



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Sede amministrativa: Università degli studi di Padova

Dipartimento di ingegneria Meccanica

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN: INGEGNERIA INDUSTRIALE

INDIRIZZO: INGEGNERIA MOTOCICLISTICA

CICLO: XX

**REALIZZAZIONE
DI UN SIMULATORE DI GUIDA
MOTOCICLISTICO**

Direttore della Scuola: Ch.mo Prof. Paolo Bariani

Supervisore: Ch.mo Prof. Alberto Doria

Dottorando: Massimo Maso

31 gennaio 2008

INDICE

Indice.....	5
Sommario.....	7
Overview.....	9
Capitolo 1 Introduzione ai simulatori di guida.....	11
1.1 Finalità e tipi di simulatore.....	11
1.2 Componenti di simulatore di guida.....	13
1.3 Un simulatore all'Università di Padova.....	17
1.4 Il sistema di riferimento (terna Sae).....	18
Capitolo 2 I componenti fisici.....	20
2.1 Il sistema cinematico.....	20
2.2 Il sistema di azionamento e controllo.....	27
2.2.1 I motori.....	27
2.2.2 Il controllo dei motori.....	33
2.2.3 La sincronizzazione degli azionamenti.....	42
2.2.4 Messa a punto dei parametri degli anelli di controllo.....	44
2.3 Il sistema di acquisizione.....	47
2.3.1 Sensori utilizzati.....	47
2.3.2 Sistema di condizionamento e scheda di acquisizione.....	53
2.3.3 Messa a punto del sistema di acquisizione.....	55
2.4 Il sistema di riproduzione dell'ambiente.....	58
2.4.1 Il sistema di visione.....	58
2.4.2 Il sistema sonoro.....	61
2.5 Il sistema di calcolo e gestione.....	62
Capitolo 3 Il software.....	65
3.1 Idea di base.....	65
3.2 Il sottoprogramma di acquisizione.....	66
3.3 Il sottoprogramma di integrazione.....	77
3.3.1 Il modello del veicolo.....	77
3.3.2 Il modello della strada.....	102
3.3.3 Implementazione dei modelli.....	106
3.4 Il sottoprogramma di washout.....	107
3.5 Il sottoprogramma audio.....	110
3.6 Il sottoprogramma grafico.....	112
3.7 Il sottoprogramma movimentazione.....	118
3.8 Il programma principale.....	121
3.8.1 La simulazione.....	129
Capitolo 4 Le prove realizzate.....	131
4.1 Realizzazione di un modello di veicolo.....	131
4.2 Prove di adattamento dei piloti.....	136
4.2.1 Analisi statistica delle cadute.....	143
4.2.2 Analisi statistica delle risposte.....	145
4.3 Le prove biomeccaniche.....	155
4.3.1 Acquisizione dei dati sperimentali.....	155
4.3.2 Elaborazione dei dati sperimentali.....	157
4.4 Implementazione di un software commerciale nel simulatore.....	163
Capitolo 5 Conclusioni e sviluppi futuri.....	167
Bibliografia.....	169

SOMMARIO

Questo elaborato affronta la tematica dello sviluppo di un simulatore di guida motociclistico a partire dalla definizione del modello matematico del veicolo fino alla realizzazione di un prototipo funzionante.

Le finalità di un simulatore di guida possono essere molto diverse dall'addestramento di nuovi utenti, all'ausilio alla progettazione ergonomica, dalla messa a punto di sistemi di ausilio alla guida, alla progettazione di un nuovo veicolo. In questi ultimi anni, inoltre, il problema della sicurezza stradale ha dato un nuovo impulso alla realizzazione dei simulatori di guida con la finalità di preparare il conducente ad interpretare e ad affrontare le situazioni di pericolo che può incontrare durante l'utilizzo del mezzo.

Nel capitolo 1 si definiscono i simulatori, soprattutto quelli di guida, le loro finalità, le loro applicazioni attuali e in prospettiva e si individuano i principali elementi costituenti. I simulatori di guida si differenziano tra loro a seconda dell'uso che si intende farne, a seconda del livello di riproduzione del movimento e dei comandi acquisiti.

Successivamente nei capitoli 2 e 3 viene presentato il simulatore di guida realizzato nelle sue componenti hardware e software. Viene presentata la struttura cinematica con i gradi di libertà e il sistema di attuazione e controllo del movimento, il sistema di acquisizione dei comandi e quello di rappresentazione dell'ambiente virtuale. La gestione della simulazione avviene attraverso un programma principale che viene presentato nelle sue componenti fondamentali.

Per i sistemi di movimentazione e acquisizione vengono presentati i principali problemi incontrati durante la realizzazione e le soluzioni adottate.

Infine, nel capitolo 4 si presentano i risultati ottenuti durante le prove di verifica e messa a punto del sistema. Esse consistono nella realizzazione di alcuni modelli virtuali di motocicletta, nell'analisi statistica delle risposte date da un gruppo di piloti e nelle prove biomeccaniche.

OVERVIEW

This work deals with the developing a driving simulator motorcycle from the definition of the mathematical model of the vehicle until the completion of a working prototype.

The purposes of a driving simulator can be very different: from the training of beginning users, to the help for ergonomic design, from the development of systems to help driving to the design of a new vehicle. In last years, moreover, the problem of road safety has given a new input to the realization of driving simulators with the aim to prepare the driver to interpret and deal with the danger that may face when using the medium.

In chapter 1 it defines the simulators, especially those driving, their purpose, their current applications and perspective and it identifies the main elements constituents. The driving simulators differ among themselves depending on the use, on the level of representation of the movement and on command acquired.

Chapters 2 and 3 there is shown the driving simulator made in its hardware and software. Here it is the description of the kinematic structure with degrees of freedom and the implementation of control and motion system, command acquisition system and representation of the virtual environment. The management of simulation is done through a main program which is presented in its fundamental components.

For movements and acquisition systems are presented major problems encountered during construction and the solutions adopted.

Finally, in chapter 4 are the results obtained during the verification tests and development of the system. They consist of the construction of some virtual motorcycle models, in statistical analysis of the answers given by a group of pilots and biomechanical tests.

CAPITOLO 1 INTRODUZIONE AI SIMULATORI DI GUIDA

1.1 FINALITÀ E TIPI DI SIMULATORE

Il simulatore è un sistema complesso, che nasce con lo scopo di riprodurre l'ambiente reale in uno spazio ristretto, controllato e sicuro al fine di addestrare le persone all'utilizzo di particolari attrezzature, di mettere a punto dispositivi particolari per l'ausilio all'utilizzo (assistenza alla guida, servomeccanismi per la movimentazione), il controllo di particolari componenti (ABS, ESP per i veicoli terrestri, controllo degli impennaggi per i velivoli), o più semplicemente per testare la reazione delle persone alle diverse situazioni che possono incontrare durante l'utilizzo dell'attrezzatura. Esistono varie tipologie di simulatori: di sistemi, di guida, medici, di impianti.

In questo lavoro si tratterà dei simulatori di guida realizzati per riprodurre le interazioni tra il pilota e il veicolo condotto. Essi si differenziano da altri tipi di simulatori perché deve essere sempre presente un essere umano con cui interagire, le cui reazioni e comandi non sono prevedibili.

Si può osservare che i simulatori si diversificano sia per l'ambiente che devono riprodurre sia per lo scopo del loro utilizzo. I simulatori per l'addestramento possono avere una dinamica meno raffinata ma devono anche aiutare l'utente ad interpretare le situazioni che affronta. I simulatori per testare sistemi di ausilio all'utente devono essere, invece, più raffinati dal punto di vista dinamico al fine di verificare sia le reazioni dell'uomo (che in questo caso è esperto e sa interpretare autonomamente le situazioni), sia del sistema in prova.

Il primo impiego dei simulatori di guida è stato per l'apprendimento della guida degli aerei. Questi sono i mezzi che hanno richiesto fin da subito un ambiente adatto all'apprendimento per la loro estrema pericolosità nel caso di manovre scorrette.

Il loro elevato utilizzo è dovuto essenzialmente agli elevati costi che caratterizzano i mezzi di volo, se comparati ad altri veicoli come le automobili o i motocicli, e alla pericolosità intrinseca in questi mezzi nel caso di manovre scorrette o malfunzionamenti delle apparecchiature in prova. I simulatori di volo sono sempre stati meno costosi rispetto a qualsiasi tipo di aereo che hanno cercato di riprodurre, in questo modo è stato possibile addestrare i piloti e gli equipaggi a costi inferiori e soprattutto a rischi inferiori.

Successivamente con il diminuire dei costi necessari per realizzare un apparato di simulazione sono aumentati gli impieghi dei simulatori; sono così nati simulatori di guida per autovetture, per treni, camion e più recentemente per motocicli.

I primi simulatori di "veicoli terrestri" sono stati sviluppati in ambito automobilistico con obiettivi differenti rispetto all'addestramento; molto spesso essi sono nati come strumenti di ausilio alla

progettazione per testare nuovi modelli prima della loro effettiva costruzione a livello di prototipo o per studiare il comportamento umano in situazioni specifiche.

In un simulatore ben costruito, il guidatore percepisce le stesse sensazioni fisiche che prova durante la guida di un vero veicolo. Questo è valido non solo nel campo degli stimoli di retroazione visivi e acustici, ma anche per ciò che riguarda la percezione del senso di movimento, di accelerazione e di decelerazione, di controllo del veicolo e per ciò che riguarda l'interazione fisica che si viene a creare con la struttura meccanica del simulatore.

In ambito motociclistico, anche per i volumi di produzione più ristretti, questa pratica di utilizzo dei simulatori in ausilio alla progettazione non è ancora diffusa. Lo sviluppo di un simulatore di guida di veicoli a due ruote può essere considerato un interessante strumento per diminuire i costi della fase di progettazione di un nuovo veicolo. Infatti, attualmente, vengono realizzati diversi prototipi di un potenziale nuovo modello di motociclo e solo dopo diverse prove effettuate da personale esperto risulta possibile ingegnerizzare il modello. L'uso di un simulatore dotato di un realistico ritorno inerziale sull'operatore, nel quale di volta in volta sia possibile settare i parametri identificativi del veicolo in esame (ciclistica, potenza, ...), permette di diminuire notevolmente il numero di prototipi da realizzare e, quindi, di limitare i costi e ridurre i tempi di questa delicata fase iniziale [1].

Negli ultimi anni in Europa e soprattutto in Italia, il problema della sicurezza stradale è stato un nuovo stimolo allo sviluppo di simulatori di guida. Molti sono i provvedimenti restrittivi che i governi hanno attuato per prevenire e vietare alcuni comportamenti rischiosi per la guida, come, ad esempio, è successo in Italia con il nuovo Codice della Strada, ma poco viene ancora fatto per l'addestramento di coloro che guidano i veicoli. Lo sviluppo di simulatori di guida dedicati all'addestramento ha lo scopo di colmare questa mancanza, in modo da fornire una formazione pratica alla guida per affrontare nel modo più corretto le situazioni di pericolo che si possono verificare durante l'utilizzo.

L'addestramento di nuovi utenti del veicolo può consistere nel proporre diversi percorsi da seguire a difficoltà variabile per tracciato, condizioni ambientali o traffico, e fornire al nuovo utente della strada le conoscenze non solo basilari per poterle affrontare durante la guida reale. Con una realistica immersione nell'ambiente simulato, questa esperienza potrebbe ridurre i rischi di incidenti che accompagnano guidatori inesperti, soprattutto nel primo periodo di uso di veicoli ad alte prestazioni.

Gli obiettivi che portano allo sviluppo di un simulatore di guida:

- lo studio del comportamento di nuovi prototipi di veicoli nella fase di sviluppo per raggiungere un comportamento stradale e prestazionale soddisfacente. Questo può

permettere una riduzione dei costi e dei tempi della fase iniziale dello sviluppo di un nuovo veicolo, e portare, quindi, più velocemente alla ingegnerizzazione del nuovo prodotto;

- l'addestramento e l'istruzione di guidatori inesperti in condizioni di sicurezza tramite la simulazione di un ambiente di traffico reale. Questo permette di creare o aumentare la capacità di affrontare e prevedere situazioni di pericolo che possono presentarsi nelle normali condizioni di traffico senza mettere a rischio l'incolumità di chi sta alla guida;
- la simulazione di manovre di guida pericolose e la gestione di situazioni estreme da parte di guidatori esperti, senza che venga messa a rischio la loro incolumità;
- la creazione di modelli matematici affidabili per lo studio della dinamica della motocicletta e la valutazione tramite simulazione del comportamento di un motoveicolo qualsiasi, noti i suoi dati;
- lo sviluppo e la verifica di modelli matematici che descrivono l'interazione tra mezzo e pilota durante le varie fasi della guida;
- lo sviluppo e la verifica di sistemi di ausilio alla guida.

1.2 COMPONENTI DI SIMULATORE DI GUIDA

Per riprodurre l'ambiente reale i simulatori devono essere composti da più parti che devono operare in modo coordinato. Queste sono:

- un sistema di acquisizione delle azioni del pilota;
- un sistema di elaborazione dei dati in ingresso in grado di prevedere l'evoluzione del sistema (dinamica);
- un sistema di riproduzione delle sensazioni fisiche, acustiche, visive e tattili generate dal movimento del veicolo sul pilota;
- un sistema di riproduzione dell'ambiente esterno dal punto di vista grafico, acustico ed eolico.

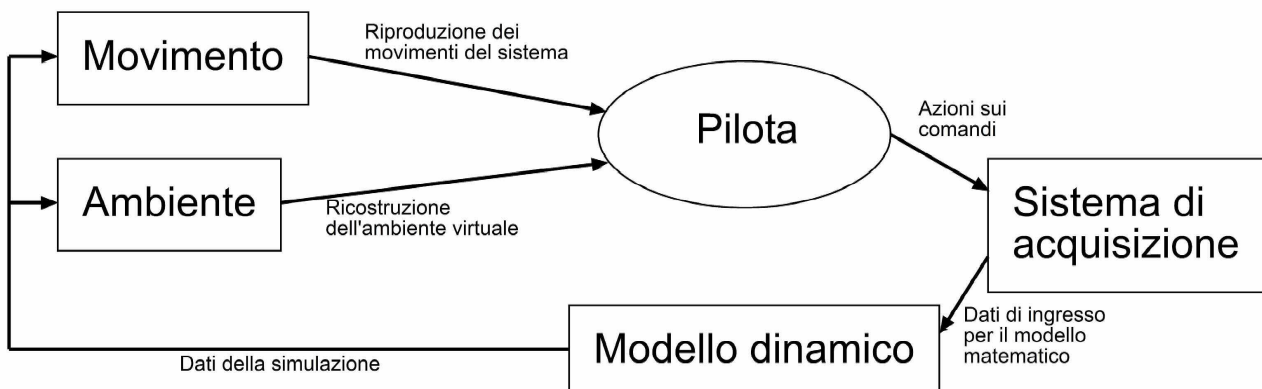


Figura 1—1: Schema a blocchi di un simulatore di guida

È possibile realizzare simulatori con diversa complessità e livello di riproduzione della realtà. Nel caso dei simulatori di guida ciò che non può assolutamente mancare è un qualche tipo di interfaccia tra l'utente e il modello matematico, che permetta al pilota di agire sul modello e di ricevere in tempo reale una risposta alle sue azioni. Il centro del sistema è, infatti, in questo caso costituito dal guidatore che è posto all'interno di un ambiente virtuale che riproduce l'ambiente reale.

Un sistema di sensori misura le azioni di controllo esercitate dal pilota che costituiscono l'ingresso di un modello dinamico del sistema costituito da veicolo e pilota.

I modelli dinamici più utilizzati sono i modelli multi-body, basati su una descrizione del sistema tramite una serie di corpi rigidi vincolati tra loro. Il numero di corpi e i gradi di libertà variano a seconda dello scopo per cui è realizzato il simulatore e ciò che deve riprodurre. Un elemento importante del modello, almeno per i veicoli terrestri, è il tipo di modello matematico adottato per la rappresentazione del comportamento dei pneumatici del veicolo, visto che essi rappresentano l'unico collegamento tra il veicolo e la strada.

Il comportamento del veicolo virtuale è descritto dalle grandezze risultanti dall'integrazione del modello dinamico (posizioni, velocità ed accelerazioni lineari e angolari), la cui implementazione numerica deve garantire una velocità di integrazione tale da consentire l'interazione in tempo reale con il pilota. Verifiche condotte comparando i risultati ottenuti su simulatori già realizzati con quelli misurati in condizioni di guida reali, confermano la corrispondenza dei valori ricavati dai modelli utilizzati per la gestione dei simulatori.

Le grandezze ottenute dal modello matematico sono utilizzate come riferimento per il controllo dei sottosistemi responsabili della rappresentazione virtuale del movimento e dell'ambiente. La rappresentazione del movimento avviene attraverso un sistema di attuatori che, applicano forze e accelerazioni al pilota. La rappresentazione dell'ambiente prevede, invece, una serie di sottosistemi dedicati a riprodurre un insieme omogeneo di sensazioni:

- sensazioni visive;
- sensazioni uditive;
- sensazioni tattili.

La necessità di utilizzare un sistema di riproduzione dell'ambiente così articolato dipende dal cervello umano che percepisce il movimento integrando diverse sensazioni di tipo visivo, acustico e fisico. Le principali percezioni di tipo fisico sono date dal sistema vestibolare situato nell'orecchio interno; in questa sede due diverse strutture, il vestibolo membranoso e il complesso dei canali semicircolari membranosi (che compongono un giroscopio biologico) hanno la funzione di rilevare rispettivamente l'equilibrio statico e quello dinamico. Alle sensazioni vestibolari si aggiungono quelle tattili che derivano dall'interazione con il sedile o la sella, col volante o manubrio e le

pedaliere; infine, occorre ricordare le sensazioni derivanti dall'effetto del flusso d'aria che investe il pilota durante la guida se a bordo di un veicolo scoperto [2].

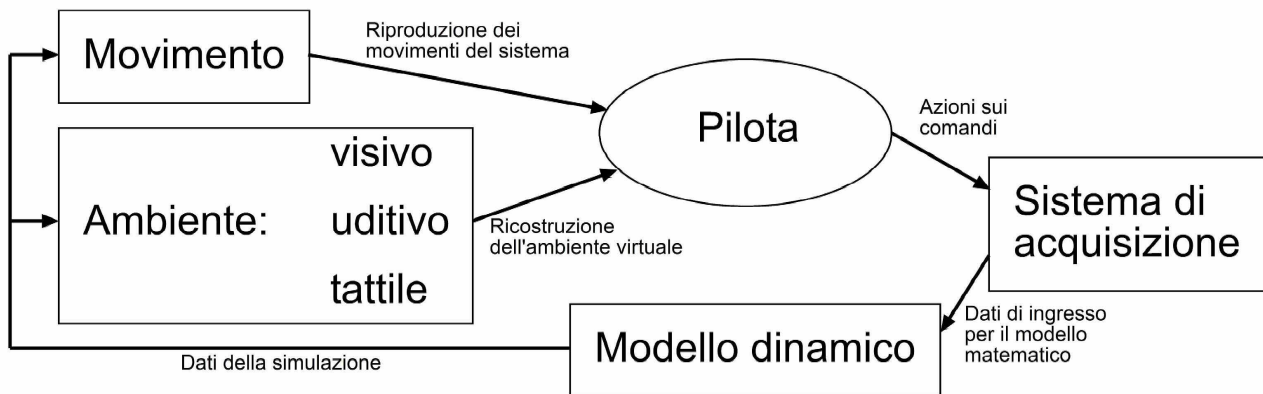


Figura 1—2: Schema a blocchi di un simulatore di guida: articolazione della riproduzione dell'ambiente

Il sistema grafico viene utilizzato per ricreare l'ambiente di guida dal punto di vista del guidatore nelle manovre che deve compiere e realizzare, così, una retroazione visiva sul pilota stesso; può essere realizzato ricorrendo a schermi con retro-proiettore, le cui dimensioni variano tra 50 e 100 ", isolando nel contempo il soggetto in un ambiente buio che induca a concentrare l'attenzione sulle immagini per ottimizzare l'effetto di immersione nell'ambiente virtuale che riproduce lo svilupparsi del percorso secondo le modalità ricavate dall'integratore e dall'ambiente grafico impostato.

In alternativa vengono utilizzati dei visori indossabili, in alcuni casi stereoscopici, che forniscono una percezione visiva simile a quella di uno schermo di 100 ", con un ingombro molto più ridotto ma costi comparabili se non superiori. Gli effetti visivi possono sopperire alle limitazioni meccaniche dello spazio di lavoro, combinando i movimenti del pilota con un'opportuna inclinazione della visuale.

Il sistema acustico deve riprodurre sia i suoni propri del veicolo ai diversi regimi del motore, a seconda delle azioni sull'acceleratore, sia gli effetti sonori ambientali, sincronizzati con le rappresentazioni del sistema visivo e ottimizzati tramite l'uso dell'effetto Doppler tipico della percezione di fonti sonore in movimento rispetto all'ascoltatore. Per ottenere questi risultati la soluzione più opportuna risulta l'utilizzo di sistemi sonori surround 5.1 (un canale per i suoni del veicolo, 4 per gli effetti ambientali e uno per i bassi) o virtual surround a due canali.

La necessità di rendere la sensazione dinamica e tattile legate allo spostamento d'aria dovuto al moto del mezzo nell'atmosfera viene supportata dal sottosistema eolico che eroga un flusso d'aria proporzionale alla velocità ricavata dal modello real-time.

Merita considerazioni più approfondite il sottosistema di attuazione del simulatore, responsabile del feedback inerziale sul pilota. Per la sua realizzazione può essere utilizzata:

- una cinematica seriale, ovverosia una catena cinematica aperta che connette la base alla parte da movimentare;
- una cinematica parallela, cioè più catene cinematiche chiuse che uniscono la parte fissa a quella mobile (piattaforma di Stewart);
- una cinematica che presenta soluzioni ibride.

La seconda soluzione garantisce una migliore rigidità strutturale, un migliore rapporto carico applicato - peso del meccanismo, un minore errore di posizionamento e frequenze proprie più elevate.

Al contrario con i cinematismi seriali si ottengono un maggiore spazio di lavoro raggiungibile e minori ingombri, caratteristiche che li privilegiano in ambito commerciale, pur essendo necessari dei compromessi sugli aspetti in cui prevalgono le piattaforme di Stewart [3].

È già stato detto che l'integrazione del modello dinamico fornisce risultati che costituiscono un'ottima approssimazione dei movimenti di un veicolo reale. Il simulatore, però, non ha la possibilità di movimento di quest'ultimo, quindi, le grandezze calcolate non possono essere applicate direttamente al sistema di movimentazione. A questo proposito riveste un ruolo fondamentale la strategia del simulatore, ovverosia l'algoritmo matematico che realizza la conversione dei movimenti del veicolo calcolate dal sistema dinamico, nei movimenti che il simulatore deve eseguire: la limitatezza dello spazio di lavoro per le manovre comporta sempre un certo errore nella loro replica. Se si verificano errori troppo elevati si può ottenere l'incoerenza con l'ambiente virtuale simulato dagli altri sottosistemi, e una errata sensazione inerziale sul pilota. Il pilota può essere portato a compiere manovre scorrette, o, una volta posto alla guida del veicolo reale, a non interpretare correttamente ciò che sta succedendo, vanificando, così, l'uso del simulatore per l'addestramento.

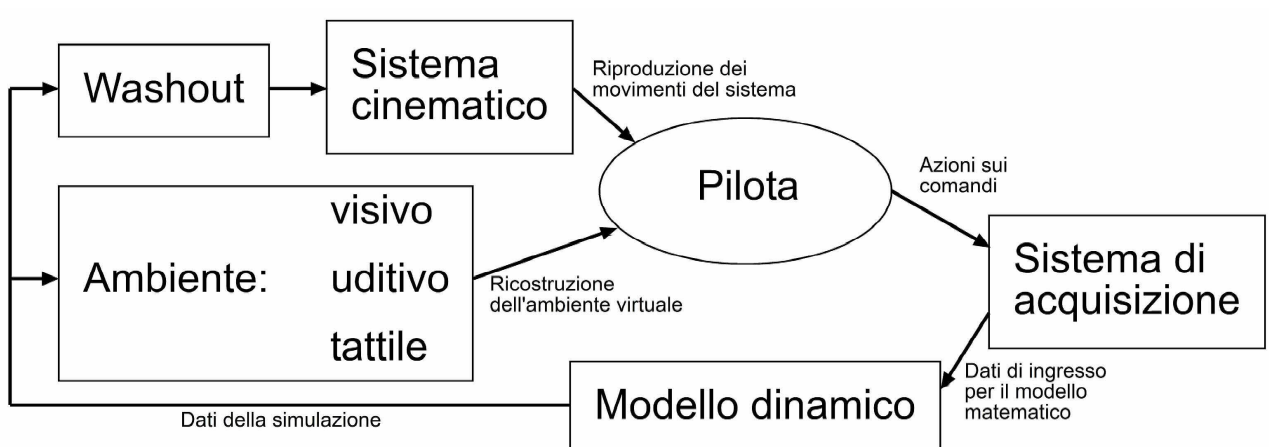


Figura 1—3: Schema a blocchi di un simulatore di guida: articolazione della riproduzione del movimento

Gli algoritmi che realizzano la strategia del simulatore sono strutturati in genere in due parti coordinate, una per la gestione dei moti longitudinali all'interno del piano di simmetria del veicolo, l'altra per la generazione dei moti laterali fuori piano (rollio, imbardata, sterzo, ...).

Le tecniche di realizzazione della strategia di controllo sono riassunte nella denominazione filtro di washout e non sono facilmente reperibili nel dettaglio in letteratura perché, spesso, costituiscono il cuore di potenziali sistemi commerciali; dalla loro descrizione di massima si può comunque rilevare che le azioni di controllo sono realizzate mediante semplici leggi di controllo con coefficienti aggiustati in base all'esperienza, o mediante leggi derivanti da rilevazioni sperimentali su strada.

Si è comunque riscontrato che per realizzare una buona strategia è necessario che le accelerazioni percepite dall'utilizzatore siano calcolate vicino all'incavo dell'orecchio in prossimità, quindi, del sistema vestibolare.

Sistemi di controllo più sofisticati, per i quali è più corretto il termine di filtri di washout, sono quelli sviluppati nel settore dei simulatori di volo ed hanno la peculiarità di riprodurre le accelerazioni e le velocità angolari percepite a livello vestibolare dal pilota durante la guida sfruttando sia le accelerazioni e le velocità angolari del simulatore (effetto inerziale), sia l'accelerazione di gravità (effetto gravitazionale). Le accelerazioni da riprodurre vengono separate da filtri nelle loro componenti spettrali. Le componenti a bassa frequenza vengono riprodotte facendo uso della gravità, inclinando lentamente il simulatore, le componenti ad alta frequenza vengono, invece, riprodotte facendo muovere il simulatore più velocemente e sfruttando gli effetti inerziali generati dal movimento. In questo modo si riescono a riprodurre in maniera migliore le accelerazioni reali, pur con limitati spostamenti del simulatore.

1.3 UN SIMULATORE ALL'UNIVERSITÀ DI PADOVA

Nell'ambito del gruppo Motorcycle Dynamics Research Group (MDRG) del Dipartimento di Ingegneria Meccanica (DIM) è sorta la necessità di realizzare un simulatore di guida motociclistico nell'ambito dello studio della dinamica della motocicletta.

Lo scopo principale è porre le basi per la realizzazione di un simulatore per l'addestramento, ma anche utilizzarlo per poter testare algoritmi di previsione della caduta o di controllo dell'imbardata in modo sicuro per il pilota.

Dall'elenco dei componenti base del simulatore individuati nel paragrafo precedente, risulta che lo sviluppo di un simulatore di guida è da inserire in un contesto multidisciplinare nel quale svolgono particolare importanza le conoscenze appartenenti alla progettazione e costruzione meccanica, alla dinamica del veicolo e alla realizzazione di modelli matematici, ai controlli automatici degli azionamenti, alla scrittura di software.

1.4 IL SISTEMA DI RIFERIMENTO (TERNA SAE)

Il sistema di riferimento per individuare i punti nello spazio è il sistema SAE applicato al motociclo [2]. Esso prevede l'utilizzo di terne di riferimento xyz destregiare con asse x lungo la direzione di avanzamento, asse y ortogonale alla direzione di avanzamento e asse z verticale diretto verso il basso. L'origine O di tale terna è nel punto di contatto della ruota posteriore con il suolo.

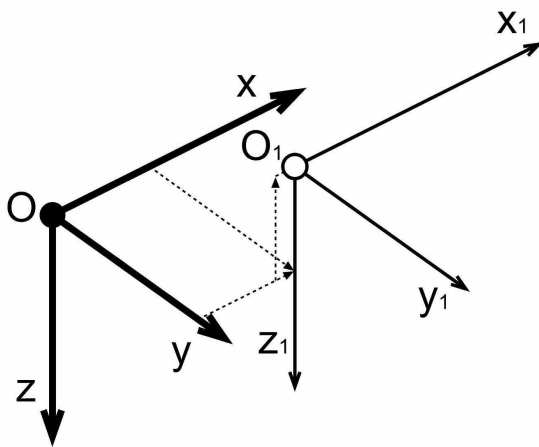


Figura 1—4: Terne SAE in traslazione

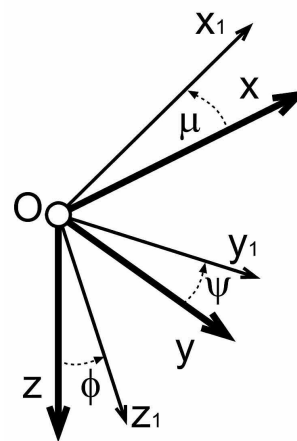


Figura 1—5: Terne SAE in rotazione

Si definisce una terna fissa sul punto di inizio dell'osservazione $Oxyz$, e una terna fissa sul corpo oggetto dell'osservazione che si muove rispetto alla terna fissa. La terna mobile $O_1x_1y_1z_1$ è individuata dalle coordinate xyz del punto origine O_1 rispetto alla terna fissa, e dagli angoli $\phi\mu\psi$. la rotazione attorno all'asse x necessaria per far coincidere le terne è indicata con l'angolo ϕ , analogamente la rotazione attorno all'asse y è indicata dall'angolo μ e quella attorno all'asse z , dall'angolo ψ . Essi sono anche detti angoli di rollio (ϕ), beccheggio (μ) e imbardata (ψ).

CAPITOLO 2 I COMPONENTI FISICI

Per il simulatore realizzato presso il gruppo MDRG sono stati realizzati ed assemblati i seguenti componenti fisici che sono stati individuati tra i più importanti e critici per la realizzazione di un simulatore di guida:

- 1) il sistema cinematico;
- 2) il sistema di azionamento e controllo;
- 3) il sistema di acquisizione;
- 4) il sistema di riproduzione dell'ambiente: audio e suono;
- 5) il sistema di calcolo e gestione.

Come risulta dall'elenco dei componenti di un simulatore di guida, essi sono praticamente tutti quelli necessari a realizzare un buon simulatore. Al momento non si è ritenuto necessario implementare un sistema eolico, anche se a rigore per un veicolo scoperto, quale una motocicletta esso ha una notevole importanza.

Per ridurre i costi necessari alla realizzazione del simulatore e la complessità di gestione del sistema, visti anche i notevoli sviluppi in ambito informatico, si è ritenuto opportuno affidare ad un unico PC il calcolo e la gestione dell'intero sistema [4].

2.1 IL SISTEMA CINEMATICO

Un sistema cinematico per un simulatore di guida motociclistico deve essere in grado di riprodurre i cinque movimenti principali di un motoveicolo: movimento dello sterzo, movimento di rollio, beccheggio, imbardata e spostamento laterale.

Il movimento più importante, senza il quale il simulatore di guida motociclistico perde ogni utilità per l'addestramento alla guida e ogni collegamento con la realtà fisica del veicolo simulato, è quello dello sterzo dato che questo è il principale strumento di controllo del conducente. Nel caso del motoveicolo, il pilota guida, infatti, attraverso la coppia applicata allo sterzo: è, dunque, necessario che lo sterzo reagisca alle azioni del conducente in maniera il più possibile analoga a quanto avviene nella realtà. Ciò deve essere tenuto presente durante la progettazione del filtro di washout per la riproduzione dei movimenti.

Gli altri movimenti, che si sono presi in considerazione, sono meno importanti per la guida in senso stretto ma aiutano il pilota a capire le reazioni del veicolo e lo preparano a ciò che avverrà nella guida del veicolo reale.

Per ridurre le coppie esercitate dai motori e ricreare solo il movimento scelto si è cercato di fare in modo che gli assi di rotazione siano per quanto possibile passanti per il baricentro della struttura.

La struttura che ne risulta ha le seguenti caratteristiche cinematiche.

	Spostamento	Velocità	Accelerazione
Rollio	21°	600 °/s	315 °/s ²
Beccheggio	12°	50 °/s	2700 °/s ²
Spostamento laterale	0.4 m	1 m/s	10 m/s ²
Imbardata	15°	20 °/s	200 °/s ²
Sterzo	25°	2400 °/s	315 °/s ²

Tabella 2—1: Caratteristiche del sistema cinematico

La piattaforma è composta da tre componenti mobili (telai) e da strutture fisse al suolo. Ciascun componente può realizzare uno o due movimenti indipendenti rispetto agli altri.

Esso è a cinematica ibrida seriale e parallela visto che ogni movimento è realizzato con una catena cinematica chiusa dedicata (solo i movimenti di imbardata e spostamento laterale sono ottenuti con una unica catena cinematica chiusa) ma la catena cinematica finale è essenzialmente aperta. I membri che la compongono risultano connessi in serie da vari tipi di coppie cinematiche ed il meccanismo complessivo presenta un estremo fisso al suolo (i supporti degli attuatori) e l'altro libero di muoversi all'interno dello spazio di lavoro (il telaio più interno dove si siede il pilota).

Il telaio più interno è quello di beccheggio. Su di esso è montato il motore che realizza il movimento dello sterzo, vi è posizionata la sella della motocicletta e tutti i componenti che realizzano i comandi classici di una motocicletta reale e il sistema di condizionamento.

Attorno al telaio di beccheggio si sviluppa il telaio di rollio che riproduce la rotazione attorno all'asse orizzontale. Su di esso è montato il motore che movimenta il telaio di beccheggio, il perno che realizza l'asse di rotazione e la molla che equilibra il carico statico del telaio di beccheggio.

Il telaio mobile più esterno è quello di imbardata che riproduce i movimenti di spostamento laterale e rotazione attorno all'asse verticale attraverso due motori indipendenti montati sulla struttura fissa. Esso risulta appeso alla struttura fissa, in modo che i motori non debbano sostenere l'intero sistema cinematico e il pilota ma solo sposterlo dalla posizione di equilibrio. La traslazione laterale è realizzata da una guida fissa al suolo. Sul telaio di imbardata è montato il motore che riproduce il movimento di rollio e il relativo asse di rotazione.

La struttura fissa è composta dalle colonne che sostengono i motori di imbardata e spostamento laterale, dalla guida per lo spostamento laterale e dai sostegni del telaio di imbardata. La soluzione scelta di appendere la struttura comporta diversi vantaggi:

- l'intero sistema mobile risulta in equilibrio stabile in qualsiasi condizione di utilizzo;

- si possono utilizzare motori di dimensioni ridotte visto che essi non devono sostenere l'intero peso della struttura (come avviene, invece, in una classica piattaforma di Stewart);
- lo sforzo richiesto ai motori per movimentare la struttura è solo quello necessario a vincere le forze inerziali.

I movimenti utilizzano gli schemi cinematici di seguito descritti.

- Per il movimento di beccheggio il telaio di rollio risulta essere il membro fisso, il telaio di beccheggio il membro mobile (a lunghezza fissa), il motore di beccheggio con la sua vite senza fine il membro mobile (a lunghezza variabile). Lo schema è quello di un quadrilatero a coppia prismatica con tre coppie rotoidali o meccanismo a cilindro oscillante.

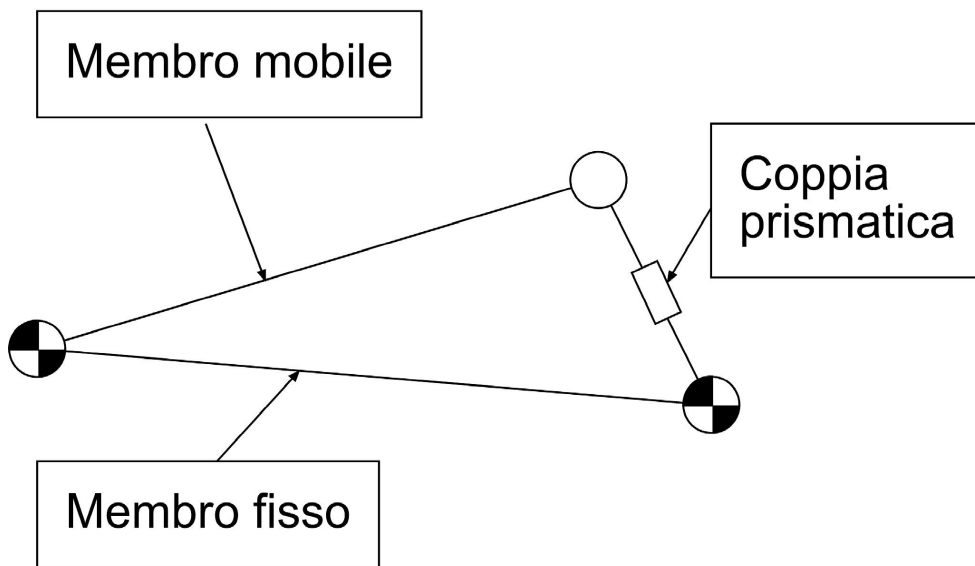


Figura 2—1: Schema cinematico del movimento di beccheggio

- Per il movimento di rollio lo schema cinematico è semplicemente quello di un albero montato su due cuscinetti. Il movimento è realizzato da un motore fissato ad un'estremità dell'albero e sul telaio di base (il telaio mobile di imbardata).

- Per il movimento di imbardata la struttura è il membro fisso, il telaio di imbardata è il membro mobile (a lunghezza fissa), i due motori di imbardata con le viti senza fine i membri mobili (a lunghezza variabile). Lo schema è derivato da quello di un esalatero con due coppie prismatiche, quattro coppie rotoidali e una coppia a camma al posto di una ulteriore coppia rotoidale. Visto che il telaio risulta appeso alla struttura fissa con dei cavi, il suo movimento nel piano yz sarà quello di un pendolo, perciò la coppia rotoidale che sostiene la madrevite avrà uno spostamento verticale; è necessario predisporre delle coppie sferiche tra il motore e la vite senza fine per permettere il movimento verticale.

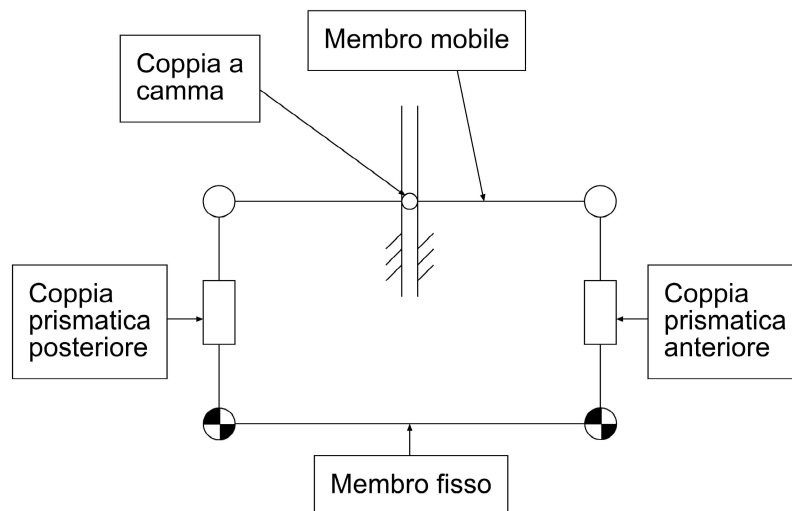


Figura 2—2: Schema cinematico dei movimenti laterale e d'imbardata

La progettazione dei membri mobili è stata guidata da alcune idee fondamentali:

- massima leggerezza del sistema complessivo;
- ampio spazio di lavoro per ciascun grado di libertà;
- assi di movimentazione baricentrici.

Per ottenere la leggerezza si è scelto di utilizzare una struttura in tubi saldati in acciaio trafilato ($\phi 30 \times 1.5$); per la preparazione delle zone di saldatura si è sfruttato il taglio laser che ha permesso una riduzione dei tempi di realizzazione e una adeguata precisione.

La progettazione è partita dal telaio più interno che supporta il motore che realizzerà il movimento dello sterzo, realizza il movimento di beccheggio e riproduce per quanto possibile le dimensioni di una motocicletta.

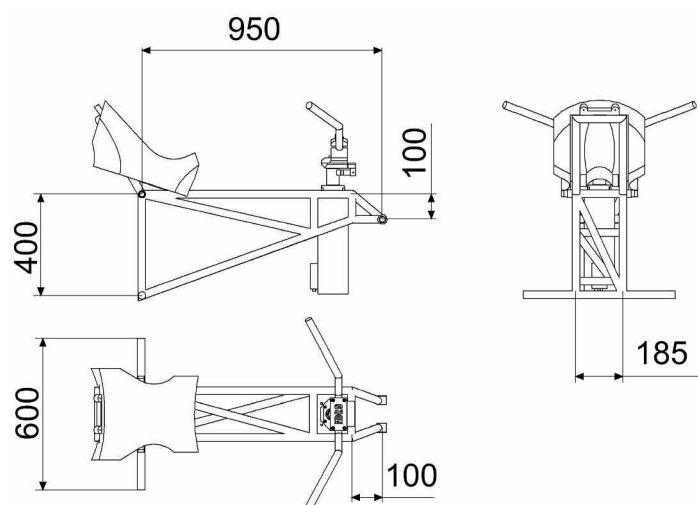


Figura 2—3: Dimensioni di riferimento per il telaio di beccheggio

Le dimensioni di questo telaio sono state scelte in modo da ottenere la posizione di guida tipica di un veicolo della categoria maxi enduro, visto che i componenti a disposizione (serbatoio, sella e

manubrio) appartengono a una motocicletta di questa tipologia e che le motociclette di tipo maxi enduro presentano una posizione di guida abbastanza naturale. È stato scelto di porre l'asse di rotazione per il moto di beccheggio al di sotto della sella e l'attuatore all'esterno del telaio in modo da ridurre il carico gravante sul motore.

In condizioni di riposo il telaio risulta inclinato di 20° rispetto all'orizzontale. Per ridurre ulteriormente il carico statico applicato sul motore di beccheggio è stato inserito un componente elastico, ricavato da una forcella motociclistica, che in condizioni normali è in grado di mantenere in posizione il telaio e il pilota.

All'esterno del telaio di beccheggio è stato predisposto il telaio di rollio che supporta il motore e il telaio di beccheggio. Il telaio in esame presenta la sede per il componente elastico e realizza il movimento di rollio.

Le dimensioni di questo componente sono determinate dalle dimensioni del telaio precedente (che deve esservi inserito) e dal sistema di movimentazione. Il telaio e l'asse del motore di beccheggio, in condizioni di riposo, risultano ortogonali per avere la massima componente utile di forza.

L'asse di rollio è realizzato tramite due perni che ruotano in due sedi sul telaio più esterno.

