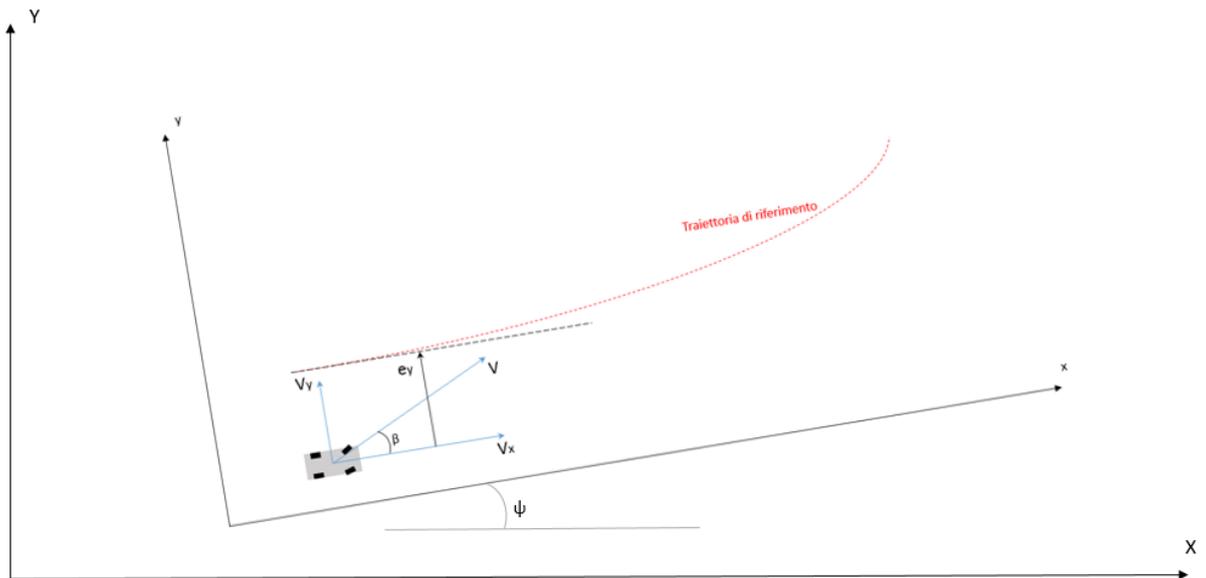


FIG 4. 1 - OFFSET RISPETTO A TRAIETTORIA DI RIFERIMENTO

IL modello proposto prende come esempio le equazioni utilizzate nel modello a bicicletta del capitolo precedente per poi andarle a rimaneggiare inserendo i termini di errore tra la traiettoria del veicolo e quella di riferimento.

Le prime due equazioni, di equilibrio alla forza laterale e equilibrio alla rotazione sono coincidenti alle 3.26 e 3.27:

$$ma_y = m(\ddot{y} + V_x\dot{\psi}) = F_{F,y} + F_{R,y} \quad (4.1)$$

$$I_z\ddot{\psi} + F_{R,y}b - F_{F,y}a = 0 \quad (4.2)$$

Le forze laterali del veicolo sono espresse come:

$$F_{F,y} = C_{\alpha,F} \alpha_F = C_{\alpha,F} (\delta - \theta_{Vf}) \quad (4.3)$$

$$F_{R,y} = C_{\alpha,R} \alpha_R = C_{\alpha,R} (-\theta_{Vr}) \quad (4.4)$$

Con

$$\tan \theta_{Vf} = \frac{V_y + a\dot{\psi}}{V_x} = \frac{\dot{y} + a\dot{\psi}}{V_x} \quad (4.5)$$

$$\tan \theta_{Vr} = \frac{V_y - b\dot{\psi}}{V_x} = \frac{\dot{y} - b\dot{\psi}}{V_x} \quad (4.6)$$

Essendo  $\theta_V$  molto piccolo è possibile approssimare  $\tan \theta_V = \theta_V$ .

Andando a sostituire nell'equazione 4.1 si ottiene:

$$m(\dot{y} + V_x \dot{\psi}) = C_{\alpha,F} \left( \delta - \frac{\dot{y} + a\dot{\psi}}{V_x} \right) + C_{\alpha,R} \left( -\frac{\dot{y} - b\dot{\psi}}{V_x} \right) \quad (4.7)$$

Supponendo che vi sia un offset (errore) tra la traiettoria percorsa dal veicolo e quella di riferimento come si può osservare in Fig. 4.2, è facile notare che la velocità del veicolo ( $V_1$ ) non è diretta lungo la tangente del percorso di riferimento. Così per l'aggiunta delle equazioni che verranno esplicate a seguito è stata necessaria una scomposizione in termini lungo la componente tangenziale ( $V_{1,t}$ ) e normale ( $V_{1,n}$ ).

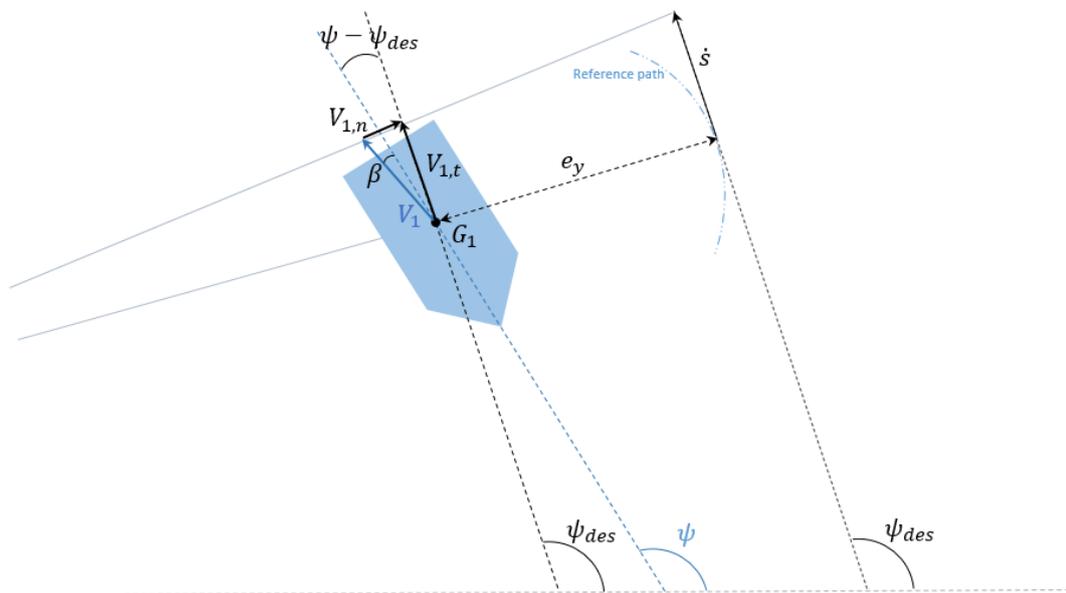


FIG 4. 2 - SCHEMA GENERALE DELL'ERRORE LATERALE

La componente tangenziale non è sul percorso di riferimento ma è lontana di una distanza  $e_y$ , è possibile però riportarla sulla tangente al percorso di riferimento ottenendo  $\dot{s}$  usando il teorema fondamentale della cinematica, supponendo che i due punti appartengano allo stesso corpo rigido che sta ruotando alla stessa velocità angolare. La componente normale invece, quella di nostro

interesse, è utile per ricavare l'errore di velocità laterale su cui si andranno a basare le formulazioni utili alla realizzazione del modello a 4GDL.

$$\dot{e}_y = V_{1,n} = -V \sin(\beta_1 + \psi_1 - \psi_{des}) \quad (4.8)$$

Ragionando in termini di piccoli angoli, la 4.8 assume la forma

$$\dot{e}_y = V_{1,n} = -V(\beta_1 + \psi_1 - \psi_{des}) \quad (4.9)$$

Con un cambio di variabile  $e_\psi = (\psi_{des} - \psi)$  e ricordando che  $\beta = \frac{V_{laterale}}{V_{longitudinale}} = \frac{\dot{y}}{V}$

Si ottengono le seguenti equazioni.