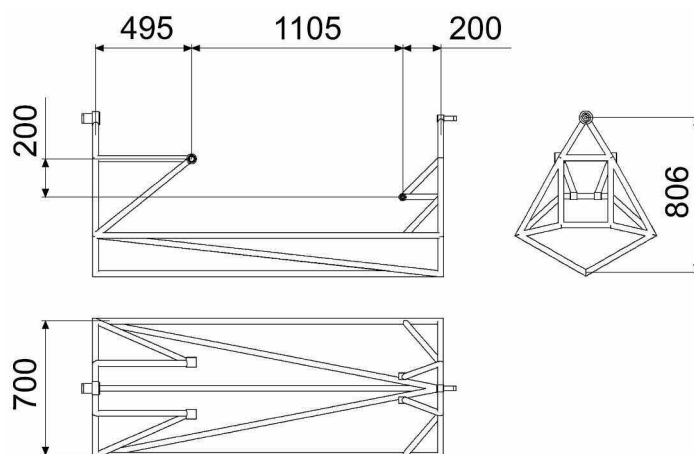


Figura 2—4: Dimensioni di riferimento per il telaio di rollio

Il telaio mobile più esterno supporta il motore e il telaio che realizzano il moto di rollio, e realizza il moto di imbardata e spostamento laterale.

Il telaio di imbardata è mantenuto sospeso tramite quattro cavi fissati alle sue estremità e al soffitto, ed è vincolato a muoversi lungo la guida a camma fissata al suolo. Gli assi dei motori laterali sono alla stessa altezza dell'asse di rollio.

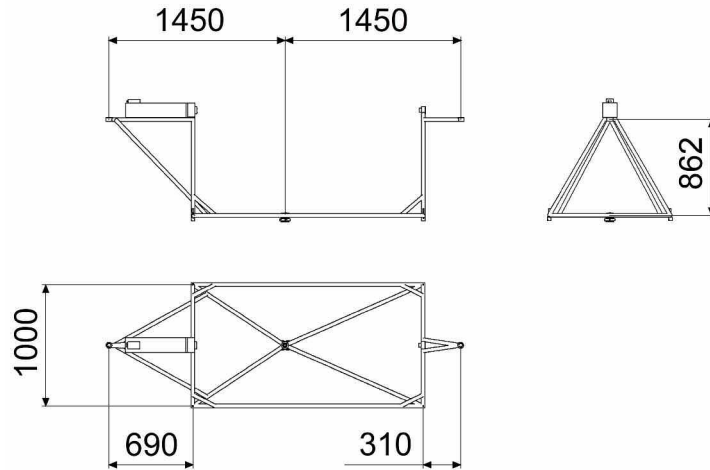


Figura 2—5: Dimensioni di riferimento per il telaio di imbardata

Il sistema di vincoli fissi comprende le due colonne che sostengono i motori per lo spostamento laterale e di imbardata, la guida rettilinea laterale del telaio di imbardata e il sistema di afferraggio dei cavi al soffitto.

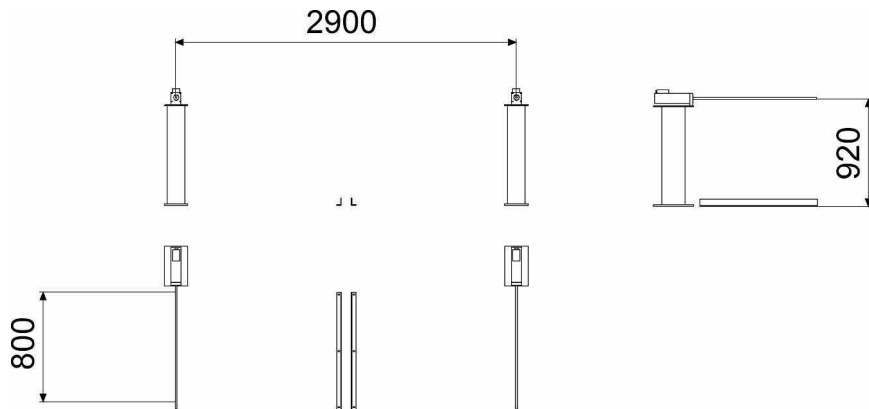


Figura 2—6: Dimensioni di riferimento per i vincoli fissi

Una volta stabilite le dimensioni principali dei vari componenti è possibile calcolare la legge che lega la posizione dei motori con le posizioni della piattaforma per i movimenti di imbardata e spostamento laterale a partire dallo schema cinematico.

Le relazioni utilizzate sono:

$$A2 = \sqrt{(lunx2 - lunx2 \cdot \cos(\psi))^2 + (luny2 + y + lunx2 \cdot \sin(\psi))^2} \quad 2-1$$

$$A3 = \sqrt{(lunx3 - lunx3 \cdot \cos(\psi))^2 + (luny3 + y + lunx3 \cdot \sin(\psi))^2} \quad 2-2$$

$$A4 = \sqrt{(lunxr - lunxb \cdot \cos(\mu + \mu_0))^2 + (lunzr + lunxb \cdot \sin(\mu + \mu_0))^2} \quad 2-3$$

dove: y , ψ e μ sono le posizioni richieste alla piattaforma espresse in $[rad]$,

$A2$, $A3$ e $A4$ sono le lunghezze dei membri a lunghezza variabile necessari per ottenere le posizioni richieste della piattaforma espresse in $[mm]$,

$lunx2 = lunx3$ è la semilunghezza in direzione x del telaio di imbardata (e del telaio di base che lo contiene pari a 1450 mm),

$luny2 = luny3$ è la posizione laterale del telaio di imbardata in condizioni di riposo (450 mm),

$lunxr$ è la lunghezza in direzione x del telaio di rollio (1105 mm),

$lunzr$ è la lunghezza in direzione z del telaio di rollio (200 mm),

$lunxb$ è la lunghezza in direzione x del telaio di beccheggio (955 mm),

μ_0 è l'inclinazione iniziale del telaio di beccheggio (14 °).

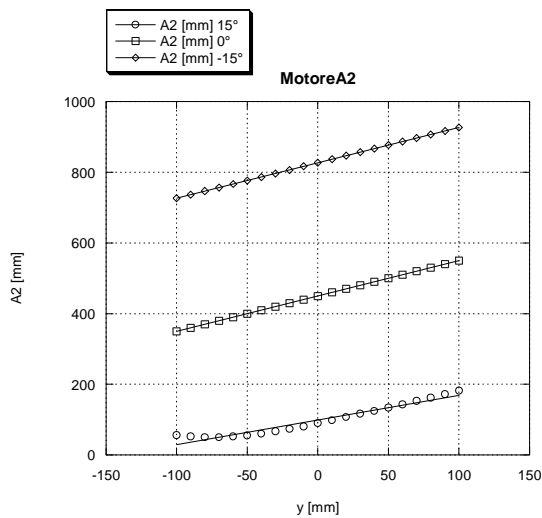


Figura 2—7: Andamento equazione 2-1 con ψ costante

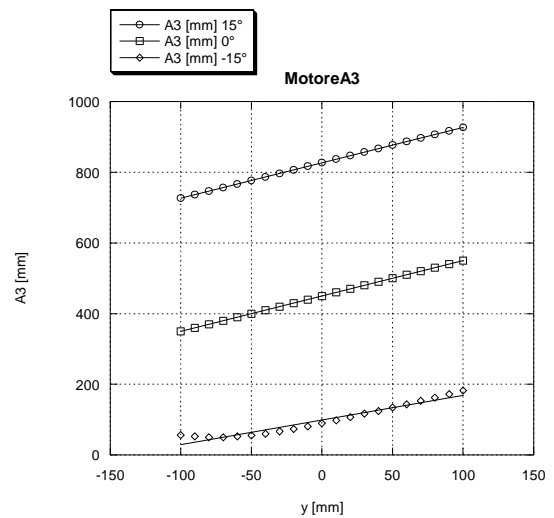


Figura 2—8: Andamento equazione 2-2 con ψ costante

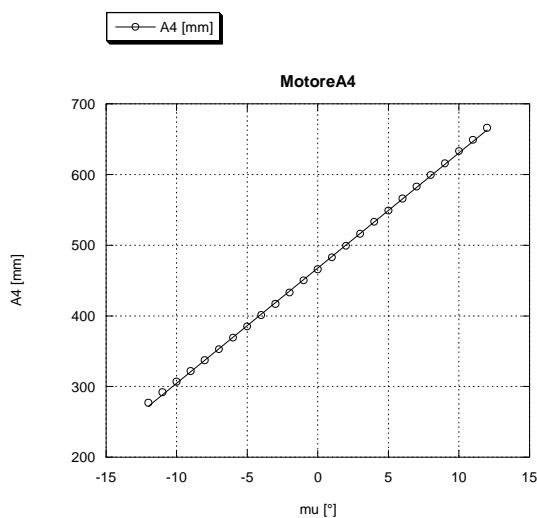


Figura 2—9: Andamento equazione 2-3 con ψ costante

In un ampio campo di spostamenti le relazioni precedenti risultano ben approssimabili dalle semplici relazioni proporzionali:

$$A2 \approx l_{un}y2 + y + l_{un}x2 \cdot \psi \quad 2-4$$

$$A3 \approx l_{un}y3 + y + l_{un}x3 \cdot \psi \quad 2-5$$

$$A4 \approx l_{un}zr + l_{un}xb \cdot (\mu + \mu_0) \quad 2-6$$

2.2 IL SISTEMA DI AZIONAMENTO E CONTROLLO

Il sistema di azionamento e controllo è composto dai motori, dal sistema di controllo e dal PC che gestisce l'intero simulatore. I movimenti sono realizzati attraverso cinque motori elettrici brushless che agiscono sui membri mobili che compongono la piattaforma. Ciascuno di questi motori deve essere opportunamente controllato per funzionare e per riprodurre la dinamica del veicolo e il suo movimento deve essere coordinato con quello degli altri azionamenti. Si rende dunque necessaria anche l'introduzione di un sistema di controllo e di un sistema di comunicazione e sincronizzazione.

2.2.1 I MOTORI

La scelta dei motori elettrici nasce dalle prestazioni richieste e dai vantaggi che essi presentano rispetto agli attuatori idraulici o pneumatici. Le prestazioni meccaniche richieste sono, infatti, rapide accelerazioni, repentini cambi di direzione del moto e necessità di controllo della movimentazione estremamente preciso.

I vantaggi di questa tipologia di motori rispetto ad altre sono, dunque:

- dimensioni compatte, con elevato rapporto potenza peso,
- elevato rapporto coppia massima inerzia che offre una dinamica ad alte prestazioni,
- caratteristica meccanica coppia - velocità con ripple di coppia a basse velocità ridotto e, quindi, adatto per controlli di posizione precisi,
- ampio intervallo di velocità a cui è disponibile la coppia di picco,
- perdite contenute e quindi rendimento elevato,
- assenza di problemi di manutenzione,
- versatilità,
- facilità di installazione visto che non necessitano di un sistema di raffreddamento con scambiatore di calore.

I motori elettrici presentano però anche degli svantaggi perché creano nell'ambiente circostante un campo elettromagnetico ad alta frequenza che può interferire con gli strumenti di misura.

I motori utilizzati per la movimentazione sono motori elettrici brushless sinusoidali. Essi sono anche definiti macchine sincrone a magneti permanenti nel circuito induttore (rotore) e come dice il nome non necessitano di contatti elettrici striscianti sull'albero motore per funzionare. La disposizione dei magneti nel rotore può essere circonferenziale o radiale e determina nel traferro un andamento di induzione radiale pressoché sinusoidale come in una macchina sincrona tradizionale. Essi sono realizzati con speciali materiali che permettono di avere un'inerzia rotorica molto bassa, cosa che permette di avere un controllo estremamente preciso sia in velocità che in coppia, con accelerazioni e decelerazioni brusche e precise.

Gli avvolgimenti nello statore sono analoghi a quelli di una macchina sincrona trifase ed idonei, quindi, se alimentati con tre correnti sinusoidali sfasate di 120° , a generare un campo magnetico rotante che, interagendo con il campo prodotto dai magneti disposti nel rotore, porta il rotore stesso in rotazione. I conduttori sono distribuiti lungo le cave statoriche ricavate secondo la direzione delle generatrici del cilindro di statore. La velocità di rotazione del rotore è legata alla frequenza di alimentazione degli avvolgimenti dello statore, come nei normali motori sincroni dalla relazione seguente:

$$f = \frac{np}{60}, \quad 2-7$$

dove: f è la frequenza di alimentazione in $[Hz]$,

np è il numero di poli nel rotore.

Lo statore ed il rotore per evitare lo svilupparsi di correnti parassite sono realizzati in materiale ferromagnetico laminato (acciaio al silicio con spessore tra 0.3 e 0.5 mm). Essi sono normalmente separati da un traferro in aria.

La diffusione di questo tipo di motori è legata, oltre alla grande semplicità costruttiva, alla possibilità di alimentare a frequenza variabile gli avvolgimenti di statore. Dispositivi per effettuare tale alimentazione sono diventati, in tempi recenti, semplici, affidabili e poco costosi grazie allo sviluppo dell'elettronica. In un motore brushless l'inversione di corrente è ottenuta elettronicamente, tramite un banco di transistor di potenza comandati da un microcontrollore. Dato che il controllore deve conoscere la posizione del rotore rispetto allo statore per effettuare l'inversione all'istante opportuno, esso viene collegato a un sensore di posizione di vario tipo, nessuno dei quali prevede contatti tra parti fisse e mobili.

In alternativa, gli avvolgimenti di statore possono essere alimentati a coppie di avvolgimenti con un'onda quadra di tensione; alimentando le coppie di avvolgimenti in sequenza opportuna si viene ad applicare un campo che si muove a scatti e trascina in rotazione il rotore con una velocità di rotazione sempre data dalla relazione precedente in cui però f ha il significato di frequenza con cui

vengono alternate le coppie di avvolgimenti alimentati. Gli avvolgimenti di statore non producono un campo rotante in modo continuo, ma un campo la cui posizione nello spazio si mantiene costante per un certo intervallo di tempo e compie un giro completo a frequenza f scelta a piacere. In questo caso la coppia applicata al motore non è costante, ma passa da un valore massimo (quando c'è il massimo sfasamento tra l'induzione prodotta dalla corrente negli avvolgimenti di statore e quella prodotta dai magneti di rotore) e si riduce fino ad annullarsi quando la direzione dei due campi tende a coincidere. Anche in questo caso il controllore deve conoscere la posizione attuale del rotore rispetto allo statore.

La mancanza di contatti tra parti fisse e mobili migliora in generale le caratteristiche del motore. Essa comporta maggiore resistenza meccanica per l'assenza delle spazzole, ridotta possibilità di formazione di scintille al crescere della velocità di rotazione, ridotto sviluppo di calore, e ridotta necessità di manutenzione periodica.

Tutte queste caratteristiche rendono i motori brushless adatti allo scopo visto che è richiesta una discreta potenza abbinata ad una buona precisione nel posizionamento e ad un ridotto ingombro complessivo.

Nel simulatore ogni motore è identificato da una sigla composta da una lettera che individua il tipo di movimento generato (R per movimento di rotazione, A di traslazione) e un numero progressivo da 1 a 5. I motori risultano quindi R1 per il movimento di rollio, A2 e A3 per i movimenti di imbardata e spostamento laterale (A2 collegato al posteriore e A3 all'anteriore), A4 per il movimento di beccheggio e R5 per il movimento dello sterzo. Come si può desumere dalle sigle utilizzate e dal movimento generato i motori risultano appartenere essenzialmente a due differenti tipologie e sono dotati di due diversi riduttori. Per generare un movimento rotativo si utilizza un riduttore epicicloidale (R1 e R5), per generare un movimento lineare un riduttore a vite senza fine (A2, A3 e A4).

Le caratteristiche tecniche dei motori utilizzati sono raccolte nella tabella 2-2:

	R1	A2	A3	A4	R5
sigla motore	MKD071B-035-GG1-KN	MKD041B-144-GP1-KN	MKD041B-144-GP1-KN	MKD041B-144-GP1-KN	MKD071B-035-GG0-KN
velocità caratteristica [min^{-1}]	2500	6000	6000	6000	2500
coppia continua da fermo [Nm]	8.0	2.7	2.7	2.7	8.0
corrente continua da fermo [A]	4.4	7.5	7.5	7.5	4.4
numero di coppie polari	4	3	3	3	4
inerzia del rotore [kgm^2]	8.7×10^{-4}	1.7×10^{-4}	1.7×10^{-4}	1.7×10^{-4}	8.7×10^{-4}
massima coppia teorica [Nm]	32	11.3	11.3	11.3	32
massa [kg]	8.8	4.4	4.4	4.4	8.8
massima velocità [min^{-1}]	4500	7000	7000	7000	4500
coppia del freno [Nm]	5.0	2.2	2.2	2.2	
inerzia del freno [kgm^2]	0.72×10^{-4}	0.1×10^{-4}	0.1×10^{-4}	0.1×10^{-4}	
massa del freno [kg]	0.62	0.23	0.23	0.23	
ritardo di innesco [ms]	20	14	14	14	
ritardo di rilascio [ms]	38	28	28	28	
precisione dell'encoder [$arcmin$]	8	8	8	8	8
risoluzione dell'encoder [$posizioni/giro$]	4×10^{13}	3×10^{13}	3×10^{13}	3×10^{13}	4×10^{13}

Tabella 2—2: Caratteristiche dei motori

Come risulta dalla tabella su quattro motori è montato un freno che, in assenza di alimentazione, mantiene in posizione l'asse. Un campo magnetico prodotto da magneti permanenti agisce su un disco frenante, solidale con il rotore, bloccandolo. Applicando una tensione di 24V DC vengono alimentati degli elettromagneti che compensando il campo preesistente, determinano il rilascio del rotore. Questa operazione viene gestita dal sistema di controllo in maniera automatica per garantire la corretta sequenza di funzionamento. Occorre sottolineare che il freno rappresenta una soluzione di emergenza in caso di improvvisa mancanza di alimentazione e che non può essere usato per ottenere decelerazioni più rapide. È stato scelto di dotare i motori che regolano il moto di rollio, beccheggio e spostamento laterale di un freno per facilitare le operazioni di salita e discesa del pilota dal sistema cinematico: le sollecitazioni applicate in questa fase, infatti, grazie agli elevati rapporti di riduzione risultano inferiori a quelle in grado di danneggiare i freni.

Come detto in precedenza, la conoscenza della posizione angolare assunta, istante per istante, dal rotore è necessaria per garantire un corretto funzionamento dei servomotori e per l'anello di controllo in posizione. Solo in questo modo il sistema di controllo è in grado di erogare una terna di correnti il cui asse sia ortogonale all'asse magnetico del rotore e di portare il carico (ruotando l'albero del motore) alla posizione scelta.

Per misurare la posizione angolare del rotore durante il funzionamento, i motori della serie MKD sono dotati di un resolver. Questo dispositivo è composto da un trasformatore rotante tra statore e rotore da due avvolgimenti di misura disposti a 90° nello statore. Il trasformatore rotante è costituito da un avvolgimento nello statore alimentato con tensione sinusoidale a frequenza di 5-10 [kHz] (circuito primario), e da un avvolgimento secondario nel rotore. Durante la rotazione il rotore induce nei due avvolgimenti di misura una tensione sinusoidale la cui frequenza è pari alla velocità angolare del rotore; lo sfasamento tra le due sinusoidi è proporzionale all'angolo del rotore.

L'utilizzo dei resolver evita la necessità di installare un encoder incrementale per gestire un anello di controllo in posizione. La posizione passata alla sezione di potenza del drive è disponibile per i controlli superiori in forma di segnale proveniente da un encoder incrementale simulato, tramite una conversione analogico-digitale del valore del resolver.

Un inconveniente che hanno i motori scelti è che, utilizzando un encoder simulato, per misurare la posizione, non è possibile conoscere la posizione assoluta del rotore ma solo quella relativa calcolata al momento dell'accensione. È, perciò, necessaria un'operazione di assegnamento della posizione di 0 ogni volta che viene acceso un motore, dopo aver verificato che il sistema cinematico è nella condizione di riferimento, per evitare di uscire dalle posizioni limite di utilizzo del sistema cinematico. Una volta eseguita l'operazione di assegnamento del valore di 0 tutte le posizioni

comandate ai motori saranno effettivamente riferite alla posizione di riferimento e si otterranno i movimenti previsti.

Le caratteristiche tecniche dei riduttori epicicloidali utilizzati sono:

	R1	R5
sigla riduttore	GTP095—M0-2-050A05	GTS100-M01-010A05
numero di stadi	2	1
rapporto di riduzione	50	10
massima velocità in ingresso [min^{-1}]	10000	4500
massima coppia in ingresso [Nm]	7.6	20.6
massima velocità di uscita [min^{-1}]	200	450
massima coppia in uscita [Nm]	380	250
inerzia del riduttore lato ingresso [kgm^2]	0.63×10^{-4}	1.3×10^{-4}
rigidezza torsionale [Nm/rad]	70000	82500
Rendimento	0.92	0.97
gioco [$arcmin$]	15	4
massa [kg]	10	6.2

Tabella 2—3: Caratteristiche dei riduttori epicicloidali

Le caratteristiche tecniche delle viti senza fine utilizzate sono:

	A2	A3	A4
sigla madre vite	FEM-E-C-16x10Rx3-3	FEM-E-C-16x10Rx3-3	FEM-E-C-16x5Rx3-3
diametro nominale [mm]	16	16	16
passo [mm]	10	10	5
numero di principi	2	2	1
diametro sfere [mm]	3	3	3
velocità massima [m/min]	60	60	30
massimo carico assiale [N]	9600	9600	12300
massa [kg]	0.21	0.21	0.19

Tabella 2—4: Caratteristiche dei riduttori a vite senza fine

2.2.2 IL CONTROLLO DEI MOTORI

I motori brushless necessitano di un sistema di controllo dedicato che in base alla posizione attuale del rotore generi l'induzione nello statore come detto nel paragrafo precedente. Tale sistema funziona da interfaccia tra il sistema di comunicazione e sincronizzazione che indica la posizione da raggiungere in un certo istante, l'alimentazione che fornisce la potenza necessaria e il carico applicato che ostacola il raggiungimento della posizione scelta a causa della propria inerzia.

I cinque motori utilizzati nel simulatore devono essere movimentati in modo coordinato, ciascuno attraverso il proprio sistema di controllo denominato Ecodrive. L'insieme di Ecodrive e motore forma un azionamento.

Quattro degli Ecodrive utilizzati sono del tipo DKC01.3-040-7-FW e uno del tipo DKC11.3-040-7-FW. La differenza tra le due versioni si limita alla presenza nella versione 11 di un'interfaccia di comunicazione parallela che affianca quella analogica e quella seriale RS232/485, presenti in tutti i sistemi. Dal momento che, per la sincronizzazione dei movimenti, si utilizza un controllo digitale, si possono considerare tutti gli azionamenti allo stesso modo.

Ciascun Ecodrive è composto da due sezioni: sezione di controllo che realizza gli anelli di controllo nell'azionamento e la sezione di potenza che fornisce energia al motore. La sezione di potenza è collegata alla rete trifase a $380\text{ V } 50\text{ Hz}$, con una corrente di picco di 40 A .

Lo schema a blocchi della sezione di potenza è rappresentato in figura 2-11.

La sezione di controllo, una per ogni motore, è alimentata in corrente continua 24 V , con una corrente di picco di 4 A . La potenza necessaria è ottenuta dalla rete principale con l'utilizzo di un trasformatore Siemens SITOP Power 20 che può erogare corrente fino a 20 A e garantisce la separazione elettrica tra circuiti primario e secondario.

Gli Ecodrive possono essere collegati sia a reti trifasi con centro stella a terra (TN) sia a quelle con conduttori esterni senza isolamento di potenziale (TT), come è stato scelto. Occorre tener presente che, nonostante le unità possano essere applicate direttamente alla rete, il primo stadio della sezione di potenza (rattificatore) assorbe correnti con contenuto armonico elevato che determinano, tramite le impedenze, forti distorsioni delle tensioni in linea: da ciò deriva la necessità di installare dei filtri per limitare tali disturbi. È stato, quindi, inserito un filtro trifase Bosch NFD03.1-480-030 che ha una corrente di picco di 30 A . I disturbi che vengono, comunque, trasmessi alla rete rientrano nei limiti di legge previsti ma sono comunque troppo grandi per poter collegare direttamente un qualsiasi sistema di acquisizione alla rete quando i motori sono in funzione. Per questo è necessario che l'alimentazione per il sistema di acquisizione e condizionamento dei segnali sia dedicato ed isolato da quello di movimentazione.

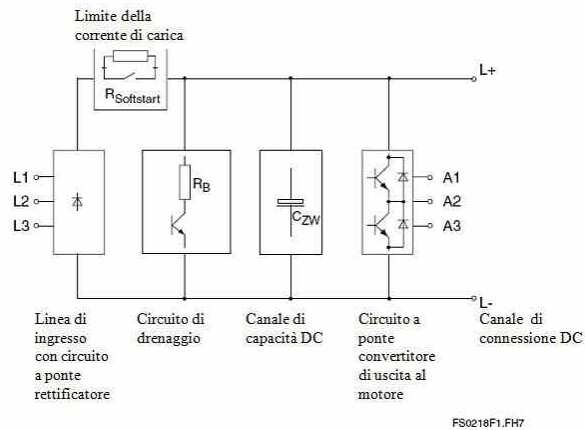
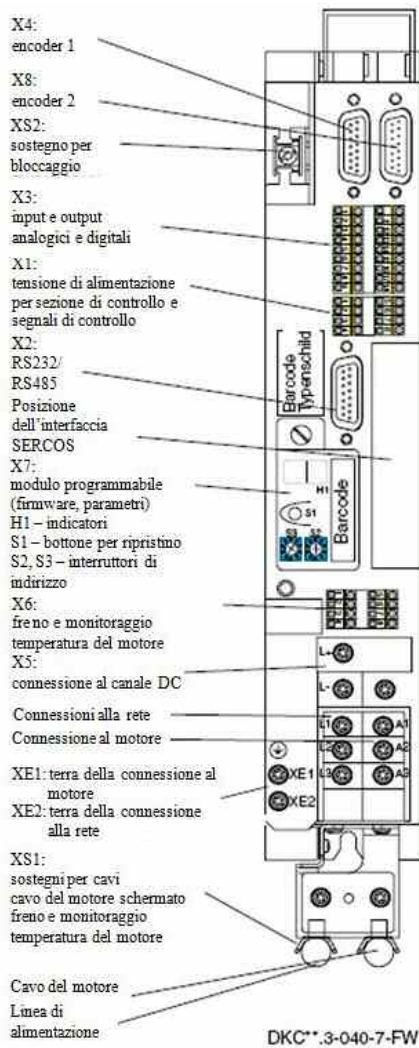


Figura 2—10: Schema a blocchi della sezione di potenza di un Ecodrive

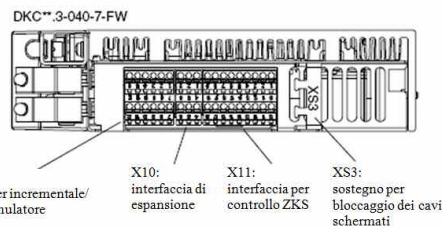


Figura 2—11: Connessioni frontali del drive DKCxx.3-040-7-FW

Figura 2—12: Connessioni superiori del drive DKCxx.3-040-7-FW

È possibile impostare la frequenza di commutazione dell'invertitore scegliendo tra 4 o 8 kHz determinando in tal modo una pulsazione massima della tensione in uscita rispettivamente di 400 o 800 Hz.

L'aumento delle prestazioni dinamiche, peraltro contenuto, viene, però, pagato con le maggiori perdite per commutazione in termini di diminuzione della massima corrente erogabile sia in regime continuo, sia di picco. Per la corretta selezione della frequenza di commutazione è quindi necessario conoscere i valori delle coppie, e, quindi, delle correnti, che i motori dovranno erogare.

Il funzionamento degli Ecodrive è supportato da un firmware installato in un modulo apposito che, integrato con quello dove sono memorizzati i parametri viene indicato come modulo di programma.

Le tipologie disponibili sono tre, selezionabili in funzione dell'azionamento e dell'applicazione:

- FWA ECODR03-SMT-0*VRS-MS per applicazioni per macchine utensili con supporto per interfaccia Sercos, parallela e analogica;

- FWA ECODR03-SGP-0*VRS-MS per applicazioni di automazione generici con supporto per interfaccia Sercos, parallela e analogica;
- FWA ECODR03-FGP-0*VRS-MS per sistemi di automazione generici con supporto per bus di campo.

I firmware supportano molteplici sistemi di misura per la rilevazione della posizione e velocità dell'asse e diversi tipi di motore. Tra le funzioni principali che essi offrono, le più interessanti sono:

- la scelta della modalità operativa;
- l'impostazione dei limiti di coppia, velocità e posizione via software;
- l'impostazione degli anelli di controllo;
- la definizione delle reazioni a diversi tipi di errore;
- le opzioni diagnostiche;
- l'uso di un'ulteriore encoder sul carico;
- la taratura della risoluzione dell'emulatore di encoder.

Le versioni utilizzate sono SMT-02VRS e SGP-01VRS e presentano sostanzialmente le stesse modalità di funzionamento, con alcune estensioni nella prima; l'attenzione si è concentrata sulla modalità operativa di controlli di posizione presente in entrambe le versioni, ma le modalità operative disponibili sono una decina (tra le quali controllo in coppia, in velocità, ...).

La modalità operativa è configurata per distinguere quale valore di comando è processato dal drive e in che formato; eventualmente inizializza il drive, ma non definisce come questi valori saranno trasmessi dal sistema di comunicazione esterno al drive. È possibile memorizzare i parametri di quattro modalità operative, una principale e tre secondarie, che vanno impostate attraverso i rispettivi parametri

Nell'azionamento esistono diverse memorie che memorizzano i dati operativi non volatili usati per impostare la configurazione il sistema di controllo. Queste memorie sono localizzate in tre zone:

- nell'Ecodrive per quanto riguarda i parametri che si riferiscono al sistema di controllo e non possono essere modificati dall'utente;
- nel Motor Feedback Data Memory, direttamente sui motori che contiene i dati che caratterizzano ciascun azionamento;
- nel modulo di programma.

La lista contenuta in quest'ultima zona può essere salvata tramite l'interfaccia di parametrizzazione anche sull'hard disk del PC per ottenere un completo back up dei dati impostati prima di apportare modifiche.

Gli Ecodrive presentano un display sul quale vengono indicati tramite codice alfanumerico lo stato del sistema ed eventuali errori e malfunzionamento; per quel che concerne lo stato del sistema le cifre delle fasi di check sono le medesime della scheda e possono essere visualizzati i codici:

- bb → sistema pronto per inserzione di potenza;
- Ab → sistema pronto per la movimentazione (modo operativo);
- Af → sistema in movimento.

Per quanto riguarda gli errori invece appare un messaggio lampeggiante composto dalla lettera E seguito da un numero a tre cifre il cui significato è riportato nella guida in linea del Drive Top.

Nel caso il sistema entrasse in errore, per ripristinare il suo stato operativo, dopo aver eliminato la causa dell'errore sarà necessario premere il pulsante posto sotto al display.

Un controllo o regolatore è un qualsiasi dispositivo che consente di rendere la variazione di una o più grandezze in uscita da un sistema corrispondente, con sufficiente approssimazione, all'andamento del riferimento applicato all'ingresso del sistema stesso.

Tra i sistemi di controllo si distinguono quelli a catena chiusa, quando la grandezza in uscita viene misurata e ricondotta in ingresso per essere confrontata con l'ingresso (retroazione); se ciò non avviene il sistema è detto a catena aperta. I sistemi di controllo a catena chiusa sono sistemi autoregolanti nati per ovviare i limiti dei sistemi a catena aperta, i quali offrono in genere prestazioni assai modeste in quanto, essendo basati puramente sul modello, non sono in grado di compensare gli scostamenti tra i segnali reali e quelli previsti teoricamente; inoltre, dato che i disturbi non sono in genere misurabili e prevedibili, non offrono alcuna possibilità di compensarne l'effetto.

Il problema del controllo di un dispositivo può essere presentato come quello di determinare un ingresso $i(t)$ tale che la corrispondente uscita $y(t)$ abbia un andamento sufficientemente prossimo a quello desiderato $y_d(t)$. Risulta, perciò, opportuno utilizzare sistemi con retroazione in modo che la grandezza in uscita sia, istante per istante, misurata e confrontata con la grandezza desiderata e si possa agire per correggere l'eventuale errore dato dalla differenza tra le due.

Un sistema di controllo a catena chiusa e retroazione negativa (l'uscita torna in ingresso con segno negativo) viene usualmente schematizzato come segue:

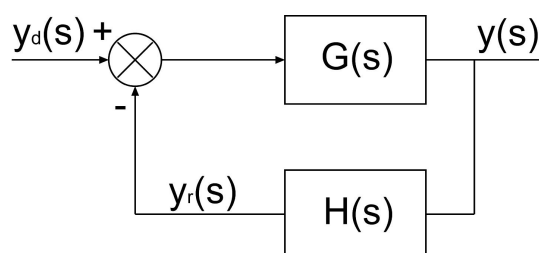


Figura 2—13: Anello di controllo

Il segnale di comando $y_d(s)$, corrispondente alla grandezza desiderata, viene inviato all'ingresso del sistema, trasformato in un segnale adatto al comando dell'azionamento (si passa ad esempio dal segnale di posizione ad una corrente negli avvolgimenti attraverso il blocco $G(s)$) ed amplificato con un determinato guadagno in modo da avere una grandezza in grado di far muovere l'azionamento. Il movimento del motore viene, quindi, misurato tramite opportuno strumento (resolver o encoder per la posizione, ...) ed inviato al blocco $H(s)$ il quale fornisce un segnale proporzionale al valore istantaneo della grandezza controllata $y(s)$ opportunamente elaborato per essere confrontabile con l'ingresso $y_d(s)$; questo viene, quindi, inviato al nodo sommatore il quale genera un segnale pari alla differenza tra i segnali di riferimento $y_d(s)$ e di retroazione $y_r(s)$. Il blocco $G(s)$ è il controllore vero e proprio ed ha il compito di generare un segnale atto a ridurre in tempo reale lo scostamento tra la grandezza realizzata e quella prefissata.

Un sistema siffatto fa variare la grandezza in uscita fino a che il suo valore non si adegua a quello della grandezza in ingresso, annullando così la differenza tra le due.

La trasformata di Laplace della funzione di trasferimento $W(s)$ è definita come il rapporto tra la trasformata di Laplace della grandezza d'uscita e la trasformata di Laplace di quella in ingresso, ovvero:

$$W(s) = \frac{Y(s)}{Y_d(s)} \quad 2-8$$

Dall'algebra degli schemi a blocchi si può riscrivere questa uguaglianza in funzione di $H(s)$ e $G(s)$ (rispettivamente guadagni degli anelli di amplificazione e retroazione).

Questi sono dati dalle relazioni:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)}, \quad 2-9$$

$$H(s) = \frac{Y_r(s)}{Y(s)}. \quad 2-10$$

Considerando, inoltre, che:

$$Y_d(s) = U(s) + Y_r(s), \quad 2-11$$

si ottiene la relazione cercata:

$$W(s) = \frac{Y(s)}{U(s) + Y_r(s)} = \frac{G(s)}{1 + G(s)H(s)}. \quad 2-12$$

Un sistema di questo tipo deve soddisfare delle specifiche assegnate nel dominio del tempo o della frequenza. Se il sistema non è stabile o se il suo margine di fase o guadagno non corrispondono a quelli desiderati, bisogna intervenire inserendo nella catena un regolatore, ovvero un dispositivo che

garantisca che le specifiche di azionamento vengano rispettate. Nella sua forma più elementare un regolatore è composto da un generatore di riferimento, il nodo sommatore, ed un amplificatore.

I regolatori industriali si differenziano in base alla diversa relazione che intercorre tra i segnali in ingresso ed in uscita. Tale relazione prende il nome di azione controllante. Esistono tre tipi di azioni controllanti dette elementari ovvero l'azione proporzionale, quella integrale e quella derivativa.

L'azione proporzionale, indicata dalla lettera P , conferisce maggior stabilità alla risposta, riducendo proporzionalmente l'intensità del segnale uscente mano a mano che la grandezza riprodotta si avvicina a quella desiderata anche se l'errore a regime non viene del tutto eliminato. Il segnale uscente da un regolatore di tal tipo, che verrà posto come nuovo ingresso per l'anello di controllo, è dato da:

$$u(t) = K_p(y_d(t) - y_r(t)) = K_p e(t) \quad 2-13$$

in cui: $y_d(t)$ è la grandezza che si vuole realizzare,

$y_r(t)$ è la grandezza effettivamente realizzata,

$e(t)$ rappresenta lo scostamento tra le due,

K_p è il guadagno dell'azione proporzionale.

L'azione integrale (I) elimina completamente l'errore a regime nella risposta ad un ingresso a rampa, essendo questo in genere costante. L'uscita dovuta all'azione integrale è data da:

$$u(t) = K_I \int_0^t e(t) dt \quad 2-14$$

dove K_I è il guadagno dell'azione integrale.

L'azione derivativa (D) viene usualmente associata alle precedenti per far sì che il sistema sia più sensibile alle variazioni dell'errore, conferendo, quindi, maggior prontezza alla risposta. L'uscita è in questo caso fornita dalla relazione:

$$u(t) = K_D \frac{d}{dt}(e(t)) \quad 2-15$$

in cui K_D rappresenta al solito il guadagno dell'azione derivativa.

In genere i regolatori industriali utilizzano diverse combinazioni di queste tre relazioni, che vengono poste in un unico blocco a formare controllori di tipo PI , PD o PID .

Prendendo in esame il controllore più completo PID , esso è dato dall'unione in parallelo dei tre blocchi elementari.

La trasformata i Laplace della sua funzione di trasferimento sarà dunque data da:

$$W(s) = K_p + \frac{K_I}{s} + K_D s = K_p \left(1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s \right) \quad 2-16$$

A terzo membro dell' equazione compaiono i termini T_I e T_D , chiamati rispettivamente tempo d'integrazione e tempo di derivazione e definiti dalle relazioni:

$$T_I = \frac{K_p}{K_I} \quad 2-17$$

e

$$T_D = \frac{K_D}{K_p} \quad 2-18$$

Spesso i tempi di derivazione ed integrazione vengono presi in considerazione nella messa a punto dei sistemi di regolazione al posto dei rispettivi guadagni.

Da quanto visto risulta immediato ricavare le caratteristiche di un regolatore di tipo *PI* (il quale ci interessa particolarmente dato che, come si vedrà più avanti, viene utilizzato per il controllo in velocità degli assi del simulatore).

Il segnale in uscita sarà dato dall'equazione:

$$u(t) = K_p e(t) + K_I \int_0^t e(t) dt \quad 2-19$$

Se si sollecita il regolatore con un segnale, ad esempio a gradino, avente errore iniziale costante si può riscrivere la precedente equazione come

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_I \cdot e(t) \cdot t \quad 2-20$$

Da questa si può notare che mentre il segnale dovuto alla parte proporzionale diminuisce con il passare del tempo (dato che tende a diminuire l'errore), quello dovuto all'azione integrale tende ad aumentare. Questa caratteristica permette al regolatore di mantenere le caratteristiche di prontezza della risposta proprie del regolatore *P*, annullando però l'errore a regime.

La funzione di trasferimento di un regolatore *PI*, data da

$$W(s) = K_p + \frac{K_I}{s} \quad 2-21$$

può essere riscritta come

$$W(s) = \frac{1 + s \cdot \tau}{s \cdot \tau} \quad 2-22$$

avendo posto $\tau = \frac{K_p}{K_I}$ (costante di tempo del regolatore).

Nel sistema di controllo utilizzato nel simulatore gli anelli di controllo dei motori sono indipendenti e chiusi ciascuno nel proprio Ecodrive. I motori sono controllati con anello di velocità con azione proporzionale e integratrice ed in posizione con azione proporzionale. All'interno dell'anello di

velocità è presente un ulteriore anello di controllo in corrente che non è stato modificato, visto che è fornito già ottimizzato dalla casa costruttrice.

Si hanno quindi tre sistemi integrati ad anello chiuso, che garantiscono la precisione nella movimentazione.

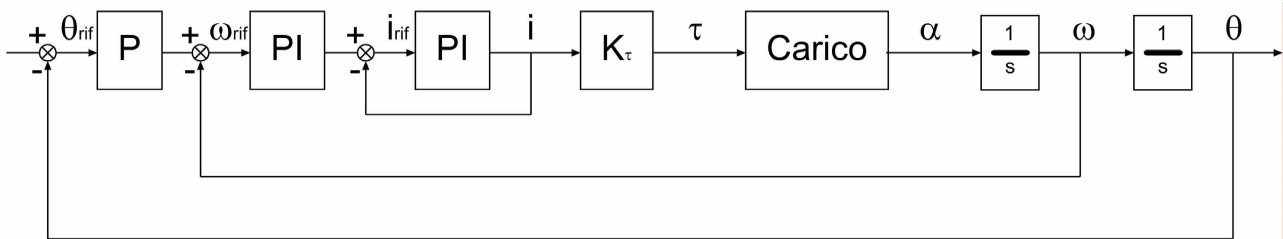


Figura 2—14: Anello di controllo dei motori

Nello schema rappresentato in figura 2-14 sono indicati con θ lo spostamento angolare di un generico asse del simulatore, con ω la rispettiva velocità angolare e con i la corrente circolante negli avvolgimenti statorici.

Il blocco rappresentante il motore consiste nella sola costante di coppia K_τ , in Nm/A , che converte il valore di corrente all'uscita del controllo di velocità i nel valore di coppia erogato dai servomotori e che viene per l'appunto utilizzato per movimentare il carico.

È possibile riconoscere i tre anelli di controllo posti uno interno all'altro: un anello di controllo in corrente (il più interno), un anello di controllo in velocità (l'intermedio) e un anello di controllo in posizione (il più esterno).

L'anello di controllo in corrente e in velocità è un anello di tipo PI , quello in posizione è di tipo P . La casa produttrice fornisce i motori con l'anello di controllo della corrente già ottimizzato, visto che agisce solo su variabili interne al motore, mentre devono essere messi a punto gli anelli relativi alla posizione e alla velocità.

Gli anelli di controllo in corrente sono caratterizzati da guadagno proporzionale (K_c) e tempo di integrazione (T_c) che sono diversi solo a seconda del tipo di motore.

	R1	A2	A3	A4	R5
K_c	30	12	12	12	30
T_c	2	2	2	2	2

Tabella 2—5: Parametri degli anelli di controllo in corrente

Nella messa a punto degli anelli di controllo di posizione e velocità sono stati variati i guadagni delle azioni proporzionali ed il tempo d'integrazione dell'azione integrale fino ad arrivare, per ogni asse, alla configurazione considerata la migliore in base ai risultati sperimentali.

La messa a punto dei parametri del sistema di controllo dei cinque assi del simulatore è avvenuta sperimentalmente impostando i parametri caratteristici del circuito di regolazione del sistema di controllo per ogni azionamento. I parametri che caratterizzano l'intero circuito di controllo sono 5: guadagno proporzionale e costante di tempo dell'anello di posizione, guadagno proporzionale e tempo d'integrazione nell'anello di velocità, guadagno proporzionale e tempo d'integrazione del regolatore di corrente. L'anello di controllo complessivo implementato negli Ecodrive è, in realtà, leggermente più complesso di quello descritto in figura 2-14 per la presenza ulteriore:

- di uno smorzatore per l'anello di controllo in velocità, caratterizzato da un tempo di smorzamento (T_s) in $[\mu s]$
- di un filtro elimina banda caratterizzato da frequenza di taglio (f_0) e larghezza di banda (df) entrambi in $[Hz]$, posto nell'anello di controllo in velocità;
- di una preregolazione di accelerazione caratterizzato da un coefficiente proporzionale (K_A) in $[mAs^2/rad]$, posto all'ingresso dell'anello in corrente;
- per la possibilità di inserire un trasduttore di posizione esterno (Encoder 2), diverso dal resolver, e considerarne un percentuale (n) del segnale come ingresso miscelato a quello del trasduttore interno (Encoder 1).

Da quanto detto precedentemente, per il funzionamento del sistema di controllo è necessario impostare solo le azioni regolatrici elementari. Per questo motivo nell'impostare i valori ottimali dei parametri degli anelli dei vari azionamenti, sono stati presi in considerazione solamente guadagno proporzionale (K_p) e tempo d'integrazione (T_v) dell'anello di velocità e il guadagno proporzionale (K_v) dell'anello di posizione. Per gli altri parametri sono stati mantenuti i valori predefiniti dal costruttore. Il valore 0 per df , K_A e n indica che le corrispondenti regolazioni sono disattivate.

	R1	A2	A3	A4	R5
T_s $[\mu s]$	500	500	500	500	500
f_0 $[Hz]$	600	600	600	600	600
df $[Hz]$	0	0	0	0	0
K_A $[mAs^2/rad]$	0	0	0	0	0
n $[\%]$	0	0	0	0	0

Tabella 2—6: Parametri dell'anello di controllo non modificati

2.2.3 LA SINCRONIZZAZIONE DEGLI AZIONAMENTI

Visto che ciascun Ecodrive si occupa di un singolo motore, è necessario un sistema esterno che li coordini. Ciò è realizzato tramite l'anello Sercans che utilizza l'interfaccia Sercos, e che richiede che su ciascun azionamento sia montata una scheda aggiuntiva che realizzi l'interfaccia.

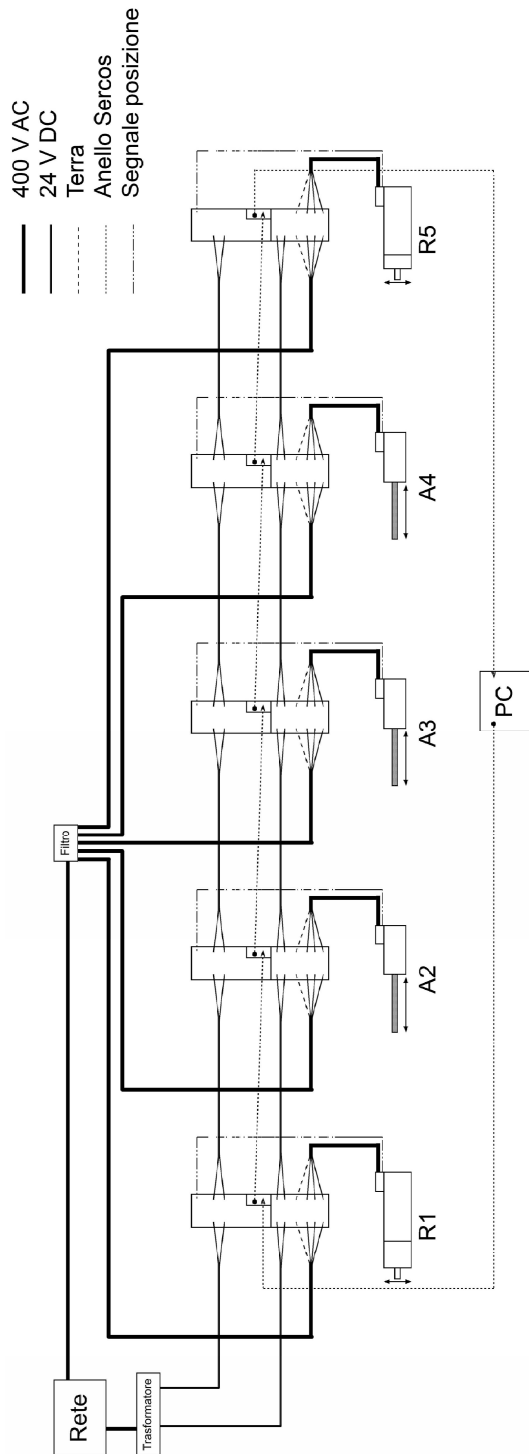


Figura 2—16: Schema delle connessioni

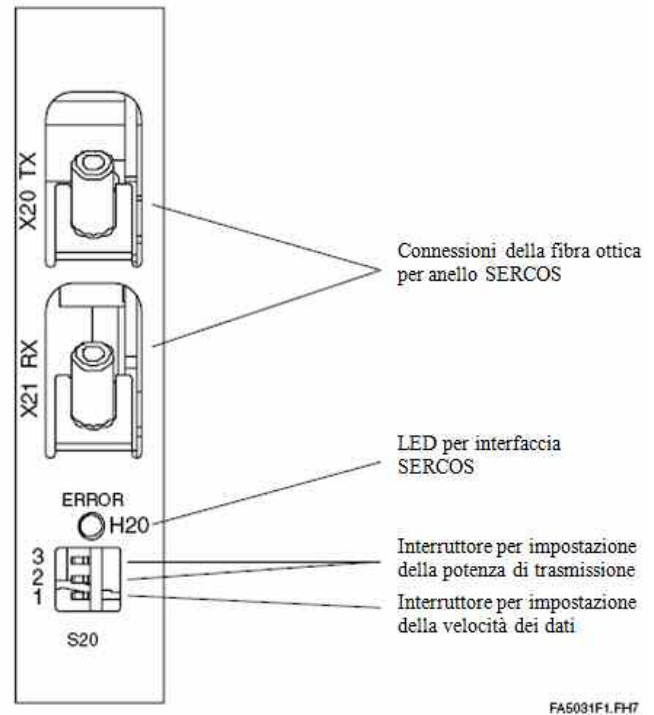


Figura 2—15: Connessioni frontali della scheda di interfaccia montata sull'Ecodrive

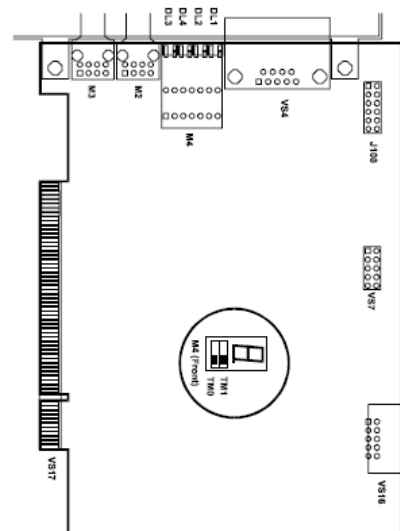


Figura 2—17: Schema della scheda SERCANS SCS-P11 installata nel PC

La movimentazione degli assi è gestita dalla scheda SERCANS SCS-P11. Questa genera il segnale che dal suo trasmettitore viene inviato tramite le fibre ottiche al ricevitore del primo controllore. Successivamente passa dal trasmettitore del primo controllore al ricevitore del successivo fino ad arrivare al controllore dell'ultimo motore e tornare al ricevitore della scheda. In questo modo, come si vede in figura 2-16 l'anello viene chiuso.

Negli anni '80 la tecnologia per il comando degli azionamenti è passata dal comando analogico (tensione +-10V) al comando digitale che si è subito dimostrato molto più flessibile. Inizialmente ogni produttore ha realizzato un proprio protocollo di comando per i propri azionamenti ma ciò ha creato la nascita di problemi di portabilità e compatibilità. I prodotti sviluppati non dipendevano più solo dalla tecnologia utilizzata (digitale o analogica), ma anche dal singolo produttore. A partire dal 1987 si è creato un gruppo di lavoro, che riuniva alcune tra le più grandi case costruttrici tedesche, che ha portato allo sviluppo di un'interfaccia di comando digitale indipendente dall'azionamento comandato e viceversa. È nato così il SERCOS, SErial Real-time COmmunication System. L'associazione SERCOS è stata fondata nel 1990 per continuare lo sviluppo dell'interfaccia che si è trasformato in un campione internazionale nel 1995 con lo scopo di diffondere le informazioni, promuovere il campione e sorvegliare la conformità.

L'interfaccia Sercos offre più di 500 parametri standardizzati per descrivere l'interazione dell'azionamento e del controllo in termini indipendenti da ciascun produttore. Questi parametri permettono la trasmissione dei comandi, dei parametri, dello stato e della diagnostica. L'interfaccia riduce notevolmente i problemi di connettività visto che di possono connettere fino a 254 azionamenti ad un unico centro di controllo usando un unico anello in fibra ottica o un singolo cavo Ethernet. Un tradizionale comando analogico per un sistema a 8 assi richiede più di 100 collegamenti tra azionamento e controllo.

Le funzioni di Sercos sono:

- scambio di dati tra controllo e azionamento, trasmissione del comando e dei valori attuali con tempi ciclo estremamente ridotti,
- garanzia di sincronizzazione esatta per i movimenti coordinati per tutti gli assi richiesti,
- possibilità di quattro modalità operative: controllo in coppia, velocità, posizione e blocco. La trasmissione della posizione nominale è risultata la miglior soluzione per applicazioni veloci e precise.
- inclusione di un canale di servizio per la trasmissione di dati non ciclici come parametri interni, e di diagnostica.
- utilizzo di controlli e azionamenti di differenti produttori grazie alla standardizzazione di tutti i dati, parametri, comandi e risposte scambiati tra azionamento e controllo.

La versione Sercos utilizzata opera con tempi ciclo di 2 ms con velocità di trasmissione a 4 Mbit/s utilizzando un FPGA (Field Programmable Gate Array) e un GPCC (General Purpose Communication Center) ed è basato sullo standard Ethernet. L'interfaccia Sercos è integrato in una scheda all'interno dell'Ecodrive, tutti gli anelli di controllo degli azionamenti sono chiusi all'interno dell'Ecodrive in modo da ridurre il carico computazionale sul controllore e di permettere la sincronizzazione degli assi. In più, la chiusura degli anelli di controllo nell'Ecodrive riduce gli effetti del ritardo dovuto all'invio dei dati dal controllore all'azionamento.

Il cuore del sistema è la Dual Port Ram (DPR) dalla quale è possibile effettuare la lettura e la scrittura dei parametri di controllo e movimentazione sulla scheda SERCANS. Gli indirizzi sono reperibili ed impostabili nella Memory Map della DPR. La MMI (Monitoring Machine Interface) permette il monitoraggio, istante per istante, di ciò che avviene nel sistema.

La sincronizzazione viene garantita dalla modalità di gestione dei comandi. Quando viene inviata una serie di comandi agli azionamenti essi rimangono sospesi finché tutti gli azionamenti hanno ricevuto il comando. Solo al termine dell'invio, quando l'ultimo azionamento ha ricevuto il comando, il comando viene eseguito. Questa procedura è implementata all'interno delle schede di interfaccia Sercos e non deve essere gestita dall'utente.

All'interno dell'anello di Sercans ogni azionamento è individuato da un numero. Tutti i parametri e i comandi che si riferiscono ad un azionamento sono caratterizzati dallo stesso numero iniziale. Tali numeri sono assegnati meccanicamente sulla scheda di interfaccia Sercos installata su ciascun Ecodrive.

2.2.4 MESSA A PUNTO DEI PARAMETRI DEGLI ANELLI DI CONTROLLO

Insieme ai componenti elettromeccanici ed elettronici viene fornito anche un software, denominato DriveTop, che permette di effettuare la configurazione base del sistema, la verifica dell'assegnazione degli indici e la taratura degli anelli di controllo.

La messa a punto dei parametri del sistema di controllo dei cinque assi del simulatore è avvenuta sperimentalmente appunto tramite il software DriveTop dopo aver completato la costruzione del sistema cinematico. Il software permette di impostare tutti i parametri caratteristici dell'anello di retroazione del sistema di controllo per ogni azionamento e di controllare la risposta del sistema motore – carico ad un ingresso a rampa di posizione (gradino di velocità).

Per ogni azionamento sono stati impostati i seguenti parametri di prova:

	R1	A2	A3	A4	R5
Ampiezza	14 °	30 mm	30 mm	20 mm	20 mm
Velocità	5 giri/min	500 mm/min	500 mm/min	500 mm/min	5 giri/min
Accelerazione	60 rad/s ²	4500 mm/s ²	4500 mm/s ²	4500 mm/s ²	100 rad/s ²

Tabella 2—7: Parametri della prova

Il valore dell'ampiezza è stato scelto in modo da evitare che durante la prova il motore andasse a fine corsa, analogamente il valore dell'accelerazione in modo da ridurre il transitorio nel segnale a gradino in ingresso. Il valore della velocità è stato scelto in modo da rappresentare un valore medio delle velocità di lavoro, stimato a partire dai dati di telemetria reali e di simulazioni opportunamente elaborati attraverso il filtro di washout.

Con successivi tentativi si è arrivati a individuare l'insieme dei parametri ottimali per l'anello di controllo di ciascuna azionamento.

	R1	A2	A3	A4	R5
K_p	0.60	2.00	2.00	1.00	0.18
K_v	0.60	0.40	0.40	0.20	0.40
T_v	5.00	20.00	20.00	20.00	9.00

Tabella 2—8: Parametri dell'anello di controllo ottimali

Il software DriveTop permette di salvare i dati acquisiti durante al prova al fine di avere traccia delle migliorie apportate. Dai dati salvati si osserva che il rotore, e, quindi, il carico ad esso collegato, comincia a muoversi con qualche millisecondo di ritardo rispetto al segnale di ingresso ma arriva alla posizione richiesta esattamente all'istante desiderato. L'andamento del segnale di ritorno è quello tipico di una grandezza in uscita da un controllore PI ; si vede, infatti, che la velocità comandata viene raggiunta dopo una serie di oscillazioni le quali sono dovute all'inerzia del carico movimentato dall'attuatore e che renderebbero il sistema instabile se non fosse presente l'azione proporzionale del controllore; inoltre grazie alla simultanea azione integrativa i segnali a regime hanno uno scostamento praticamente nullo. Nel caso degli azionamenti con riduttore a vite senza fine (A2, A3 e A4) si nota che a regime il segnale di ritorno della velocità mantiene un andamento vibratorio (comunque piccolo). Si suppone che tale problema sia dovuto alle vibrazioni trasmesse dalle viti durante il movimento che provocano un continuo adattamento della velocità da parte dell'anello controllo.

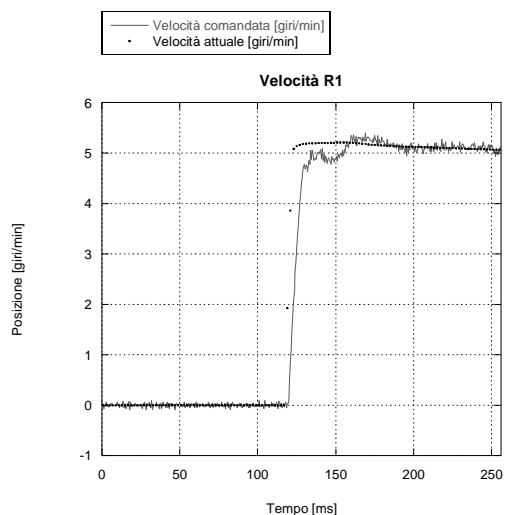


Figura 2—18: Confronto velocità per l'asse R1

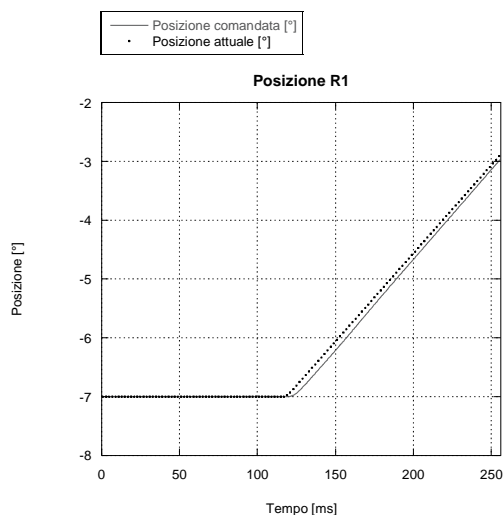


Figura 2—19: Confronto posizioni per l'asse R1

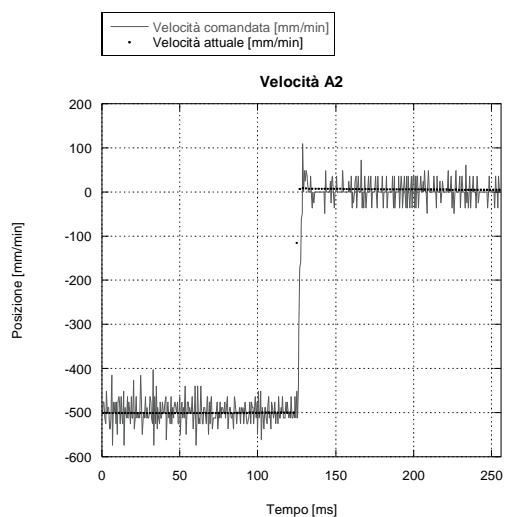


Figura 2—20: Confronto velocità per l'asse A2

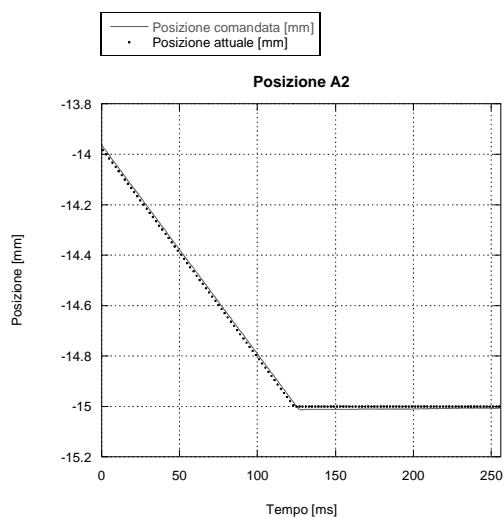


Figura 2—21: Confronto posizioni per l'asse A2

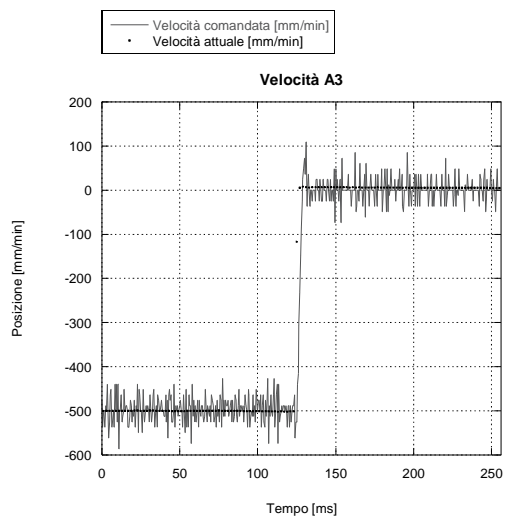


Figura 2—22: Confronto velocità per l'asse A3

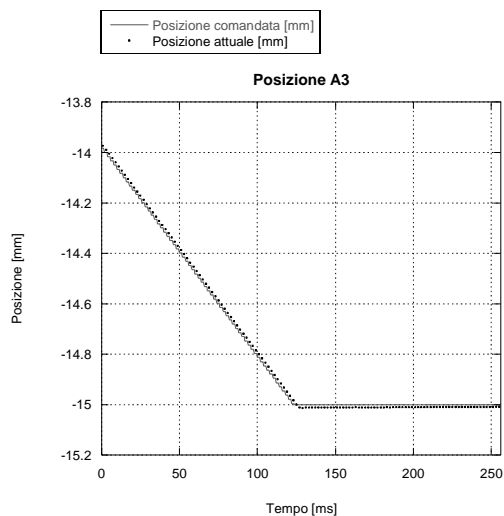


Figura 2—23: Confronto posizioni per l'asse A3

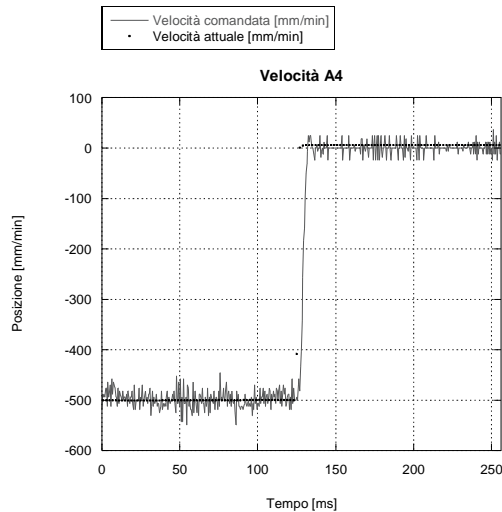


Figura 2—24: Confronto velocità per l'asse A4

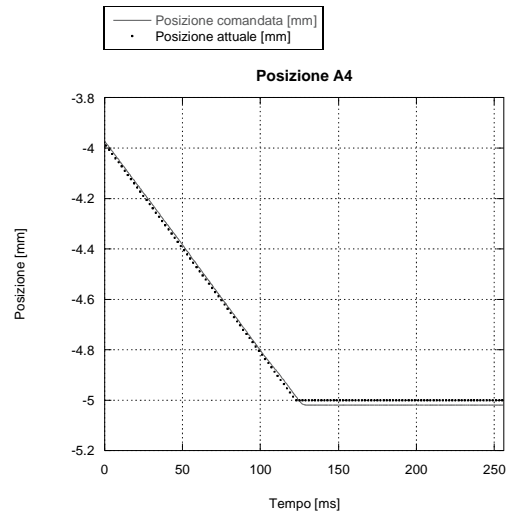


Figura 2—25: Confronto posizioni per l'asse A4

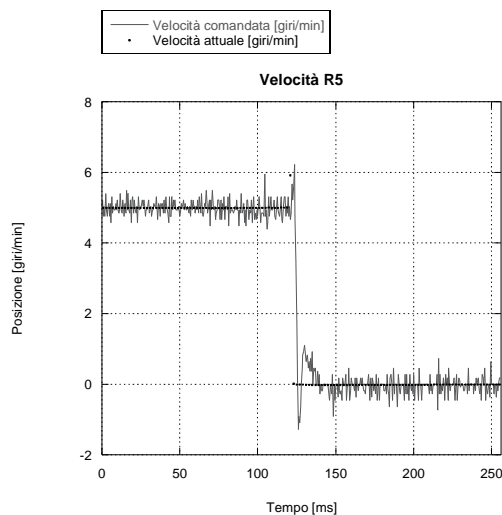


Figura 2—26: Confronto velocità per l'asse R5

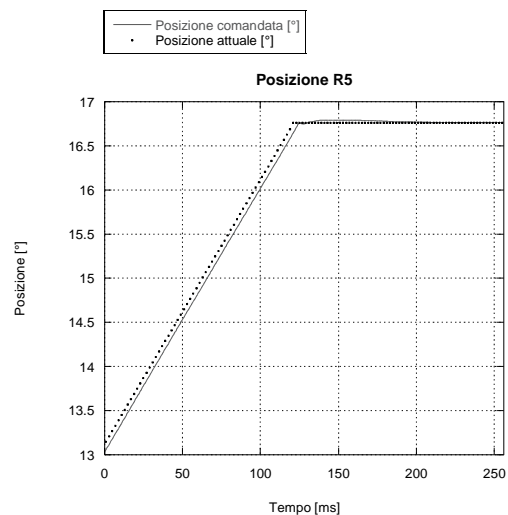


Figura 2—27: Confronto posizioni per l'asse R5

2.3 IL SISTEMA DI ACQUISIZIONE

Il sistema di acquisizione è composto dai sensori installati sul simulatore, dai sistemi di condizionamento e conversione analogico digitale e dal sistema di alimentazione.

Per avere un segnale acquisizione con un elevato rapporto segnale rumore è bene che il sistema di acquisizione sia il più possibile isolato dagli altri sistemi che possono essere fonte di disturbi soprattutto il sistema di movimentazione.

2.3.1 SENSORI UTILIZZATI

I sensori utilizzati riproducono i comandi realmente disponibili al guidatore durante l'utilizzo del motoveicolo. Visto l'interesse prevalentemente rivolto alla dinamica del veicolo del simulatore, si

sono riprodotti solo i comandi che vanno ad influire sulla dinamica e non quelli che, invece, riguardano specificatamente l'utilizzo su strada del veicolo. Sono perciò presenti i sensori che rilevano:

- la coppia applicata allo sterzo;
- l'angolo di apertura della farfalla;
- le azioni sui freni;
- l'utilizzo del cambio e della frizione;
- l'inclinazione di rollio del pilota rispetto alla moto.

Sono stati tralasciati i sensori che dovrebbero rilevare ad esempio l'uso delle frecce per il cambio di direzione, o dei fanali. Sono stati, inoltre, trascurati sensori che rilevino le forze trasmesse dal pilota al telaio del veicolo perché considerate in una prima fase di ridotta utilità e di difficile implementazione nel modello matematico.

I sensori utilizzati mantengono l'interfaccia reale con il conducente al fine di rendere il simulatore il più vicino all'aspetto reale di una motocicletta. La coppia viene trasmessa al trasduttore attraverso il manubrio montato sul motore che riproduce lo sterzo. La misura della regolazione dell'apertura della farfalla avviene attraverso un potenziometro collegato al comando dell'acceleratore. Le azioni sui freni e sulla frizione vengono misurate attraverso dei sensori di pressione collegati alla leva corrispondente. Il comando del cambio attraverso degli interruttori di fine corsa che aprono o chiudono un circuito elettrico. L'inclinazione del pilota attraverso due inclinometri fissati su di un corpetto che il conducente deve indossare all'inizio della prova.

Al fine di ridurre i disturbi di origine elettromagnetica sul segnale acquisito, tutti i sensori utilizzati sono stati collegati al telaio interponendo un opportuno strato di materiale isolante.

Il trasduttore di coppia è realizzato attraverso una barretta estensimetrata che viene deformata dalle forze applicate dal pilota al manubrio. Il manubrio è montato su di una piastra che può ruotare liberamente attorno all'asse dello sterzo grazie all'uso di due cuscinetti a sfere obliqui montati a O. La barretta estensimetrata è montata in modo tale da impedire la rotazione relativa tra l'asse di uscita del motore e il manubrio. In figura 2-28 è rappresentata una vista esplosa dell'intero trasduttore di coppia.

Per evitare che disturbi elettrici generati dal sistema di movimentazione possano influenzare la misura la barretta è stata isolata elettricamente dalla piastra. La deformazione della barretta è misurata attraverso un ponte di Wheastone a 4 estensimetri incollati accoppiati in direzione longitudinale sulle due facce opposte della barretta. Tale collegamento permette inoltre di ridurre gli effetti interferenti legati alla variazione di temperatura.

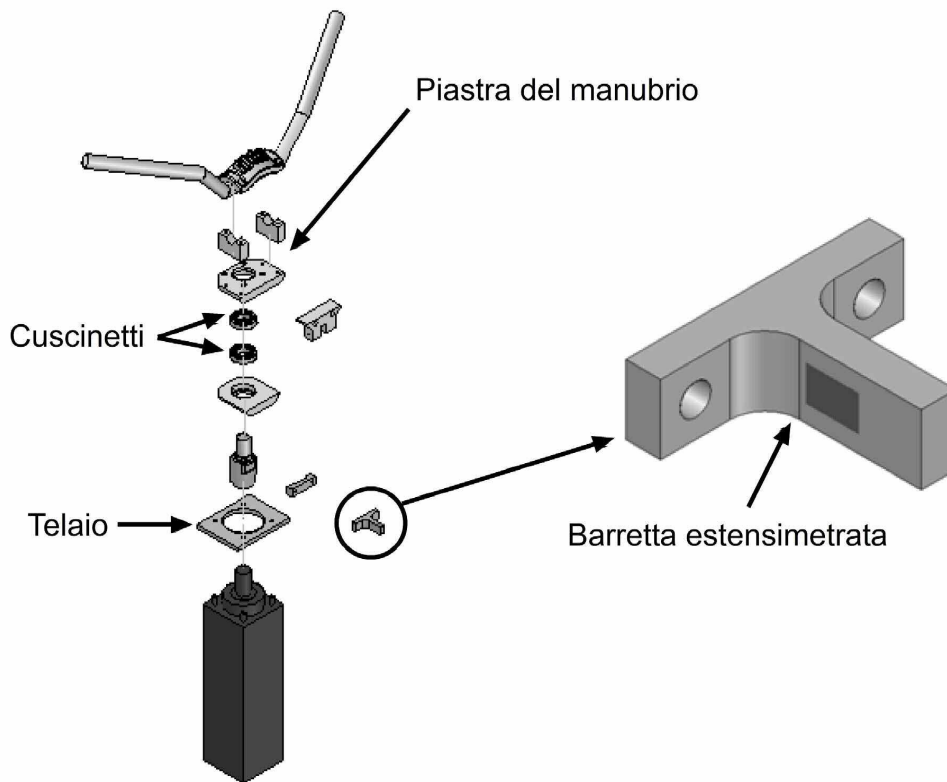


Figura 2—28: Vista esplosa dello sterzo del simulatore

Per aumentare la sensibilità del sensore alle azioni del pilota si è utilizzato un manubrio da motocicletta di tipo maxi-enduro che permette di appoggiare le mani ad una distanza di 305 *mm* dall'asse di sterzo. Per contro il braccio dell'estremità libera della barretta è posto a 80 *mm* dall'asse di sterzo come si vede in figura 2-29.

Quando viene applicata una forza al manubrio, parallela alla direzione *x*, essa viene perciò amplificata di un fattore 3.8 sull'estremità della barretta.

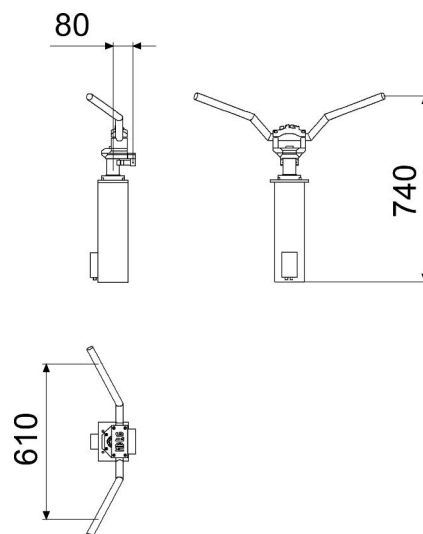


Figura 2—29: Dimensioni di riferimento dello sterzo

Per ridurre i problemi di isteresi e anelasticità la barretta è stata realizzata in acciaio C40 bonificato, e dotata di ampi raggi di raccordo per ottenere una distribuzione uniforme delle deformazioni superficiali che saranno misurate dagli estensimetri.

Il sensore dell'angolo di apertura della farfalla è realizzato attraverso un potenziometro a filo della serie UniMeasure LX_PA. Il cavo di apertura dell'acceleratore è collegato al potenziometro e tira il filo. Il cavo di ritorno è collegato ad una molla che recupera i giochi, oppone resistenza all'apertura e riporta in posizione l'acceleratore quando viene rilasciato. Il coefficiente di taratura del potenziometro è scelto in modo che l'escursione angolare dell'acceleratore corrisponda alla percentuale di apertura.

Le azioni sui freni sono misurate attraverso due pressometri piezoelettrici della serie AST 4000-A-02500-B-6-F posti all'estremità dei tubi dell'olio. Le pompe dei freni di serie comprimono l'olio all'interno dei tubi e ne aumentano la pressione. Per permettere la normale cedevolezza dei comandi è stato necessario lasciare una certa quantità di aria all'interno dei tubi, che viene compressa quando il pilota agisce sul comando.

Il cambio è realizzato attraverso due micro interruttori che vengono attivati quando la leva del cambio raggiunge la massima e la minima posizione. I due micro interruttori sono posti all'interno del circuito elettrico rappresentato in figura

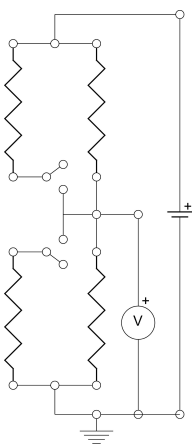


Figura 2—30: Schema elettrico del circuito di misura del cambio

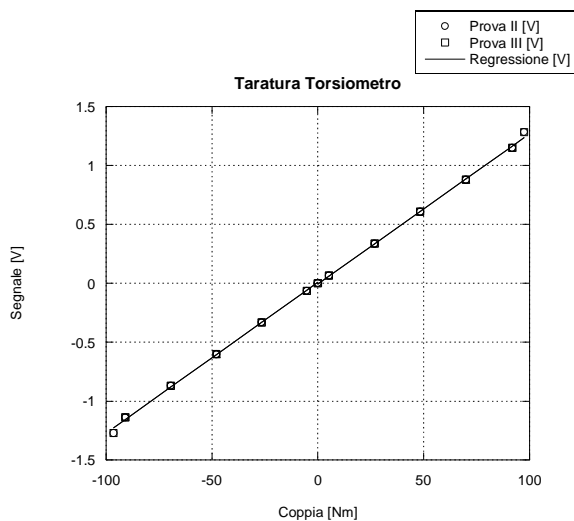
Il semplice circuito realizzato è in grado di stabilire solo se la leva del cambio è nella massima posizione, nella minima posizione o in una posizione intermedia dando in uscita una tensione rispettivamente di 3.3, 5 o 6.6 V, ma non è in grado di memorizzare la sequenza con cui vengono dati i comandi.

Le azioni sulla leva della frizione sono misurate attraverso un trasduttore di pressione piezoelettrico analogo a quelli usati per i freni. Per permettere la normale cedevolezza del comando è stato in questo caso necessario realizzare un circuito più complesso di quello usato per i comandi dei freni

(con volume d'aria intrappolato nel tubo). Alla pompa della frizione è stato collegato un tubo a Y ad una estremità del quale è stato posto il trasduttore; all'estremità libera è stato posto un cilindretto attuatore di frizione di serie il cui pistone va a comprimere una molla. La cedevolezza tipica di una frizione motociclistica è stata riprodotta scegliendo opportunamente la molla e regolandone il precarico. A seconda del precarico scelto e della rigidità è diversa la forza che il pilota deve applicare alla leva della frizione e il valore massimo della pressione misurato.

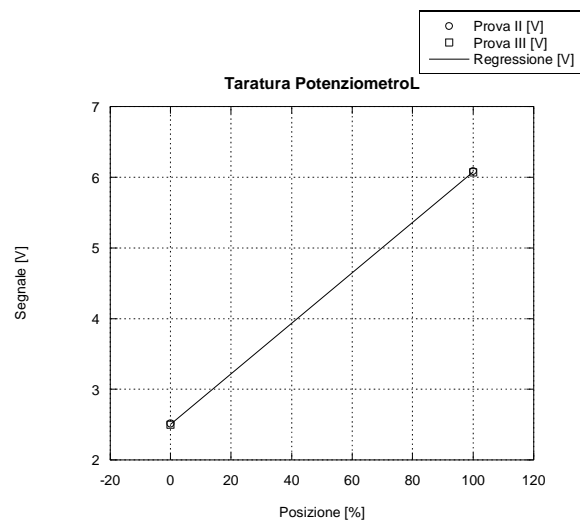
L'inclinazione del pilota è misurata attraverso un sensore di inclinazione a liquido elettrolitico della serie AOSTILT EZ-TILT-3000-045 fissato su di un corpetto che il pilota indossa prima dell'inizio della simulazione. Il sensore ha un tempo di risposta di 40 ms che è compatibile con le azioni che deve misurare che sono abbastanza lente. Esso è in grado di misurare l'inclinazione assoluta rispetto all'asse verticale attorno ai due assi ortogonali x (φ) e y (μ) della terna SAE fissa al suolo ma, visto che, come si vedrà in seguito al momento, si acquisiscono solo 8 sensori ci si è concentrati solo sull'inclinazione attorno all'asse x .

Ciascun sensore del sistema di acquisizione è stato sottoposto all'operazione di taratura per individuarne il coefficiente di calibrazione.



$$K = 78.27 \text{ Nm/V} ; r^2 = 0.9984$$

Figura 2—31 Dati sperimentali e coefficienti della retta di regressione per il sensore di coppia allo sterzo



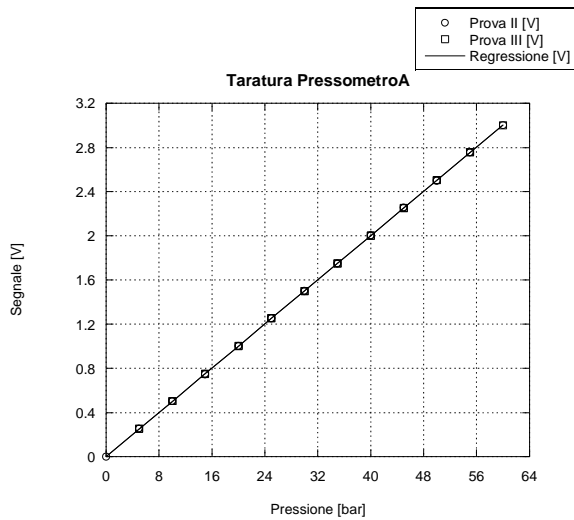
$$K = 27.97 \text{ %/V} ; r^2 = 1.000$$

Figura 2—32: Dati sperimentali e coefficienti della retta di regressione per il sensore di posizione dell'acceleratore

Per il torsiometro si sono applicati ad una barra di lunghezza nota, una serie di masse in modo da coprire il campo di carichi da -100 a 100 Nm.

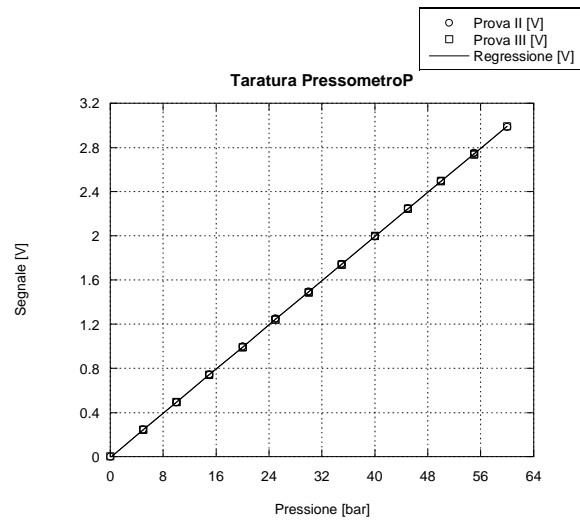
Per il potenziometro lineare si è portato l'acceleratore alla posizione minima e massima per tre volte assegnando alle due posizioni il valore 0 e 100 % di apertura della farfalla. Ciò non ha permesso, ovviamente, di verificare la linearità dello strumento (il produttore la indica pari a 1 %), che non si è

ritenuto importante verificare per l'applicazione visto che il filo stesso all'uscita dell'acceleratore reale utilizzato non si muove linearmente con l'angolo di apertura.



$$K = 19.98 \text{ bar/V} ; r^2 = 1.000$$

Figura 2—33: Dati sperimentali e coefficienti della retta di regressione per il sensore di pressione del freno anteriore

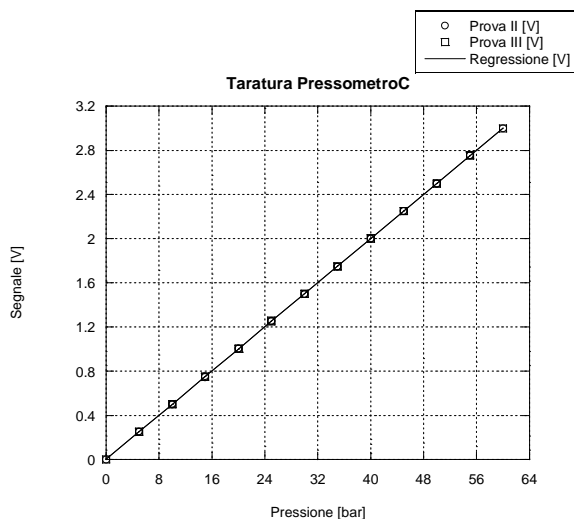


$$K = 19.99 \text{ bar/V} ; r^2 = 1.000$$

Figura 2—34 Dati sperimentali e coefficienti della retta di regressione per il sensore di pressione del freno posteriore

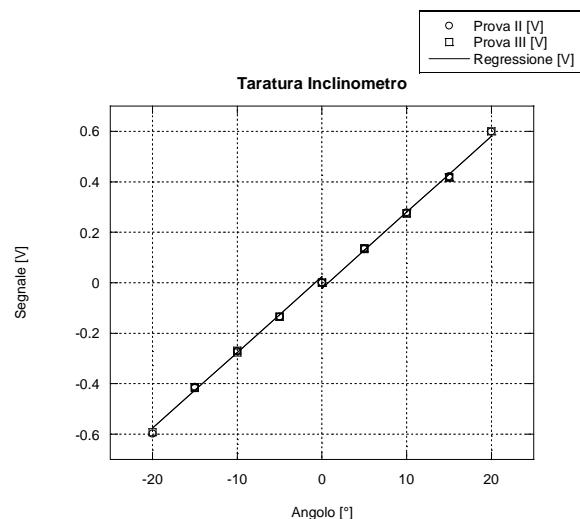
Per la taratura dei tre trasduttore di pressione si è utilizzato un piccolo circuito oleostatico che è stato portato a diverse pressioni, misurate con un manometro di precisione, inserito all'interno del sistema. Il campo di prova è stato tra 0 e 60 bar.

Confrontando le figure 2-33, 34 e 35 risulta che i tre sensori di pressione sono intercambiabili con una variazione nel coefficiente di taratura dell'un per mille.



$$K = 20.01 \text{ bar/V} ; r^2 = 1.000$$

Figura 2—35: Dati sperimentali e coefficienti della retta di regressione per il sensore di pressione della frizione



$$K = 33.25 \text{ °/V} ; r^2 = 0.9956$$

Figura 2—36: Dati sperimentali e coefficienti della retta di regressione per il sensore di inclinazione

Per tarare l'inclinometro, attorno all'asse x , si è fissato l'inclinometro al telaio di rollio e si è portato il telaio a diverse inclinazioni tra -20 e 20° . Si nota che l'intercetta delle semirette di regressione non è nulla, ma vale -0.022 e $0.024 V$ rispettivamente per gli angoli positivi e negativi. Moltiplicando tali valori per il coefficiente di taratura, risulta un errore inferiore a 1° assegnando il valore nullo all'intercetta. Questo errore pur non essendo trascurabile, è accettabile viste le modalità di utilizzo del corpetto, che viene indossato dal pilota dopo che è montato sul simulatore e può perciò essere non perfettamente orientato lungo l'asse verticale.

2.3.2 SISTEMA DI CONDIZIONAMENTO E SCHEDA DI ACQUISIZIONE

I trasduttori sono collegati ad un sistema di condizionamento, che elimina i disturbi ad alta frequenza generati dagli azionamenti, e, poi, i segnali analogici sono passati alla scheda di acquisizione installata nel PC. Per il sensore della coppia allo sterzo, che è di tipo estensimetrico, il sistema di condizionamento provvede anche ad una amplificazione del segnale di $100 mV/V$.

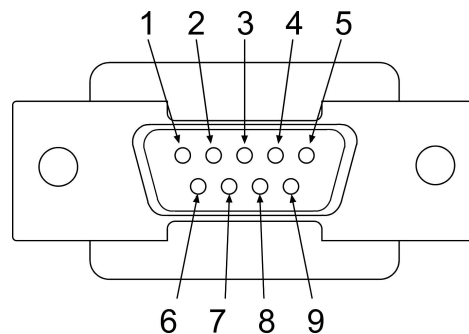


Figura 2—37: Vista frontale dell'estremità di collegamento con numerazione dei pin

Ogni trasduttore, indipendentemente dalla grandezza misurata e dal tipo, è collegato al sistema di condizionamento attraverso un cavo, che ha un terminale a 9 pin rappresentato in figura 2-37. Tutti i cavi di collegamento sono schermati e uguali: ciò al fine di permettere la connessione di ogni sensore ad un qualsiasi canale delle schede di condizionamento. Solo il canale 1 delle schede di condizionamento ha, però, l'amplificazione necessaria per i sensori estensimetrici.

In tabella 2-9 sono riportate le corrispondenze tra ciascun pin del terminale e il collegamento elettrico da esso realizzato.

Le schede di condizionamento, per ridurre l'entità dei disturbi sul segnale, devono essere poste il più possibile vicino al sensore, in modo da aver il cavo di collegamento più corto possibile, e devono essere schermate elettromagneticamente dall'ambiente circostante. Visto che i sensori sono posti sul telaio di beccheggio e che questo è il telaio che presenta il campo di lavoro massimo, è necessario installare le schede di condizionamento su di esso. Le schede di condizionamento sono state, perciò, inserite in una scatola in materiale ferromagnetico, posta al di sotto del serbatoio. La

scatola è stata fissata al telaio interponendo uno strato di plexiglas, su cui sono montati anche la maggior parte dei sensori.