Errore di imbardata:

$$\dot{e}_\psi = \dot{\psi}_{des} - \dot{\psi} \quad (4.10)$$

Errore laterale:

$$\dot{e}_y = \dot{y} - \dot{y}_{des} = -\dot{y} + V_x e_\psi \quad (4.11)$$

Errore di accelerazione laterale:

$$\ddot{e}_y = -\ddot{y} + V_x \dot{e}_\psi \quad (4.12)$$

Andando a sostituire le 4.10, 4.11 e 4.12 nella 4.7:

$$\begin{aligned} m(-\ddot{e}_y + V\dot{e}_\psi + V\dot{\psi}) &= C_{\alpha,F} \left( \delta - \frac{-\dot{e}_y + V e_\psi + a\dot{\psi}}{V} \right) + C_{\alpha,R} \left( -\frac{-\dot{e}_y + V e_\psi - b\dot{\psi}}{V} \right) \\ -m\ddot{e}_y + mV\dot{e}_\psi + mV\dot{\psi} &= C_{\alpha,F}\delta + C_{\alpha,F} \frac{\dot{e}_y}{V} - C_{\alpha,F} e_\psi - C_{\alpha,F} \frac{a\dot{\psi}}{V} + C_{\alpha,R} \frac{\dot{e}_y}{V} - C_{\alpha,R} e_\psi + C_{\alpha,R} \frac{b\dot{\psi}}{V} \\ -m\ddot{e}_y &= \dot{e}_y \left( \frac{+C_{\alpha,F} + C_{\alpha,R}}{V} \right) + e_\psi (-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}) + \dot{\psi} \left( \frac{-C_{\alpha,F}a + C_{\alpha,R}b}{V} \right) - mV\dot{e}_\psi - mV\dot{\psi} + C_{\alpha,F}\delta \\ \ddot{e}_y &= \dot{e}_y \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV} \right) + e_\psi \left( \frac{+C_{\alpha,F} + C_{\alpha,R}}{m} \right) + \dot{\psi} \left( \frac{+C_{\alpha,F}a - C_{\alpha,R}b}{mV} \right) + \left( -\frac{C_{\alpha,F}}{m} \right) \delta + V\dot{\psi}_{des} \end{aligned} \quad (4.13)$$

Si ottiene la prima equazione utile alla realizzazione dello spazio degli stati del modello.

Nell'equazione dell'equilibrio alla rotazione invece

$$I_z \ddot{\psi} = C_{\alpha,F} a \left( \delta - \frac{\dot{y} + a\dot{\psi}}{V} \right) - C_{\alpha,R} b \left( -\frac{\dot{y} - b\dot{\psi}}{V} \right)$$

(4.14)

Sostituendo la 4.11

$$\begin{aligned} I_z \ddot{\psi} &= C_{\alpha,F} a \delta - C_{\alpha,F} a \frac{\dot{y}}{V} - C_{\alpha,F} a^2 \frac{\dot{\psi}}{V} + C_{\alpha,R} b \frac{\dot{y}}{V} - C_{\alpha,R} b^2 \frac{\dot{\psi}}{V} \\ I_z \ddot{\psi} &= C_{\alpha,F} a \delta + C_{\alpha,F} a \frac{\dot{e}_y}{V} - C_{\alpha,F} a \frac{V e_\psi}{V} - C_{\alpha,F} a^2 \frac{\dot{\psi}}{V} - C_{\alpha,R} b \frac{\dot{e}_y}{V} + C_{\alpha,R} b \frac{V e_\psi}{V} - C_{\alpha,R} b^2 \frac{\dot{\psi}}{V} \\ \ddot{\psi} &= \dot{e}_y \left( \frac{+C_{\alpha,F} a - C_{\alpha,R} b}{I_z V} \right) + e_\psi \left( \frac{-C_{\alpha,F} a + C_{\alpha,R} b}{I_z} \right) + \dot{\psi} \left( \frac{-C_{\alpha,F} a^2 - C_{\alpha,R} b^2}{I_z V} \right) + \left( \frac{C_{\alpha,F} a}{I_z} \right) \delta \end{aligned}$$

(4.15)

Ottenendo così le formulazioni alternative delle due equazioni del modello a bicicletta.

Al fine di ottenere il vettore degli stati formato dai quattro componenti desiderati mostrati qui in seguito

$$x = \begin{bmatrix} e_y \\ \dot{e}_y \\ e_\psi \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}$$

Sono necessarie due ulteriori equazioni:

Per quanto riguarda il terzo stato si è ripresa semplicemente l'equazione dell'errore di imbardata 4.10

$$\dot{e}_\psi = \dot{\psi}_{des} - \dot{\psi}$$

Infine si può notare che la derivata del primo stato corrisponde esattamente con il secondo stato quindi è possibile assemblare le matrici A e B dell'**equazione di stato** 3.33:

$$\dot{x} = Ax + Bu(t)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV} \right) & \left( \frac{+C_{\alpha,F} + C_{\alpha,R}}{m} \right) & \left( \frac{+C_{\alpha,F} a - C_{\alpha,R} b}{mV} \right) \\ 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & \left( \frac{+C_{\alpha,F} a - C_{\alpha,R} b}{I_z V} \right) & \left( \frac{-C_{\alpha,F} a + C_{\alpha,R} b}{I_z} \right) & \left( \frac{-C_{\alpha,F} a^2 - C_{\alpha,R} b^2}{I_z V} \right) \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \left(-\frac{C_{\alpha,F}}{m}\right) & V \\ 0 & 1 \\ \left(\frac{C_{\alpha,F}a}{I_z}\right) & 0 \end{bmatrix} \quad x = \begin{bmatrix} e_y \\ \dot{e}_y \\ e_\psi \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad u(t) = \begin{bmatrix} \delta \\ \dot{\psi}_{des} \end{bmatrix}$$

Nel termine di input (u(t)) sono presenti l'angolo di sterzo del veicolo  $\delta$  e la velocità d'imbardata del percorso di riferimento del Capitolo 1.

Quindi in forma di equazione:

$$\begin{bmatrix} \dot{e}_y \\ \ddot{e}_y \\ \dot{e}_\psi \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \left(\frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV}\right) & \left(\frac{+C_{\alpha,F} + C_{\alpha,R}}{m}\right) & \left(\frac{+C_{\alpha,F}a - C_{\alpha,R}b}{mV}\right) & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ \left(\frac{+C_{\alpha,F}a - C_{\alpha,R}b}{I_zV}\right) & \left(\frac{-C_{\alpha,F}a + C_{\alpha,R}b}{I_z}\right) & \left(\frac{-C_{\alpha,F}a^2 - C_{\alpha,R}b^2}{I_zV}\right) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_y \\ \dot{e}_y \\ e_\psi \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \left(-\frac{C_{\alpha,F}}{m}\right) & V \\ 0 & 1 \\ \left(\frac{C_{\alpha,F}a}{I_z}\right) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \\ \dot{\psi}_{des} \end{bmatrix}$$

(4. 16)

**L'equazione di uscita:**

$$y = Cx + Du(t)$$

Come vettore di uscita si è utilizzato il medesimo del modello a bicicletta standard riportato nel capitolo precedente:

$$y = \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \\ \rho \\ \alpha_f \\ \alpha_r \\ a_y \\ e_y \\ e_\psi \end{bmatrix}$$

Il procedimento per determinare le equazioni utilizzate per la realizzazione delle matrici C e D è riportato qui di seguito.

Partendo dall'equazione 4.11

$$\dot{e}_y = -\dot{y} + Ve_\psi$$

E ricordando la relazione tra la velocità laterale e l'angolo di assetto  $\beta$ , ovvero:

$$\beta = \frac{V_{laterale}}{V_{longitudinale}} = \frac{\dot{y}}{V}$$

(4. 17)

Andando a sostituire nella 4.11 si ottiene:

$$\beta = -\frac{\dot{e}_y}{V} + e_\psi \quad (4.18)$$

Il secondo termine è semplicemente un vettore di zeri con un termine unitario all'ultimo elemento vista la presenza della componente  $\dot{\psi}$  sia nel vettore di uscita che nel vettore degli stati.

Per quanto riguarda il terzo termine, ovvero la curvatura  $\rho$ , ci si rifà al capitolo precedente all'equazione 3.37 utilizzando stavolta l'equazione 4.1

$$m(\dot{y} + V\dot{\psi}) = C_{\alpha,F} \left( \delta - \frac{\dot{y} + a\dot{\psi}}{V} \right) + C_{\alpha,R} \left( -\frac{\dot{y} - b\dot{\psi}}{V} \right) \quad (1.1)$$

Andando a sostituire al termine tra parentesi moltiplicato alla massa il termine  $\rho V^2$  ottenendo:

$$m(\rho V^2) = C_{\alpha,F} \left( \delta - \frac{\dot{y} + a\dot{\psi}}{V} \right) + C_{\alpha,R} \left( -\frac{\dot{y} - b\dot{\psi}}{V} \right) \quad (4.19)$$

Sostituendo la 4.9 e riconsiderando l'ipotesi delle velocità:

$$\rho = \dot{e}_y \left( \frac{+C_{\alpha,F} + C_{\alpha,R}}{mV^3} \right) + e_\psi \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV^2} \right) + \dot{\psi} \left( \frac{-C_{\alpha,F}a + C_{\alpha,R}b}{mV^3} \right) + \left( \frac{C_{\alpha,F}}{mV^2} \right) \delta \quad (4.20)$$