Pin	Collegamento
1	Segnale +
2	
3	Alimentazione +
4	Alimentazione +
5	Schermo
6	Segnale -
7	
8	Alimentazione -
9	Alimentazione -

Tabella 2—9: Corrispondenza dei pin al segnale trasmesso

In tal modo la maggior parte dei cavi di collegamento avrà la lunghezza minima, dato che non c'è movimento relativo tra il sensore e la scheda di condizionamento durante l'utilizzo. I sensori con cavo di collegamento più lungo sono quelli dell'inclinometro, per permettere al pilota di indossare comodamente il corpetto e di muoversi liberamente durante la simulazione, e il sensore di coppia allo sterzo, visto che il sensore è montato sullo sterzo.

Il sistema di condizionamento ha bisogno, inoltre, di un alimentatore a 10 V DC il quale deve essere per quanto possibile isolato da disturbi elettromagnetici e per questa ragione è collegato ad un trasformatore d'isolamento e ad un filtro RC.

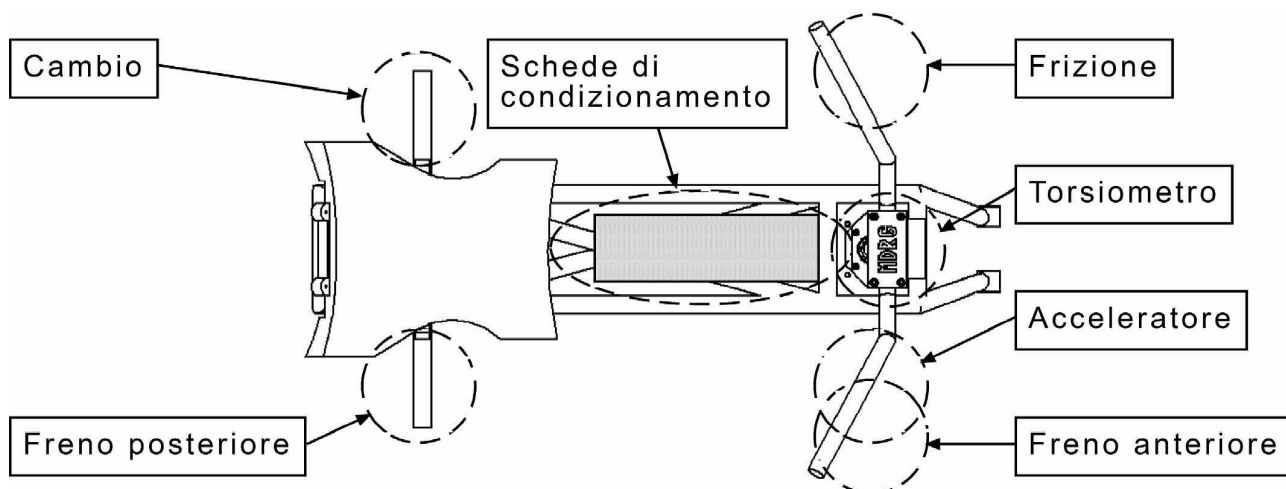


Figura 2—38: Disposizione del sistema di acquisizione nel telaio di beccheggio

La scheda di acquisizione, installata all'interno del PC, è una scheda del tipo PCI 6035E. Essa è esegue la conversione analogico digitale del segnale in ingresso, ed ha le seguenti caratteristiche 16 canali analogici in ingresso a 16 bit, due uscite analogiche a 12 bit, 8 canali digitali per ingresso e uscita, 2 contatori a 24 bit, può acquisire fino a 200000 campioni al secondo, con ingresso che può avere fondo scala $\pm 0.05 V$ o $\pm 10 V$ ed è completamente gestibile via software grazie ad una memoria di configurazione. Quest'ultima caratteristica la rende particolarmente interessante per l'implementazione del programma di simulazione.

2.3.3 MESSA A PUNTO DEL SISTEMA DI ACQUISIZIONE

Il sistema di acquisizione ha necessitato di un approfondito studio a causa della presenza degli azionamenti elettrici, che, durante l'utilizzo, emettono un intenso campo elettromagnetico ad alta frequenza (circa $800 GHz$), che si concatena con il sistema di acquisizione e introduce rumore nei segnali acquisiti. Il sistema di movimentazione, infatti, pur essendo dotato di un filtro RC come previsto dalla legge, genera comunque dei disturbi sulla tensione di alimentazione e sul segnale di riferimento, che, pur non essendo pericolosi per l'uomo o per il funzionamento della maggior parte delle apparecchiature elettriche o elettroniche, sono dannosi per un sistema di acquisizione.

In una prima configurazione il sistema di acquisizione era privo delle schede di condizionamento e l'alimentazione dei sensori era ricavata direttamente dalla rete, opportunamente convertita da $220 V AC$ in $10 V DC$, con un normale trasformatore. In tali condizioni, durante le acquisizioni con motori in movimento si notava la presenza di disturbi notevolmente elevati, rispetto al segnale utile, per circa $0.3 s$, con periodicità di circa $15 s$, anche se i cavi di collegamento di ciascun sensore erano schermati.

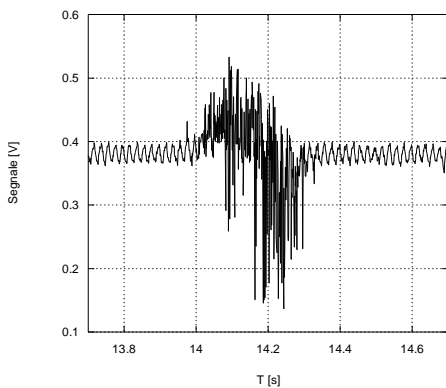


Figura 2—39: Forma di un disturbo

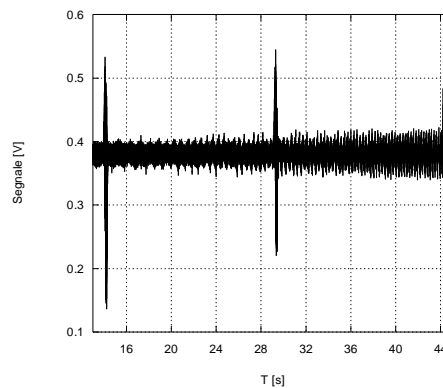


Figura 2—40: Periodicità dei disturbi

Per risolvere il problema, dopo una serie di test, si è intervenuti in cinque modi:

- introduzione di un terra dedicata;

- introduzione di un trasformatore con schermo d'isolamento per l'alimentazione del PC e di tutte le apparecchiature ad esso collegate elettricamente;
- introduzione di un trasformatore - raddrizzatore con filtro RC per l'alimentazione dei sensori;
- introduzione di schede di condizionamento del segnale;
- modifica della modalità di acquisizione.

Il trasformatore con schermo d'isolamento, dotato di una presa di terra dedicata, serve ad isolare il sistema di acquisizione dalla rete. Esso non modifica la tensione di ingresso (all'uscita si ha comunque una tensione di 220 V), ma grazie alla presenza del traferro e dello schermo tra gli avvolgimenti è possibile ridurre le variazioni di tensione con frequenza diversa da 50 Hz e di avere un valore di riferimento costante. È necessario che il PC e tutte le apparecchiature ad esso elettricamente collegate (proiettore, amplificatori, ...) siano alimentati sempre attraverso lo stesso trasformatore per evitare che i disturbi possano raggiungere il sistema di acquisizione attraverso i cavi di collegamento. Per funzionare correttamente, il trasformatore d'isolamento ha bisogno di una terra dedicata.

Il trasformatore – raddrizzatore con filtro RC ha lo scopo di alimentare le schede di condizionamento e i sensori con una tensione a 10 V DC , la più costante e priva di disturbi possibile.

Le schede di condizionamento del segnale hanno lo scopo di eliminare le componenti di segnale a più alta frequenza tramite una serie di filtri analogici del primo ordine passa basso in essi inseriti (frequenza di taglio a 250 Hz), che eliminano le componenti di segnale a più alta frequenza, che non sono sicuramente nel campo di interesse e sono più prossimi alla frequenza dei disturbi.

Durante le prove successive all'installazione dei precedenti componenti si è osservato che anche la modalità di acquisizione influiva sui disturbi registrati. Infatti, i disturbi elettromagnetici ad altissima frequenza generati dal primo stadi del regolatore della sezione di potenza degli Ecodrive creano disturbi a bassissima frequenza (0.06 Hz) e protratti nel tempo sul segnale. La scheda di acquisizione può essere configurata per acquisire in continuazione un certo numero di campioni alla frequenza scelta (inizialmente 100 campioni a 1000 Hz), ma alcune configurazioni pur essendo configurabili non risultano comportarsi correttamente. Le configurazioni che si comportano correttamente sono quelle in cui il numero di campioni e la frequenza di acquisizione sono entrambe potenze di 2. Acquisendo, per esempio, 128 campioni a 256 Hz , si ottiene una serie di disturbi a frequenza maggiore e localizzati ad un unico punto acquisito (spike). Nell'utilizzo si useranno perciò solo valori potenza di 2.

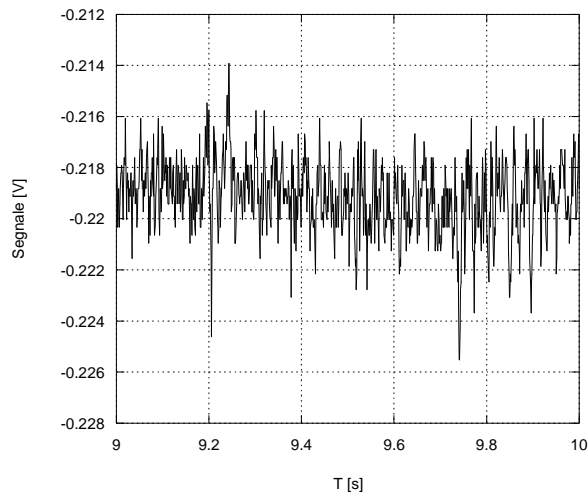


Figura 2—41: Segnale acquisito con 128 campioni a 256 Hz

Si è inoltre passati dalla modalità RSE (Referenced Single Ended, riferito ad un singolo polo) alla modalità Differential (differenziale). Nella prima modalità tutti i segnali in ingresso dei sensori sono riferiti al valore di terra comune fornito dall'alimentatore, nella seconda, invece, il segnale viene acquisito come differenza tra un segnale positivo (il segnale di uscita precedente) e un segnale negativo (il segnale di ingresso negativo per ciascun sensore). Nella prima configurazione è possibile acquisire fino a 16 canali, ma visto che solo un cavo attraversa il campo elettromagnetico creato dagli azionamenti, esso sarà più soggetto a disturbi. Nella seconda configurazione è possibile acquisire fino a 8 canali, ma entrambi i cavi attraversano lo stesso campo elettromagnetico: i disturbi nel polo positivo saranno, perciò, simili a quelli nel polo negativo e facendone la differenza essi si elideranno.

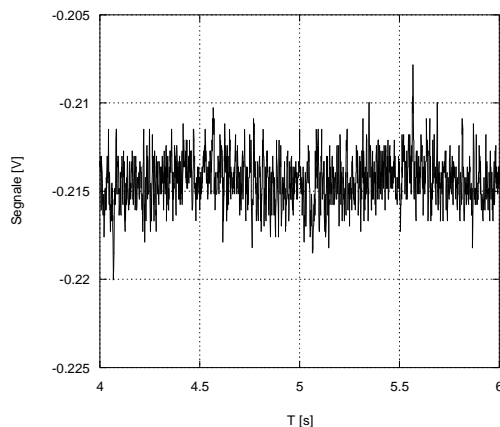


Figura 2—42: Segnale di coppia

I tre interventi sono da considerare efficaci nella loro interazione. Per arrivare alla configurazione finale si è passati attraverso vari passaggi intermedi.

In figura 2-42 è presentato il risultato ottenuto introducendo la sola terra dedicata e la differente modalità di acquisizione.

Al termine, introducendo tutti gli accorgimenti citati ciò che si ottiene è mostrato in figura 2-43.

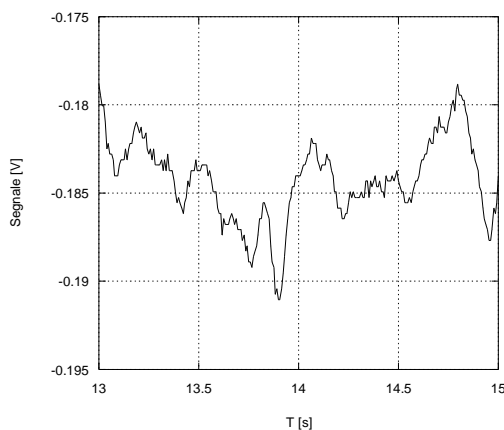


Figura 2—43: Segnale di coppia

2.4 IL SISTEMA DI RIPRODUZIONE DELL'AMBIENTE

La riproduzione dell'ambiente si compone, nel simulatore realizzato, dell'utilizzo di un sistema di visione e di un sistema audio. Il primo deve riprodurre visivamente la posizione e l'evoluzione del sistema simulato, il secondo, invece, fornisce gli stimoli sonori.

2.4.1 IL SISTEMA DI VISIONE

La percezione visiva è il fattore più importante nel controllo e nella gestione di un veicolo durante la guida. Quindi, un elemento chiave per ottenere un elevato livello di fedeltà nella simulazione è il sistema grafico. Il comportamento del pilota è influenzato principalmente da ciò che percepisce visivamente nell'ambiente in cui è immerso. Ecco, perciò, che diventa di fondamentale importanza definire in maniera realistica e dettagliata l'ambiente di guida simulato, a partire dalla geometria del percorso fino ad arrivare alla interazione col traffico presente sulla strada che si sta percorrendo. Per definire con un sufficiente grado di realismo una scena di guida si devono creare ambientazioni grafiche con un livello di dettagli elevato, una risoluzione dell'immagine adeguata e una velocità di aggiornamento opportuno.

Per riprodurre l'ambiente in cui si svolgerà la simulazione si utilizza un proiettore a cristalli liquidi Hitachi CP-X880 collegato alla scheda video Nvidia GeForce 8800 GTS installata sul PC. La

scheda video utilizzata presenta la possibilità di connettere due uscite, 96 processori sequenziali, clock core a 500 MHz, clock shader a 1200 MHz, clock di memoria a 800 MHz, 640 MB di memoria con interfaccia a 320 bit, banda di memoria a 64 GB/s e fill rate texture 24 miliardi/s. Ciò permette di avere, durante la simulazione, un tempo di ciclo per la finestra grafica di 20 m/s, e di poter usare contemporaneamente il proiettore e il monitor del PC durante la simulazione. Questa seconda caratteristica, se da un lato limita le dimensioni della finestra grafica per lasciare lo spazio per i comandi del simulatore, dall'altro permette anche ad un'altra persona di osservare ciò che il pilota sta facendo ed intervenire per bloccare la simulazione in caso di pericolo.

Il proiettore ha una risoluzione di 1024x768 pixel, rapporto di contrasto 500:1, luminosità 3000 Lumen, 16.7 milioni di colori, matrice attiva da 0.99" con struttura a pannelli in polisilicone TFTx3 e microlenti. La frequenza di aggiornamento dell'immagine può variare tra 15 e 91 kHz.

L'immagine è proiettata su di uno schermo curvo posto davanti al pilota.

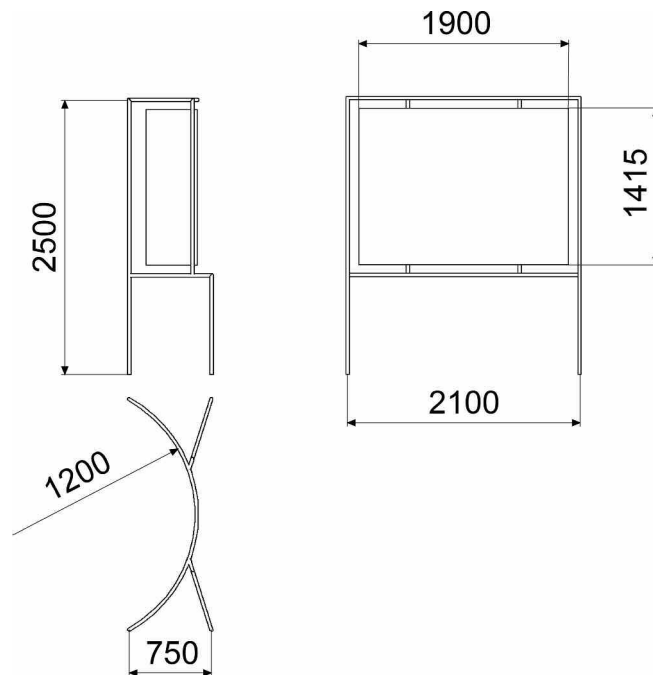


Figura 2—44: Dimensioni caratteristiche dello schermo

Lo schermo curvo utilizzato ha lo svantaggio di deformare l'immagine proiettata ma riesce a coinvolgere meglio il pilota nell'ambiente e a dare la sensazione di velocità con le immagini laterali.

L'angolo visivo caratteristico dell'uomo è in media di 120° in direzione verticale e 200° in orizzontale con una sovrapposizione di 120° tra i due occhi. La rappresentazione grafica del simulatore deve essere un grado di coprire quest'area. Il parametro che misura l'angolo visivo sotteso dallo schermo da una data posizione di osservazione è detto Display Field of View (DOFV) e dipende dalla dimensione dello schermo e dalla distanza dall'occhio dell'osservatore.

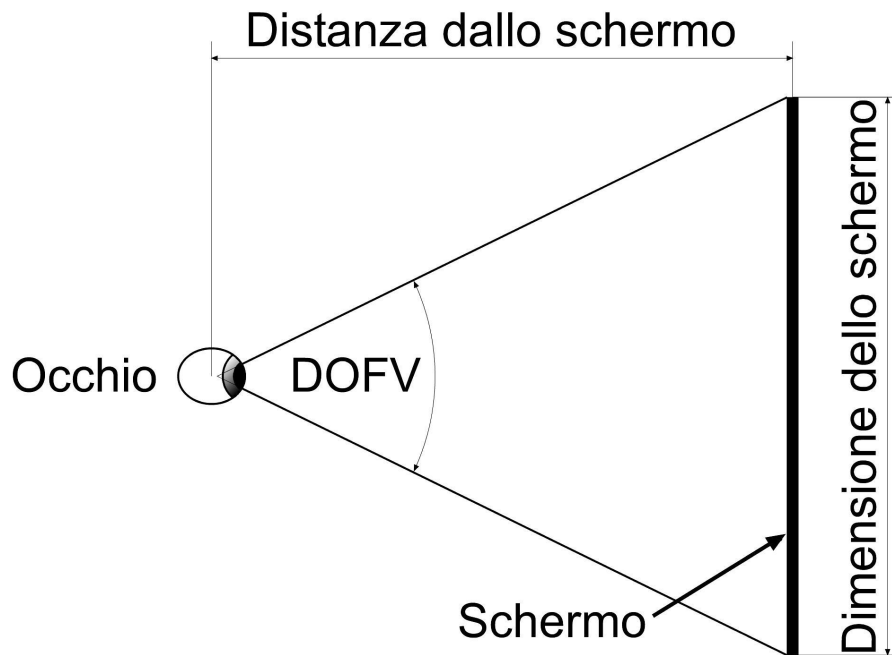


Figura 2—45: Rappresentazione del DOFV

Il DOFV realizzato con lo schermo attuale è di circa 75° in verticale e 80° in orizzontale.

Prima che una immagine virtuale venga proiettata sullo schermo, il programma grafico del computer deve determinare quale parte del mondo virtuale è visibile dall'osservatore e deve ridurre lo spazio virtuale a tre dimensioni in immagine a due dimensioni per essere visualizzata sullo schermo. La tecnica usata è la proiezione in prospettiva. L'immagine visibile è determinata utilizzando il centro di proiezione (COP), un segmento solido visivo e dei piani di taglio e proiezione (vicino e distante al centro di proiezione).

Il centro di proiezione rappresenta la posizione dell'osservatore nello spazio virtuale. Il segmento solido, detto anche viewing frustum, definisce una vista arbitraria all'interno dello spazio tridimensionale e determina i limiti verticali ed orizzontali mentre i piani di taglio (clipping planes) definiscono i limiti anteriore e posteriore dell'immagine da rappresentare.

Il piano di proiezione (viewport) è una finestra all'interno del segmento solido sul quale tutti i punti dell'immagine, all'interno del segmento solido, sono proiettati. L'immagine proiettata sul viewport sarà l'immagine che verrà visualizzata sul display.

Il GFOV (Geometrical Field of View), ovvero il campo visivo geometrico, è analogamente al DOFV l'angolo sotteso dal piano di proiezione nello spazio virtuale e definisce l'ampiezza della scena visibile dall'osservatore nell'ambiente virtuale.

L'immagine che viene proiettata sul viewport deve essere successivamente rappresentata sul display. In questo passaggio si può notare la correlazione che esiste tra GFOV e DFOV. Se $GFOV < DFOV$ allora l'immagine sul viewport risulta ingrandita sul display a causa della necessità dell'immagine di coprire un più ampio angolo sotteso nello spazio fisico rispetto allo spazio

virtuale. Se, invece, $GFOV > DFOV$, allora l'immagine risultante sul display appare ridotta rispetto alla corrispondente immagine nello spazio virtuale (perché l'angolo sotteso nello spazio fisico è minore di quello usato per creare l'immagine virtuale). Se questi due parametri risultano uguali, l'immagine sul viewport risulta correttamente rappresentata nelle sue dimensioni sul display.

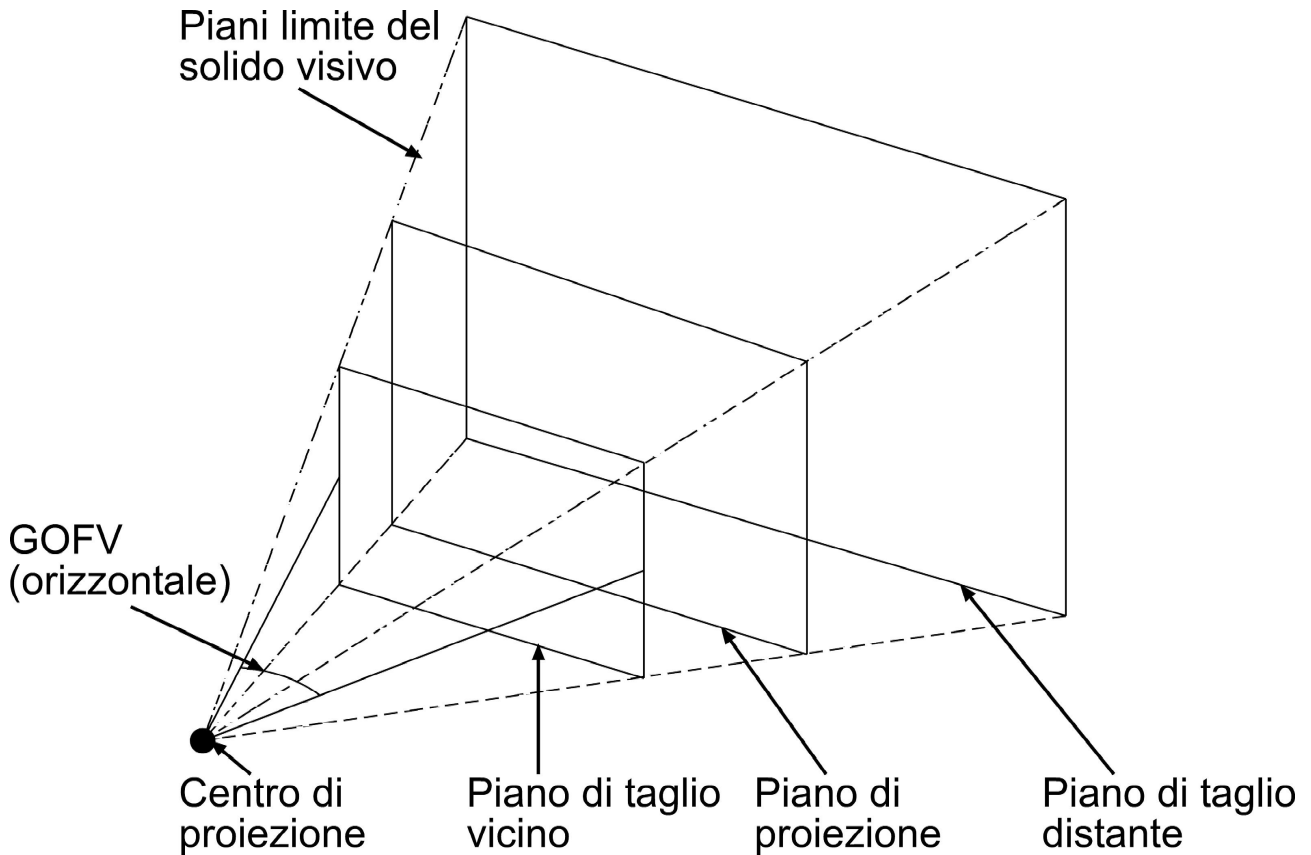


Figura 2—46: Costruzione della rappresentazione prospettica del GFOV

L'ingrandimento o la miniaturizzazione dell'immagine viene chiamato "virtual space effect" e può essere causa della distorsione delle immagini quando si hanno dei cambiamenti di scala. È necessario tener conto di questo fatto nell'impostazione della rappresentazione grafica.

2.4.2 IL SISTEMA SONORO

Per riprodurre i suoni della simulazione si utilizza una scheda audio TerraTec Aureon 5.1 Fun collegata ad un sistema di 5+1 altoparlanti Empire R451. La scheda audio ha 5+1 uscite analogiche a 16 bit, ad essa sono collegati un subwoofer e 5 altoparlanti satelliti con cassa in legno per migliorare le prestazioni ed evitare interferenze elettromagnetiche, driver schermati per evitare interferenze con il monitor del computer, subwoofer con driver da 6.5 " schermato magneticamente, satelliti a due vie con mid-range da 3 " e tweeter da 3/4" schermati magneticamente. La potenza d'uscita RMS è di 60 W, il rapporto segnale/rumore è $>85dB$ e l'ingresso audio è RCA Line-in 5.1 canali.

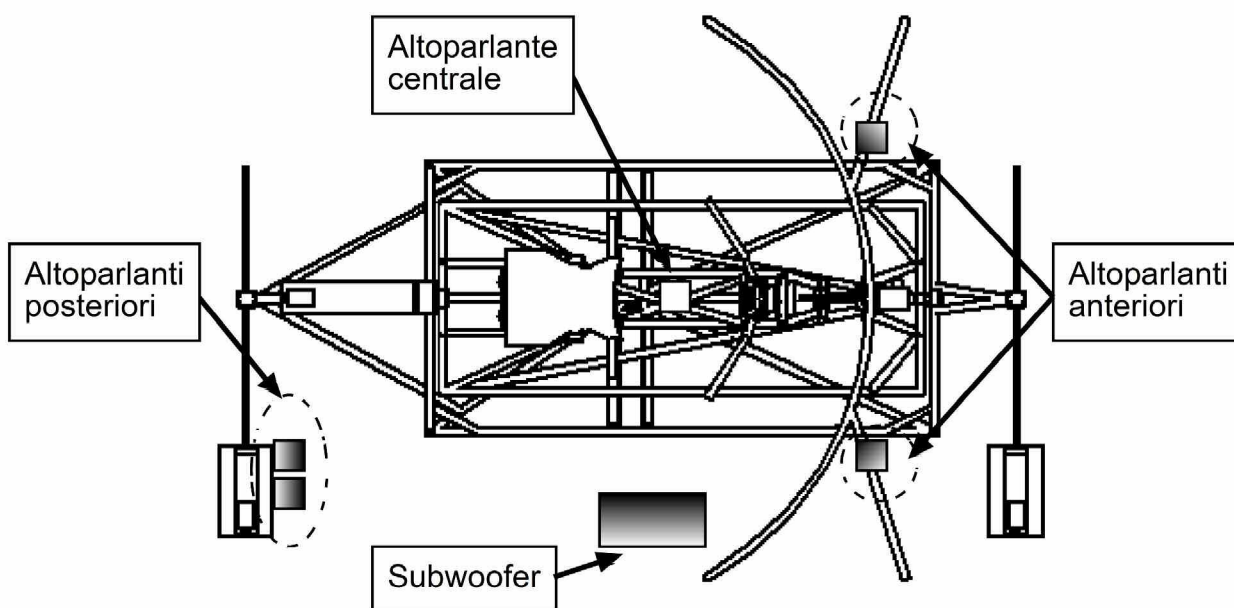


Figura 2—47: Disposizione degli altoparlanti attorno al pilota

Gli altoparlanti sono stati disposti attorno al pilota come rappresentato in figura 2-47. La disposizione è stata guidata sia dalla volontà di immergere il pilota nell'ambiente virtuale, sia dalla presenza di un punto di fissaggio per gli altoparlanti. In particolare gli altoparlanti anteriori sono stati disposti simmetricamente dietro lo schermo, in modo che il suono da essi riprodotto desse la sensazione di provenire da un punto posto davanti al pilota, gli altoparlanti posteriori, invece, sono stati fissati alla colonna che sostiene il motore A2 in maniera asimmetrica, in quanto l'unico punto in cui poterli fissare. L'altoparlante centrale è stato montato sul telaio di imbardata, sotto il serbatoio, in modo che desse la sensazione del rumore proveniente dal motore. Il subwoofer è stato posto lateralmente, in corrispondenza della guida centrale per il movimento laterale, su di una struttura che sorregge i cavi di alimentazione del sistema.

2.5 IL SISTEMA DI CALCOLO E GESTIONE

Il sistema di calcolo e gestione è realizzato tramite un unico PC con processore Intel Core2 Quad CPU @ 2.4 GHz, memoria RAM 2 GB, Disco rigido da 300 GB, scheda madre ASUS P5W DH Deluxe con le seguenti caratteristiche: Intel 975X e Intel ICH7R 1066/800 MHz, Dual-channel DDR2 800/667/ 533 (massimo 8GB), 2 x PCI-E x 16 / 2 x PCI-E x 1/ 3 x PCI.

L'evoluzione dell'informatica negli ultimi anni consente, infatti, di avere a disposizione una elevata potenza di calcolo anche con ingombri e costi contenuti.

L'unica limitazione finora individuata è il numero di schede PCI collegabili (3) che limita essenzialmente il numero di schede di acquisizione installabili direttamente nel PC anche se sarebbe possibile collegarle eventualmente con altre modalità (USB, Ethernet, ...).

CAPITOLO 3 IL SOFTWARE

3.1 IDEA DI BASE

Il programma che gestisce il simulatore deve riprodurre le parti fisiche del simulatore. Esso deve essere composto da vari sottoprogrammi che si occupano di eseguire una sola azione e da un programma principale che li coordina.

Il programma principale deve presentare un'interfaccia grafico che permetta all'utente di modificare i parametri, registrare, avviare e interrompere la simulazione.

I sottoprogrammi devono gestire il sistema di acquisizione, il sistema cinematico, la rappresentazione grafica del movimento, la rappresentazione sonora dello stato del veicolo, devono eseguire il calcolo della dinamica del veicolo e convertire i movimenti del veicolo in movimenti riproducibili dal sistema cinematico.

Per semplificare lo sviluppo dei vari sottoprogrammi, essi sono stati uniti al programma principale attraverso delle librerie a collegamento dinamico (dll) con un numero limitato di funzioni che possono essere chiamate dal programma principale. Per tutti sottoprogrammi tali funzioni sono tre e sono utilizzate durante le operazioni di preparazione della simulazione (o più brevemente inizializzazione), calcolo di un passo di simulazione e chiusura della simulazione. Ognuna di queste funzioni ha alcune variabili di ingresso che devono essere specificate dal programma principale (ad esempio il tempo di integrazioni, o le variabili di uscita di un'altra funzione) e alcune variabili di uscita. Nessun sottoprogramma ha un collegamento diretto con un altro sottoprogramma ma tutti i dati vengono trasferiti da un sottoprogramma all'altro dal programma principale.

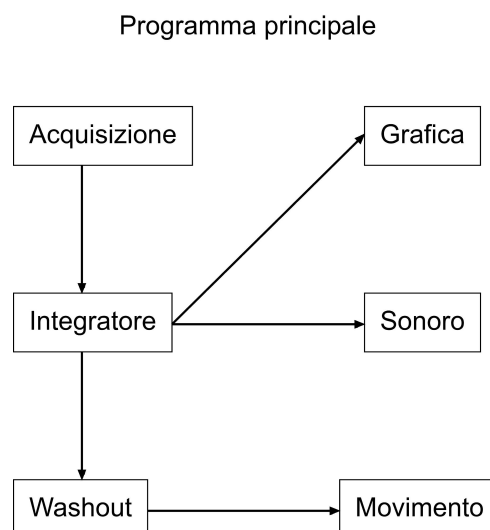


Figura 3—1: Flusso dei dati nel programma principale

Durante la fase di inizializzazione viene allocato dinamicamente lo spazio per le variabili e vengono definiti i valori delle variabili. Per poter modificare i parametri della simulazione in maniera rapida,

senza dover ricompilare le librerie ogni sottoprogramma è associato ad un file di configurazione (in formato lua) che viene letto durante la fase di inizializzazione [6].

Per seguire il flusso del programma e la riuscita di ciascuna operazione ogni sottoprogramma dovrà comunicare al programma principale un codice numerico che indichi la riuscita dell'operazione, una situazione di potenziale problema oppure un errore. Per semplificare l'interpretazione di tale codice si è stabilito che la riuscita dell'operazione sia il valore 0, che una situazione critica sia un valore intero minore di 0 e un errore sia indicato da un valore intero maggiore di 0. Ogni codice di errore o di avviso deve essere, inoltre, corredato da una stringa di messaggio che il programma principale provvederà a comunicare all'utente o a scrivere in un file apposito.

3.2 IL SOTTOPROGRAMMA DI ACQUISIZIONE

Scopo del sottoprogramma di acquisizione è configurare la scheda per eseguire l'acquisizione e restituire i dati letti ad ogni chiamata del programma principale.

Da precedenti acquisizioni su strada e dalle capacità umane di reagire agli stimoli esterni risulta che i segnali da acquisire avranno una frequenza massima di 10 *Hz* (tempo di reazione agli stimoli 0.1 s) e perciò il sottoprogramma di acquisizione dovrà essere in grado di acquisire segnali di questa tipologia.

L'integratore che si intende utilizzare ha una frequenza media di calcolo superiore a 100 *Hz*, ma in particolari condizioni, con molti parametri variabili, essa può scendere anche fino a 50 *Hz*. Per iniziare si considera un frequenza di integrazione di 33 *Hz*, perciò il sottoprogramma di acquisizione dovrà essere in grado di eseguire almeno una lettura dei sensori in 16 *ms*, cioè almeno due acquisizioni per ogni passo di integrazione.

Per far questo si è sfruttata la possibilità della scheda di acquisire in modalità continua un numero prestabilito di campioni e di mantenerli in memoria per un adeguato intervallo temporale. Quando viene richiesta la lettura dei segnali da parte del programma principale, i campioni già acquisiti vengono filtrati attraverso il filtro mediano, convertiti nelle opportune unità di misura e viene restituito il valore già pronto per l'ingresso negli altri sottoprogrammi (tipicamente il sottoprogramma dell'integratore).

L'operazione di filtraggio dei dati è necessaria per avere un segnale non disturbato all'ingresso dei sottoprogrammi che useranno i dati acquisiti, infatti, anche se si utilizza il sistema di acquisizione ottimizzato con schede di condizionamento, terra dedicata e trasformatori, permane una certa rumorosità dei segnali. Visto che la scheda scelta è in grado di eseguire acquisizioni ad alta velocità sui segnali in ingresso, ma l'integratore e la movimentazione della piattaforma richiedono un tempo di ciclo abbastanza ampio, si è scelto di utilizzare il filtro mediano.

Il filtro mediano consiste in tre fasi:

- acquisizione di un numero prestabilito di campioni (nc) ad alta frequenza (f_A);
- ordinamento in ordine crescente dei campioni acquisiti;
- restituzione del valore mediano del vettore ordinato.

L'effettiva frequenza di acquisizione (f_E) è quella a cui viene restituito il singolo valore filtrato e cioè si legge un valore ogni volta che sono stati acquisiti nc campioni. Da ciò risulta:

$$f_E = \frac{f_A}{nc} \quad 3-1$$

Il risultato ottenuto all'uscita dal filtro mediano è analogo, dal punto di vista degli errori di campionamento (aliasing e leakage), a quello che si potrebbe ottenere acquisendo direttamente il segnale alla frequenza f_E .

L'utilizzo del filtro mediano richiede un sistema di acquisizione con prestazioni adeguate quali:

- frequenza di acquisizione elevata (f_A);
- spazio di memoria sufficiente per immagazzinare il numero di campioni scelto per ciascun canale (nc);
- possibilità di programmazione per eseguire l'operazione di ordinamento e scelta del valore mediano.

Per verificare il comportamento del filtro mediano si sono utilizzate due simulazioni del comportamento del filtro ad un segnale noto.

Nella prima prova si è verificata al risposta ad un segnale di sweep sinusoidale con le seguenti caratteristiche:

- sweep lineare ad ampiezza costante di durata 50 s;
- ampiezza di 10 unità;
- rapporto segnale rumore 10;
- frequenza minima 0.5 Hz;
- frequenza massima 10 Hz;
- frequenza di acquisizione (f_A) 2048 Hz;
- numero di punti del filtro mediano (nc) 32.

Questa simulazione è stata svolta con la seguente modalità. Si è generato il segnale di sweep con 2048 campioni al secondo e gli si è sommato un segnale casuale di ampiezza massima pari a 1/10 dell'ampiezza del segnale portante (Segnale2048). Si è creato un segnale acquisito a 64 Hz prendendo un punto ogni 32 campioni del segnale a 2048 Hz (Segnale64). Si è applicato il filtro mediano con nc campioni al segnale di riferimento ottenendo il segnale Mediano. Dal confronto

dei tre segnali simulati , mostrato in figura 3-2, risulta che essi sono diversi, cioè il filtro mediano non genera un segnale esattamente uguale a quello di un'acquisizione a 64 Hz , perché ad esso elimina parte dei disturbi.

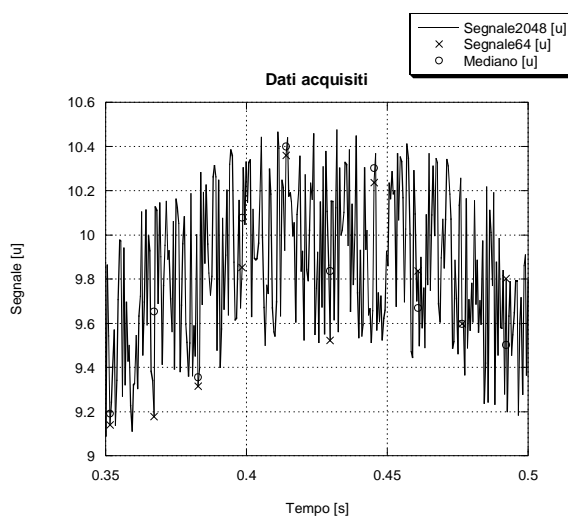


Figura 3—2: Confronto dei dati acquisiti

Successivamente al confronto nel dominio del tempo si è passati ad un'analisi dei segnali nel dominio della frequenza. Dal confronto delle FFT dei tre segnali risulta che tutte e tre le modalità di acquisizione sono adeguate all'acquisizione di un segnale tempo variante fino a 20 Hz , però le prime due (Segnale2048 e Segnale64) sono comunque affette dal rumore che non viene in alcun modo alterato durante la generazione del segnale a 64 Hz .

Dal confronto dei moduli delle FFT risulta che lo sweep è ben individuato in ognuna delle tre modalità e che i dati ricavati sono praticamente indistinguibili come rappresentato nelle figure 3-3 e 3-5.

Se si confrontano le fasi, come in figura 3-4 e 3-6, risulta ancora la perfetta sovrapponibilità dei dati acquisiti, l'eguaglianza tra il segnale campionato a 64 Hz e il segnale filtrato e lo sfasamento rispetto al Segnale2048. Tale sfasamento deriva solo dalla diversa frequenza di campionamento effettiva tra il Segnale2048 e il Segnale64 e può essere ridotto riducendo il numero di punti nc su cui applicare il filtro e aumentando, quindi, la frequenza effettiva di acquisizione (f_E).

Si è poi verificato il comportamento del filtro nei confronti di un segnale teorico composto da due sole frequenze acquisito con due diverse finestre di 4 e 5 s , al fine di meglio mettere in evidenza la particolarità di funzionamento.

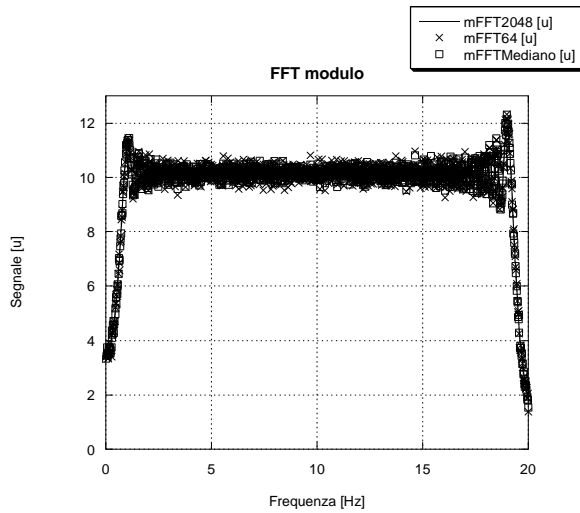


Figura 3—3: Confronto moduli FFT

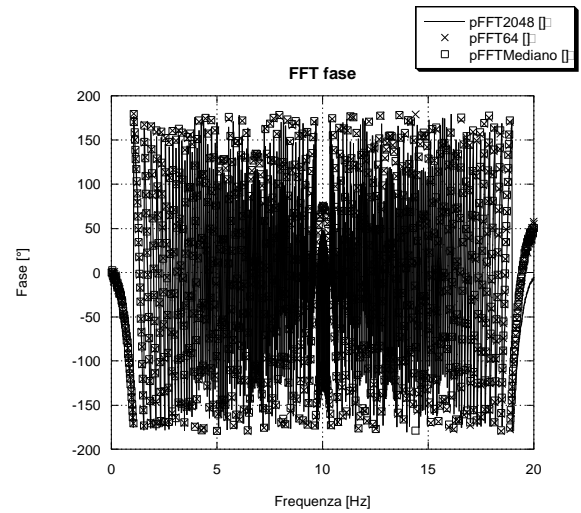


Figura 3—4: Confronto fasi FFT

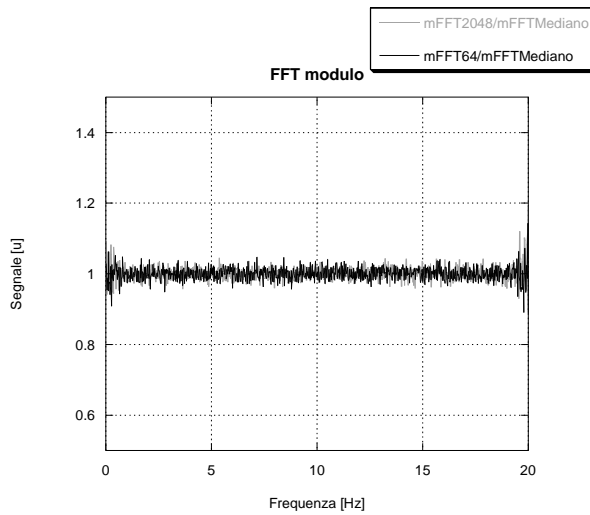


Figura 3—5: Confronto rapporti dei moduli FFT

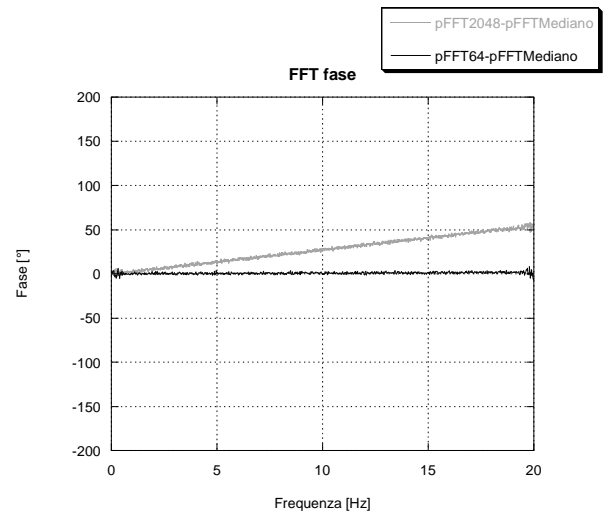


Figura 3—6: Confronto delle differenze delle fasi FFT

Si riportano nel seguito i dati relativi al segnale simulato e la sua elaborazione:

- segnale sinusoidale a due componenti;
- ampiezza prima componente 7 unità;
- ampiezza seconda componente 5 unità;
- sfasamento dei segnali 0.4 *rad* ;
- rapporto segnale rumore 10 rispetto alla prima componente;
- frequenza prima componente 1.5 *Hz* ;
- frequenza seconda componente 10 *Hz* ;
- frequenza di acquisizione (f_A) 2048 *Hz* ;
- numero di punti del filtro mediano (nc) 32.

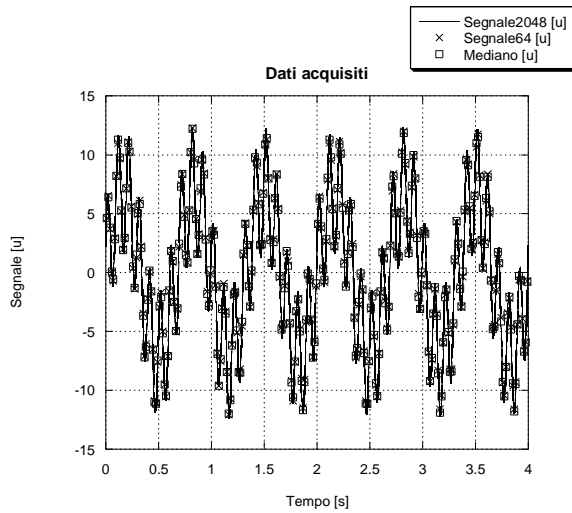


Figura 3—7: Confronto dei dati acquisiti in 4 s

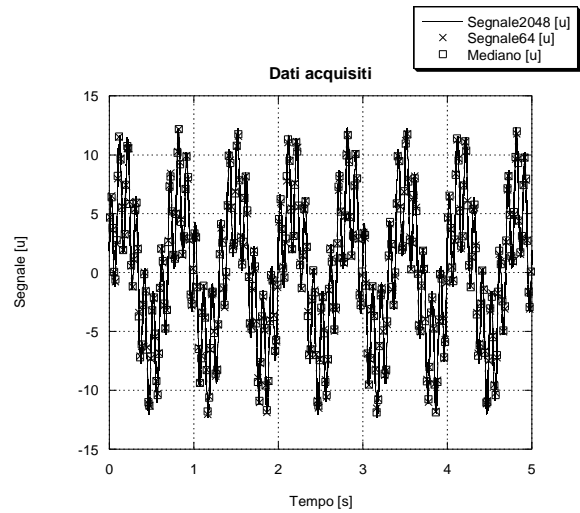


Figura 3—8: Confronto dei dati acquisiti in 5 s

Dal confronto dei dati elaborati risulta che le due componenti del segnale vengono identificate in entrambi i casi e che la migliore o peggiore identificazione dipende solo dal numero di punti acquisiti e, cioè, dalla maggiore o minore durata della finestra di acquisizione effettiva che comprende o meno un numero intero di periodi del segnale.

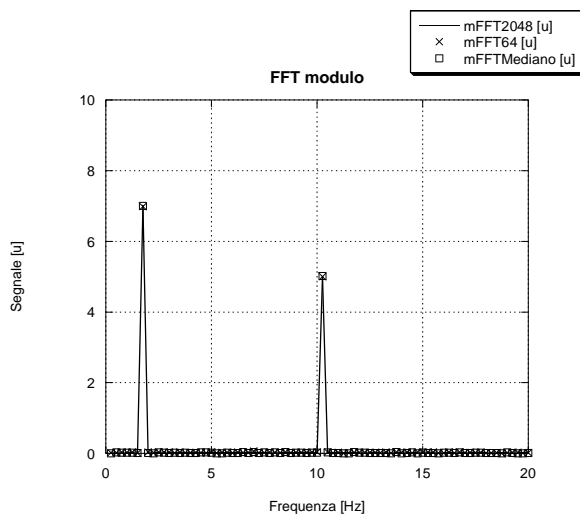


Figura 3—9: Confronto moduli FFT 4 s

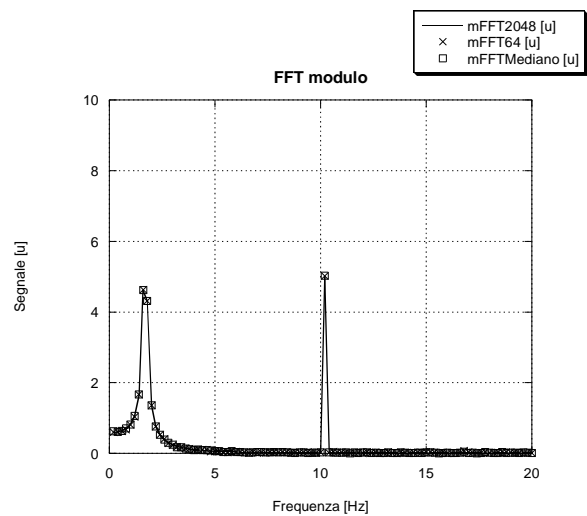


Figura 3—10: Confronto moduli FFT 5 s

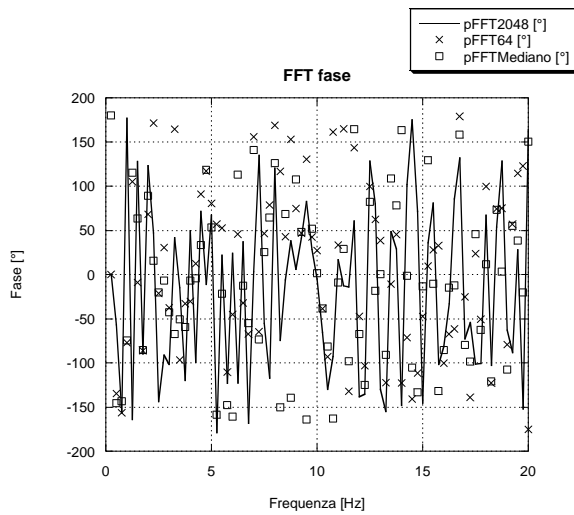


Figura 3—11: Confronto fasi FFT 4 s

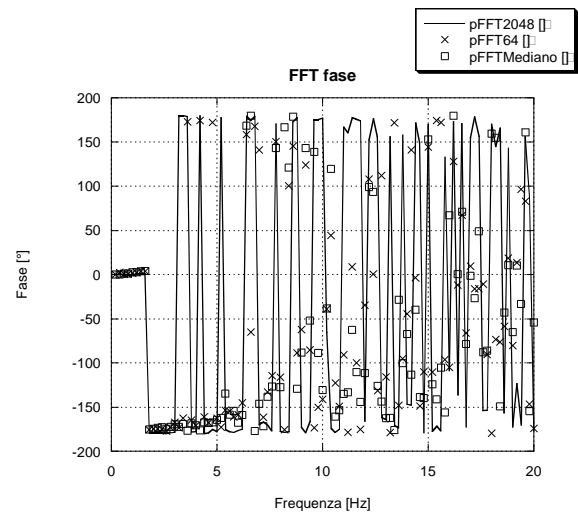


Figura 3—12: Confronto fasi FFT 5 s

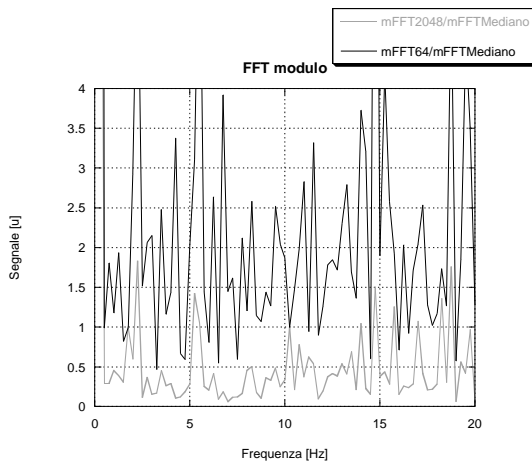


Figura 3—13: Confronto rapporto dei moduli FFT 4 s

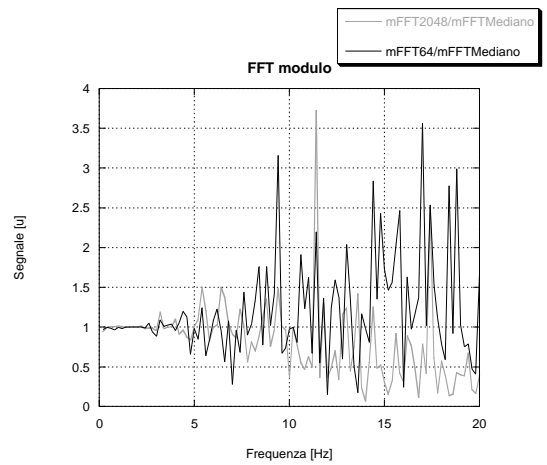


Figura 3—14: Confronto rapporto dei moduli FFT 5 s

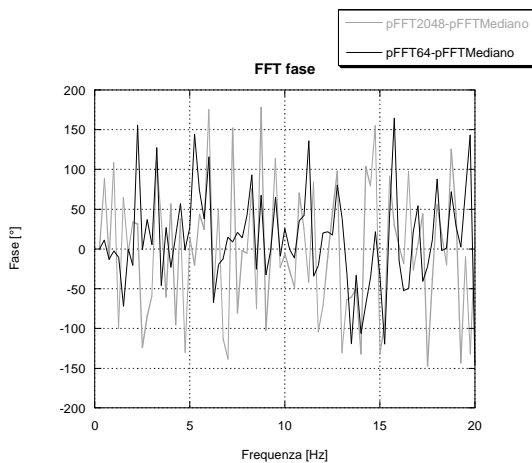


Figura 3—15: Confronto differenze delle fasi FFT 4 s

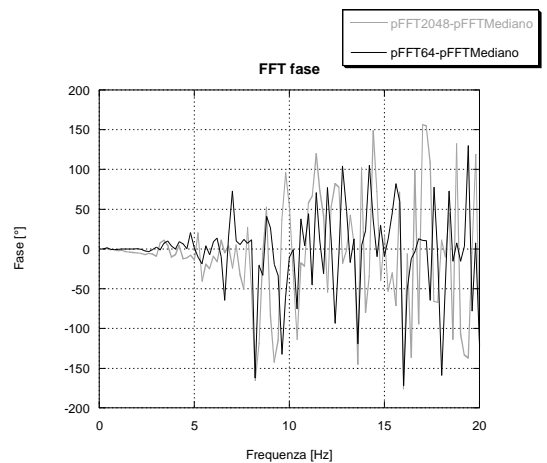


Figura 3—16: Confronto differenze delle fasi FFT 5 s

Nel simulatore le chiamate al sottoprogramma di acquisizione sono eseguite con una frequenza f_c che è indipendente dall'acquisizione dei segnali, ma dipende dal tempo di ciclo impostato e tiene

conto essenzialmente del tempo che l'integratore richiede per calcolare un passo di simulazione. È, perciò, possibile impostare liberamente durante l'inizializzazione del sottoprogramma di acquisizione sia la frequenza di acquisizione f_A sia il numero di campioni nc . I vincoli da tenere presente sono la velocità massima di acquisizione della scheda e la frequenza di chiamata f_C che non deve essere superiore a f_E , altrimenti le chiamate al sottoprogramma otterranno più volte lo stesso valore.

I segnali acquisiti, dopo l'operazione di filtraggio, vengono convertiti nelle opportune unità di misura attraverso la relazione in cui CC è il coefficiente di calibrazione e ZV è il valore a zero.

$$\text{Segnale}[Unità] = CC(\text{Segnale}[V] + ZV) \quad 3-2$$

I segnali acquisiti, oltre ad essere filtrati e convertiti nelle opportune unità di misura, vengono in alcuni casi ulteriormente condizionati in modo da avere un segnale compreso tra 0 e 1. I segnali che subiscono questo trattamento sono il segnale dell'acceleratore, del freno anteriore e posteriore, e della frizione. In questi casi il coefficiente di calibrazione tiene già conto del valore a cui si assegna il valore 1. Inoltre se il valore è inferiore a 0 o superiore a 1 esso viene ridotto a 0 o 1. Nel caso in cui si desideri ridurre l'escursione del sensore reale, mantenendo però la normalizzazione tra 0 e 1, è necessario modificare il coefficiente di calibrazione. Per questo motivo, nel file lua di configurazione, esso è espresso come rapporto tra il coefficiente di taratura del trasduttore e il valore massimo di normalizzazione, in modo da modificare solo il denominatore.

Il segnale della frizione subisce un processo leggermente diverso visto che il sensore segna 0 quando la leva è libera (frizione in presa) e 1 quando la leva è tirata (motore libera), mentre il modello matematico prevede 1 quando la frizione è in presa e 0 quando è libera. Per questo motivo c'è una riga di codice aggiuntiva, prima che il segnale venga restituito, che inverte l'andamento del segnale:

$$\text{Frizione}[Unità] = 1 - \text{Frizione}[Unità] \quad 3-3$$

Il segnale della leva del cambio viene invece condizionato in modo da dare un segnale a tre stati per indicare la posizione di riposo(0), la posizione massima positiva (1) o la posizione massima negativa (-1). Per far sì che un movimento fino alla posizione limite corrisponda ad un solo segnale di cambio marcia è necessario un controllo sul valore misurato al passo di integrazione precedente. Se ad un certo passo di integrazione il segnale acquisito è tra 4 e 6 V l'uscita sarà sempre 0, perché la leva sarà nella posizione intermedia. Se ad un differente passo di integrazione il segnale è superiore a 6 V (o inferiore a 4 V) e al passo precedente il segnale era nullo l'uscita sarà -1 (1), altrimenti comunque 0; ciò significa che non è possibile passare in due soli passi di integrazione da

passaggio alla marcia superiore, a passaggio alla marcia inferiore, caso peraltro che difficilmente si può presentare in soli 60 ms.

```

Cambio[attuale] = ValoreMisurato[V]

if ((Cambio[precedente] > -0.5) && (Cambio[precedente] < 0.5)) // controlla che il
comando fosse nullo
{
    if (Cambio[attuale] > 6.0) // il comando ora è giù
        Cambio[attuale] = -1.0 ;
    else if (Cambio[attuale] < 4.0) // il comando ora è su
        Cambio[attuale] = 1.0 ;
    else // il comando è nullo
        Cambio[attuale] = 0.0 ;

    Cambio[precedente] = Cambio[attuale] ; // aggiorna il comando
}
else // il comando non era nullo
{
    if (Cambio[precedente] < -0.5) // il comando era giù
    {
        if (Cambio[attuale] > 6.0) // il comando ora è giù
        {
            // aggiorna i comandi
            Cambio[precedente] = -1.0 ;
            Cambio[attuale] = 0.0 ;
        }
        else // il comando è nullo
        {
            // aggiorna i comandi
            Cambio[precedente] = 0.0 ;
            Cambio[attuale] = 0.0 ;
        }
    } // if (Cambio[precedente] < -0.5)

    if (Cambio[precedente] > 0.5) // il comando era su
    {

```

```

        if (Cambio[attuale] < 4.0) // il comando ora è su
        {
            // aggiorna i comandi
            Cambio[precedente] = 1.0 ;
            Cambio[attuale] = 0.0 ;
        }
        else // il comando è nullo
        {
            // aggiorna i comandi
            Cambio[precedente] = 0.0 ;
            Cambio[attuale] = 0.0 ;
        }
    } // if (Cambio[precedente] > 0.5)
} // else
return Cambio[attuale];

```

Figura 3—17: Algoritmo per la gestione del segnale della leva del cambio

Un limite di questo algoritmo sta nel fatto che non è possibile riprodurre completamente il funzionamento del cambio di una motocicletta reale in cui la sequenza delle marce è comunemente [1,0,2,3,4...] con la posizione neutra compresa tra la marcia 1 e 2, ma solo una sequenza del tipo [0,1,2,3,4...] con tutte le marce in ordine. Nel veicolo reale, alla partenza il pilota prima abbassa la leva (segnale - 1) per inserire la marcia 1, poi raggiunta un certa velocità alzerà la leva (segnale +1) per inserire la marcia 2, per passare a tutte le marce superiori il pilota tirerà ancora su la leva (segnali + 1), per scendere la abbasserà (segnale -1). Se il pilota tentasse di eseguire la stessa sequenza nel simulatore, il cambio passerebbe continuamente da marcia nulla a 1 e viceversa. Questo problema è risolvibile solo a livello di integratore, visto che in esso si può tenere conto sia della sequenza dei comandi dall'inizio della simulazione, sia soprattutto della velocità di avanzamento del veicolo e, quindi, interpretare il comando del pilota in ogni momento. A livello di acquisizione ci si limita a identificare la posizione massima, minima o intermedia della leva del cambio.

I segnali che non vengono in alcun modo condizionati all'interno del sottoprogramma di acquisizione sono la coppia applicata allo sterzo e l'angolo di rollio del pilota.

Il file di configurazione del sottoprogramma sensori ha il seguente aspetto:

```

Sensors = {
    -- acquisition parameters for all the sensors
    GSR = 2048; -- sample rate [Hz]
    GNA = 32; -- number of values acquired for each channel

```



```
Torsiometer = { -- Steer Torque
ND = 1,          -- Number of the device
NC = 0,          -- Number of the channel
ZV = 0.27401,   -- Value at zero [V]
CC = 78.27 / 1.000, -- Calibration coefficient [Units / V]
nil
}, -- Torsiometer

Potentiometer = { -- Accelerator
ND = 1,          -- Number of the device
NC = 2,          -- Number of the channel
ZV = -2.56,     -- Value at zero [V]
CC = 29.00 / 100, -- Calibration coefficient [Units / V]
nil
}, -- Potentiometer

PressometerF = { -- Front Brake
ND = 1,          -- Number of the device
NC = 3,          -- Number of the channel
ZV = -1.034,    -- Value at zero [V]
CC = 1.998 / 2.000, -- Calibration coefficient [Units / V]
nil
}, -- PressometerF

PressometerR = { -- Rear Brake
ND = 1,          -- Number of the device
NC = 4,          -- Number of the channel
ZV = -0.978,    -- Value at zero [V]
CC = 1.999 / 3.000, -- Calibration coefficient [Units / V]
nil
}, -- PressometerR

Voltmeter = { -- Gear Lever
ND = 1,          -- Number of the device
NC = 5,          -- Number of the channel
ZV = 0.0,       -- Value at zero [V]
CC = 1.0 / 1.000, -- Calibration coefficient [Units / V]
nil
}, -- Voltmeter

PressometerC = { -- Clutch
ND = 1,          -- Number of the device
NC = 6,          -- Number of the channel
ZV = -1.050,    -- Value at zero [V]
CC = 2.001 / 1.250, -- Calibration coefficient [Units / V]
nil
}, -- PressometerC

Inclinometer = { -- Rider Roll Angle
ND = 1,          -- Number of the device
NC = 7,          -- Number of the channel
ZV = -4.890,    -- Value at zero [V]
```

```

CC = 33.25 / 57.296,  -- Calibration coefficient [rad / V]
nil
}, -- Inclinometer

nil
} -- Sensors

```

Figura 3—18: Parametri di configurazione del sottoprogramma di acquisizione

Per ogni sensore da acquisire è definito il numero della scheda di acquisizione ND a cui è collegato (questo è utile nel caso in futuro si vogliano aggiungere dei sensori e, quindi, utilizzare un'ulteriore scheda di acquisizione), il numero del canale a cui è collegato NC , il valore di tensione misurato con sensore in condizione di riposo ZV in $[V]$, il valore della costante di calibrazione CC in $[unità/V]$.

La costante di calibrazione è di solito espressa come rapporto tra il valore effettivo della costante di calibrazione e il valore massimo (di normalizzazione) del sensore a cui si associa il valore di 1 unità. Ciò è mantenuto anche per sensori che non richiedono normalizzazione (sensore di coppia e di inclinazione), e in questo caso il valore di normalizzazione sarà 1.

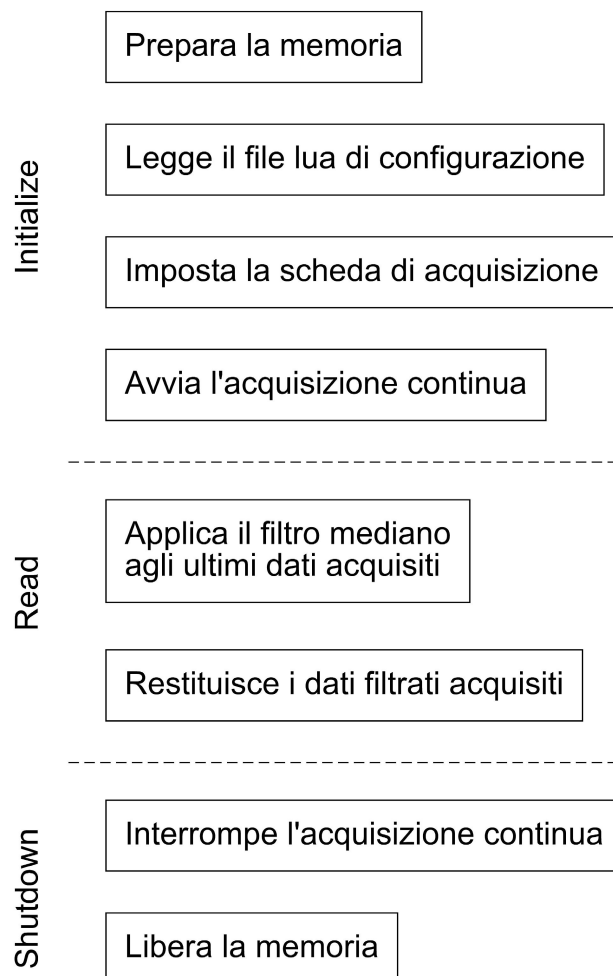


Figura 3—19: Elenco delle funzioni e delle operazioni per *Sensors.dll*

Il sottoprogramma di acquisizione è stato denominato *Sensors* e raccolto nella libreria a collegamento dinamico *Sensors.dll*. Il programma principale può richiamare tre funzioni: *Sensors_Initialize*, *Sensors_Read* e *Sensors_Shutdown*. La prima funzione predispone la memoria per immagazzinare i dati, legge i parametri di acquisizione dal file di configurazione e imposta la scheda per l'acquisizione continua. La seconda, ad ogni passo di integrazione quando chiamata dal programma principale, applica il filtro mediano agli ultimi dati acquisiti e restituisce i valori. L'ultima funzione interrompe l'acquisizione in continuo e libera la memoria utilizzata.

3.3 IL SOTTOPROGRAMMA DI INTEGRAZIONE

Il sotto programma di integrazione contiene il modello matematico del motociclo e della strada su cui esso si muove. Nel seguito viene presentato dapprima il modello del veicolo utilizzato e poi il modello della strada. Entrambi i modelli sono descritti in un apposito file di configurazione.

L'integratore utilizzato permette di definire il tempo di integrazione ad ogni chiamata, ed ha un tempo di calcolo medio inferiore al tempo di integrazione calcolato [7].

3.3.1 IL MODELLO DEL VEICOLO

Il motociclo è inteso suddiviso in veicolo, telaio anteriore, ruote e pilota. Il movimento dei 5 corpi è rappresentato dal movimento rigido di una terna ad esso solidale. La prima terna rappresenta il moto della ruota posteriore ed ha origine sul perno ruota posteriore, la seconda terna rappresenta il moto della parte posteriore del veicolo ed ha origine nel baricentro del veicolo, la terza terna rappresenta il movimento del telaio anteriore e ha origine sull'asse di sterzo, nel punto di intersezione con la retta ortogonale passante per il perno ruota posteriore, la quarta terna rappresenta il movimento della ruota anteriore ed ha origine sul perno ruota anteriore, l'ultima terna rappresenta i movimenti della parte mobile del pilota ed ha origine nel baricentro del pilota stesso.

I gradi di libertà considerati nel modello sono 14: velocità longitudinale e laterale della terna mobile associata al veicolo, spostamento verticale del baricentro del veicolo considerato sul piano di simmetria, angoli del motociclo rispetto alla terna fissa, angolo dello sterzo, corsa delle sospensioni anteriore e posteriore, rotazione delle ruote, rotazione del motore, posizione angolare del torso pilota rispetto al veicolo (rollio e beccheggio).

Gli ingressi del modello derivano dai sensori effettivamente montati sul veicolo: coppia allo sterzo, posizione dell'acceleratore, coppie di frenatura sulle ruote, marcia inserita, azione sulla leva della frizione, posizione di rollio del pilota. Sono previsti anche altri due ingressi aggiuntivi: posizione di

beccheggio del pilota, che al momento non è utilizzata e viene considerata costante, e coppia esterna di rollio che viene utilizzata per mantenere in equilibrio il veicolo a bassa velocità.

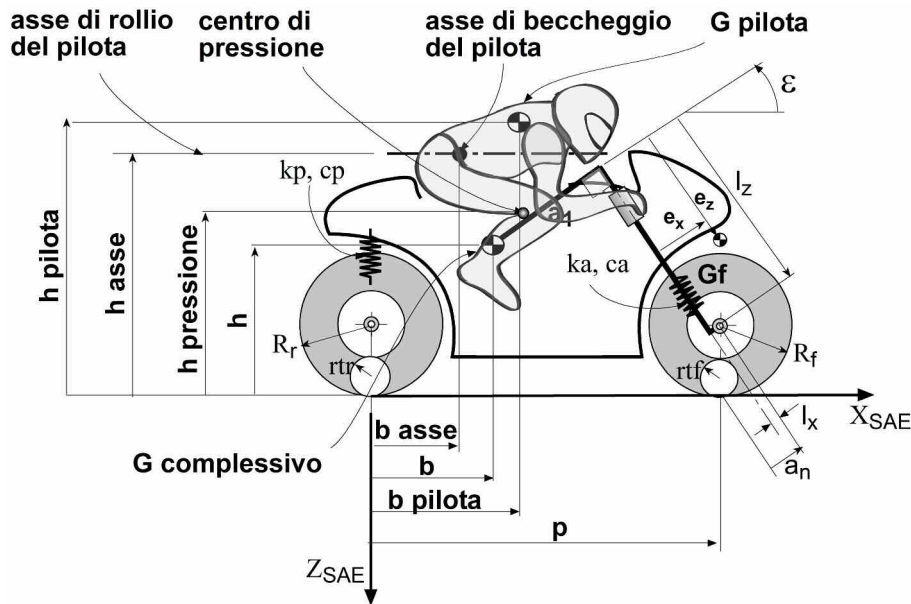


Figura 3—20: Schema del modello multi-body con alcune caratteristiche

Per trasformare le uscite dei sensori in ingressi compatibili per il modello è necessario utilizzare dei fattori moltiplicativi che trasformino ad esempio l'azione sul freno anteriore (normalizzata tra 0 e 1) in coppia applicata alla ruota (espressa in Nm) e così via per tutti i sensori normalizzati. Per omogeneità questi fattori sono disponibili per tutti gli ingressi, anche per quelli non normalizzati che non li richiederebbero, e permettono di escludere un sensore solo all'interno del modello matematico, continuando però ad acquisirlo (come per il beccheggio del pilota utilizzando un guadagno nullo), oppure di amplificare le azioni del pilota (sullo sterzo se si utilizza un fattore superiore a 1).

```

--      _ _ _ _ _
--      / _/ _ \ ' \ _/ _ \ ' _/ _ \
--      \ \ _/ | | \ \ ( ) | | \ \
--      | _/\_ | | | _/\_ / | | | _/

```

```

sensor_gains = {
  steer_torque= 1.0,
  throttle     = 1.5,
  rear_brake   = 1100.0,
  front_brake  = 1500.0,
  gear         = 1.0,
  clutch       = 1.0,
  rider_roll   = 0.0,
  rider_pitch  = 0.0
}

```

Figura 3—21: Fattori moltiplicativi degli ingressi

Le assunzioni del modello matematico sono: movimenti del veicolo infinitesimi in direzione verticale, corsa delle sospensioni, angolo dello sterzo e beccheggio e rollio del pilota; la forma del pneumatico è considerata toroidale, deformazione della carcassa modellizzata come compenetrazione tra pneumatico (toroidale) e strada (si aggiungono due variabili di stato e due vincoli, il punto di contatto deve appartenere alla superficie della strada), le forze laterali dipendono dall'angolo di rollio e di deriva laterale del pneumatico, la forza laterale comprende le equazioni di rilassamento e la lunghezza di rilassamento, la posizione in ingresso del rollio e del beccheggio del pilota sono filtrate con un filtro passa basso del secondo ordine prima di essere applicate al modello. Il motociclo è normalmente instabile nel campo delle basse velocità (sotto i $7/8 \text{ m/s}$) e perciò sono stati introdotte due strategie di controllo: un controllo proporzionale/derivativo (PD) sull'angolo di rollio, sull'angolo dello sterzo e la coppia applicata allo sterzo e un regolatore lineare quadratico (LQR) per le variabili fuori del piano.

Per la descrizione del funzionamento di un controllo PD si può fare riferimento al paragrafo corrispondente nel capitolo riguardante il sistema di controllo dei motori, mentre per il controllo LQR si tenga presente quanto segue [8].

Il controllo con regolatore quadratico lineare permette di controllare sistemi non lineari con entrate e uscite multiple quale tipicamente è il motoveicolo. Tale controllo è fatto nello spazio degli stati con il vantaggio principale di avere a disposizione un numero di parametri pari all'ordine del processo da controllare; questi parametri possono essere utilizzati per modificare il comportamento del sistema. Se con un regolatore in cascata si cerca di imitare il comportamento di un sistema del 2° ordine, nel piano degli stati è possibile posizionare tutti i poli in posizioni desiderate, a condizione che siano esauditi certi requisiti (controllabilità). Questo risultato viene raggiunto moltiplicando ogni stato per un certo guadagno, e riportando questo segnale all'entrata del processo. Con il controllore di stato non è, però, possibile influenzare la posizione degli zeri del sistema globale. I guadagni dei segnali di ritorno degli stati possono essere individuati attraverso varie metodologie tra cui la minimizzazione di una funzione di costo (sistemi LQR).

La funzione di costo da minimizzare è la seguente:

$$J = \int_0^T (x^T Q x + u^T R u) dt$$

3—4

in cui $x(t)$ sono le variabili di uscita dal sistema da controllare, $u(t)$ le variabili di ingresso, Q ed R dei fattori che servono a dare peso alle varie componenti del sistema, in modo da poter ottimizzare il sistema privilegiando il consumo energetico o l'equilibrio degli stati.

Dalla teoria, la ricerca del segnale di ritorno del tipo:

$$u = -Kx \quad 3-5$$

è determinata dalla soluzione dell'equazione di Riccati:

$$A^T P + PA + Q + PBR^{-1}B^T P = 0 \quad 3-6$$

e la matrice K si ricava da:

$$K = R^{-1}B^T P \quad 3-7$$

Il controllo PD genera la coppia esterna di rollio denominata coppia “magica” mentre l’LQR genera sia una coppia esterna di rollio che una di sterzo. Il controllo tramite LQR è necessario essenzialmente per avere un veicolo stabile attorno a 0 m/s , mentre il controllo PD è utilizzato anche per favorire la manovrabilità per un certo campo di velocità. È anche possibile modificare l’altezza del baricentro, la forma del pneumatico posteriore e la coppia di torsione del pneumatico anteriore e il guadagno del sensore di coppia alle varie velocità.

Prima di ogni simulazione è necessario inizializzare il modello della motocicletta, cioè “appoggiare” il modello di motocicletta, definito nel file che ne contiene i parametri e si riferisce alla condizione con sospensioni completamente estese, sul tracciato. Ciò comporta un assestamento del veicolo, le sospensioni si accorciano in base al precarico impostato e alla rigidità e il telaio si inclina.

Durante l’inizializzazione vengono letti i parametri provenienti da due file lua: uno che contiene la descrizione del veicolo e uno che contiene alcuni parametri più strettamente riguardanti le modalità di integrazione.

Nella tabella seguente è riportato l’elenco delle variabili usate nel modello matematico.

Variabili di stato	Variabili di stato costanti	Ingressi
XX[1] = x0(t)	XC[1] = Mr(t)	UU[1] = tau(t)
XX[2] = y0(t)	XC[2] = z(t)	UU[2] = ME(t)
XX[3] = psi(t)	XC[3] = z[dot](t)	UU[3] = Mr(t)
XX[4] = u(t)	XC[4] = mu(t)	UU[4] = Mf(t)
XX[5] = z(t)	XC[5] = mu[dot](t)	UU[5] = RSF(t)
XX[6] = z[dot](t)	XC[6] = zsr(t)	UU[6] = FSF(t)
XX[7] = mu(t)	XC[7] = zsr[dot](t)	UU[7] = gear(t)
XX[8] = mu[dot](t)	XC[8] = zsf(t)	UU[8] = clutch(t)
XX[9] = zsr(t)	XC[9] = zsf[dot](t)	UU[9] = RiderRoll(t)
XX[10] = zsr[dot](t)	XC[10] = nr(t)	UU[10] = RiderPitch(t)
XX[11] = zsf(t)	XC[11] = nf(t)	UU[11] = MX(t)
XX[12] = zsf[dot](t)	XC[12] = epsilon(t)	UU[12] = Zroad[R](t)
XX[13] = v(t)	XC[13] = phi(t)	UU[13] = Zroad[F](t)
XX[14] = phi(t)	XC[14] = phi[dot](t)	
XX[15] = phi[dot](t)	XC[15] = tau(t)	
XX[16] = psi[dot](t)	XC[16] = delta(t)	
XX[17] = delta(t)	XC[17] = delta[dot](t)	
XX[18] = delta[dot](t)	XC[18] = fr(t)	
XX[19] = fr(t)	XC[19] = ff(t)	
XX[20] = ff(t)	XC[20] = MridX(t)	
XX[21] = phi[R](t)	XC[21] = MridY(t)	

XX[22] = phi[R][dot](t)	XC[22] = theta1[dot](t)	
XX[23] = mu[R](t)	XC[23] = theta4[dot](t)	
XX[24] = mu[R][dot](t)		
XX[25] = MridX(t)		
XX[26] = MridY(t)		
XX[27] = theta1[dot](t)		
XX[28] = theta4[dot](t)		
XX[29] = omega[E](t)		
XX[30] = fa(t)		
XX[31] = gi(t)		
XX[32] = sR(t)		
XX[33] = nR(t)		
XX[34] = chiR(t)		
XX[35] = sF(t)		
XX[36] = nF(t)		
XX[37] = chiF(t)		

Tabella 3—1: Variabili del modello matematico

Nel seguito viene analizzato di file che contiene i parametri del modello del veicolo, se ne descrivono le varie parti, i parametri disponibili per descrivere il sistema e il loro significato.

In figura 3-22, sono riportati i parametri che si riferiscono alla geometria del veicolo considerato in condizioni di sospensioni completamente estese. Situazione che si può realizzare su di un veicolo reale sospendendolo con dei cavi collegati al telaio. I parametri sono il passo (*wheelbase*) in $[m]$, l’angolo del canotto di sterzo (*caster_angle*) in $[rad]$ e l’avancorsa normale (*normal_trail*) in $[m]$. Da questi parametri, durante l’inizializzazione del modello matematico viene determinata la lunghezza del telaio e la posizione dell’asse di sterzo.

```
--
--          -
--      _ _ _ _ _ _ _ _ | | _ _ _ _ _
-- /  ^  /| _ \ |  \ |  ^  \ /  \  _ |  ^  | | |
-- | ( |  |  _/ ( ) | | | | |  _/ | | | | | |
-- \ , |  \  |  \  / | | | | |  \  |  \  |  \  |  \ , |
-- |  _/ |                    |  _/

wheelbase      = 1.45  -- [m] p, wheelbase
caster_angle  = 0.42  -- [rad] epsilon, caster angle
normal_trail  = 0.10  -- [m] an, normal trail
```

Figura 3—22: Parametri descrittivi la geometria del veicolo

In figura 3-23, sono raccolti i parametri inerziali relativi ai 5 corpi (*bodies*) che compongono il sistema veicolo pilota: motociclo compreso il pilota (*whole_motorcycle*), forcella anteriore (*front_assembly*), parte mobile del pilota (*upper_rider*), massa non sospesa posteriore (*rear_wheel*) e anteriore (*front_wheel*).

Il corpo *whole_motorcycle* è modellizzato con massa (*mass*) in $[kg]$ con baricentro posto nel punto di coordinate $(g_x, 0, g_z)$ in $[m]$ rispetto al punto di contatto della ruota posteriore nella terna SAE. Esso è inoltre caratterizzato dal tensore d'inerzia baricentrico:

$$\begin{bmatrix} I_{xx} & 0 & -I_{xz} \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ -I_{xz} & 0 & I_{zz} \end{bmatrix}, \quad 3-8$$

con valori in $[kgm^2]$.

Le caratteristiche inerziali dei corpi successivi sono considerate una parte delle caratteristiche corrispondenti del corpo *whole_motorcycle*.

Il corpo *front_assembly* è modellizzato con massa (*mass*) con baricentro posto nel punto di coordinate $(g_x, 0, g_z)$ rispetto all'asse di sterzo nella terna SAE. Esso è inoltre caratterizzato dal tensore d'inerzia baricentrico:

$$\begin{bmatrix} I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix}, \quad 3-9$$

con valori in $[kgm^2]$.

Il corpo *upper_rider* è modellizzato con massa (*mass*), che rappresenta la massa della parte superiore del pilota, con baricentro posto nel punto di coordinate $(g_x, 0, g_z)$ rispetto al baricentro del veicolo nella terna SAE. Esso è inoltre caratterizzato dal tensore d'inerzia baricentrico:

$$\begin{bmatrix} I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad 3-10$$

con valori in $[kgm^2]$.

I corpi *rear_wheel* e *front_wheel* sono modellizzati con due masse (*mass*) poste in corrispondenza dei perni ruota, in condizioni di sospensioni completamente estese. Essi sono inoltre caratterizzati dal tensore d'inerzia baricentrico:

$$\begin{bmatrix} \frac{I_{yy}}{2} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{I_{yy}}{2} \end{bmatrix}, \quad 3-11$$

con valori in $[kgm^2]$.

Con tali corpi si rappresentano gli effetti inerziali dovuti sia alle ruote che alle masse non sospese (come ad esempio la parte mobile della forcella anteriore) e perciò la massa sarà maggiore della massa di una ruota reale, mentre l'inerzia sarà simile a quella di una ruota reale.

```

--      -      - -
--      | |__  __  _| ( )  __  __
--      | ' _ \ / _ \ / _ ` | | / _ Y __|
--      | |_) | ( ) | ( | | | __|__ \
--      | _ _/ \ _ / \ _ , - | \ _ | __ /

whole_motorcycle = {
  mass = 265.00, -- [kg] M, whole vehicle mass
  gx   = 0.725, -- [m] B, CoG X-coordinate with respect SAE frame at the rear contact point
  gz   = -0.650, -- [m] -H, CoG Z-coordinate with respect SAE frame at the rear contact point
  Ixx  = 16.00, -- [kgm^2] IX, whole vehicle inertia
  Iyy  = 50.00, -- [kgm^2] IY, whole vehicle inertia
  Izz  = 42.00, -- [kgm^2] IZ, whole vehicle inertia
  Ixz  = -0.30, -- [kgm^2] CXZ, whole vehicle inertia
nil}

front_assembly = {
  mass = 30.00, -- [kg]
  gx   = 0.05, -- [m]
  gz   = 0.10, -- [m]
  Ixx  = 0.84, -- [kgm^2]
  Iyy  = 0.000, -- [kgm^2]
  Izz  = 0.350, -- [kgm^2]
nil}

upper_rider = {
  roll_axis_height=-0.800,
  pitch_axis_distance= 0.700,
  mass = 45.00, -- [kg]
  gx   = 0.86, -- [m]
  gz   = -1.2, -- [m]
  Ixx  = 5.5, -- [kgm^2]
  Iyy  = 2.0, -- [kgm^2]
nil}

rear_wheel = {
  mass = 15.0, -- [kgm^2] wheel mass (or total unsprung mass reduce to rear wheel)
  Iyy  = 1.05, -- [kgm^2] wheel spin inertia
nil}

front_wheel = {
  mass = 10.0, -- [kgm^2] wheel mass (or total unsprung mass reduce to rear wheel)
  Iyy  = 0.65, -- [kgm^2] wheel spin inertia
nil}

```

Figura 3—23: Parametri descrittivi i corpi

In figura 3-24, sono riportati i parametri relativi allo pneumatico posteriore (*rear_tire*), per la descrizione dell'anteriore (*front_tire*) i parametri a disposizione saranno gli stessi ma con diversi valori. Per ciascuno pneumatico c'è una parte per la gestione della geometria, e una per le forze trasmesse al terreno.

La geometria dello pneumatico è descritta da raggio di rotolamento (*rolling_radius*) e raggio del toroide (*toroid_radius*), entrambi considerati in condizioni di nessun carico applicato. Durante l'inizializzazione e la simulazione essi potranno poi cambiare in base al carico effettivo e alla rigidità radiale dello pneumatico.

Le forze trasmesse al terreno sono descritte da rigidità radiale (*radial_stiffness*), lunghezza di rilassamento (*relaxation_length*), smorzamento di imbardata (*yaw_damping*), attrito di rotolamento (*rolling_friction*), forza di deriva laterale (*sideslip_force*), forza di rollio (*camber_force*), forza longitudinale (*longitudinal_force*), coppia di torsione (*twisting_torque*) e coppia di auto allineamento (*self_align_torque*). È possibile poi definire l'accoppiamento tra le forze attraverso il parametro *coupling*; gli accoppiamenti possibili sono: nessuno (*none*), scivolamento equivalente (*equivalent_slip*) o forza equivalente (*equivalent_force*).

Alcune forze sono considerate lineari (*radial_stiffness*, *yaw_damping*), o costanti (*rolling_friction*), per altre invece si è utilizzata una modellizzazione più raffinata seguendo il modello di Pacejka. Le forze di scivolamento laterale, di rollio, e longitudinale, e la coppia di auto allineamento presentano per questo motivo 4 parametri (*B*, *C*, *D* ed *E*). La coppia di torsione invece è modellizzata con due parametri (*mr* e *tw*) [9], [10] e [11].