Gli angoli di deriva anteriore e posteriore invece si ricavano dalle 4.3 e 4.4:

$$\alpha_F = (\delta - \theta_{Vf}) \quad (4.21)$$

$$\alpha_R = (-\theta_{Vr}) \quad (4.22)$$

Andando a sostituire con le 4.5 e 4.6 e 4.9 si ottiene:

$$\alpha_F = +\frac{\dot{e}_y}{V} - e_\psi - \frac{a}{V}\dot{\psi} + \delta \quad (4.23)$$

$$\alpha_R = +\frac{\dot{e}_y}{V} - e_\psi + \frac{b}{V}\dot{\psi} \quad (4.24)$$

Il termine di accelerazione laterale si determina in modo analogo al Capitolo 3, ovvero  $a_y = \rho V^2$

$$a_y = \dot{e}_y \left( \frac{+C_{\alpha,F} + C_{\alpha,R}}{mV} \right) + e_\psi \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{m} \right) + \dot{\psi} \left( \frac{-C_{\alpha,F}a + C_{\alpha,R}b}{mV} \right) + \left( \frac{C_{\alpha,F}}{m} \right) \delta \quad (4.25)$$

Si assembla l'equazione di uscita:

$$\begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \\ \rho \\ \alpha_f \\ \alpha_r \\ a_y \\ e_y \\ e_\psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{V} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \left( \frac{+C_{\alpha,F} + C_{\alpha,R}}{mV^3} \right) & \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV^2} \right) & \left( \frac{-C_{\alpha,F}a + C_{\alpha,R}b}{mV^3} \right) \\ 0 & +\frac{1}{V} & -1 & -\frac{a}{V} \\ 0 & +\frac{1}{V} & -1 & \frac{b}{V} \\ 0 & \left( \frac{+C_{\alpha,F} + C_{\alpha,R}}{mV} \right) & \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{m} \right) & \left( \frac{-C_{\alpha,F}a + C_{\alpha,R}b}{mV} \right) \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_y \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \left( \frac{C_{\alpha,F}}{mV^2} \right) & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ \left( \frac{C_{\alpha,F}}{m} \right) & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \\ \dot{\psi}_{des} \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

Dove

$$C = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{V} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \left( \frac{+C_{\alpha,F} + C_{\alpha,R}}{mV^3} \right) & \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{mV^2} \right) & \left( \frac{-C_{\alpha,F}a + C_{\alpha,R}b}{mV^3} \right) \\ 0 & +\frac{1}{V} & -1 & -\frac{a}{V} \\ 0 & +\frac{1}{V} & -1 & \frac{b}{V} \\ 0 & \left( \frac{+C_{\alpha,F} + C_{\alpha,R}}{mV} \right) & \left( \frac{-C_{\alpha,F} - C_{\alpha,R}}{m} \right) & \left( \frac{-C_{\alpha,F}a + C_{\alpha,R}b}{mV} \right) \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \left( \frac{C_{\alpha,F}}{mV^2} \right) & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ \left( \frac{C_{\alpha,F}}{m} \right) & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Si procede ora con una nuova validazione del modello effettuando due ulteriori manovre da imporre al modello.

## 4.2 VALIDAZIONE DEL MODELLO

Al fine di validare il modello realizzato, sono stati eseguiti due testrun differenti su IPG CarMaker. Il primo consiste semplicemente nel far percorrere al mezzo una traiettoria rettilinea, così da verificare inizialmente se il primo set di valori forniti al modello Simulink, ovvero l'angolo di sterzo estrapolato da IPG, origina errori nell'output richiesto, essendo il percorso di riferimento rettilineo e quindi il valore di  $\dot{\psi}_{des}$  pari a zero. Il secondo test consiste nel verificare se l'inserimento di una traiettoria di riferimento non rettilinea provoca errori nel modello ideato.

### 4.2.1 TESTRUN 1 – RETTILINEO

Nel test il veicolo utilizzato è ovviamente il medesimo utilizzato nella validazione del modello a bicicletta, ovvero la Renault Megane:



FIG 4. 3 - RENAULT MEGANE IV

La manovra consiste in un'accelerazione fino al raggiungimento di una velocità di 50 km/h, una fase di steady state e dopodichè un mantenimento di velocità costante sempre a 50 km/h, Fig. 4.3.

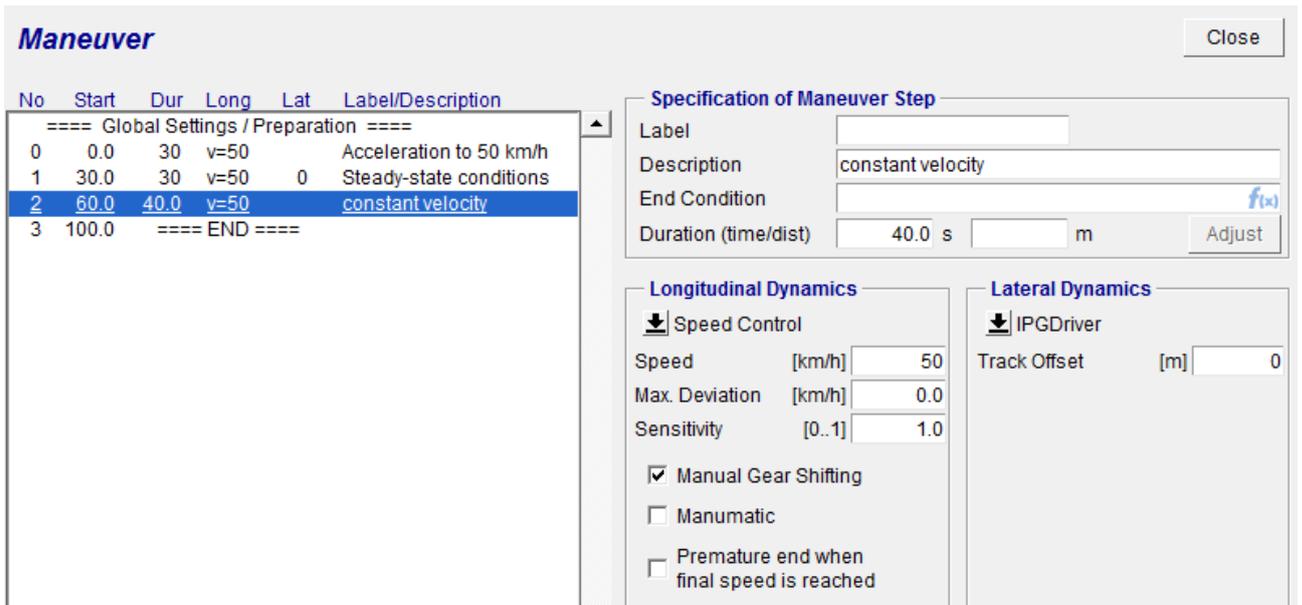


FIG 4. 4 - CARATTERISTICHE TESTRUN RETTIFILIO

Il modello Simulink presenta, a differenza del modello utilizzato nel testrun dello Steering pad analizzato nel sottocapitolo seguente, un blocco **constant** a sostituzione di una **look up table**. Ciò è dovuto dalla traiettoria rettilinea, che non necessita di una il blocco relativo alla yaw rate del percorso di riferimento, quindi è stato semplicemente inserito il valore 0 nel blocco costante.

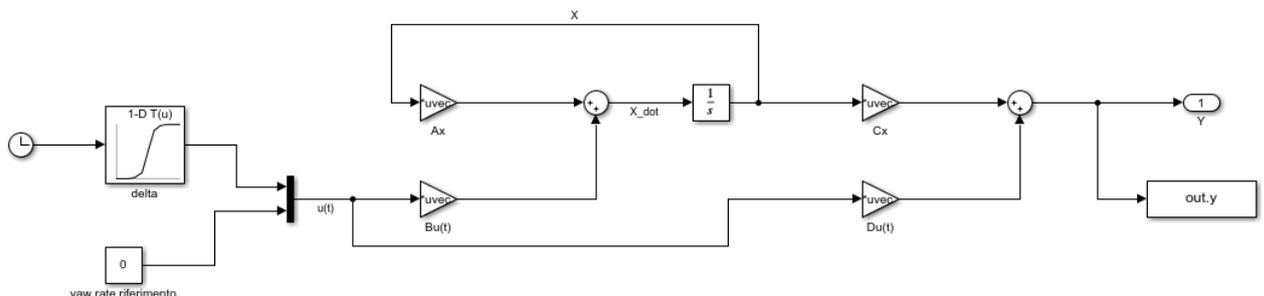


FIG 4. 5 - MODELLO SIMULINK TESTRUN RETTILINEO

I risultati della simulazione di confronto tra il modello Simulink e i dati ottenuti da IPG CarMaker mostrano andamenti non molto simili tra gli ordini dei  $10^{-4}$  e  $10^{-6}$  delle rispettive unità di misura (Fig. 4.5 – 4.6), differenze del tutto trascurabili se analizzate in un contesto reale con ordini di grandezza del tutto diversi.