I parametri utilizzati per descrivere gli pneumatici sono stati per quanto possibile tratti da prove sperimentali eseguite nel laboratorio attraverso l'uso di un'apposita attrezzatura [12], ma alcuni di essi sono stati modificati per ottenere particolari sensazioni o perché non determinabili con l'attrezzatura a disposizione.

```
--
--      _ _
--      | |_( )_ _ _ _ _
--      | _| | ' _/ _ Y _|
--      | | | | | _|_ \
--      \_|_|_| \_|_|_/

rear_tire = {
  rolling_radius = 0.306,
  toroid_radius  = 0.100,

  radial_stiffness = 194009,
  relaxation_length = 0.20,
```

```

yaw_damping = 90.0, -- yaw damping torque, proportional to the tire yaw rate
rolling_friction = 0.008, -- [m] rolling friction parameter (i.e. forward displacement of the
normal load)

sideslip_force = {
  Bys      = 8.910, -- Bys Pacejka coefficient
  Cys      = 1.324, -- Cys Pacejka coefficient
  Dys      = 1.209, -- Dys Pacejka coefficient
  Eys      = -1.324, -- Eys Pacejka coefficient
nil},

camber_force = {
  Byc      = 1.513, -- Byc Pacejka coefficient
  Cyc      = 0.680, -- Cyc Pacejka coefficient
  -- Dyc = Dys      Dyc Pacejka coefficient in assumed equal to Dys
  Eyc      = -3.390, -- Eyc Pacejka coefficient
nil},

longitudinal_force = {
  Bx      = 8.30, -- Bys Pacejka coefficient
  Cx      = 1.00, -- Cys Pacejka coefficient
  Dx      = 1.60, -- Dys Pacejka coefficient
  Ex      = 1.00, -- Eys Pacejka coefficient
nil},

twisting_torque = {
  mr      = 0.0226, -- yaw dis-aligning torque linear coefficient
  tw      = 0.5077, -- non linear coefficient
nil},

self_align_torque = {
  Bmsa    = 10.163, -- Bmsa Pacejka coeff.
  Cmsa    = 2.958, -- Cmsa Pacejka coeff.
  Dmsa    = -0.010, -- Dmsa Pacejka coeff.
  Emsa    = 0.768, -- Emsa Pacejka coeff.
nil},

coupling = 'equivalent_force', -- available: 'none', 'equivalent_force', 'equivalent_slip'

nil}

```

Figura 3—24: Parametri descrittivi uno pneumatico

I parametri che descrivono la sospensione sono: precarico (*preload*) in $[N]$, rigidezza (*stiffness*) in $[N/m]$, smorzamento a compressione (*damping_compression*) e ad estensione (*damping_rebound*) entrambi in $[Ns/m]$.

Per la sola sospensione posteriore esiste inoltre un altro parametro (*chain_effect*) che serve a riprodurre l'effetto del tiro catena, trasferendo una quota della spinta longitudinale in direzione verticale ottenendo una compressione aggiuntiva (se *chain_effect* > 0) della sospensione.

In questo caso il precarico non ha alcun limite, cosa che non avviene in una normale sospensione in cui la corsa è limitata, ma può essere scelto liberamente per avere l'angolo di beccheggio nullo in condizioni stazionarie.

```
--
--               _
--   _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _
--   / _ | | | / _ | ' _ \ / _ \ ' _ \ / _ | | / _ \ | ' _ \ / _ |
--   \_ \ \ | | \_ \ \ | ) | _ / | | \_ \ \ | ( _ ) | | | \_ \ \
--   | _ / \_ , _ | _ / . _ / \_ | _ | | _ / _ | \_ \ / | _ | _ /
--
--               | _ |
--
front_suspension = {
  preload      = -600.0,  -- [N]
  stiffness     = 15500,  -- [N/m]
  damping_compression = 1200, -- [Ns/m]
  damping_rebound   = 1450 -- [Ns/m]
}

rear_suspension = {
  preload      = -1200.0,  -- [N]
  stiffness     = 20500,  -- [N/m] reduced vertical stiffness
  damping_compression = 1200,  -- [Ns/m] reduced vertical damping
  damping_rebound   = 1500,  -- [Ns/m] reduced vertical damping
  chain_effect    = 0.2    -- chain effect on the suspension during traction (0 = crankshaft
transmission)
}
```

Figura 3—25: Parametri descrittivi le sospensioni

In figura 3-26, sono riportati i parametri relativi agli effetti aerodinamici del veicolo. Tali parametri sono il coefficiente di attrito (*drag_coefficient*) in $[Ns^2/m^2]$ e l'altezza del centro di pressione (*drag_height*) in $[m]$ rispetto al punto di contatto della ruota posteriore.

```
--
--               _
--   _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _
--   / _ | | | / _ | ' _ \ / _ \ ' _ \ / _ | | / _ \ | ' _ \ / _ |
--   \_ \ \ | | \_ \ \ | ) | _ / | | \_ \ \ | ( _ ) | | | \_ \ \
--   | _ / \_ , _ | _ / . _ / \_ | _ | | _ / _ | \_ \ / | _ | _ /
--
--               | _ /
--
drag_coefficient = 0.35 -- [N/(m/s)^2] aerodynamics drag coefficient, drag_force = drag_coefficient
* speed^2
drag_height     = 0.50 -- centre of pressure height
```

Figura 3—26: Parametri descrittivi l'interazione con l'aria

La forza d'attrito aerodinamico viene calcolata secondo la legge:

$$\text{Forza} = \text{coefficiente} \cdot \text{velocità}^2 \quad 3-12$$

In figura 3-27, sono riportati i parametri relativi alla modellizzazione della frizione (*clutch*). È possibile selezionare l'uso di frizione automatica o manuale attraverso il parametro *autoclutch*: se esso vale 0 allora vengono utilizzate le azioni lette dal sensore della frizione, altrimenti questi dati sono sostituiti da una funzione esponenziale che varia tra 0 e 1. Se si usa la frizione automatica allora per cambiare marcia è sufficiente muovere la leva del cambio. Il segnale corrispondente fa passare istantaneamente la frizione dal valore 1 (frizione innescata) al valore 0 (frizione libera) e poi, dal passo d'integrazione successivo, dia valori ricavati dalla funzione:

$$\text{frizione} = 1 - e^{-\frac{t-t_c}{\tau}} \quad 3-13$$

in cui: τ è la costante di tempo,

t_c l'istante del cambio marcia.

```
--
--      _   _   _   _
--      |   |   |   |   |
--      / _ | | | | _/ _ | ' _ \
--      | ( _ | | | | | | ( _ | | |
--      \ _ | | \ _ , - | \ _ \ _ | | | |

clutch = {
  autoclutch = 0, --1: automatic, 0: manual

  --AUTOMATIC CLUTCH PARAMETERS
  first_gear_time_constant = 5, -- used for automatic clutch only
  upper_gears_time_constant = 0.1, -- used for automatic clutch only

  --FRICTION PARAMETERS
  maximum_torque = 2000, --maximum clutch torque
  -- the friction torque is transmitted either by dry friction and viscous friction
  dry_friction_quote = 0.85, -- the maximum torque transmissible without skidding is
dry_friction_quote*maximum_torque
  -- viscose_friction_quote = 1-dry_friction_quote, -- by default
  skid_scale = 5, --spin rate difference [rad/s] at the clutch axle which corresponds to a non-
dimensional skid = 1
  dry_friction_coefficient = 10e3, --maximum speed of the variation of dry friction torque
  viscose_friction_coefficient = 100, --maximum ratio between viscose torque and skid (damping at
zero skid)
nil}

```

Figura 3—27: Parametri descrittivi la frizione

Per avere un buon funzionamento della frizione automatica, pur con una relazione abbastanza semplice, il valore di τ dipende dalla marcia inserita: se si passa dalla marcia 0 alla 1 è il valore del parametro *first_gear_time_costant*, altrimenti il valore del parametro *upper_gear_time_costant*.

Gli altri parametri descrivono il comportamento meccanico della frizione. Essi sono: la massima coppia trasmissibile (*maximum_torque*), la frazione di coppia trasmissibile a secco (*dry_friction_quote*) e viscosa (*viscose_friction_quote*), la differenza di velocità di rotazione (*skid_scale*), il coefficiente di attrito secco (*dry_friction_coefficient*) e viscoso (*viscose_friction_coefficient*).

Per avere un comportamento realistico:

$$\text{viscose_friction_quote} = 1 - \text{dry_friction_quote} \quad \mathbf{3-14}$$

In figura 3-28, sono riportati i parametri relativi al cambio (*gearbox*). Il cambio è considerato ideale senza perdite per attrito (eventualmente concentrate nella frizione), e composto da una riduzione primaria (*main_gear_ratio*) e da una serie di rapporti di riduzione (*gear*).

La riduzione primaria è il prodotto della riduzione all'albero motore e della riduzione tra pignone e corona della trasmissione finale a catena in una moto reale. Il numero di marce di solito utilizzato è 6, ma dipende solo dal numero di rapporti di riduzione che vengono specificati nel vettore *gear*.

```
--
--
--      _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ | | _ _ _ _ _
--      / _ ` | / _ \ / _ ` | ' _ | ' _ \ / _ \ \ / /
--      | ( _ | | _ / ( _ | | | | _ ) | ( _ ) > <
--      \ _ , | \ _ | \ _ , - | - | | _ . _ / \ _ / - \ \
--      | _ _ /
--
gearbox = {
  main_gear_ratio = 3.837463,
  gear = { 2.563, 2.053, 1.714, 1.500, 1.360, 1.269 }, -- gear ratios
nil}
```

Figura 3—28: Parametri descrittivi il cambio

In figura 3-29, sono riportati i parametri relativi al motore (*engine*). Il motore è caratterizzato dall'inerzia di rotazione (*shaft_inertia*) ridotta all'albero motore, dal coefficiente di attrito (*engine_braking_coefficient*), da una massima velocità di rotazione (*nmax*), minima (*nmin*) e di avviso (*nwrn*) tutte espresse in [giri/min]. Il coefficiente di attrito serve a modellizzare la coppia frenate seconda la relazione $\text{coppia_frenante} = \text{engine_braking_coefficient} \cdot \omega^2$, in cui ω è la velocità di rotazione del motore in [rad/s]. La massima velocità di rotazione e quella di avviso servono a limitare la curva di coppia utilizzabile, la minima velocità di rotazione indica il numero di giri a cui si porta il motore con acceleratore nullo e senza carico applicato.

La curva di coppia è descritta da una serie di coppie di punti {*velocità, coppia*} in cui la *velocità* è la velocità di rotazione in [giri/min] e *coppia* è la coppia in [Nm]. La minima velocità di rotazione

deve essere inferiore alla velocità $nwrn$. Per semplificare le eventuali operazioni di modifica della coppia massima esprimibile dal motore è stato aggiunto un fattore di scala per la coppia ($torque_scale$) che permette facilmente di modificare la curva di coppia del motore moltiplicando tutti i valori di coppia per lo stesso valore a patto che le coppie di punti siano espresse nella forma $\{velocità, coppia \cdot torque_scale\}$.

```
--
--
--      _
--      _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _ _
--      / _ \ ' _ \ / _ \ | | ' _ \ / _ \
--      | _/ | | | (_| | | | | | _/
--      \__|_| |_\__, |_|_| |_\__,|
--
--      |__/_
--
--
--set torque scale factor
torque_scale = 1.0

engine = {
  shaft_inertia=0.06,
  nwrn = 500,
  nmin = 1500,
  nmax = 14500,
  engine_braking_coefficient = 0.004, -- engine_brake_torque = engine_braking_coefficient *
  omega_engine ^ 2

  torque={
    -- {rpm, maximum_torque}
    { 0, 1},
    { 1500, 46.0 * torque_scale},
    { 2500, 65.0 * torque_scale},
    { 3000, 70.0 * torque_scale},
    { 3500, 78.0 * torque_scale},
    { 4000, 82.0 * torque_scale},
    { 4500, 87.0 * torque_scale},
    { 5000, 90.0 * torque_scale},
    { 5500, 90.0 * torque_scale},
    { 6000, 91.0 * torque_scale},
    { 6500, 92.0 * torque_scale},
    { 7000, 95.0 * torque_scale},
    { 7500, 100.0 * torque_scale},
    { 8000, 106.0 * torque_scale},
    { 8500, 108.0 * torque_scale},
    { 9000, 109.0 * torque_scale},
    { 9500, 112.0 * torque_scale},
    { 9880, 113.0 * torque_scale},
    { 10500, 112.0 * torque_scale},
    { 11000, 111.0 * torque_scale},
    { 11500, 108.0 * torque_scale},
    { 12000, 105.0 * torque_scale},
    { 12500, 101.0 * torque_scale},
```

```

    {      13000, 96.0 * torque_scale},
    {      13500, 90.0 * torque_scale},
    { 14500, 1},
    nil},
nil}

```

Figura 3—29: Parametri descrittivi I motore

In figura 3-32, sono raccolti i parametri variabili con la velocità scelti per avere un veicolo meno instabile e più facilmente manovrabile a bassa velocità. Tale necessità è dovuta al fatto che non è possibile controllare il motociclo con il corpo come avviene in una moto normale (a parte il contributo del sensore di inclinazione del corpo) e non è possibile mantenere verticale il veicolo virtuale mettendo giù il piede come si fa con un veicolo reale.

I parametri variabili sono definiti per coppie di punti del tipo $\{velocità, valore\}$ che vengono interpolate per ottenere una funzione continua. Fa eccezione a questa regola il parametro *front_tire_twist* che, conformemente alla sua definizione classica, è specificato da terne di punti del tipo $\{velocità, valore, coefficiente\}$ visto che l'andamento della coppia di torsione è modellizzato con una funzione del tipo:

$$\tau = valore \cdot \varphi \left(1 + coefficiente \cdot \varphi^2 \right)$$

3—15

e se $coefficiente > 0$ la funzione risulta più che lineare, se $coefficiente < 0$, per elevati angoli di rollio la coppia si annulla e cambia di segno. Visto che i dati devono essere interpolati è sempre necessario avere almeno due punti definiti per ciascun parametro, di cui il primo abbia $velocità = 0$.

Di questo gruppo fa parte anche la velocità $u0T$ che a rigore è necessaria solo per evitare che a velocità di avanzamento u nulla il rapporto u/v , utilizzato per determinare la deriva dello pneumatico, risulti infinito. Sarebbe sufficiente, quindi, fissare che a velocità inferiori a 1 m/s valga $u = u + u0T$ con $u0T = 0.1$. In questa applicazione, invece, si è utilizzato un valore di $u0T$ non nullo anche a velocità maggiori (fino a 5 m/s) in modo che la deriva del pneumatico risulti ridotta e il pilota sia costretto ad applicare una maggiore coppia allo sterzo per ottenere la stessa forza laterale. Ciò a bassa velocità facilita il mantenimento della direzione e rende più difficili le manovre di inserimento in curva.

La velocità aggiunta nel calcolo degli effetti giroscopici $u0G$ ha un significato analogo, ma influenza solo gli effetti giroscopici delle ruote. A rigore $u0G$ dovrebbe essere sempre nullo, ma nella zona tra 2 e 6 m/s si aumenta la velocità di rotazione delle ruote in modo da facilitare il mantenimento della traiettoria rettilinea.

È possibile rendere variabile l'altezza del baricentro $CoG_Zposition$ in modo da modificare, a bassa velocità, la costante di tempo del moto di capsise e rendere la motocicletta più controllabile. Limitandosi ad un modello del veicolo con ruote lenticolari e senza strisciamento [13] si ha:

$$\tau = \sqrt{\frac{I_{XG} + mh^2}{mgh}}$$

3—16

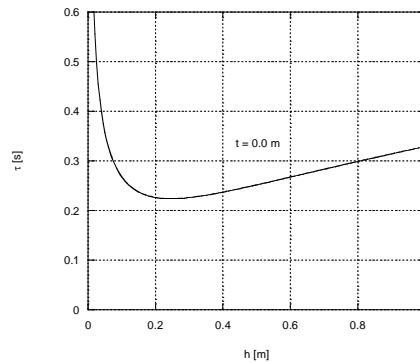


Figura 3—30: Andamento di $\tau(h)$

Nella relazione precedente della costante di tempo si vede come essa dipenda dall'inerzia baricentrica attorno all'asse di rollio I_{XG} , dalla massa del veicolo m e dall'altezza del baricentro h con una relazione quadratica. Diminuendo l'altezza del baricentro rispetto a quella di una motocicletta reale è possibile aumentare la costante di tempo e rendere più stabile il veicolo a bassa velocità.

È possibile modificare la forma del pneumatico posteriore in funzione della velocità attraverso il parametro $rear_tire_toroid_radius$. Ad un raggio del toroide più ampio corrisponde una minore propensione del veicolo a rollare e si aumenta la costante di tempo del moto di capsise. Con un modello con ruote toroidali, ma ancora senza strisciamento, si ha:

$$\tau = \sqrt{\frac{I_{XG} + mh_0^2 + mh_0t}{mgh_0}}$$

3—17

Questa relazione differisce dalla precedente, in cui si consideravano pneumatici lenticolari, per la presenza del termine t raggio del toroide, e $h_0 = h - t$ altezza del baricentro rispetto al centro del toroide.

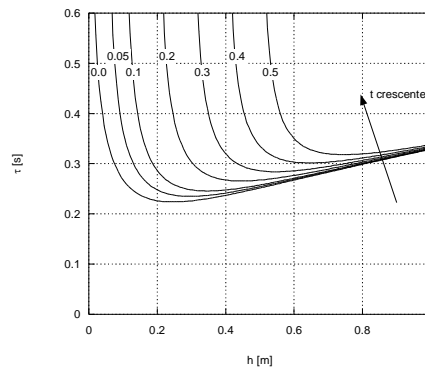


Figura 3—31: Andamento di $\tau(h)$ con t costante

L'ultimo parametro variabile di questo gruppo è il *front_tire_twist*, che è utile per modificare la coppia che il pilota deve applicare per mantenere inclinata la motocicletta. Modificando questo parametro è possibile modificare le sensazioni provate dal pilota durante la guida. Esso indica una coppia torcente applicata alla ruota anteriore e proporzionale all'angolo di rollio della ruota. Se il coefficiente *mr* è positivo allora la coppia che si sviluppa è concorde con l'angolo di rollio e tende a ruotare la ruota anteriore verso l'interno della curva, se invece tale coefficiente è negativo la ruota tende a raddrizzarsi. Nel primo caso il pilota deve sostenere la motocicletta, opponendosi alla chiusura dello sterzo, ne secondo caso deve mantenere inclinata la motocicletta.

```
--speed added to actual velocity when computing tire kinematics
u0T = {
-- {vehicle speed, additional speed}
--DO NOT CHANGE KNOTS AT 0 and 1 m/s, otherwise the vehicle does not stop properly
{0.0, 0.1}, --[m/s]
{1.0, 0.1}, --[m/s]
-----
{2.0, 4.0}, --[m/s]
{5.0, 0.0}, --[m/s]
nil}

-- speed added to actual velocity when computing gyroscopic effects
u0G = {
-- {vehicle speed, additional speed}
{0.0, 0.0}, --[m/s]
{1.0, 0.0}, --[m/s]
{2.8, 2.0}, --[m/s] - 10 km/h
{5.6, 1.0}, --[m/s] - 20 km/h
{10.0, 0.5}, --[m/s]
nil}

--CoG heigth variable with the speed
CoG_Zposition = {
-- {speed, whole_motorcycle.gz}
```


Le terne di punti di ciascun parametro vengono poi interpolate per ottenere una funzione continua. Tali controlli hanno come ingresso le variabili ϕ , $\dot{\phi}$, δ e τ e come uscita una coppia “magica” MX_{mgc} attorno all’asse di rollio. Tale coppia è stata denominata “magica” perché non ha un corrispettivo nella realtà ma è necessaria nel simulatore per aiutare il pilota a mantenere verticale il veicolo a basa velocità. Nella realtà egli è aiutato in questa azione dal movimento del corpo che però nella simulazione non è misurato.

Utilizzando tali parametri è possibile modificare totalmente il comportamento del veicolo. Se, infatti, si fa in modo che per l’ingresso ϕ la coppia MX_{mgc} assuma valori molto elevati ($valore > 1000$) si può ottenere un veicolo a due ruote che non rolla e che deve essere guidato come un’automobile. Altrimenti se si assegnano opportuni valori ai controlli di δ e τ , è possibile ottenere un veicolo che, pur rollando, si guida come un’automobile.

Tutto ciò è possibile solo nel modello virtuale della motocicletta, nella realtà la coppia MX_{mgc} non esiste, e non è possibile modificare il comportamento del veicolo.

```
--
--      |  \ /  \ \ /  /_ _ _  _ _ _  _ _ _  _ _ _
--      | | \ | | \ /| ' _ ` _ \ / _ ` | / _ |
--      | | | | / \ | | | | | | | ( _ | | ( _
--      | _ | | _ / \ \ \ | | | | _ | \ \ , | \ _ |
--
--              | _ _ /

MXmgc = {
  active = 1, -- 1 = active
           -- 0 = NOT active

  phi = {
    -- roll torque MX as a function of the roll angle <phi>
    -- MX = kk*phi*max(1+alpha*phi^2,0)
    -- kk      is the stiffness, tabbed with the speed
    -- alpha   is the non-linear coefficient, tabbed with the speed
    -- linear interpolation between knots, constant value outside knots
    -- {speed, kk, alpha}
    { 0.1, -800.0, 0.0},
    { 1.0, -400.0, 0.0},
    { 4.0, -50.0, 0.0},
    {10.0, -5.0, 0.0},
    {20.0, 0.0, 0.0},
    nil},

  phidot = {
    -- roll torque MX as a function of the roll rate <phidot>
    -- MX = kk*phidot*max(1+alpha*phidot^2,0)
    -- {speed, kk, alpha}
    { 0.0, -1600.0, 0.0},
    { 3.0, -1200.0, 0.0},
```

```

{ 6.0, -400.0, 0.0},
{12.0, 0.0, 0.0},
nil},

delta = {
-- roll torque MX as a function of the steer angle <delta>
-- MX = kk*delta*max(1+alpha*delta^2,0)
-- {speed, kk, alpha}
{0.0, 0.0, 0.0},
nil},

tau = {
-- roll torque MX as a function of the (handlebar) steer torque <tau>
-- MX = kk*tau*max(1+alpha*tau^2,0)-- sign + to have the direct effect
-- {speed, kk, alpha}
{ 0.0, 0.0, 0.0},
nil},
}

```

Figura 3—34: Parametri del controllo con coppia di rollo

In figura 3-35, sono riportati i parametri relativi ai *sensor_gains*. Essi sono dei fattori moltiplicativi da applicare al corrispondente valore in uscita dal sottoprogramma di acquisizione, necessari per trasformare i valori misurati in ingressi coerenti con il modello matematico del veicolo. Anche in questo caso, ma solo per il sensore di coppia, è possibile avere un fattore moltiplicativo variabile con la velocità, definito per coppie di punti del tipo $\{velocità, valore\}$ che vengono interpolate per ottenere una funzione continua. Per la modifica dei parametri *steer_torque_speed_gains* è necessario tenere in considerazione che il fattore moltiplicativo effettivo tiene conto del valore di *steer_torque* ed è pari a $steer_torque \cdot steer_torque_speed_gains(velocità)$.

Se il fattore moltiplicativo di un sensore è nullo allora il corrispondente segnale non viene utilizzato nel modello matematico, e le azioni su questo sensore sono ininfluenti. Questo è il caso in cui si desidera disattivare un sensore, senza rimuoverlo dall'acquisizione; tipicamente i fattori corrispondenti a *rider_roll* e *rider_pitch* che non vengono sempre presi in considerazione.

Se il fattore moltiplicativo di un sensore è unitario allora il corrispondente segnale non viene modificato nel passaggio al modello matematico. È questo il caso dei fattori corrispondenti a *steer_torque*, *gear*, *clutch*, *rider_roll* e *rider_pitch* che sono già coerenti con il modello matematico.

Se il fattore moltiplicativo assume un valore diverso significa che il segnale acquisito non è coerente con il modello matematico (*rear_brake* e *front_brake* che sono normalizzati tra 0 e 1 e

devono essere trasformati in coppia alle ruote in $[Nm]$), che si vuole modificarne il campo di variazione (*throttle* pari a 1.5 significa che la massima apertura della farfalla si ha già con una corsa dell'acceleratore del 67 %), o modificare la sensazione provata dal pilota (*steer_torque* < 1 significa che a parità di coppia sul modello il pilota deve applicare una coppia maggiore allo sterzo).

```

--      _ _ _ _ _ _ _ _ _ _
--      / _|/ _ \ ' _ \ / _|/ _ \ | ' _ / _|
--      \_ \ _/ | | \_ \ ( ) | | \_ \
--      | _/\_ \|_ | | _/\_ \|_ | | _/

sensor_gains = {
  steer_torque= 1.0,
  throttle     = 1.5,
  rear_brake   = 1100.0,
  front_brake  = 1500.0,
  gear         = 1.0,
  clutch       = 1.0,
  rider_roll   = 0.0,
  rider_pitch  = 0.0
}

steer_torque_speed_gains = {
-- these gains varies with the speed and multiply the steer_torque above
-- {speed , gain}
  { 0.0 , 1.0},
  {10.0 , 1.0},
nil}

```

Figura 3—35: Parametri che regolano gli ingressi

Utilizzando il fattore *clutch* è possibile passare da un veicolo con cambio di tipo stradale ad un veicolo con cambio di tipo sportivo. In un cambio di tipo stradale la sequenza delle marce è [1,0,2,3,4...] e, una volta inserita la marcia 1, è possibile passare alla marcia superiore tirando la leva del cambio verso l'alto (segnale ottenuto al simulatore 1 e desiderato 1). In un cambio di tipo sportivo, invece, la sequenza è opposta e per passare ad una marci superiore è necessario abbassare la leva (segnale ottenuto al simulatore -1 ma desiderato 1). Tale differenza è dovuta al fatto che durante l'uso sportivo i movimenti del piede del pilota risultano più semplici. Se *clutch* = 1 allora si ottiene un cambio di tipo stradale e alzando la leva si passa alla marcia superiore; se, invece, *clutch* = -1 allora il cambio è di tipo sportivo e alzando la leva si passa alla marcia inferiore.

Al momento la sequenza delle marce è [0,1,2,3,4...], e per passare dalla marcia nulla alla marcia 1 è necessario alzare la leva del cambio. Ciò rende leggermente diverse i comandi che il pilota deve fare alla partenza, ma visto che il problema è mantenere l'equilibrio del veicolo e che la marcia

nulla viene utilizzata solo quando ci si ferma al momento si è preferito non complicare il codice del modello dinamico.

In figura 3-36, sono riportati i parametri variabili relativi al controllo di tipo LQR.

È possibile attivare o disattivare il controllo attraverso il valore del solo parametro *active*. È possibile inoltre impostare la massima velocità a cui interviene il controllo attraverso i due parametri *lqr_max_speed* e *sat* che riducono tutti valori di controllo attraverso la relazione:

$$valore = \frac{valore_0}{e^{sat \cdot velocità}}$$

3—18

al disopra della velocità massima scelta.

I valori dei parametri di controllo sono calcolati in modo automatico durante l’inizializzazione del modello matematico; l’utente deve definire i valori di velocità a cui calcolare tali valori e i costi o pesi delle variabili. I punti in cui si calcolano i parametri sono detti nodi (*knots*) e sono definiti da 10 pesi (*weight*), uno per ciascuna variabile considerata. Le variabili prese in considerazione nel calcolo dei nodi sono: coppia allo sterzo (*tau*), coppia di rollio (*mx*), velocità laterale (*v*), angolo di rollio (*phi*), velocità di rollio (*phidot*), velocità di imbardata (*psidot*), angolo di sterzo (*delta*), velocità di sterzo (*deltadot*), forza laterale alla ruota posteriore (*fr*) e forza laterale alla ruota anteriore (*ff*). Le azioni prodotte dal controllo LQR sono come già detto una coppia di sterzo e una coppia virtuale di rollio.

I valori dei parametri di controllo determinati nei nodi sono poi interpolati per ottenere una funzione continua nella velocità tra 0 e *lqr_max_speed*.

Per modificare più velocemente i pesi delle diverse variabili è stato aggiunto il coefficiente *alpha*, che può essere variato liberamente tra 0 e 10⁶. Per tutti i pesi un valore elevato significa che il controllore può modificare liberamente il valore della quantità corrispondente, un valore basso significa, invece, che la quantità non può essere modificata.

```

--      _
--      | | _ _ _ _
--      | |/_` | ' _|
--      | | ( _ | | |
--      | _|\_ , | _|
--      | _|
--
alpha = 500

lqr = {
  active = 1, -- 1 = active
           -- 0 = NOT active

  --set maximum speed at which the lqr control has to be used

```

```
lqr_max_speed= 1.8,

--saturation coefficient: KK = KK0* 1/exp(sat*x)
sat = 4.0,

--two lqr control are available: the first is an external steer torque, the
--second is an external roll torque. They are both necessary for the low speed
--stability. For the optimal gains computation the model is linearized around
--the vertical equilibrium position and only the out-of-plane variables are considered.

knots = {

  {speed = 0.0,
   kphiT = 0.0, --phiT=kphiT*tau
   --weights of the R matrix, related to the input cost
   --use high cost (e.g. 1e6) to disable the control
   weight_tau      = 1,
   weight_mx       = 1,
   --weights of the Q matrix, related to the variables cost
   weight_v        = alpha,
   weight_phi      = 0,
   weight_phidot   = alpha,
   weight_psidot   = alpha,
   weight_delta    = 0,
   weight_deltadot = 10 * alpha,
   weight_fr       = 0,
   weight_ff       = 0,
   nil},

  {speed = 1.0,
   kphiT = 0.0, --phiT=kphiT*tau
   --weights of the R matrix, related to the input cost
   --use high cost (e.g. 1e6) to disable the control
   weight_tau      = 1,
   weight_mx       = 1,
   --weights of the Q matrix, related to the variables cost
   weight_v        = alpha,
   weight_phi      = 0,
   weight_phidot   = alpha,
   weight_psidot   = alpha,
   weight_delta    = 0,
   weight_deltadot = 10 * alpha,
   weight_fr       = 0,
   weight_ff       = 0,
   nil},

  {speed = 2.0,
   kphiT = 0.025, --phiT=kphiT*tau
   --weights of the R matrix, related to the input cost
   --use high cost (e.g. 1e6) to disable the control
   weight_tau      = 1,
   weight_mx       = 1,
```



```

--weights of the Q matrix, related to the variables cost
weight_v      = alpha,
weight_phi    = 0,
weight_phidot = alpha,
weight_psidot = alpha,
weight_delta  = 0,
weight_deltadot = 10 * alpha,
weight_fr     = 0,
weight_ff     = 0,
nil},

{speed = 7.0,
kphiT = 0.025, --phiT=kphiT*tau
--weights of the R matrix, related to the input cost
--use high cost (e.g. 1e6) to disable the control
weight_tau    = 1,
weight_mx     = 1,
--weights of the Q matrix, related to the variables cost
weight_v      = alpha,
weight_phi    = 0,
weight_phidot = alpha,
weight_psidot = alpha,
weight_delta  = 0,
weight_deltadot = 10 * alpha,
weight_fr     = 0,
weight_ff     = 0,
nil},

nil},
}

```

Figura 3—36: Parametri del controllo LQR

In figura 3-37, sono riportati i parametri relativi ai filtri passa basso da applicare agli ingressi *rider_roll* e *rider_pitch* al fine di ridurre i disturbi. I filtri sono del secondo ordine, descritti dalla pulsazione di taglio $\omega = 2\pi \cdot f$ in $[rad/s]$ e dallo smorzamento ζ .

```

--FILTERS PARAMETERS
omegaRoll  = 10 * 6.28 --[rad/s] cut frequency of the LP rider Roll filter
zetaRoll   = 0.7 --[] damping ratio of the LP rider Roll filter
omegaPitch = 10 * 6.28 --[rad/s] cut frequency of the LP rider Pitch filter
zetaPitch  = 0.7 --[] damping ratio of the LP rider Pitch filter

```

Figura 3—37: Parametri dei filtri

Da questo punto in poi sono presentati i parametri che descrivono il sistema veicolo - pilota nel suo complesso. Essi sono per quanto possibile quelli che comunemente sono utilizzati per descrivere un veicolo reale, ma i loro valori possono essere alquanto diversi per avere un sistema equilibrato sia a bassa velocità (quando intervengono più pesantemente i parametri variabili e i controlli) che ad alta

velocità. I valori che si riferiscono più strettamente al pilota sono stati riferiti ad una persona di corporatura media.

In alcuni casi i parametri qui riportati hanno solo un valore indicativo, che non viene utilizzato durante la simulazione perché al suo posto si utilizza il parametro variabile corrispondente. È questo il caso dell'altezza del baricentro *whole.motorcycle.gz*, sostituito da *CoG_Zposition*, del raggio del toroide della ruota posteriore *rear_tire.toroid_radius* sostituito da *rear_tire_toroid_radius*, e della coppia torcente alla ruota anteriore *front_tire.twisting_torque* sostituita da *front_tire_twist*.

Il secondo file lua di configurazione dell'integratore è denominato *mat_model_14dof_conversion* ed è unico per tutti i veicoli modellizzati e non viene mai modificato. Esso è diviso in due parti: *default* e *data*.

Nella prima parte, rappresentata in figura 3-38, si definiscono dei parametri che regolano effettivamente la simulazione, nella seconda parte si opera una sistemazione dei nomi dei parametri raccolti nel file proprio del veicolo con i nomi dei parametri utilizzati nel modello matematico. Ciò è opportuno perché nel file lua di configurazione del modello si usano dei nomi estesi e più intuitivi, mentre nel modello matematico si utilizzano spesso degli acronimi. Si tralascia l'assegnamento dei nomi, visto che è strettamente legato all'implementazione del modello matematico e non fornisce informazioni aggiuntive mentre si mostrano i parametri di *default* che possono essere stabiliti e il loro significato.

```
-- conversion to internal data representation
-- YOU MUST NOT EDIT THIS FILE

math_model_14dof = {

--
--
--
--
--
--
--limits under which the simulation is stopped
phiSTOP  =0.3,
deltaSTOP =0.6,
uSTOP    =0.2

g = 9.806, -- gravity acceleration

--WARNING PARAMETERS
tire_eng0 = 0.9, --[] min tire engagement to activate warning message
```

```

--SATURATION PARAMETERS
v0          = 0.010,      --[m/s] velocity parameter for the suspensions damping fillet around
the origin
v0_brake    = 0.010,      --[m/s] parameter for the brake saturation: M=M0
*2/Pi*atan(v/v0_brake)

--TIME CONSTANTS
tau_Mrid    = .10,       --[s] time constant of the rider-motorcycle internal torques (Roll &
Pitch)

--INTEGRATOR PARAMETERS
RTOL = 1e-5,  --absolute tolerance of integration
ATOL = 1E-3,  --relative tolerance of integration
NINT = 3,     --the maximum number of iteration allowed is NINT*500 (default is 1)
}

```

Figura 3—38: Parametri default

I parametri $\phi STOP$ in $[rad]$, $\delta STOP$ in $[rad]$ e $u STOP$ in $[m/s]$ definiscono le situazioni in cui si “congela” lo stato dinamico del veicolo e si considerano solo le azioni del pilota rivolte al motore: acceleratore, cambio e frizione. Ciò è utile quando si desidera simulare la fermata del veicolo e la permanenza in una data posizione sul tracciato.

La simulazione del movimento complessivo del veicolo viene interrotta e ciò permette al pilota di rimanere facilmente in equilibrio come se, nella situazione reale, avesse appoggiato il piede a terra.

L’interruzione avviene solo nel caso in cui i parametri u , δ e ϕ siano, in valore assoluto, inferiori ai parametri limite precedentemente indicati. Inoltre, il pilota deve aver tirato completamente la frizione (segnale corrispondente prossimo a 0) o aver inserito la marcia neutra. L’ultima condizione serve a svincolare completamente la dinamica del veicolo complessivo dalla dinamica del solo motore.

L’interruzione funziona, all’interno dei limiti stabiliti, in qualsiasi condizione, sia che il tracciato sia piano o inclinato. Ciò significa anche che, a simulazione “congelata” la forza di gravità non agisce più sul veicolo e non è necessario usare i freni per rimanere fermi. Quando il pilota inserisce una marcia e rilascia la frizione ricomincia l’integrazione sull’intero sistema e, se si è su un tracciato inclinato, il veicolo è di nuovo soggetto alla forza di gravità.

Durante il periodo di interruzione della simulazione il veicolo non è propriamente immobile, perché, ai fini di semplificare la successiva ripartenza, viene lentamente annullato l’angolo di rollio e di sterzo del veicolo con una funzione del primo ordine.

Il parametro g definisce il valore dell’accelerazione di gravità in $[m/s^2]$.

Il parametro $tire_eng0$ definisce un valore limite per l’utilizzo dell’ellisse di trazione degli pneumatici, oltre il quale viene creato un messaggio di avviso.

I parametri $v0$ e $v0_brake$ in $[m/s]$ indicano rispettivamente la velocità delle sospensioni e di avanzamento al di sotto della quale la velocità stessa è considerata nulla. Ciò al fine di evitare che nei calcoli si raggiungano valori troppo elevati nei rapporti.

Il parametro tau_Mrid in $[s]$ è la costante di tempo con cui viene applicata la coppia del rider al telaio.

I parametri $RTOL$, $ATOL$ e $NINT$ sono i parametri che controllano più direttamente l'integrazione. Il primo e il secondo indicano la massima tolleranza relativa ed assoluta accettata, il terzo, moltiplicato per 500, il numero massimo di iterazioni permesso all'integratore per raggiungere la convergenza. Tali valori sono abbastanza diversi da quelli di una classica integrazione perché si privilegia la velocità dell'integratore alla precisione del risultato.

3.3.2 IL MODELLO DELLA STRADA

Il veicolo si muove su di una superficie tridimensionale descritta in un apposito file $rfile$.df (Road Definition File) che deve essere caricato al momento dell'inizializzazione del sottoprogramma di integrazione. La descrizione della superficie è la medesima utilizzata nella parte grafica e si rimanda a quella parte per vedere nel dettaglio come descrivere un tracciato, qui invece si descrive il modo in cui l'integratore lo utilizza.

Per ridurre il numero di equazioni che l'integratore deve risolvere ad ogni passo di integrazione, sono state introdotte alcune semplificazioni, anche, nell'interazione pneumatico - strada tridimensionale. In qualsiasi condizione le forze longitudinali degli pneumatici sono mantenute parallele al piano orizzontale xy , e le forze verticali sono lungo la direzione verticale z . Il punto di applicazione della forza è sempre il punto più basso del pneumatico, sul piano di simmetria, cioè non c'è migrazione del punto di contatto lungo la direzione longitudinale o laterale. Come conseguenza le forze non vengono modificate quando il veicolo percorre una superficie tridimensionale, una superficie piana orizzontale o una superficie inclinata lateralmente (curva parabolica). Per superare questo problema nel modello matematico si è introdotta una forza longitudinale fittizia proporzionale all'inclinazione della strada e alla forza di gravità:

$$F_{lon} = -mg \sin(\beta)$$

3—19

in cui: m è la massa complessiva di veicolo e pilota in $[kg]$,

g è il modulo dell'accelerazione di gravità in $[m/s^2]$,

β è l'inclinazione locale della strada in $[rad]$ calcolata secondo la relazione seguente:

$$\beta = \arctan\left(\frac{z_p - z_a}{wheelbase}\right) \quad 3-20$$

in cui: z_p e z_a sono rispettivamente la quota del punto più basso della ruota posteriore e anteriore in $[m]$,

$wheelbase$ è il passo del veicolo (in condizioni nominali con sospensioni completamente estese) in $[m]$.

Facendo riferimento alla terna SAE, β assume un valore positivo quando $z_a < z_p$ e il veicolo sta salendo nell'ambiente virtuale, spostandosi verso i valori sempre più negativi dell'asse z .

Al contrario, non si è ritenuto necessario compensare l'inclinazione laterale della strada visto che comunque il punto di applicazione delle forze non viene modificato. Durante la percorrenza di una curva parabolica viene visualizzata una strada inclinata lateralmente ma se si rimane sulla traiettoria con $z_a = z_p$ non si avvertono altri effetti.

La dinamica del veicolo descritta attraverso la terna mobile indica che l'altezza del baricentro del veicolo (z_b) appare solo nelle equazioni dei vincoli, mentre nelle equazioni del moto appare solamente la sua derivata (\dot{z}_b).

$$z_b = z_p - \frac{gx(z_p - z_a)}{wheelbase} = z_p - gx \tan(\beta) \quad 3-21$$

In cui gx è la coordinata longitudinale del centro di massa.

Per semplificare si è assunto:

$$\dot{z}_b = \dot{z}_p - \tan(\beta)u \quad 3-22$$

$$\ddot{z}_b = \ddot{z}_p - \tan(\beta)\dot{u} \quad 3-23$$

e si trascura al variazione di β nel tempo. Questa semplificazione equivale all'introduzione di un filtro passa basso e la dinamica del veicolo non è influenzata dalle variazioni di quota con lunghezza d'onda inferiore al passo del veicolo.

La velocità di avanzamento del veicolo è calcolata secondo la relazione:

$$velocità = \frac{u}{\cos(\beta)} \quad 3-24$$

Al momento dell'inizializzazione viene caricato in memoria il file rdf che descrive il tracciato e poi, ad ogni passo di integrazione, si determina, mediante integrazione della traiettoria percorsa, la posizione in ascisse curvilinee (sulla terna locale di riferimento) della terna mobile di riferimento del veicolo. La terna mobile di riferimento del veicolo corrisponde in questo caso alla proiezione sul piano stradale della terna di riferimento del telaio anteriore. In base alla posizione attuale di questa

terna all'interno del veicolo, ci si sposta nel sistema di riferimento globale in modo da portarsi in corrispondenza dei punti di contatto delle ruote e se ne individuano le coordinate in ascissa curvilinea. In base alla definizione della superficie nella zona circostante il punto d'origine della terna mobile di riferimento si determina la posizione verticale di ciascuna ruota e, quindi, l'inclinazione globale del veicolo.

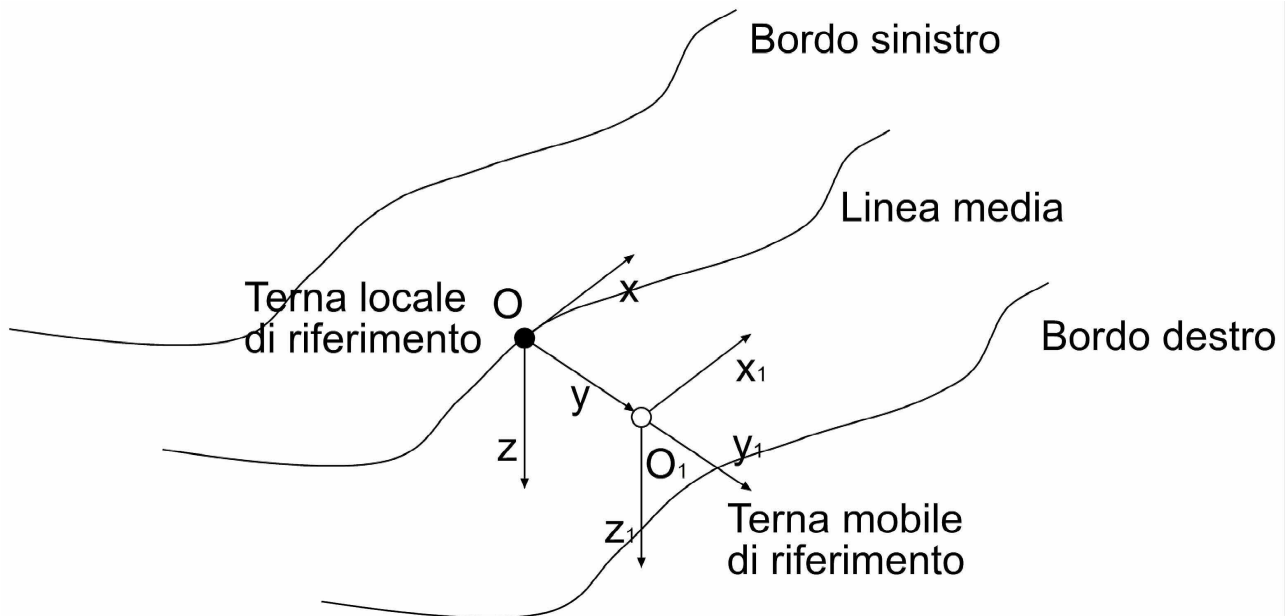


Figura 3—39: Individuazione della posizione del veicolo sul tracciato

La modalità scelta per descrivere il tracciato permette di descrivere utilizzando un numero ridotto di punti specificati anche percorsi abbastanza complessi.

La necessità dell'integratore di avere una funzione continua, con derivata prima e seconda continua, però, richiede un'interpolazione della curvatura tra un punto e il successivo. Visto che in ogni tratto la curvatura è interpolata non è facile prevedere dove verranno posizionati i punti scelti, e, quindi, se da un lato è facile realizzare un percorso, dall'altro è difficile ricostruire perfettamente un percorso già dato (come un tracciato realmente esistente) visto che nella ricostruzione si utilizzano segmenti rettilinei e archi di circonferenza in cui la curvatura è costante. Per risolvere questo problema è necessario triplicare i punti definiti facendo in modo che le zone con curvatura variabile siano di lunghezza ridotta (è sufficiente 1 m tra ciascun punto) e la differenza tra tratto a curvatura costante e variabile sia più ridotta.

Per ottenere, ad esempio, un tratto rettilineo ($1/R = 0 \text{ } 1/m$) e un successivo tratto curvo ($1/R = 0.05 \text{ } 1/m$) di lunghezza uguale sulla linea media (50 m), non è sufficiente definire un unico punto intermedio tra inizio e fine altrimenti, a causa dell'interpolazione tra tutti i punti definiti si ottiene un tracciato con curvatura variabile continuamente tra 0 e la 0.05. Definendo tre punti ravvicinati, invece, è possibile creare un tratto rettilineo ($1/R = 0 \text{ } 1/m$ per 49 m), un tratto a curvatura variabile

tra 0 e 0.05 1/m lungo 2 m , e infine un tratto a curvatura costante ($1/R = 0.05 \text{ 1/m}$ per 49 m). Sovrapponendo la curva ottenuta e quella ideale si vede che esse sono indistinguibili.

Nelle figure seguenti sono rappresentati:

- con la croce il punto definito per tracciare la curva;
- con le linee scure la linea media e i bordi, destro e sinistro, del tracciato;
- con le linee sottili la griglia dei punti costruiti con l'interpolazione.

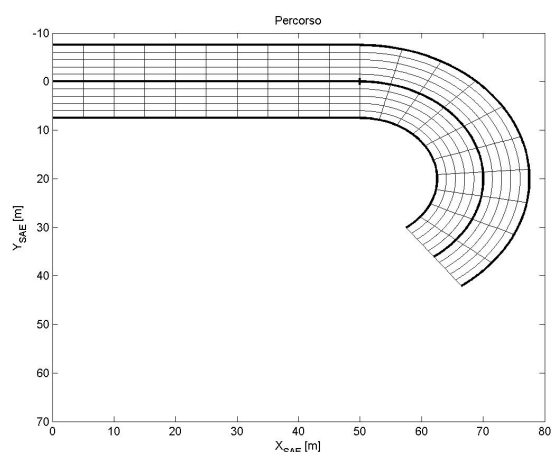


Figura 3—40: Percorso che si vuole ottenere

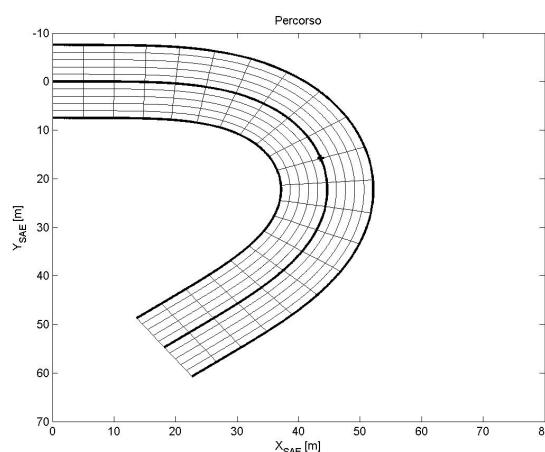


Figura 3—41: Percorso ottenuto con un unico punto a curvatura non nulla

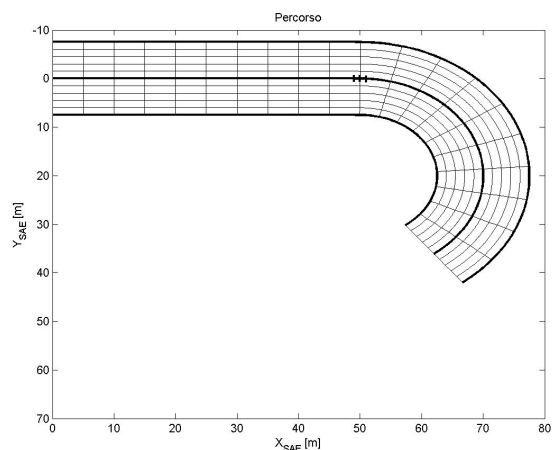


Figura 3—42: Percorso ottenuto triplicando i punti

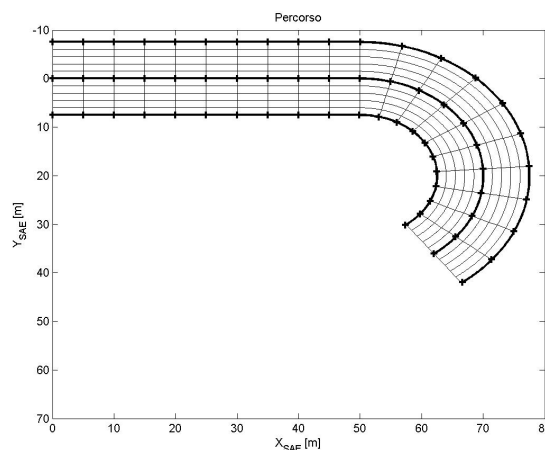


Figura 3—43: Confronto dei percorsi ideale e ottenuto

Un altro problema è la determinazione dell'ascissa curvilinea longitudinale e normale nel caso ci si allontani molto dalla linea media in percorsi chiusi o con curvatura elevata. Pur essendo, nel file di configurazione definita la larghezza utile del tracciato, essa non viene presa in considerazione dall'integratore che estende lateralmente all'infinito la definizione data in un punto sulla linea media. La larghezza utile è utilizzata solo nella rappresentazione grafica del tracciato.

L'integratore ha una conoscenza solo locale del tracciato, non lo vede nella sua totalità. Nel caso di percorsi aperti, in cui la normale alla pista in un punto non l'attraversa in altre zone, la definizione dell'altitudine è unica a qualsiasi distanza laterale dal tracciato. Nel caso di percorsi chiusi, tipicamente i circuiti, invece, la normale alla pista in un punto attraversa il circuito per lo meno in un altro punto in cui la definizione dell'altitudine può essere differente. Se il tester, durante la simulazione, si allontana molto dalla linea media, può trovarsi più vicino alla linea media di un'altra parte del tracciato. Tale fatto, però, non viene interpretato nel modo giusto dall'integratore che assegna un'altitudine diversa da quella locale. Questa discordanza può generare errori irreversibili durante la simulazione che la bloccano, oppure problemi con la rappresentazione grafica: il veicolo sembra correre al di sotto o al di sopra del terreno.

3.3.3 IMPLEMENTAZIONE DEI MODELLI

Il sottoprogramma di integrazione è stato realizzato suddiviso in due librerie a collegamento dinamico denominate *motorcycle_14dof.dll* e *road3D.dll*. La prima libreria raccoglie il modello del veicolo ed è l'unica che il programma principale può richiamare direttamente, la seconda è gestita autonomamente dalla libreria del modello del veicolo ed è dedicata alla gestione del modello della strada. Il programma principale può richiamare tre funzioni: *Motorcycle_Initialize*, *Motorcycle_Simulate* e *Motorcycle_Shutdown*. La prima funzione predispose la memoria per immagazzinare i dati, legge i parametri di simulazione dal file lua di configurazione del veicolo, dal file *mat_model_14dof_conversion* e dal file di descrizione del tracciato, imposta i guadagni per il controllo LQR e "appoggia" il veicolo sulla strada. La seconda, quando chiamata dal programma principale, calcola un passo di integrazione a partire dai dati letti dai sensori e restituisce i valori. L'ultima funzione libera la memoria utilizzata.

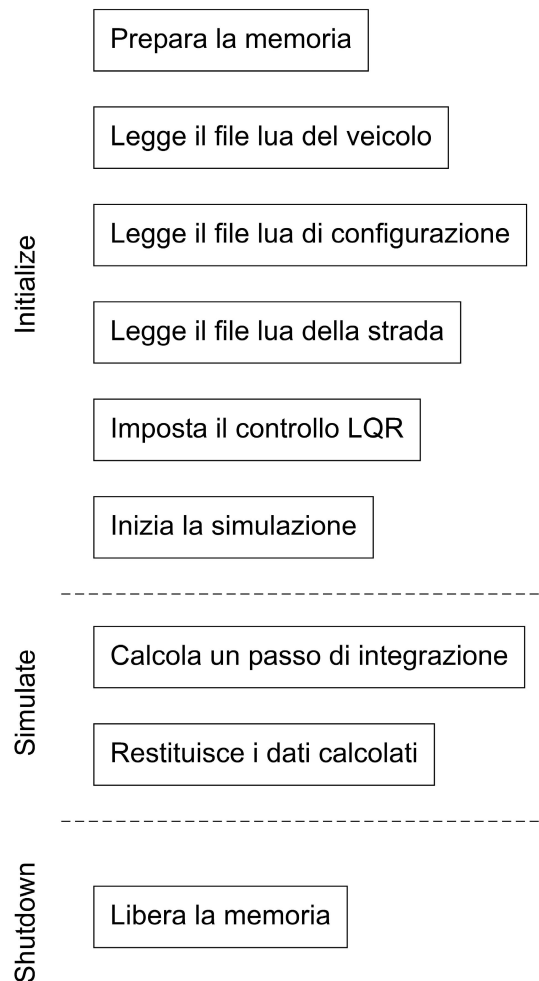


Figura 3—44: Elenco delle funzioni e delle operazioni per *motorcycle_14dof*

3.4 IL SOTTOPROGRAMMA DI WASHOUT

Scopo della parte di washout è elaborare le grandezze in uscita dalla funzione che calcola la dinamica e trasformarle in modo da renderle riproducibili dal sistema meccanico e cinematico che ha uno spazio di manovra limitato.

In letteratura esistono vari esempi di filtri di washout utilizzati in ambito aeronautico o automobilistico. Negli esempi presi in esame il filtro di washout elabora le accelerazioni del veicolo e le trasforma in accelerazioni subite dall'apparato vestibolare del pilota, successivamente queste accelerazioni vengono scalate e filtrate per essere riprodotte con i movimenti del simulatore [14] e [15].

Nel caso del simulatore motociclistico non si è ritenuto opportuno l'approccio utilizzato perché in entrambi i casi precedenti il pilota è praticamente fermo all'interno del veicolo e i suoi movimenti, soprattutto quelli della testa, sono con buona approssimazione quelli del veicolo. Su di una motocicletta, invece, il pilota è molto più mobile, non è possibile prevedere dove si trovi la testa e,

quindi, un filtro che riproduca perfettamente le accelerazioni in un punto fisso oltre che meno efficace potrebbe essere dannoso.

L'approccio seguito segue la considerazione che il pilota avverte la forza degli oggetti sul proprio corpo e tale forza, che si esprime come una pressione sulla pelle, dipende dalla posizione relativa dell'uomo e degli oggetti con esso a contatto. Il filtro di washout, perciò, farà muovere il simulatore per quanto possibile come una moto vera in modo che il pilota avverta sul suo corpo le azioni del veicolo. Certamente con questo approccio non si possono riprodurre le stesse accelerazioni che il corpo subirebbe durante la guida reale, ma ciò è considerato almeno al momento di secondaria importanza.

Il filtro di washout realizzato è costituito da due parti: un filtro vero e proprio che elimina le componenti ad alta frequenza delle variabili di ingresso, e da una matrice che combina i vari ingressi in modo lineare. Ad ogni passo di integrazione gli ingressi vengono filtrati e combinati linearmente e viene restituita la posizione che la piattaforma deve raggiungere.

```

WashOut = {

  -- The inputs are:
  -- RollAngle[rad]
  -- RollRate[rad/s]
  -- PitchAngle[rad]
  -- YawAcceleration[rad/s2]
  -- DriftAngle[rad]
  -- SteeringAngle[rad]

  -- Inputs are filtered with a LP 2nd order filter with the following cut off frequencies
  -- (set LP frequency to -1 to avoid filtering)
  LowPassFrequency = {1.5, 0.4, 6.0, 0.8, 0.8, -1},

  -- The outputs are obtained by multiplying filtered inputs by the following gain matrix
  PlatformRoll = {0.300, 0.000, 0.000, 0.000, 0.000, 0.000},
  PlatformYaw = {0.000, 0.000, 0.000, 0.001, 0.000, 0.000},
  PlatformLatPos = {0.000, -0.025, 0.000, 0.000, 0.000, 0.000},
  PlatformPitch = {0.000, 0.000, 0.200, 0.000, 0.000, 0.000},
  PlatformSteer = {0.000, 0.000, 0.000, 0.000, 0.000, 1.000},

  nil
} -- WashOut

```

Figura 3—45: Parametri di configurazione del sottoprogramma di washout

Gli ingressi che sono stati scelti sono rappresentativi dei movimenti del veicolo e sono: posizione di rollio (*RollAngle*), velocità di rollio (*RollRate*), angolo di beccheggio (*PitchAngle*), accelerazione di imbardata (*YawAcceleration*), angolo di assetto (*DriftAngle*) e angolo dello sterzo (*SteeringAngle*). Le uscite sono quelle effettivamente riproducibili dalla piattaforma: rollio

(*PlatformRoll*) in $[rad]$, beccheggio (*PlatformPitch*) in $[rad]$, imbardata (*PlatformYaw*) in $[rad]$, spostamento laterale (*PlatformLatPos*) in $[m]$ e sterzo (*PlatformSteer*) in $[rad]$. I parametri del filtro e della matrice sono stati trovati per via sperimentale in modo da essere compatibili con le prestazioni della piattaforma e da dare una buona sensazione al pilota.

Nel file di configurazione, mostrato in figura 3-45, è possibile stabilire i valori delle frequenze di taglio del filtro passa basso attraverso il vettore *LowPassFrequency*, e i coefficienti della combinazione lineare per ciascun movimento attraverso il rispettivo vettore *Platform* (per il rollio *PlatformRoll*, per l'imbardata *PlatformYaw*, per lo spostamento laterale *PlatformLatPos*, per il beccheggio *PlatformPitch* e per lo sterzo *PlatformSteer*).

Nel vettore *LowPassFrequency* sono raccolte le frequenze di taglio in $[Hz]$ per gli ingressi nell'ordine posizione di rollio, velocità di rollio, angolo di beccheggio, accelerazione di imbardata, angolo di assetto e angolo dello sterzo.

In ogni vettore *Platform* sono raccolti i coefficienti lineari per ciascun ingresso sempre nell'ordine precedente. Essi sono espressi in unità di misura idonee per i parametri che legano.

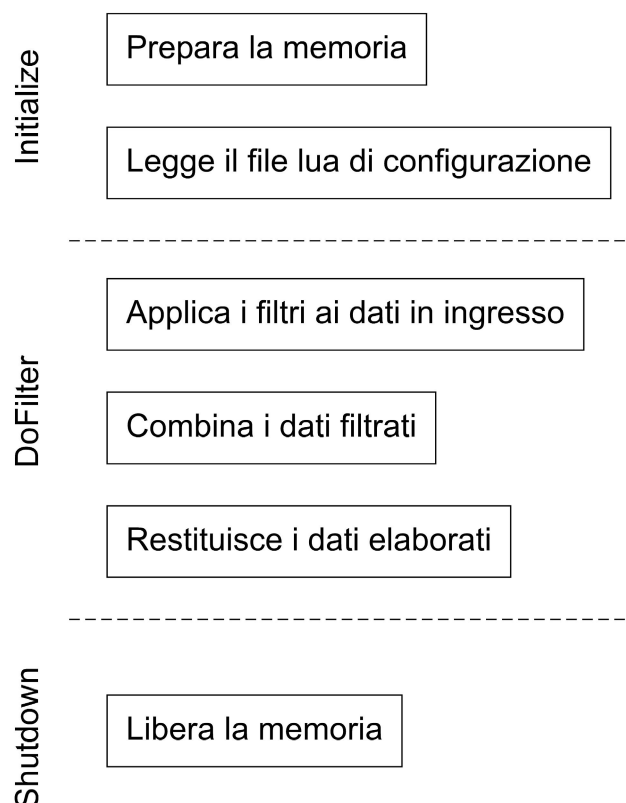


Figura 3—46: Elenco delle funzioni e delle operazioni per *WashOut.dll*

Il sottoprogramma di washout è stato denominato *WashOut* e raccolto nella libreria a collegamento dinamico *WashOut.dll*. Il programma principale può richiamare tre funzioni: *WashOut_Initialize*,

WashOut_DoFilter e *WashOut_Shutdown*. La prima funzione predispone la memoria per immagazzinare i dati e legge i parametri di filtraggio dal file di configurazione. La seconda, ad ogni passo di integrazione quando chiamata dal programma principale, applica il filtro ai dati in ingresso, li combina linearmente e restituisce i valori ottenuti. L'ultima funzione libera la memoria utilizzata.

3.5 IL SOTTOPROGRAMMA AUDIO

Scopo della parte sonora è rappresentare lo stato e il movimento del veicolo nello spazio dal punto di vista uditivo per offrire al pilota alcune informazioni relative allo stato del veicolo.

I parametri da rappresentare sono: il numero di giri del motore, la posizione dell'acceleratore, la velocità di avanzamento, il cambio di marcia, le azioni complessive sui freni, lo scivolamento anteriore e posteriore.

Durante l'inizializzazione vengono caricati una serie di file audio in formato wav che contengono il suono di un veicolo reale ad un determinato numero di giri del motore, inoltre una serie di file aggiuntivi che riproducono alcuni effetti quali l'accensione del motore, il soffio del vento, l'inserimento della marcia e lo scivolamento degli pneumatici.

All'avvio della simulazione viene riprodotto, una volta sola, il suono dell'accensione del motore e comincia la riproduzione in continua degli altri file. A seconda del numero di giri del motore vengono riprodotti, opportunamente combinati i due file sonori corrispondenti al numero di giri immediatamente inferiore e superiore tra quelli disponibili. Quando si modifica il numero di giri del motore, si modifica la combinazione e si passa da una coppia di file all'altra. Le azioni sull'acceleratore modificano i parametri della combinazione.

A seconda della velocità di avanzamento viene modificato il volume di riproduzione del file contenente il soffio del vento.

Quando si cambia la marcia in uso viene riprodotto il file corrispondente che contiene un click metallico.

Lo scivolamento degli pneumatici, quando supera il valore di 0.5, comporta la riproduzione del file corrispondente con intensità crescente all'aumentare dello scivolamento.

Al termine della simulazione viene interrotta la riproduzione dei suoni.

Il sottoprogramma audio è stato denominato *SBSound* e raccolto nella libreria a collegamento dinamico *SBSound.dll*. Tale libreria non è ancora stata definita come le precedenti e presenta un numero di funzioni più elevato, che permettono di compiere alcune regolazioni. Il programma principale può richiamare dieci funzioni: *SBSound_Init*, *SBSound_Init_Bool*, *SBSound_Init_MasterVol*, *SBSound_SetMasterVol*, *SBSound_Start*, *SBSound_Stop*,

SBSound_IsPlaying , *SBSound_SetSounds* , *SBSound_MotorSelect* e *SBSound_Exit* . La prime tre funzioni sono tra di loro alternative e predispongono la memoria per immagazzinare i dati, leggono i file audio disponibili. La quarta, quando chiamata dal programma principale, imposta il volume di riproduzione tra 0 (minimo) e 100 (massimo). La quinta, quando chiamata dal programma principale, avvia la riproduzione audio a partire dai dati in ingresso, all’inizio introduce il suono di accensione del motore. La sesta, quando chiamata dal programma principale, interrompe la riproduzione audio. La settima, quando chiamata dal programma principale, verifica che la riproduzione sia attiva o meno. L’ottava, ad ogni passo di integrazione quando chiamata dal programma principale, imposta i dati in ingresso e modifica i parametri della riproduzione audio. La nona, quando chiamata dal programma principale, permette di modificare l’elenco dei file audio di riferimento. L’ultima funzione libera la memoria utilizzata.

Durante una normale simulazione le funzioni utilizzate sono solo cinque, nell’ordine: *SBSound_Init* , *SBSound_Start* , *SBSound_SetSounds* , *SBSound_Stop* e *SBSound_Exit* .

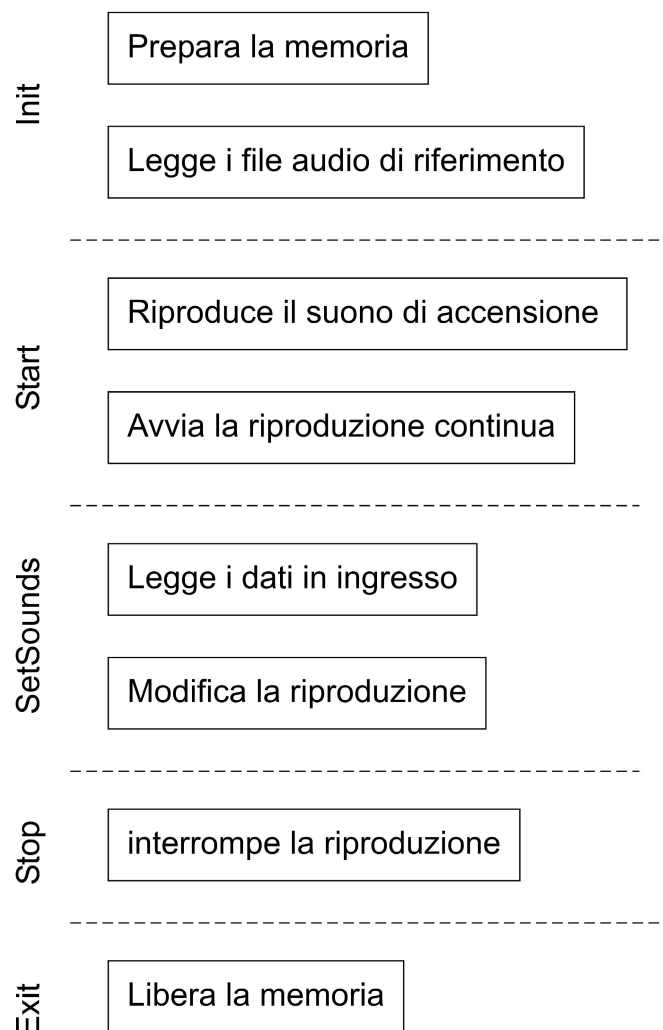


Figura 3—47: Elenco delle funzioni e delle operazioni per *SBSound.dll*

3.6 IL SOTTOPROGRAMMA GRAFICO

Scopo del sottoprogramma grafico è rappresentare a video il movimento del veicolo nello spazio e offrire al pilota alcune informazioni relative allo stato del veicolo.

Durante la prova ciò che il tester vede è rappresentato nella seguente figura 3-48.

In essa si può distinguere al centro il tracciato da seguire con applicata una texture che riprende l'aspetto di una strada a tre corsie, la zona esterna al tracciato con una texture che riproduce l'erba e la linea dell'orizzonte inclinata. Tra la strada e la zona esterna è stata posta una zona tratteggiata bianca e rossa che vuole rappresentare il cordolo e aiuta, insieme alle due linee tratteggiate sulla strada a dare al pilota una sensazione di movimento. La zona del cordolo risulta rappresentata leggermente bombata rispetto al resto del tracciato. Questo è solo un effetto grafico per dare più realismo alla scena, nel calcolo della dinamica del veicolo non esiste alcuna differenza tra la zona interna ed esterna al tracciato.

Sul bordo della pista, prima di una curva, sono posti dei cartelli sul lato esterno che indicano la distanza decrescente dalla curva; tali cartelli sono 3 a 100 m, 50 m e 25 m.



Figura 3—48: Finestra del sottoprogramma grafico

Sono anche visibili altri particolari utilizzati per far conoscere al pilota lo stato del veicolo. Al centro si può osservare una linea bianca tratteggiata e inclinata che rappresenta il piano di simmetria del veicolo. Essa si muove proporzionalmente all'angolo di rollio del veicolo.

Il numero bianco al centro rappresenta la marcia attualmente in uso ed è variabile tra 0 (folle) e il massimo numero di marcia disponibile per il modello di motociclo utilizzato (normalmente 6).

Sono poi visibili due strumenti classici per una motocicletta reale: contagiri e tachimetro.

In alto a destra viene rappresentata una piccola mappa del tracciato in cui la freccia nera rappresenta la posizione del veicolo nel tracciato e la sua direzione di avanzamento, mentre la striscia grigia la forma del tracciato. Per rendere più facile la comprensione della mappa la freccia è fissa e la mappa si muove e ruota di un angolo pari all'opposto dell'imbardata del veicolo.

A destra è visibile una colonna che rappresenta l'andamento, durante la simulazione, di una grandezza scelta tra tutte quelle disponibili. Prima di avviare la simulazione è possibile scegliere quali grandezze rappresentare (in forma grafico con la colonna colorata e numerica con i numeri in alto) e i limiti di variabilità per ciascuna di esse. Questa rappresentazione non è propriamente implementata nella finestra grafica, fa parte del programma principale.

La descrizione del tracciato utilizzata nella grafica è la stessa utilizzata dall'integratore. In essa come già detto si sfrutta l'ascissa curvilinea della linea media del tracciato per definire la larghezza e la forma della strada disponibile. Al momento di rappresentare una pista viene richiamata una funzione che integra la coordinata curvilinea lungo il percorso e definisce la posizione dei punti utilizzati per la rappresentazione. Al termine di questa fase, si effettua una triangolarizzazione dei punti per creare la superficie e si colorano i triangoli così trovati applicando le diverse texture.

Per descrivere la linea media i punti sono del tipo $\{posizione, semilarghezza_sinistra, semilarghezza_destra, curvatura, parametro_3D\}$ e definiscono la forma del tracciato nella terna SAE locale. Il parametro *posizione* rappresenta l'ascissa curvilinea del punto che si desidera specificare; i parametri *semilarghezza_sinistra* e *semilarghezza_destra* individuano la distanza a destra e a sinistra del bordo della pista dalla linea media; il parametro *curvatura* definisce la curvatura della pista in quel punto; infine il *parametro_3D* definisce la forma tridimensionale del tratto di tracciato.

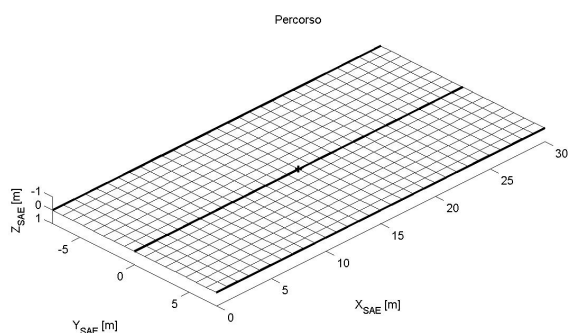


Figura 3—49: Punto con $curvatura = 0$

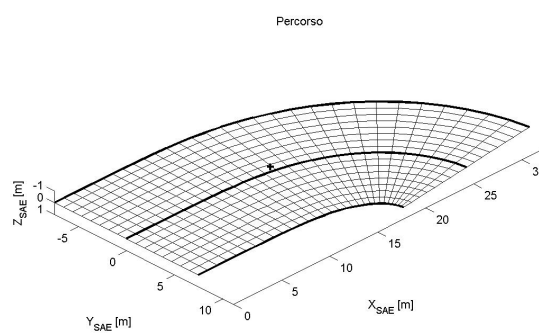


Figura 3—50: Punto con $curvatura \neq 0$

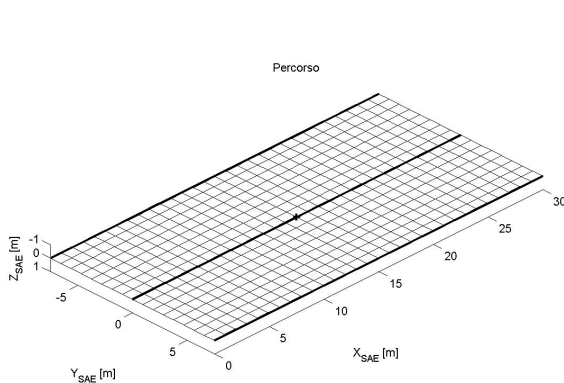
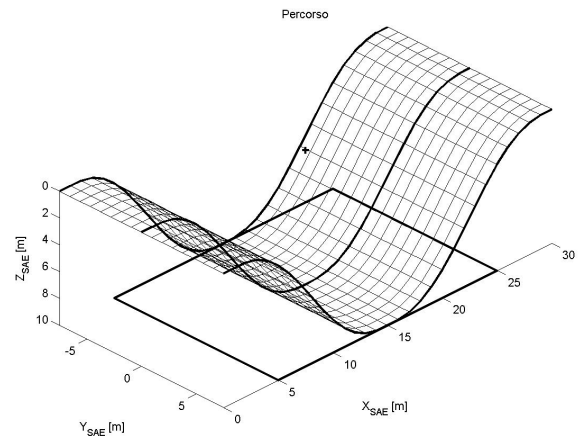
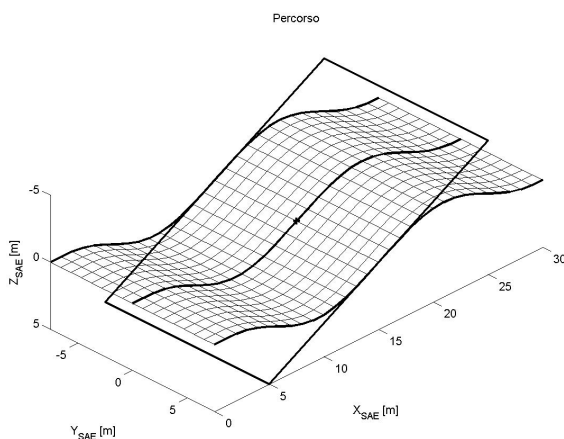
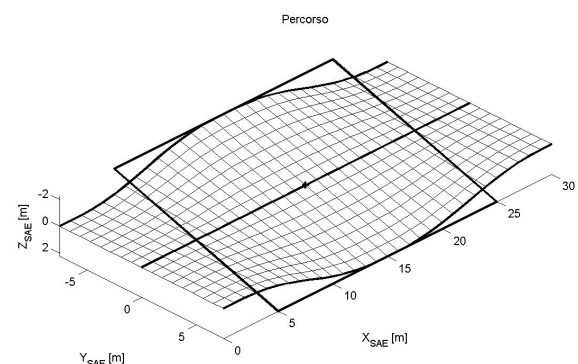
Nelle figure precedenti è rappresentato un tratto piano rettilineo e uno curvo. Le linee scure rappresentano la linea media e i bordi laterali, destro e sinistro della pista utile. Nella figura 3-49 la croce indica il punto in cui verranno applicate le differenti definizioni tridimensionali. Nella figura 3-50 si è definita la curvatura nel punto finale e, come visto nel paragrafo 3.3.2 ciò crea una curva con curvatura variabile, che inizia a discostarsi sensibilmente dal rettilineo all'incirca in corrispondenza della croce.

parametro_3D può assumere tre valori: *ZEROROAD*, *PLANEROAD* e *HOLE*. Se *parametro_3D* = *ZEROROAD*, allora il punto sarà caratterizzato da una quota 0.

Se *parametro_3D* = *PLANEROAD*, allora il punto apparterrà ad un piano da specificare attraverso i valori dei parametri H , ax e ay che rappresentano i coefficienti angolari e il termine noto dell'equazione di un piano nello spazio tridimensionale:

$$z = ax \cdot x + ay \cdot y + H .$$

3—25

Figura 3—51: Punto *ZEROROAD*Figura 3—52: *PLANEROAD* con $H \neq 0$ Figura 3—53: *PLANEROAD* con $ax < 0$ Figura 3—54: *PLANEROAD* con $ay > 0$

Se *parametro_3D* = *HOLE*, allora nel punto sarà aggiunta una semiellisse alla superficie preesistente (definita dall'interpolazione tra il primo punto precedente del tipo *ZEROROAD* o

PLANEROAD e il primo punto successivo di tipo analogo). I parametri dell'ellisse saranno i tre semiassi l'inclinazione rispetto alla direzione longitudinale e lo spostamento laterale del centro dalla linea media. I semiassi sono definiti da H in $[m]$ per il semiasse in direzione z con il segno positivo per aggiungere una semiellisse (creando una buca), o negativo per sottrarla (creando un dosso), da aa , bb in $[1/m]$ che rappresentano l'inverso del semiasse in direzione x e y rispettivamente. L'inclinazione rispetto alla direzione longitudinale è data dal parametro $alpha$ in $[rad]$, mentre la distanza dalla linea media è definita da nC in $[m]$.

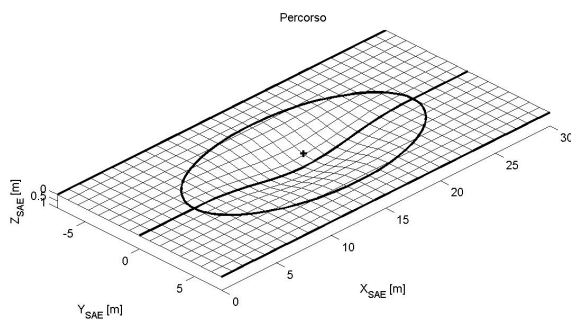


Figura 3—55: *HOLE* con $H > 0$

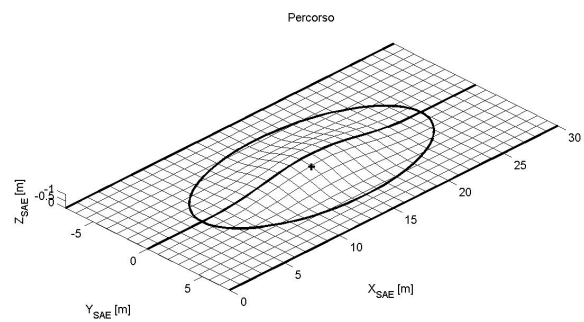


Figura 3—56: *HOLE* con $H < 0$

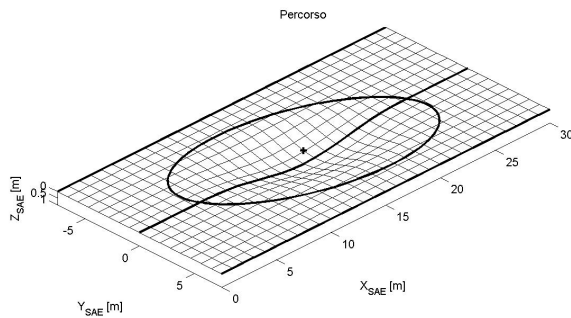


Figura 3—57: *HOLE* con $alpha > 0$

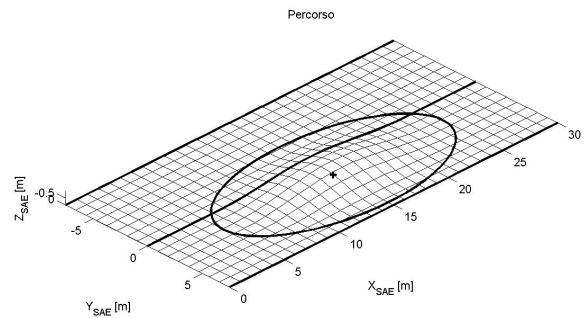


Figura 3—58: *HOLE* con $nC > 0$

Se si desidera avere una linea media chiusa è necessario specificarlo al termine della descrizione dei punti con il parametro opzionale "*CLOSED*". In tal caso non è necessario descrivere completamente la linea media fino alla fine, ma è sufficiente fermarsi con la descrizione abbastanza vicino al punto iniziale. Durante l'integrazione, giunto all'ultimo punto definito, il programma di integrazione, provvede a raccordare il tratto iniziale e finale in modo da non avere discontinuità.

ss	L_width	R_width	curv	roadtype					
0.0	-10.0	10.0	+0.0000	ZEROROAD	!	1st	ZEROROAD	line	MUST be present
1.0	-10.0	10.0	+0.0000	ZEROROAD	!	2st	ZEROROAD	line	MUST be present
99.0	-10.0	10.0	+0.0000	PLANEROAD	5.0	0.0	0.0	!	H,ax,ay
100.0	-10.0	10.0	+0.0100	PLANEROAD	5.0	0.0	0.0	!	H,ax,ay
101.0	-10.0	10.0	+0.0200	PLANEROAD	5.0	0.0	0.0	!	H,ax,ay
224.0	-10.0	10.0	+0.0200	PLANEROAD	5.0	0.0	0.0	!	H,ax,ay
225.0	-10.0	10.0	+0.0100	PLANEROAD	5.0	0.0	0.0	!	H,ax,ay
226.0	-10.0	10.0	+0.0000	PLANEROAD	5.0	0.0	0.0	!	H,ax,ay
250.0	-20.0	20.0	+0.0000	HOLE	0.030	1.8	0.34	0.0	7.5 ! H,aa,bb,alpha,nC
300.0	-10.0	10.0	+0.0000	PLANEROAD	-2.0	0.0	0.0	!	H,ax,ay
374.0	-10.0	10.0	+0.0000	PLANEROAD	0.0	0.0	0.0	!	H,ax,ay
375.0	-10.0	10.0	+0.0050	ZEROROAD	!	2st	ZEROROAD	line	MUST be present
376.0	-10.0	10.0	+0.0100	ZEROROAD	!	2st	ZEROROAD	line	MUST be present
400.0	-10.0	10.0	+0.0100	PLANEROAD	0.0	0.0	0.1	!	H,ax,ay
700.0	-10.0	10.0	+0.0100	PLANEROAD	0.0	0.0	0.1	!	H,ax,ay
753.0	-10.0	10.0	+0.0100	ZEROROAD	!	2st	ZEROROAD	line	MUST be present
754.0	-10.0	10.0	+0.0050	ZEROROAD	!	2st	ZEROROAD	line	MUST be present
756.0	-10.0	10.0	+0.000	ZEROROAD	!	2st	ZEROROAD	line	MUST be present
"CLOSED"									

Figura 3—59: Esempio di file rdf

Il sottoprogramma grafico è stato denominato *SBGraph* e raccolto nella libreria a collegamento dinamico *SBGraph.dll*. Anche tale libreria non è ancora stata definita come le precedenti e presenta un numero di funzioni più elevato, che permettono al programma principale di compiere alcune regolazioni. Il programma principale può richiamare dodici funzioni: *SBGraph_Start*, *SBGraph_Stop*, *SBGraph_LoadTrack*, *SBGraph_SetPOV*, *SBGraph_EnableMouseNav*, *SBGraph_DisableMouseNav*, *SBGraph_Connect*, *SBGraph_Disconnect*, *SBGraph_EnableCockpit*, *SBGraph_DisableCockpit*, *SBGraph_TrackRollPerc* e *SBGraph_CockpitRollPerc*. La prima funzione predispone la memoria per immagazzinare i dati, apre la finestra in cui verrà rappresentato l'ambiente virtuale e carica le textures da utilizzare per la rappresentazione delle superfici. La seconda, quando chiamata dal programma principale, chiude la finestra grafica e libera la memoria utilizzata. La terza, quando chiamata dal programma principale, carica un nuovo tracciato, genera i punti compongono il tracciato, triangolarizza l'ambiente virtuale per l'applicazione delle textures, dispone i cartelli lungo il tracciato. La quarta, ad ogni passo di integrazione quando chiamata dal programma principale, imposta la posizione del veicolo nell'ambiente virtuale e aggiorna i valori visualizzati dai sensori virtuali. La quinta, quando chiamata dal programma principale, permette di muoversi nell'ambiente virtuale attraverso l'uso della tastiera. La sesta, quando chiamata dal programma principale, disabilita la possibilità di

muoversi nell'ambiente virtuale attraverso la tastiera. La settima, quando chiamata dal programma principale, avvia l'aggiornamento continuo della rappresentazione.

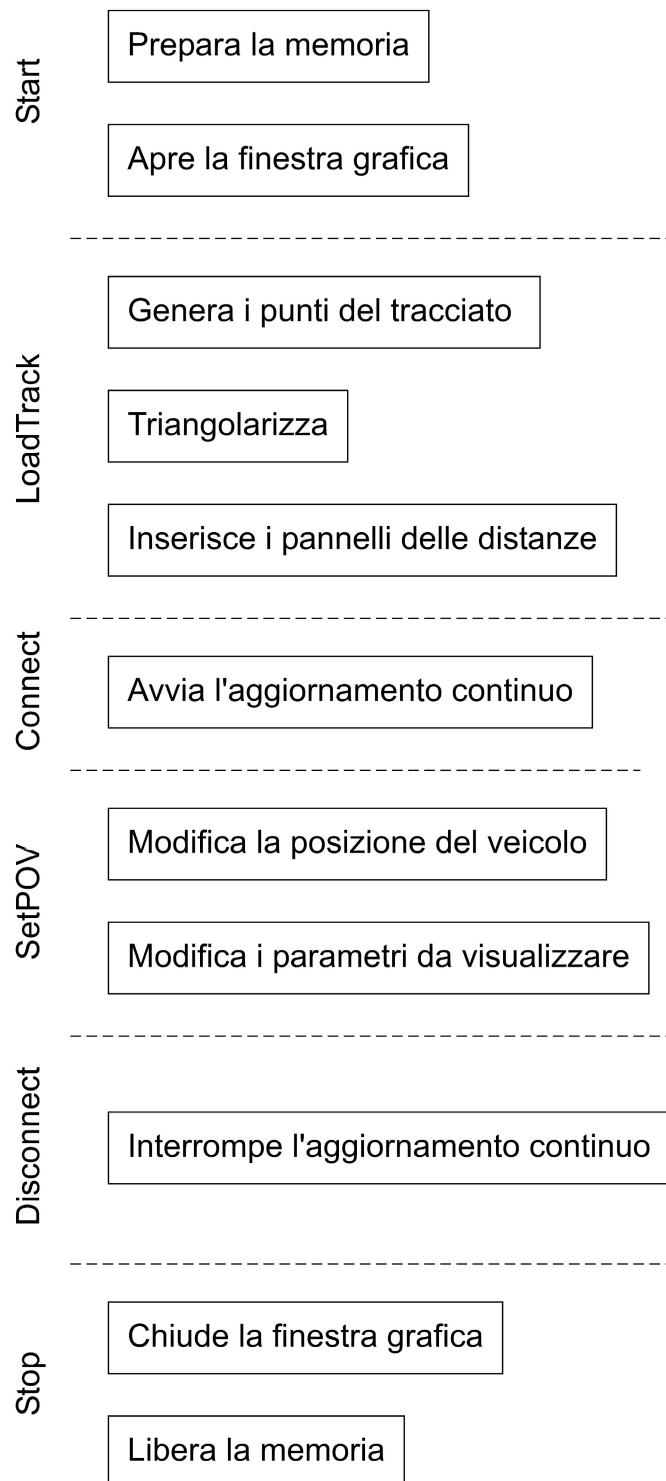


Figura 3—60: Elenco delle funzioni e delle operazioni per *SBGraph.dll*

L'ottava, quando chiamata dal programma principale, arresta l'aggiornamento continuo della rappresentazione. La nona, quando chiamata dal programma principale, permette di abilitare la visualizzazione del cruscotto virtuale e della riga tratteggiata verticale. La decima, quando chiamata

dal programma principale, disabilita la visualizzazione del cruscotto virtuale. L'undicesima, quando chiamata dal programma principale, imposta la percentuale di rollio rappresentata dall'inclinazione del tracciato. L'ultima funzione, quando chiamata dal programma principale, imposta la percentuale di rollio rappresentata dall'inclinazione della linea tratteggiata.