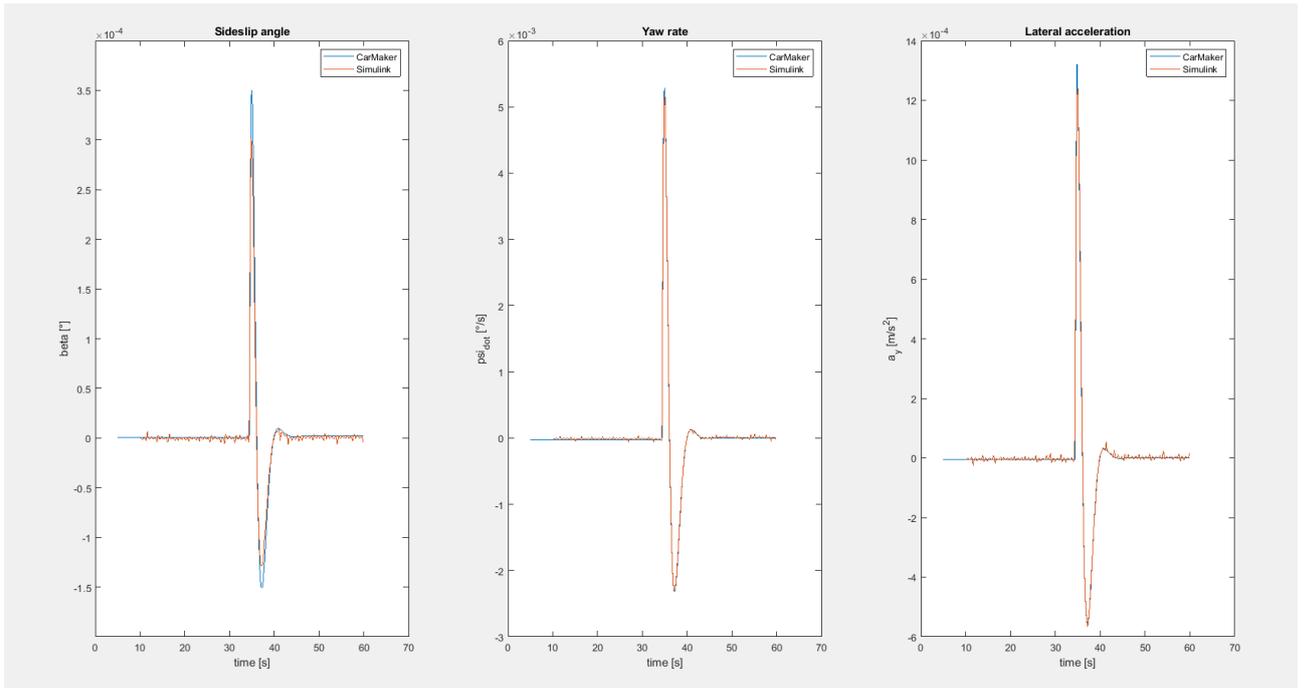


FIG 4. 6 - CONFRONTO TRA CARMAKER E SIMULINK DI ANGOLO DI ASSETTO, YAW RATE E ACCELERAZIONE LATERALE

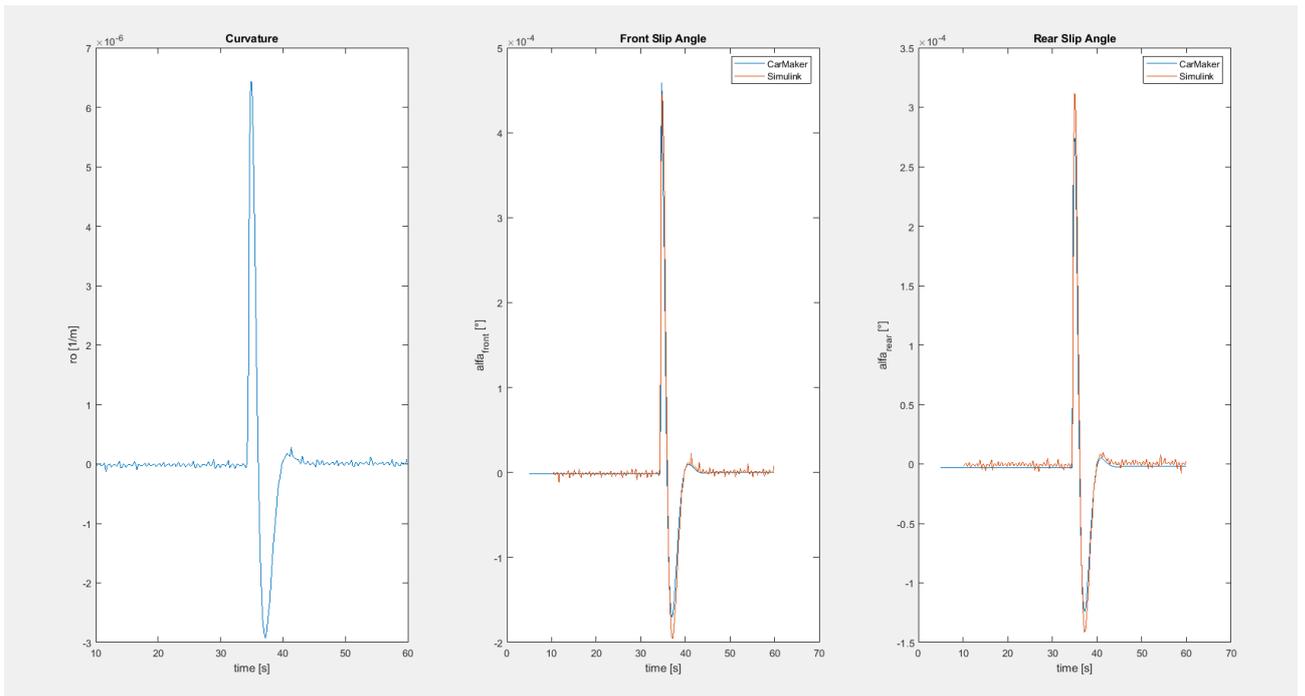
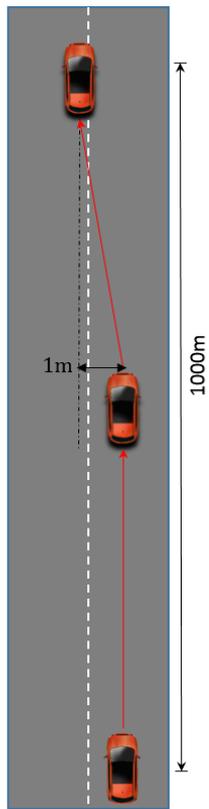


FIG 4. 7 - CONFRONTO TRA CARMAKER E SIMULINK DI ANGOLI DI DERIVA E CURVATURA OTTENUTA DAL MODELLO SIMULINK

Di conseguenza non sono stati riportati gli andamenti di errore laterale e errore di imbardata, anch'essi caratterizzati da ordini di grandezza molto piccoli.



Per ovviare a questa situazione si è effettuata una leggera modifica al testrun, ovvero, sono stati mantenuti gli step di manovra identici al test in Fig 4.3 andando a sostituire lo step seguente al raggiungimento delle condizione steady state con uno in cui si è imposto un offset di 1m da raggiungere a termine della manovra.

FIG 4. 8 - ESEMPIO MANOVRA

**Maneuver** Close

No	Start	Dur	Long	Lat	Label/Description
==== Global Settings / Preparation ====					
0	0.0	30	v=50		Acceleration to 50 km/h
1	30.0	30	v=50	0	Steady-state conditions
2	60.0	40.0	v=50		constant velocity
3	100.0				==== END ====

**Specification of Maneuver Step**

Label:

Description:

End Condition:  f(x)

Duration (time/dist):  s  m Adjust

**Longitudinal Dynamics**

Speed Control

Speed [km/h]

Max. Deviation [km/h]

Sensitivity [0..1]

Manual Gear Shifting

Manumatic

Premature end when final speed is reached

**Lateral Dynamics**

IPGDriver

Track Offset [m]

FIG 4. 9 - MANOVRA ALTERNATIVA TESTRUN RETTILINEO

In Fig. 4.8 è riportato l'andamento del veicolo in coordinate globali (secondo il sistema di riferimento adottato da IPG CarMaker) e la distanza tra la traiettoria seguita dal veicolo e quella di riferimento.

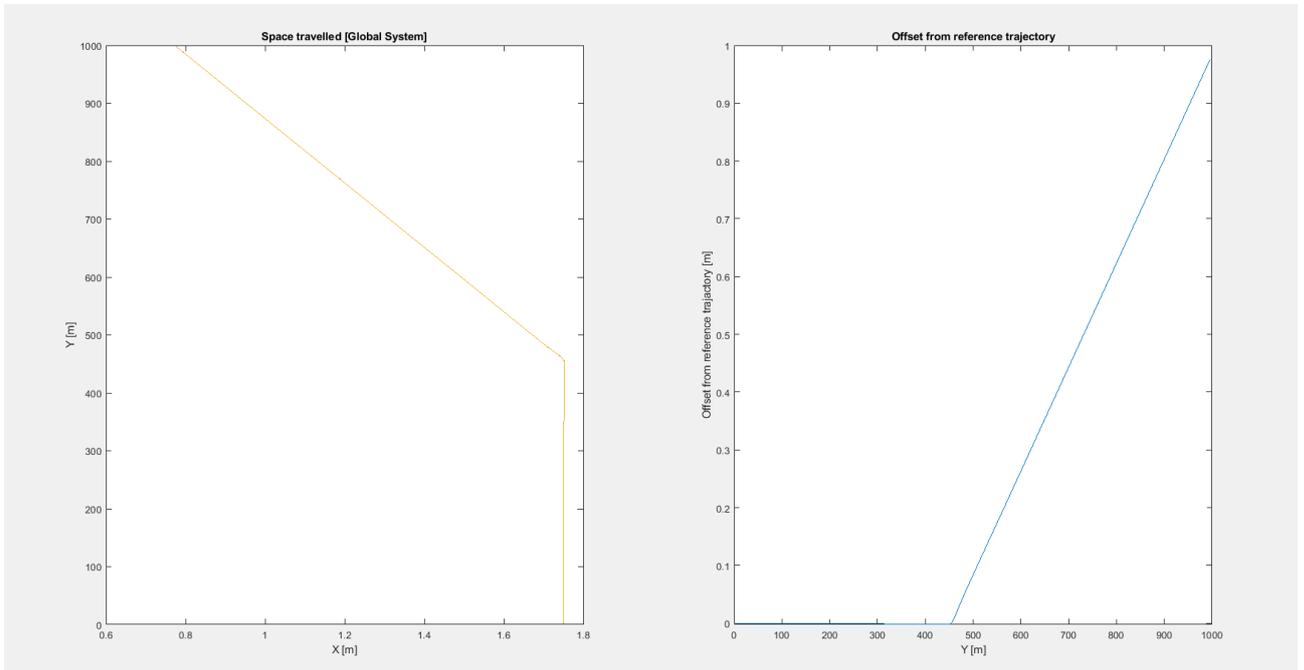


FIG 4. 10 - TRAIETTORIA VEICOLO IN COORDINATE GLOBALI E OFFSET DA TRAIETTORIA DI RIFERIMENTO

Gli andamenti ottenuti in questa simulazione presentano valori del tutto accettabili e consoni alla manovra eseguita, come mostrato a seguito.

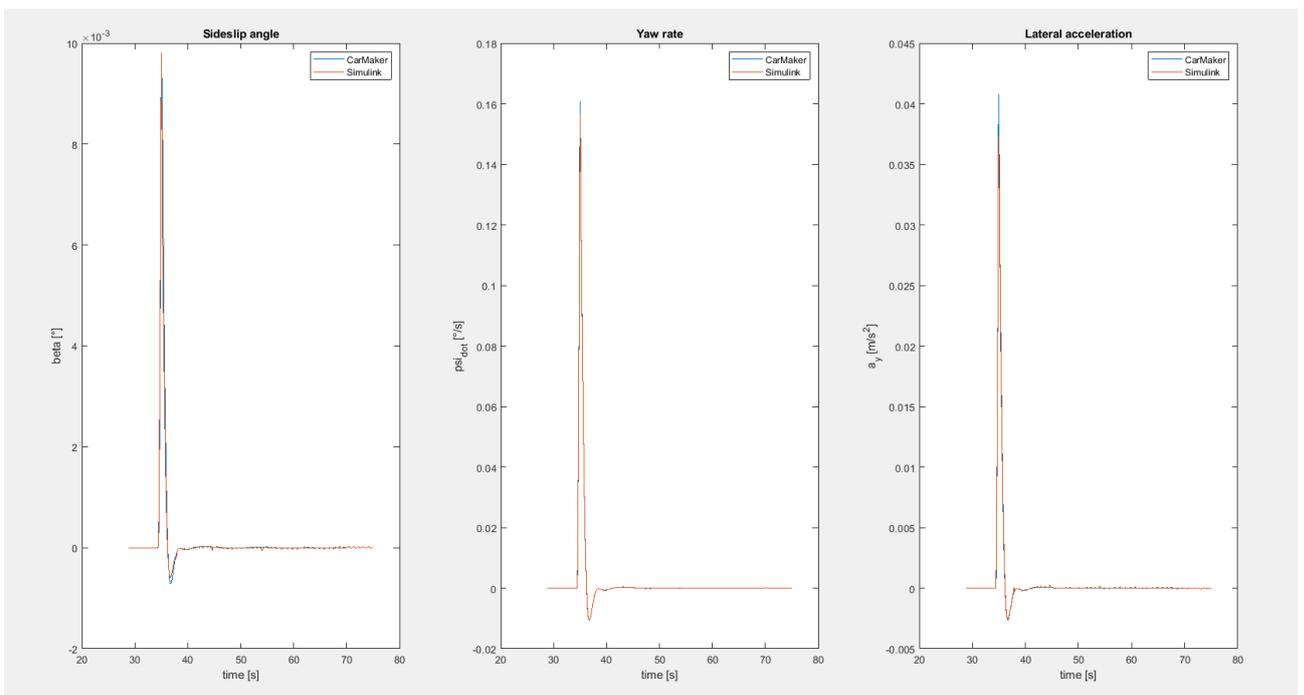


FIG 4. 11 - CONFRONTO TRA CARMAKER E SIMULINK DI ANGOLO DI ASSETTO, YAW RATE E ACCELERAZIONE LATERALE

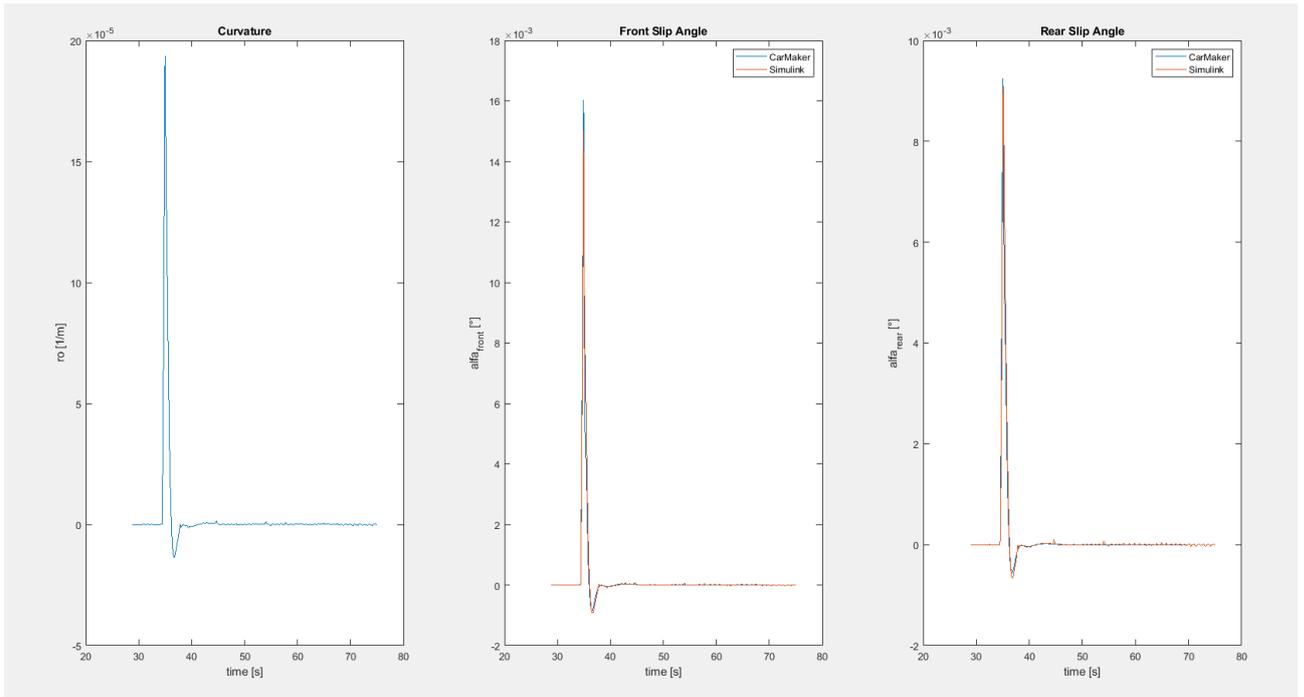


FIG 4. 12 - CONFRONTO TRA CARMAKER E SIMULINK DI ANGOLI DI DERIVA E CURVATURA OTTENUTA DAL MODELLO SIMULINK

Si può notare che il veicolo ha effettuato una sterzata in corrispondenza dei picchi evidenziati nei grafici per poi mantenere una traiettoria rettilinea fino a raggiungere l'offset desiderato. Gli andamenti pressochè identici delle simulazioni effettuate su entrambi i software indica un ottimo funzionamento del modello realizzato nella parte relativa al modello a biciletta.

A seguito è riportato il confronto dell'errore laterale e di imbardata tra Simulink e IPG.

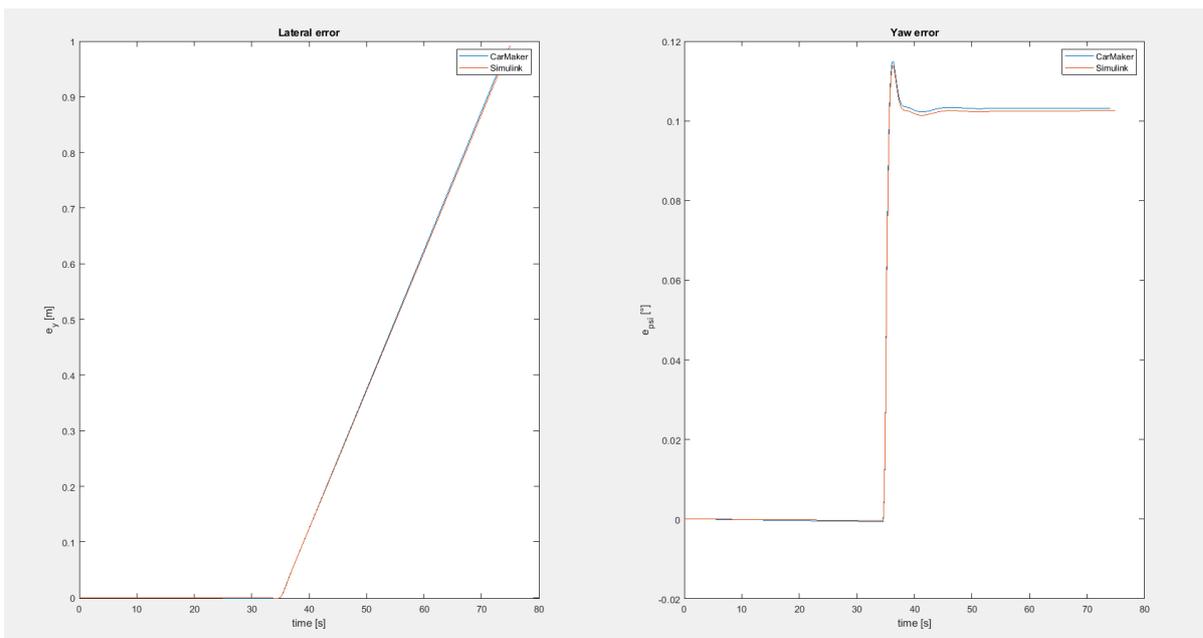


FIG 4. 13 - CONFRONTO TRA CARMAKER E SIMULINK DI ERRORE LATERALE E ERRORE DI IMBARDATA

Gli andamenti ottenuti evidenziano un'ottima funzionalità del modello a 4GDL. Le curve acquisite dall'output del modello Simulink seguono quasi perfettamente quelle estrapolate da IPG validando il modello presentato con la manovra eseguita.

#### 4.2.2 TESTRUN 2 – TRAIETTORIA CIRCOLARE (STEERING PAD)

La validazione del modello prosegue con il test eseguito denominato steering pad. Consiste nel far percorrere al veicolo una traiettoria circolare a velocità costante pari a 50 km/h. In questo caso si è realizzato un anello dal diametro di 200 m in cui il veicolo si immette dopo aver raggiunto e mantenuto la velocità di 50 km/h in un tratto rettilineo iniziale.

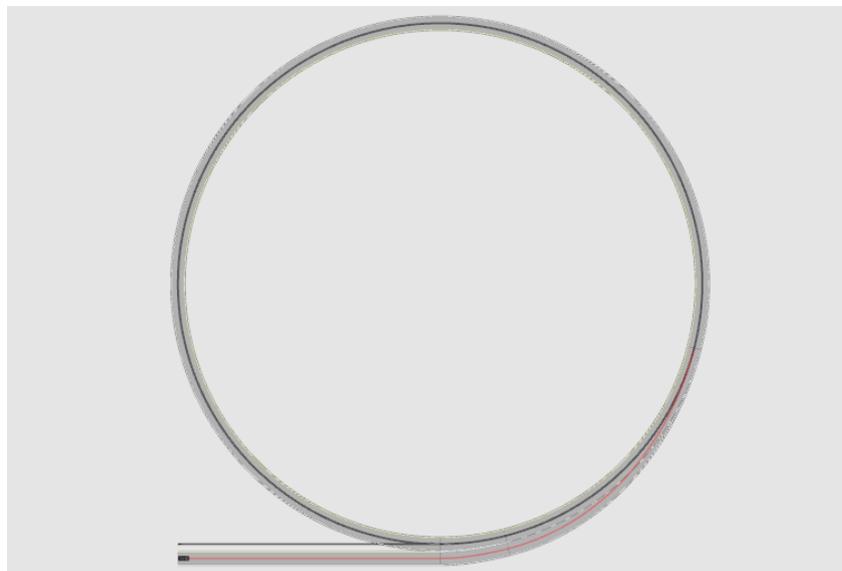


FIG 4. 14 - RAPPRESENTAZIONE DEL TRACCIATO CIRCOLARE

**Maneuver** Close

No	Start	Dur	Long	Lat	Label/Description
==== Global Settings / Preparation ====					
0	0.0	200	v=50		Slowly increasing velocity
1	200.0	30	v=50		Acceleration to 80 km/h
2	230.0	30	50	0	Steady-state conditions
3	260.0				==== END ====

**Specification of Maneuver Step**

Label:

Description:

End Condition:

Duration (time/dist):  s  m Adjust

---

**Longitudinal Dynamics**

IPGDriver

Speed [km/h]:

Manual Gear Shifting

Manumatic

(optional, overrides global driver parameter)

Driver Parameter...

**Lateral Dynamics**

Steer Step

Start [s]:

Amplitude [deg]:

Duration [s]:

Smooth Transition

Value is Offset

Steer by Torque

FIG 4. 15 - CARATTERISTICHE TESTRUN TRAIETTORIA CIRCOLARE

Il modello Simulink presenta una variazione rispetto al modello utilizzato durante la prova nel tratto rettilineo vista la necessità di fornire l'andamento della yaw rate della traiettoria di riferimento.

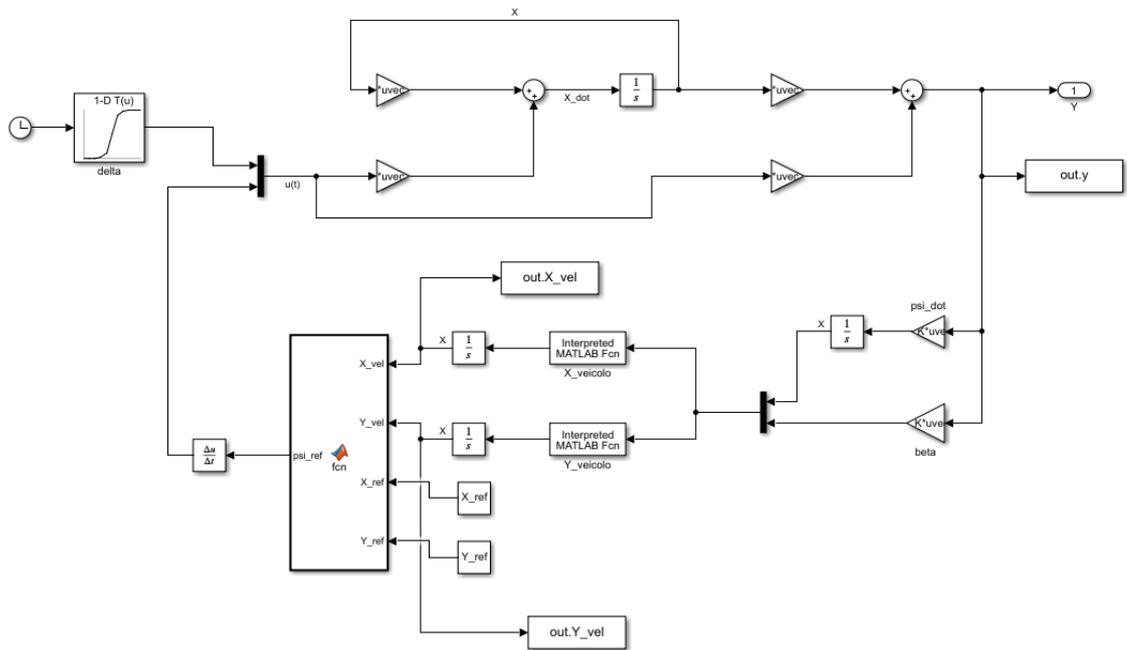


FIG 4. 16 - MODELLO SIMULINK TESTRUN STEERING PAD

La procedura per ricavare la  $\psi_{des}$  consiste nell'utilizzare i vettori contenenti le coordinate globali della traiettoria di riferimento in ambiente IPG, ottenibili grazie al RoadSensor installato sul veicolo, per ricavare la coppia di valori  $X_{ref}$  e  $Y_{ref}$  (coordinate della traiettoria di riferimento) sempre presi da IPG tali per cui la distanza euclidea dalle coordinate del veicolo ( $X_{vel}$  e  $Y_{vel}$ ) in ambiente Simulink sia minima.

Si sono calcolati quindi  $X_{vel}$  e  $Y_{vel}$  mediante la seguente formula:

$$X_{vel} = \int (V \cos \psi_{vel} - V \beta_{vel} \sin \psi_{vel}) \quad (4. 27)$$

$$Y_{vel} = \int (V \beta_{vel} \cos \psi_{vel} + V \sin \psi_{vel}) \quad (4. 28)$$

Dove  $\psi_{vel}$  e  $\beta_{vel}$  sono ottenuti dall'output del modello.

In ambiente Simulink il calcolo è stato effettuato mediante l'utilizzo di un blocco **Interpreted Matlab Function** Fig. 4.17.

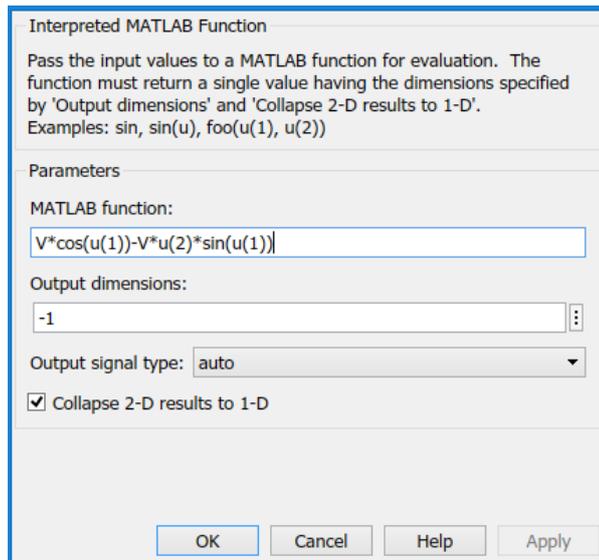


FIG 4. 17 - BLOCCO MATLAB FUNCTION PER IL CALCOLO DI X\_VEL

Quando si esegue un integrale numerico si esegue una somma dell'integrando in due istanti di tempo successivi, la condizione iniziale dell'integrale per il calcolo delle coordinate del veicolo quindi, è impostata pari alla condizione iniziale delle coordinate della traiettoria di riferimento su IPG, dato che si vuole avere il veicolo che parta allo stesso momento, stesso punto e stesso orientamento del veicolo in IPG.

Questo vincolo di integrazione è imposto direttamente nel blocco integrator alla voce **initial condition** Fig. 4.18.

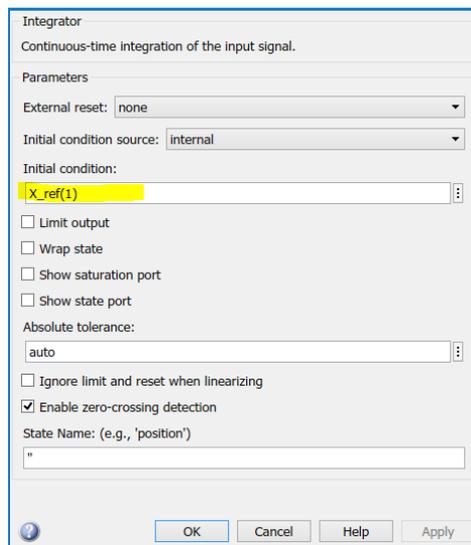


FIG 4. 18 - BLOCCO INTEGRATORE PER IL CALCOLO DI X\_VEL

Il calcolo della distanza euclidea

$$DIST = \sqrt{(X_{vel} - X_{ref})^2 + (Y_{vel} - Y_{ref})^2}$$

(4. 29)

E la verifica che la suddetta distanza sia minima si effettua utilizzando un blocco **Matlab Function** con 4 valori in input, ovvero le coordinate del veicolo e della traiettoria di riferimento, e un valore in output, l'angolo di imbardata del percorso di riferimento  $\psi_{des}$  che verrà poi derivato nel tempo per ottenere la  $\dot{\psi}_{des}$  richiesta dal modello.

```
function psi_ref = fcn(X_vel, Y_vel, X_ref, Y_ref)
DIST = sqrt((X_vel-X_ref).^2 + (Y_vel-Y_ref).^2);
INDEX = find(DIST == min(DIST));
psi_ref = 0;
if INDEX ==1
    psi_ref = 0;
else
    psi_ref = mod( atan2(Y_ref(INDEX(1))-Y_ref(INDEX(1)-1),X_ref(INDEX(1))-X_ref(INDEX(1)-1)), 2*pi);
end
```

FIG 4. 19 - FUNZIONE UTILIZZATA NELLA MATLAB FUNCTION

I risultati della simulazione sono riportati qui di seguito.

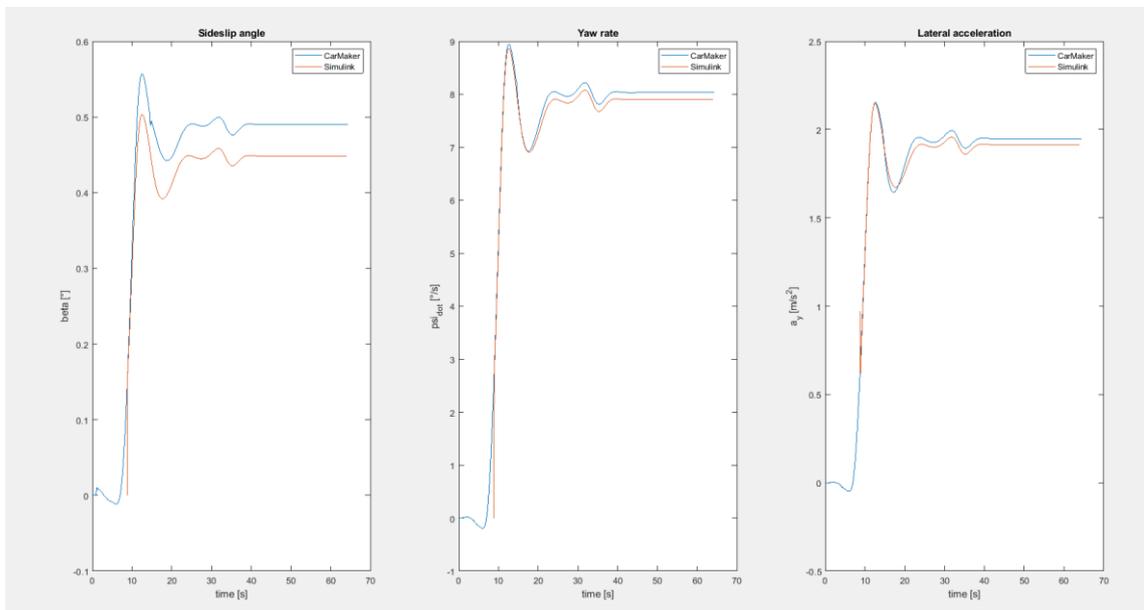


FIG 4. 20 - CONFRONTO TRA CARMAKER E SIMULINK DI ANGOLO DI ASSETTO, YAW RATE E ACCELERAZIONE LATERALE

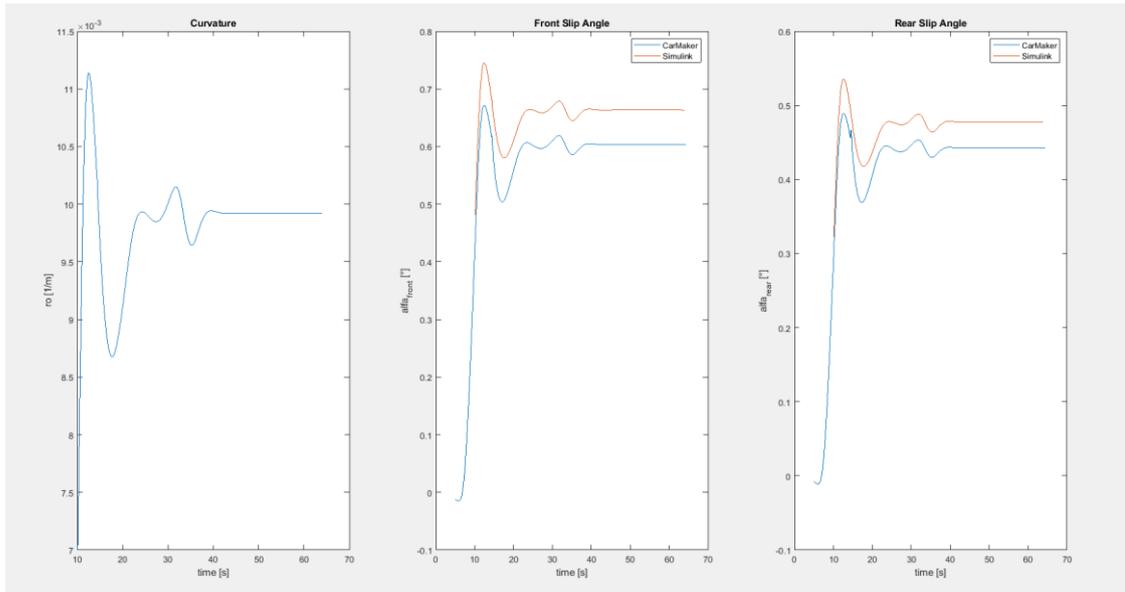


FIG 4. 21 - CONFRONTO TRA CARMAKER E SIMULINK DI ANGOLI DI DERIVA E CURVATURA OTTENUTA DAL MODELLO SIMULINK

Il confronto tra i valori di angoli di assetto, velocità d'imbardata, angoli di deriva e accelerazione laterale, evidenziano una buona similarità tra gli andamenti con una differenza angolare di circa 0.1 gradi tra le due curve che validano il modello a 4GDL.

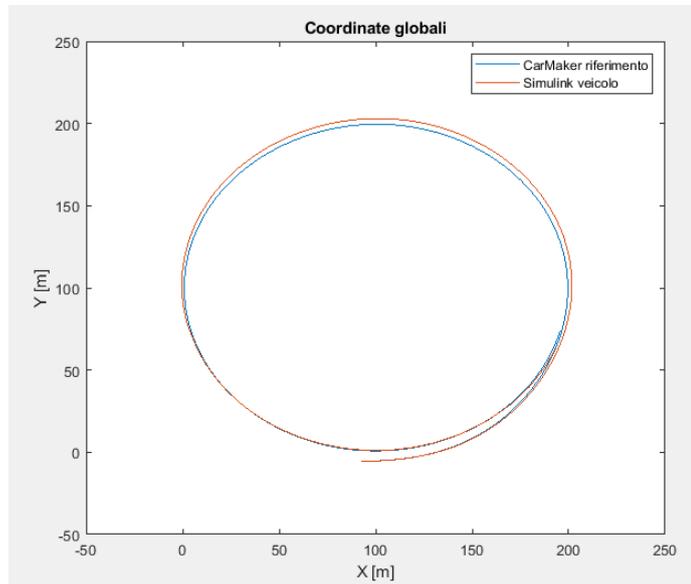


FIG 4. 22 - TRAIETTORIE NELLE COORDINATE GLOBALI

# CONCLUSIONI

Nella suddetta tesi è stata definito il processo per la realizzazione di una clotoide da utilizzare come traiettoria di riferimento per una manovra di cambio corsia.

Successivamente è stato definito un modello lineare di dinamica longitudinale, con annesse ipotesi semplificative, parametrizzato secondo le leggi della dinamica di un modello non a quattro ruote ma due, denominato modello a bicicletta. L'utilizzo del software specializzato in test di guida virtuali IPG CarMaker, ha permesso il raffronto tra i risultati ottenuti da IPG e il modello a bicicletta realizzato in ambiente Simulink di più manovre, ottenendo la validazione del modello e della caratteristica di rigidità di deriva calcolata.

La prima validazione ha permesso la realizzazione di un secondo modello più complesso, a 4 gradi di libertà, basato sulla formulazione dell'errore laterale e l'errore di imbardata tra la traiettoria del veicolo e la traiettoria di riferimento. Un ulteriore raffronto tra i risultati del modello a 4 GdL e quelli di IPG su una manovra di sterzata in ambiente rettilineo e su una manovra di steering pad ha permesso la validazione anche del nuovo modello realizzato.

# BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA

1. E. Galvagno, M. Velardocchia. Meccanica del Veicolo – Esercitazioni. CLUT, 2017.
2. M. Velardocchia, E. Galvagno. Appunti del Corso di Meccanica del Veicolo.
3. Robust Multirate On-Road Vehicle Localization for Autonomous Highway Driving Vehicles - Seung-Hi Lee, Member, IEEE, and Chung Choo Chung, Member, IEEE
4. IPG CarMaker Reference Manual
5. IPG CarMaker UsersGuide
6. Lane Change Control with Optimal Time-varying Sliding Mode in Automated Driving Vehicle - Jin Sung Kim<sup>1</sup>, Seung-Hi Lee<sup>2</sup>, and Chung Choo Chung.
7. A dynamic automated lane change maneuver based on vehicle-to-vehicle communication - Yugong Luo , Yong Xiang, Kun Cao, Keqiang Li - State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084.
8. A dynamic lane-changing trajectory planning model for automated vehicles - Da Yanga,<sup>b,\*</sup>, Shiyu Zheng, Cheng Wena, Peter J. Jinc, Bin Rand.
9. Accelerated Lane-Changing Trajectory Planning of Automated Vehicles with Vehicle-to-Vehicle Collaboration - Haijian Bai, Jianfeng Shen, Liyang Wei, and Zhongxiang Feng
10. Investigation of a Longitudinal and Lateral Lane-Changing Motion Planning Model for Intelligent Vehicles in Dynamical Driving Environments HONGYU ZHENG, JIAN ZHOU, QIAN SHAO, AND YULEI WANG.
11. Multiobjective Optimization of Lane-Changing Strategy for Intelligent Vehicles in Complex Driving Environments - Jian Zhou , Hongyu Zheng , Junmin Wang , Senior Member, IEEE, Yulei Wang, Bing Zhang , and Qian Shao.
12. Trajectory Planning of Autonomous Vehicles Based on Parameterized Control Optimization in Dynamic on-Road Environments - Sheng Zhu<sup>1</sup> & Bilin Aksun-Guvenc.
13. Personalized Driver/Vehicle Lane Change Models for ADAS - Vadim A. Butakov and Petros Ioannou, *Fellow, IEEE*
14. ADAS Acceptability Improvement Based on Self-Learning of Individual Driving Characteristics: A Case Study of Lane Change Warning System - QINYU SUN, HONGJIA ZHANG, ZHEN LI, CHANG WANG, AND KANG DU.
- 15.
16. <https://home.kpmg/it/it/home/insights/2020/07/autonomous-vehicles-readiness-index-2020.html>
17. [http://www.albertostrumia.it/sites/default/files/images/books/Meccanica/03\\_capitolo3.pdf](http://www.albertostrumia.it/sites/default/files/images/books/Meccanica/03_capitolo3.pdf)
18. [https://www.control.lth.se/fileadmin/control/Education/EngineeringProgram/FRTF05\\_China/slides\\_Lec2\\_20191029.pdf](https://www.control.lth.se/fileadmin/control/Education/EngineeringProgram/FRTF05_China/slides_Lec2_20191029.pdf)
19. [http://www.dii.unimo.it/~zanasi/didattica/Veicolo\\_OLD/Luc\\_CA\\_05\\_Spazio\\_degli\\_stati.pdf](http://www.dii.unimo.it/~zanasi/didattica/Veicolo_OLD/Luc_CA_05_Spazio_degli_stati.pdf)
20. [https://dspace.unical.it/bitstream/handle/10955/511/Tesi\\_Dottorato\\_XXII\\_Ciclo.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://dspace.unical.it/bitstream/handle/10955/511/Tesi_Dottorato_XXII_Ciclo.pdf?sequence=1&isAllowed=y)

## RINGRAZIAMENTI

Siamo arrivati alla fine di un percorso lungo e tortuoso, con alcuni momenti difficili ma ricco di soddisfazioni che mi ha permesso di acquisire una moltitudine di conoscenze e mi ha fatto conoscere persone stupende nell'arco sia del percorso triennale che quello magistrale.

Non sono il tipo che spende troppe parole, quindi sarò breve, insomma "rapido e indolore".

Vorrei dire un grosso, enorme grazie alla mia famiglia che mi ha sostenuto per tutto il periodo universitario senza mettermi troppe pressioni in certi momenti in cui la situazione non era molto, diciamo "ottimale", questo mi ha permesso di proseguire il percorso e superare gli ostacoli che mi si paravano davanti.

Vorrei ringraziare anche i miei amici, compagni di avventure di studio e non, che mi hanno sopportato durante questi anni.

Ancora grazie tutti e anche un grazie al sottoscritto, l'impareggiabile testone che ha deciso di intraprendere questo viaggio che l'ha fatto crescere come persona e uomo.

Sayonara.