Durante una normale simulazione le funzioni utilizzate sono solo sei, nell'ordine: *SBGraph_Start*, *SBGraph_LoadTrack*, *SBGraph_Connect*, *SBGraph_SetPOV*, *SBGraph_Disconnect* e *SBGraph_Stop*.

3.7 IL SOTTOPROGRAMMA MOVIMENTAZIONE

Scopo del sottoprogramma di movimentazione è configurare la scheda di controllo assi per eseguire la movimentazione, portare la piattaforma alla posizione desiderata e restituire la posizione attuale della piattaforma ad ogni chiamata del programma principale. Al termine della simulazione la piattaforma deve essere riportata alla posizione di riferimento.

Per realizzare tali operazioni si è sfruttata la possibilità offerta dal pacchetto di software AxisBrain, fornito insieme all'interfaccia Sercans di comportarsi come un programma server a cui inviare i comandi, che poi vengono trasferiti alla scheda SCS-P11 e agli azionamenti.

Durante la fase di inizializzazione viene avviato il programma server e viene assegnato un codice identificativo per ogni asse disponibile. Successivamente le varie istruzioni da impartire all'asse riporteranno questo codice.

Nel file di configurazione si stabilisce la geometria della piattaforma e le limitazioni del movimento per ciascun asse. I parametri della geometria comprendono sia le reali dimensioni dei telai (di beccheggio e imbardata) viste durante la descrizione del sistema cinematico, sia alcune dimensioni virtuali che permettono di modificare l'asse di rollio rispetto a quello fisico. Combinando lo spostamento laterale della piattaforma e la rotazione di rollio da riprodurre secondo la relazione seguente:

$$y = DV \cdot \varphi$$

3—26

è, infatti, possibile svincolare l'asse di rollio della piattaforma dalla posizione dell'asse di rollio nel sistema cinematico.

Per ciascun asse è stabilito il campo di lavoro (rispetto alla posizione in cui si trova al momento dell'inizializzazione) e la velocità massima che può essere raggiunta durante uno spostamento. La velocità massima è utilizzata per tutti gli spostamenti durante la simulazione, ed è minore della massima sviluppabile dal motore. Al termine della simulazione, quando la piattaforma viene riportata alla posizione di riferimento per ragioni di sicurezza si utilizza una velocità ridotta che permette al pilota di rimanere montato sul telaio di beccheggio.

Visto che non è detto che la posizione di riferimento della piattaforma coincida sempre con la posizione di 0 degli assi, si è deciso che durante la fase di inizializzazione venga memorizzata la posizione attuale e poi tutti gli spostamenti si riferiscano a questa posizione.

```
AxisMotion = {

  Geometry = {
    DV1 = 0, -- vertical distance between axis R1 and roll axis [m]

    DA2 = 1.45, -- distance between axis A2 and yaw axis [m]
    DA3 = 1.45, -- distance between axis A2 and yaw axis [m]
    DL0 = 0.50, -- initial lateral distance between axis A2-A3 and yaw axis [m]

    LPP = (.95 * .95 + .1 * .1), -- length*length of the pitch frame [m^2]

    nil
  }, -- Geometry

  R1 = {
    Plim = 15, -- limit position [°]
    Vlim = 34000, -- limit velocity [°/min] (must be below 36000 °/min)
    nil
  }, -- R1

  A2 = {
    Plim = 250, -- limit position [mm]
    Vlim = 58000, -- limit velocity [mm/min] (must be below 60000 mm/min)
    nil
  }, -- A2

  A3 = {
    Plim = 250, -- limit position [mm]
    Vlim = 58000, -- limit velocity [mm/min] (must be below 60000 mm/min)
    nil
  }, -- A3

  A4 = {
    Plim = 100, -- limit position [mm]
    Vlim = 10000, -- limit velocity [mm/min] (must be below 40000 mm/min)
    nil
  }, -- A4

  R5 = {
    Plim = 15, -- limit position [°]
    Vlim = 142000, -- limit velocity [°/min] (must be below 144000 °/min)
    nil
  }, -- R5

  nil
} - AxisMotion
```

Figura 3—61 Parametri di configurazione del sottoprogramma di movimentazione

La linearità del movimento della piattaforma rispetto al movimento dell'asse nell'intero campo di lavoro permette che, anche se la posizione di riferimento della piattaforma scelta non è quella di progetto, il movimento risultante non sia distorto, ma solo traslato. Ovviamente in queste condizioni di asimmetria non è assicurato il non raggiungimento dei fincorsa meccanici.

Il file di configurazione è rappresentato in figura 3-61.

In esso come già detto si individuano due zone: una prima parte in cui si definisce la geometria del mock-up attraverso i parametri $DV1$, $DA2$, $DA3$ e $DL0$, e una seconda parte in cui si definiscono i parametri di lavoro degli azionamenti. Per ogni motore si definiscono la posizione e la velocità limite ($PLim$ e $VLim$). Tali parametri, sono espressi nelle unità di misura idonee per il motore a cui si riferiscono (rispettivamente $[^\circ]$ e $[^\circ/min]$ per i motori "rotativi" $R1$ e $R5$, $[mm]$ e $[mm/min]$ per i motori "assiali" $A2$, $A3$ e $A4$) e sono intesi in valore assoluto, cioè come limite massimo o minimo a seconda del verso del movimento.

Il sottoprogramma di movimentazione è stato denominato *AxisMotion* e raccolto nella libreria a collegamento dinamico *AxisMotion.dll*. Il programma principale può richiamare quattro funzioni: *AxisMotion_Initialize*, *AxisMotion_SetPosition*, *AxisMotion_GetPosition* e *AxisMotion_Shutdown*. La prima funzione predispose la memoria per immagazzinare i dati, legge i parametri di movimentazione dal file di configurazione, avvia il sistema di movimentazione e memorizza la posizione attuale di tutti gli assi. La seconda, ad ogni passo di integrazione quando chiamata dal programma principale, converte i dati in ingresso in posizioni compatibili per gli azionamenti e sposta i motori. La terza legge la posizione attuale dei motori, converte i dati letti in dati compatibili e restituisce i dati elaborati. L'ultima funzione interrompe la riproduzione del movimento, riporta gli assi lentamente alla posizione iniziale, disattiva il sistema di movimentazione e libera la memoria utilizzata.



Figura 3—62: Elenco delle funzioni e delle operazioni per *AxisMotion.dll*

3.8 IL PROGRAMMA PRINCIPALE

Il programma principale deve gestire la simulazione coordinando le varie funzioni. Suo compito è gestire i comandi di avvio e arresto della simulazione, gestire il ciclo di integrazione e impostare i dati della simulazione, deve, inoltre, dare la possibilità di salvare i dati durante la simulazione.

Il programma principale è stato denominato *SafeBike.exe*.

All'avvio del programma viene letto il file lua di configurazione della simulazione, rappresentato nelle figure da 3-63 a 3-67, in cui sono stabiliti i valori di default di alcuni parametri. In questo file è possibile stabilire se l'applicazione verrà avviata in modalità schermo intero o in finestra attraverso il parametro booleano *FullScreen*, se permettere la visualizzazione delle barre per le grandezze (*ScopeEnable*) viste nel paragrafo del sottoprogramma grafico ma in realtà gestite dal programma principale, e, se attive, permette di stabilire il loro aspetto attraverso i parametri *ScopeInAWindow* e *ValuesInLegend*. È possibile impostare se utilizzare o meno tutte le librerie dinamiche (modalità utile in fase di costruzione e di debug) dei sottoprogrammi, la modalità di scrittura su file delle azioni durante il caricamento delle librerie dinamiche (*VerboseOutput*) o durante la simulazione (*SimulationStepOutput*).

La visualizzazione delle barre verticali per l'andamento delle grandezze, anche se farebbe più propriamente parte della rappresentazione grafica, è al momento gestita dal programma principale, visto che esso ha accesso a tutte le grandezze rappresentabili.

```
-- -----  
-- -----  
-- ----- SafeBike Main Configuration file -----  
-- -----  
-- -----  
  
-- Main Application Options  
FullScreen = true;  
ScopeEnable = true;  
ScopeInAWindow = false -- true: scope is in a separate window  
ValuesInLegend = true; -- true: values are printed inside the scope's legend  
  
-- ACTIVE MODULES  
UseSensors = true;  
UseBikeDynamics = true;  
UseWashout = true;  
UseAxisMotion = true;  
UseGraphics = true;  
UseSound = true;  
  
-- Set Output Information Level  
VerboseOutput = true;  
SimulationStepOutput = false;
```

Figura 3—63: File con parametri configurabili del programma principale

Come detto precedentemente, ogni libreria dinamica ha bisogno di un file di configurazione (di formato lua o rdf) che consente di impostare i parametri variabili della simulazione. Allo scopo di indicare quali file di configurazione usare per ciascuna libreria, è stato inserito un elenco dei file di

default da utilizzare: per i sensori *SensorInitFile*, per il modello dinamico *MotorcycleDefaultMotoFile* per definire il veicolo e *MotorcycleDefaultRoadFile* per il terreno, per il filtro di washout *WashoutInitFile*, per la grafica *GraphicInitFile* e per la superficie stradale *GraphicDefaultTrackFile*, per il suono *SoundInitFile*, per la movimentazione *AxisMotionInitFile*. Anche se è inserito in questo gruppo, è diverso il significato del parametro *TelemetryDefaultBaseName*, che indica il nome di riferimento da usare per l'eventuale salvataggio dei dati di telemetria e non un file di configurazione da leggere. Per evitare di sovrascrivere i dati di diverse simulazioni, al nome di base il programma principale aggiunge automaticamente nel nome la data e l'ora a cui è avvenuta la simulazione.

```
-- DEFAULT FILES
SensorInitFile           = ".\\Sensors.lua";
MotorcycleDefaultMotoFile = "..\\Bikes\\MotoGP_2007-11-08.lua";
MotorcycleDefaultRoadFile = "..\\Tracks\\egg3D.rdf";
WashoutInitFile         = ".\\Washout.lua";
GraphicInitFile         = ".\\3DGraph\\SBGraph.lua";
GraphicDefaultTrackFile = "..\\Tracks\\egg3D.rdf";
SoundInitFile           = ".\\Sounds\\SBSound.lua";
AxisMotionInitFile      = ".\\AxisMotion.lua";
TelemetryDefaultBaseName = "..\\Telemetry\\Telemetry";
```

Figura 3—64: Elenco dei file di configurazione da usare

Successivamente, nel file di configurazione del programma principale, sono disposti alcuni parametri aggiuntivi specifici per ogni sottoprogramma. Per il sottoprogramma di acquisizione sono definiti i sensori attivi, effettivamente letti durante la simulazione, e quelli non attivi attraverso un parametro booleano. Questo per permettere di usare il simulatore anche nel caso un sensore non sia disponibile: nel caso un sensore non sia attivo il valore passato all'integratore è costantemente 0. Per il modello dinamico gli angoli massimi di rollio e beccheggio (espressi in $[rad]$) che interrompono la simulazione perché il veicolo è considerato caduto. Per il sottoprogramma di movimentazione gli assi attivi e gli angoli massimi di rollio e beccheggio riproducibili.

```
-----
-- -----
-- ----- MODULES SETTINGS -----
-- -----
--
--          ----- SENSORS -----
--
-- Sensors Active
SteeringTorqueActive = true;
ThrottleActive       = true;
FrontBrakeActive     = true;
```

```

RearBrakeActive          = true;
GearActive                = true;
ClutchActive             = true;
RiderLeanActive          = true;
RiderPitchActive         = true;

--                      ----- DYNAMIC SYMULATION -----

MotorcycleRollAbsMax    = 1.5;  -- rad, max motorcycle ROLL  angle(+/-)
MotorcyclePitchAbsMax   = 1.5;  -- rad, max motorcycle PITCH angle(+/-)

--                      ----- WASHOUT FILTER -----

--                      ----- AXISMOTION -----

PlatformRollActive     = true;
PlatformYawActive       = true;
PlatformLatPosActive   = true;
PlatformPitchActive     = true;
PlatformSteerActive    = true;

PlatformRollAbsMax     = 1.0;  -- rad, max platform ROLL angle(+/-)
PlatformYawAbsMax      = 2.0;  -- rad, max platform YAW angle(+/-)

```

Figura 3—65: Parametri aggiuntivi per i sottoprogrammi

Per il sottoprogramma grafico i parametri da definire sono in numero maggiore e riguardano tutte le informazioni visive aggiuntive oltre il tracciato. È possibile definire la presenza o meno del cruscotto e della linea tratteggiata (*Cockpit*), la frazione di inclinazione riprodotta dall'inclinazione della linea tratteggiata (*CockpitRollPercentage*) e quella riprodotta dal tracciato (*TrackRollPercentage*).

I valori di *CockpitRollPercentage* e *TrackRollPercentage* sono tra di loro indipendenti in modo da poter più facilmente impostare la rappresentazione grafica, tuttavia solo se $CockpitRollPercentage + TrackRollPercentage = 1$, l'angolo compreso tra l'orizzonte e la linea tratteggiata è quello reale.

È possibile definire la presenza dell'indicatore della velocità di avanzamento (*VelocityGauge*) o del numero di giri (*RPMGauge*), la dimensione (parametro *VelocityGauge_Scale* e *RPMGauge_Scale*) e la posizione sullo schermo (parametri *VelocityGauge_x*, *VelocityGauge_y*, *RPMGauge_x* e *RPMGauge_y*). La dimensione è espressa in valore normalizzato alla dimensione della figura caricata in memoria, mentre la posizione in termini normalizzati alla dimensione dello schermo.

È, poi, possibile definire la presenza dell'indicatore della marcia inserita (*GearGauge*), la dimensione del numero (*GearGauge_Scale*) e la sua posizione sullo schermo (*GearGauge_x* e *GearGauge_y*). Anche in questo caso la dimensione è espressa in valore normalizzato alla dimensione dei caratteri caricati in memoria, mentre la posizione in termini normalizzati alla dimensione dello schermo.

Infine, con parametri analoghi, è definibile l'indicatore dell'accelerazione longitudinale e laterale: *GAccelerationGauge*, *GAccelerationGauge_Scale*, *GAccelerationGauge_x* e *GAccelerationGauge_y*. L'accelerazione viene rappresentata normalizzata all'accelerazione di gravità.

```

----- GRAPHICS GAUGES -----
-- Cockpit
Cockpit = true;
CockpitRollPercentage = 0.4;
TrackRollPercentage = 0.6;
-- Velocity
VelocityGauge = true;
VelocityGauge_Scale = 0.26;
VelocityGauge_x = 0.61;
VelocityGauge_y = 0.18;
-- RPM
RPMGauge = true;
RPMGauge_Scale = 0.26;
RPMGauge_x = 0.38;
RPMGauge_y = 0.18;
-- Gear
GearGauge = true;
GearGauge_Scale = 1.2;
GearGauge_x = 0.484;
GearGauge_y = 0.15;
-- G-Acceleration
GAccelerationGauge = true;
GAccelerationGauge_Scale = 0.4;
GAccelerationGauge_x = 0.82;
GAccelerationGauge_y = 0.2;

```

Figura 3—66: Parametri aggiuntivi per il sottoprogramma grafico

Infine, sono definite le grandezze da visualizzare nel diagramma a barra verticale e i valori limite della barra (parametri *min* e *max*). È possibile visualizzare una, o più, tra le grandezze di ingresso o uscita da ciascun sottoprogramma, specificandone il nome con il parametro *Label*. È, comunque, meglio limitare il loro numero al massimo a quattro per evitare che si sovrappongano troppo alla rappresentazione grafica del tracciato. Per specificare univocamente la grandezza è necessario utilizzare l'espressione seguente:

$SP : NomeGrandezza [u]$

3—27

in cui: SP è un codice identificativo del sottoprogramma a cui si fa riferimento;

$NomeGrandezza [u]$ è il nome della grandezza da rappresentare, come è indicato nell'elenco delle variabili di uscita da ciascuna dll.

SP può assumere i seguenti valori: Se per il sottoprogramma di acquisizione, Ax per una delle posizioni comandate alla piattaforma, Pl per una delle posizioni della piattaforma, Mo per una delle variabili di uscita del sottoprogramma di integrazione, Wa per una delle grandezze in uscita dal sottoprogramma i washout.

```

----- SCOPE -----
-- NOTE ON SYNTAX
-- The syntax to define a scoped label is
--
-- <Module code>: <Label name>
--
-- Where <Module Code> could be one of the following:
-- 'Se' : Sensors
-- 'Pl' : Platform configuration
-- 'Mo' : Motorcycle outputs
-- 'Wa' : Washout outputs
-- 'Ax' : AxisMotion position commands
--
-- Example: to scope the steering torque value use
-- 'Se: '

ScopeLabels = {
    {
        Label = "Se: SteeringTorque[Nm]",
        min   = -100.0,
        max   = 100.0
    },
    nil
};

```

Figura 3—67: Parametri di configurazione delle barre verticali

La maggior parte di questi parametri può essere modificata anche a programma avviato attraverso l'interfaccia grafica del programma principale.

Sotto alla finestra grafica è posta una zona che raccoglie i principali comandi e restituisce alcune informazioni sull'andamento della simulazione. È possibile impostare il tempo del ciclo di integrazione (*Simulation step*) in $[ms]$, e verificare, durante la simulazione, il rispetto del valore impostato attraverso i parametri: *Real time*, *Simulation time*, *Average Cycle*, *Average timing*.

È predisposto lo spazio in cui verranno scritti gli eventuali messaggi di errore o di avviso, e un tasto per il riavvio del motore, il cui utilizzo verrà spiegato nel seguito.

L'abilitazione del salvataggio dei dati di telemetria e la visualizzazione delle barre possono essere impostati solo nella zona dei comandi principali e solo prima dell'avvio della simulazione.



Figura 3—68: Comandi principali

La finestra di impostazioni generali, richiamata dalla pressione del tasto *Settings* prima dell'avvio della simulazione, permette di scegliere:

- il veicolo da usare (*Motorcycle data file*) attraverso i tasti *Edit* (sceglie un diverso file da una elenco) e *Change* (apre il file in uso con un editor di testo per effettuare la modifica dei parametri);
- il tracciato da seguire (*Scenario file*) attraverso i tasti *Edit* (sceglie un diverso file da una elenco) e *Change* (apre il file in uso con un editor di testo per effettuare la modifica dei parametri);
- il nome di riferimento per i file di telemetria (*Telemetry file*) attraverso il tasto *Change* (si scrive il nuovo nome, eventualmente con il nome della cartella in cui salvarlo);

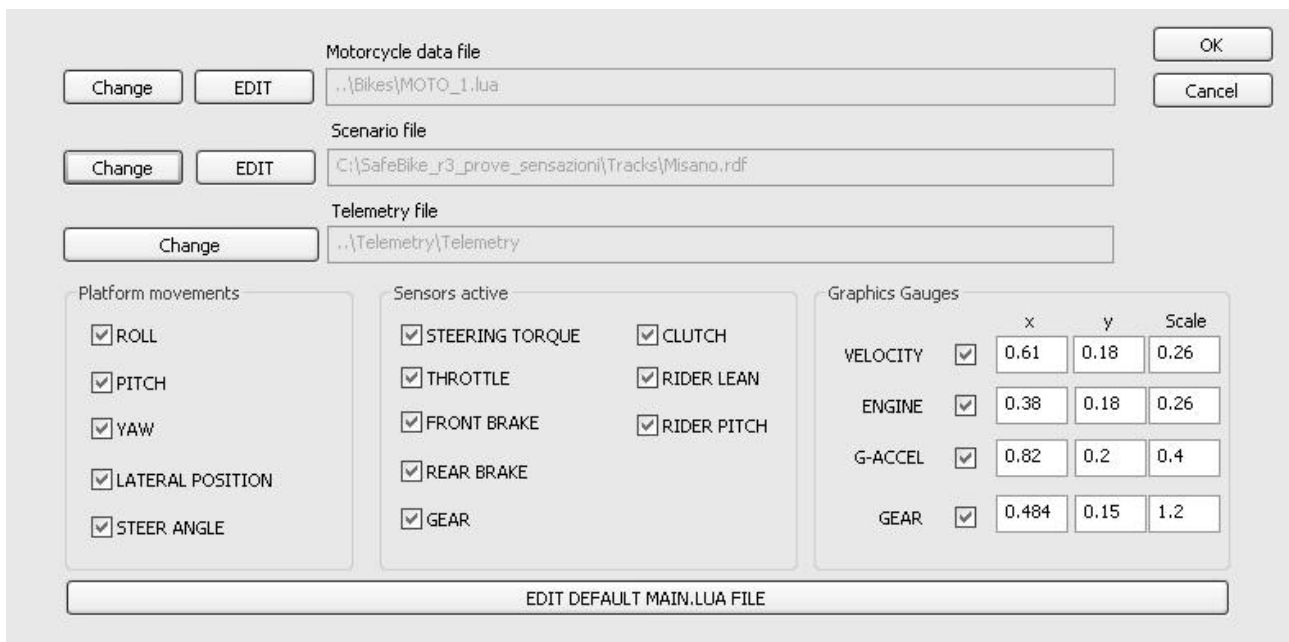


Figura 3—69: Finestra delle impostazioni generali

- i sensori (*Sensors active*) e i movimenti (*Platform movements*) attivi;
- quali indicatori rappresentare (*Graphics Gauges*) e il loro aspetto.

È possibile, inoltre, aprire il file di configurazione del programma principale con un editor di testo e modificare la configurazione di base.

Tutte le modifiche apportate ai file devono essere rese attive, salvando il file, prima dell'avvio della simulazione affinché vengano effettivamente applicate.

Per modificare la rappresentazione delle barre è possibile aprire la finestra di configurazione corrispondente attraverso la pressione del tasto *Set*, prima dell'avvio della simulazione.

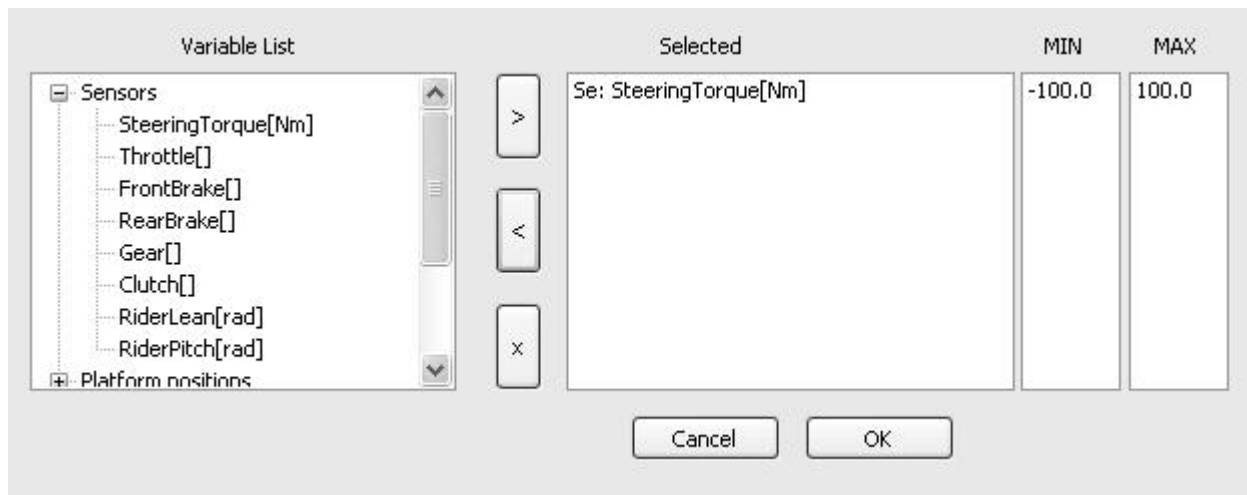


Figura 3—70: Finestra della visualizzazione delle barre verticali

È possibile scegliere quali grandezze rappresentare tra quelle disponibili nella colonna *Variable list*, spostandole nella colonna *Selected* con l'uso dei tasti *>* (aggiunge la variabile selezionata), *<* (rimuove la variabile selezionata) o *x* (rimuove tutte le variabili). Una volta scelte le variabili da visualizzare è possibile stabilire i limiti minimo e massimo della barra (*MIN* e *MAX*).

Durante la simulazione tutti i comandi sono disabilitati, tranne il comando di arresto e quello di riavvio del motore.



Figura 3—71: Comandi principali durante la simulazione

Il riavvio del motore si rende necessario quando il numero di giri dello stesso scende al di sotto del valore impostato *nwrn* nel modello del veicolo. Come in un veicolo reale, affinché il riavvio abbia successo, è necessario che nessun carico sia applicato al motore virtuale: il pilota deve perciò inserire la marcia nulla oppure tirare la leva della frizione.

3.8.1 LA SIMULAZIONE

Il cuore del programma principale è la gestione della simulazione, durante la quale esso deve inizializzare i sottoprogrammi, richiamare nell'ordine corretto tutti i sottoprogrammi, trasferire le grandezze di uscita da un sottoprogramma all'ingresso del successivo, gestire la sincronizzazione del tempo virtuale dell'integrazione con il tempo realmente trascorso, richiamare le procedure di chiusura per ogni sottoprogramma e salvare, eventualmente, i dati della telemetria.

Durante la fase di inizializzazione del modello del veicolo, può succedere che l'angolo di beccheggio del veicolo stesso non sia nullo in condizioni statiche. Per evitare che, quando viene mossa la piattaforma ci sia un brusco assestamento, si è preferito considerare il veicolo sempre con angolo di beccheggio nullo, sottraendo il valore iniziale a tutti i successivi valori dell'angolo di beccheggio, prima di trasferirli al sottoprogramma di washout. Solo nei dati della telemetria è mantenuto il valore originale.

All'ingresso dell'integratore sono richiesti otto ingressi: coppia allo sterzo, posizione normalizzata dell'acceleratore, azione sulle leve dei freni, cambio di marcia, azione sulla leva della frizione, posizione di rollio del pilota, posizione di beccheggio del pilota, che sono essenzialmente quelli di uscita dal sottoprogramma di acquisizione, con alcune precisazioni.

Al momento non è disponibile il sensore di inclinazione di beccheggio e l'uscita corrispondente è posta uguale a 0 direttamente dal sottoprogramma di acquisizione.

La posizione di rollio richiesta dal modello del veicolo è quella relativa tra busto del pilota e telaio del veicolo, mentre il sensore utilizzato misura l'inclinazione assoluta rispetto alla verticale. Per ovviare a questo problema il programma principale, prima di passare il dato all'integratore, sottrae all'inclinazione misurata, l'inclinazione teorica che la piattaforma dovrebbe assumere (uscita *PlatformRoll[rad]* dal sottoprogramma di washout) al termine del ciclo precedente.

Durante la simulazione vengono costantemente aggiornati i valori di *Real time*, *Simulation time*, *Average Cycle*, *Average timing*.

La grandezza *Real time*, rappresenta il tempo trascorso tra l'istante di avvio della simulazione e l'istante attuale in $[s]$, la grandezza *Simulation time*, sempre espressa in $[s]$, rappresenta, invece, il tempo trascorso tra l'istante di avvio della simulazione e l'istante attuale nel mondo virtuale, controllato dall'integratore, come sommatoria dei tempi di integrazione.

La grandezza *Average Cycle* indica il tempo medio trascorso, in $[ms]$, tra la chiamata dell'integratore e il trasferimento dei parametri elaborati al programma principale sugli ultimi cicli di simulazione. La grandezza *Average timing* indica il tempo medio trascorso, in $[ms]$, tra l'inizio di un passo di simulazione e l'inizio del successivo.

Confrontando tali dati è possibile seguire l'evoluzione temporale della simulazione e vedere la corrispondenza tra il tempo simulato (trascorso per l'integratore) e il tempo realmente trascorso.

La stretta corrispondenza tra i valori di *Real time* e *Simulation time*, è dovuta alla gestione del tempo di integrazione passato all'integratore. Per scandire l'inizio del ciclo di integrazione si utilizza il normale timer interno del PC che ha, però, una risoluzione di 1 ms e può, perciò, creare una differenza rilevante tra il tempo simulato e il tempo reale. Per risolvere il problema si utilizza lo stesso tale timer, vista la facilità di implementazione del controllo del ciclo, ma si modifica il tempo di integrazione in modo da tener conto del tempo trascorso fino al ciclo precedente. Per misurare la differenza di tempo tra *Real time* e *Simulation time* si utilizza come riferimento la frequenza di calcolo del processore e ciò permette di avere una risoluzione di 1 μs .

È possibile verificare che, con un passo di integrazione di 30 ms, il valore di *Average Cycle* è quasi sempre inferiore a un quarto del passo di integrazione, ciò significa che l'integratore impiega meno del tempo reale per calcolare un nuovo passo di integrazione. Non è prudente, comunque, ridurre il passo di integrazione, perché in alcuni casi si osserva che *Average Cycle* raggiunge anche il valore di metà del passo di integrazione, e considerando che è mediato, ciò significa che in alcuni casi sono molto vicini.

Confrontando il valore di *Average timing* con quello del passo di integrazione impostato è possibile notare la stretta corrispondenza tra il passo di integrazione stabilito e quello effettivo, grazie sia alla bontà dell'integratore, sia al sistema di calcolo ad elevate prestazioni.

Il salvataggio dei dati di telemetria avviene, quando attivato, secondo il seguente algoritmo che sfrutta la creazione delle liste di dati. All'inizio della simulazione, dopo l'inizializzazione di tutti i sottoprogrammi si determina il numero di variabili da salvare e si alloca lo spazio per salvare un passo di integrazione. Successivamente ad ogni ciclo di integrazione vengono salvate le grandezze di uscita da tutti i sottoprogrammi e viene allocato lo spazio per memorizzare una nuova serie di variabili. Solo al termine della simulazione tutti i dati vengono salvati in un file che avrà come nome il nome di riferimento definito in *Telemetry file* o nel file di configurazione, con l'aggiunta della data e dell'ora a cui è avvenuta la simulazione.

La procedura è stata scelta perché è più veloce memorizzare i dati nella memoria RAM del PC che scriverli in un file sul disco rigido. Ci sono tuttavia due controindicazioni principali: se il programma principale dovesse arrestarsi in modo errato, prima del salvataggio nel file, tutti i dati andrebbero persi; con l'avanzare della simulazione una parte sempre maggiore della RAM è occupata dai dati della telemetria. Considerando, tuttavia, che il numero totale di grandezze salvate è inferiore a 100 e che ogni valore occupa lo spazio di 64 bit, prima di arrivare ad una quota rilevante sarebbe necessaria almeno un'ora di simulazione ininterrotta.

CAPITOLO 4 LE PROVE REALIZZATE

4.1 REALIZZAZIONE DI UN MODELLO DI VEICOLO

Per creare un veicolo da usare al simulatore la procedura da seguire è la seguente:

1. impostare i parametri costanti del veicolo;
2. impostare i parametri variabili con la velocità;
3. eseguire l'analisi di stabilità del veicolo;
4. eseguire delle prove sul simulatore;
5. ripetere i punti da 2 a 4 per modificare i soli parametri variabili e valutarne gli effetti;
6. ripetere i punti da 1 a 5 per modificare anche i parametri costanti.

Per impostare i parametri costanti del veicolo ci si basa solitamente sui dati di un veicolo reale. Grazie alle strumentazioni presenti in laboratorio è possibile stabilire tutte le dimensioni geometriche e inerziali dei corpi rigidi considerati nel modello dinamico. Sono, inoltre, disponibili le caratteristiche degli pneumatici attualmente utilizzati sulle motociclette ottenute da misurazioni effettuate su di un macchinario appositamente studiato [12]. Al momento non sono disponibili strumenti adatti alla misurazione delle prestazioni dei gruppi molla ammortizzatore, del motore e della resistenza aerodinamica.

È possibile, tuttavia, ottenere un stima di questi dati dalla consultazione di riviste specializzate o per similitudine con altri veicoli di cui già si conoscono tali valori.

Nell'utilizzare i dati di un veicolo reale è tuttavia necessario tener presente che il modello utilizzato è a corpi rigidi, e alcuni effetti dovuti alla deformabilità non sono riproducibili. È questo il caso ad esempio del modo di wobble che è notevolmente influenzato dalla deformabilità della forcella anteriore. Se si prendono i dati di una motocicletta reale e li si introduce nel modello è possibile osservare che il modo di wobble è instabile in un ampio campo di velocità, se non addirittura in tutto il campo di utilizzo del veicolo. Per risolvere questo problema è necessario aumentare il valore reale del coefficiente di smorzamento dell'ammortizzatore di sterzo per tener conto della deformabilità della sospensione anteriore.

Un volta scelti i parametri costanti del veicolo è possibile visualizzarne graficamente le caratteristiche attraverso il grafico dei modi di vibrare e quello di coppia allo sterzo necessaria per percorrere una curva a velocità costante.

Dall'osservazione dei grafici ottenuti è possibile fare le normali considerazioni che si farebbero su un veicolo reale tenendo conto, però, che in questo caso è necessario evitare le instabilità a bassa velocità perché esse, pur non essendo eccessivamente pericolose nella guida reale, sono difficilmente controllabili nel simulatore [16]. È, inoltre, possibile modificare notevolmente la

coppia applicata allo sterzo scegliendo liberamente le caratteristiche degli pneumatici, soprattutto anteriore [17].

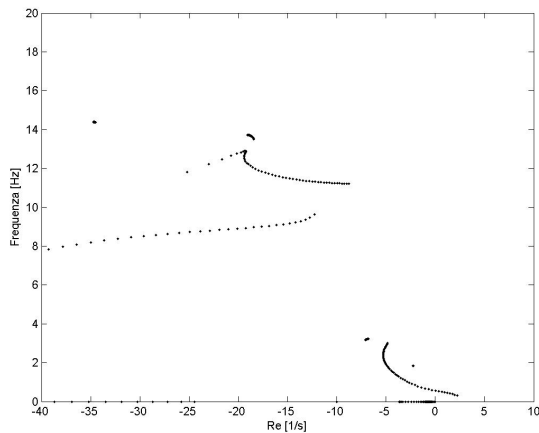


Figura 4—1: Modi di vibrare

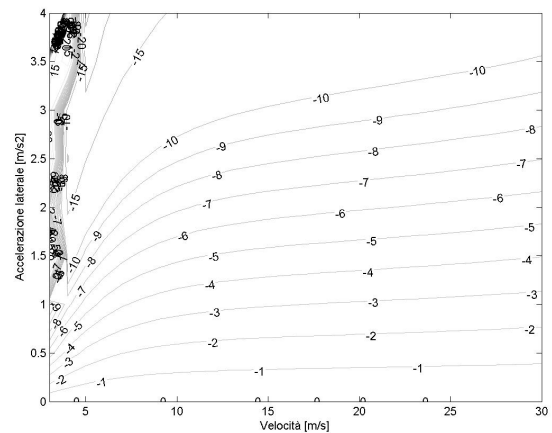


Figura 4—2: Coppia allo sterzo

Nel modello virtuale del veicolo sono disponibili, come già detto, alcuni parametri aggiuntivi che permettono di eliminare le instabilità ma che non esistono in un veicolo reale e due controllori. I parametri variabili sono: $u0T$, $u0G$, $CoG_Zposition$, $rear_tire_toroid_radius$, $front_tire_twist$, $steer_damper$ e $steer_torque_speed_gains$. Solo utilizzando questi parametri è possibile ottenere alcuni miglioramenti, ma di solito non la completa scomparsa delle instabilità.

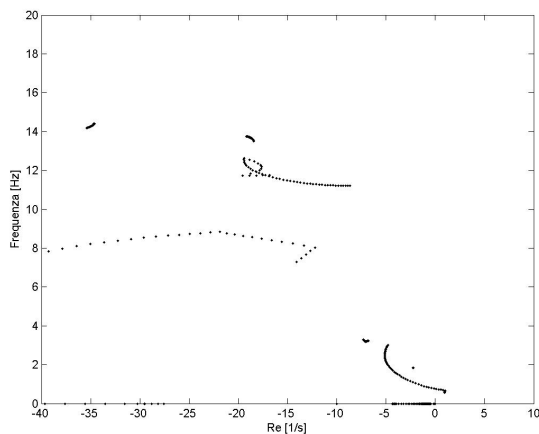


Figura 4—3: Riduzione dell'instabilità di weave

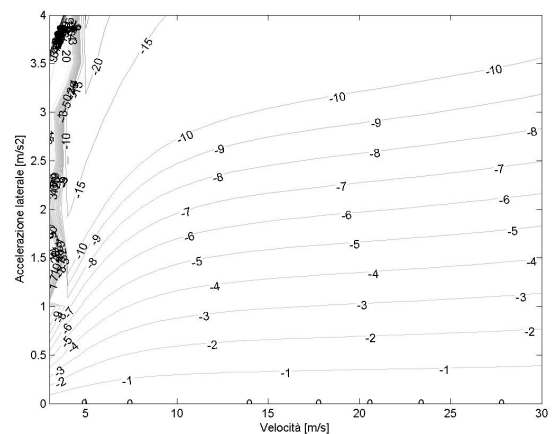


Figura 4—4: Riduzione della coppia allo sterzo

Il controlli che creano la coppia “magica” $MXmgc$, a partire dalle variabili phi , $phidot$, $delta$ e tau sono quelli che maggiormente contrastano le instabilità, e che, grazie al numero elevato di ingressi e di parametri, permettono di cambiare maggiormente il comportamento del veicolo.

Aumentando opportunamente la coppia $MXmgc$ proporzionale a ϕ e $\dot{\phi}$, nel campo tra 0 e 10 m/s è possibile ad esempio eliminare completamente le instabilità, senza modificare troppo l'andamento della coppia allo sterzo.

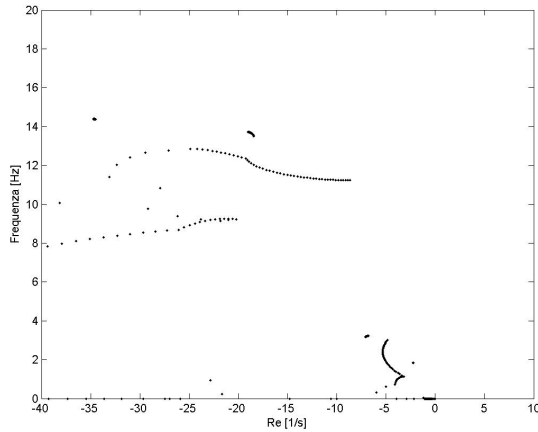


Figura 4—5: Eliminazione delle instabilità

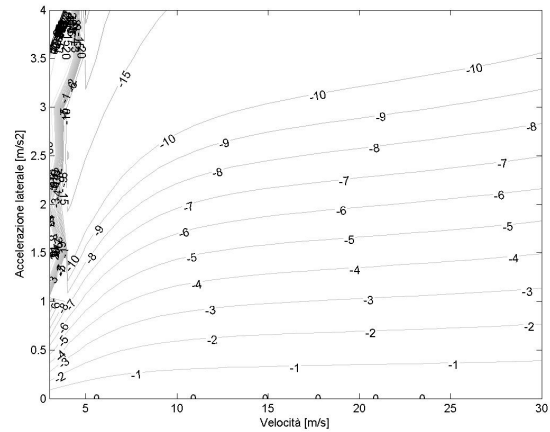


Figura 4—6: Mantenimento della coppia allo sterzo

Se, invece, si desidera trasformare più profondamente l'andamento della coppia allo sterzo, come è stato fatto per le moto denominate “Easy to drive” e “Direct drive”, utilizzate nelle prove di adattamento dei piloti descritte nel paragrafo seguente, è necessario modificare anche i controlli proporzionali a δ e τ .

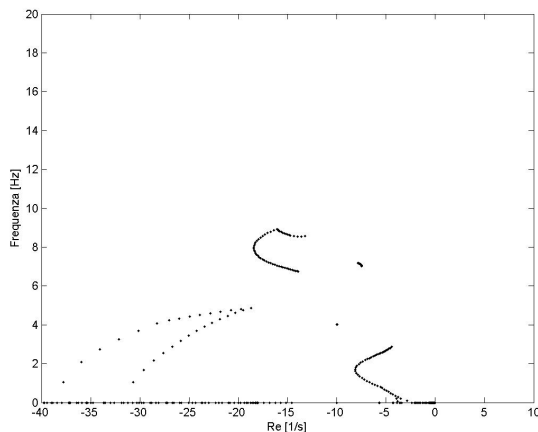


Figura 4—7: Modi di vibrare per veicolo “Easy to drive”

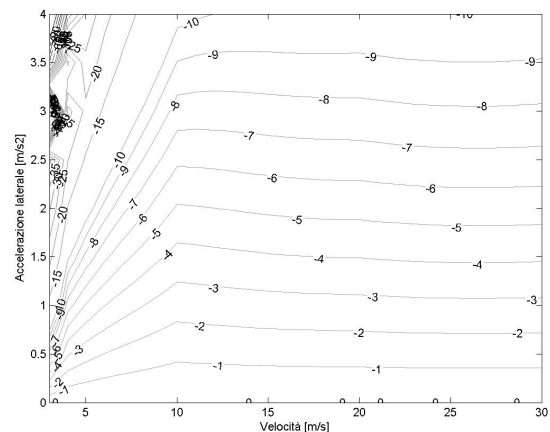


Figura 4—8: Coppia allo sterzo per veicolo “Easy to drive”

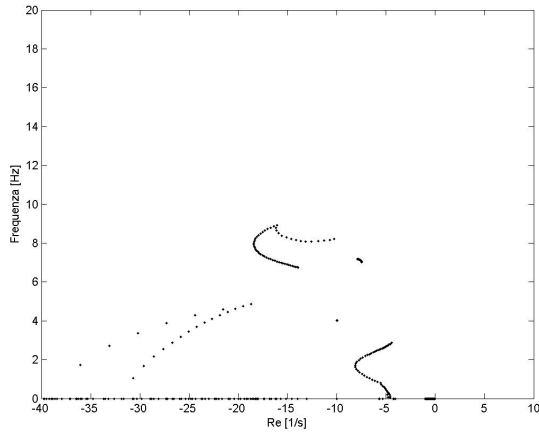


Figura 4—9: Modi di vibrare per veicolo “Direct drive”

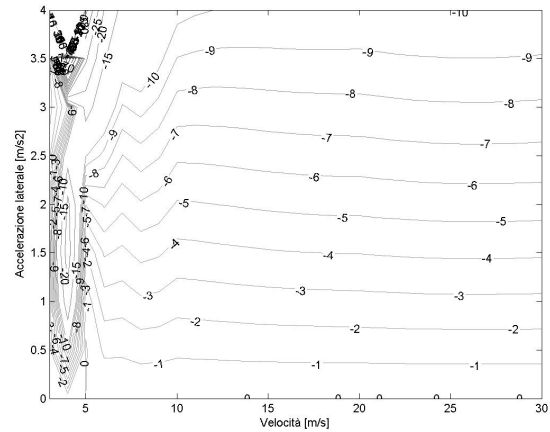


Figura 4—10: Coppia allo sterzo per veicolo “Direct drive”

Il controllore LQR è stato introdotto per sostituire il pilota a velocità inferiore alla velocità specificata nel parametro *lqr_max_speed*. Esso non ha particolare influenza sui modi di vibrare e sulla coppia applicata allo sterzo, anche se il suo contributo alla facilità di guida avvertita dal pilota è notevole.

Come ulteriore verifica della stabilità del veicolo realizzato è stata introdotta anche la verifica della risposta del modello dinamico ad un gradino di coppia allo sterzo a bassa velocità. La velocità è stata regolata attraverso il comando dell’acceleratore e la marcia inserita. La verifica, prevede una durata di simulazione di 10 s ed è stata condotta in due condizioni:

prova 1

- marcia 1;
- acceleratore 0.1;
- ampiezza gradino 10 Nm ;

prova 2

- marcia 1;
- acceleratore 0.2;
- ampiezza gradino 30 Nm .

Vengono rappresentati l’andamento nel tempo dell’angolo di rollio e della velocità di avanzamento. Affinché il test sia superato è necessario che sia l’angolo di rollio che la velocità di avanzamento rimangano limitati.

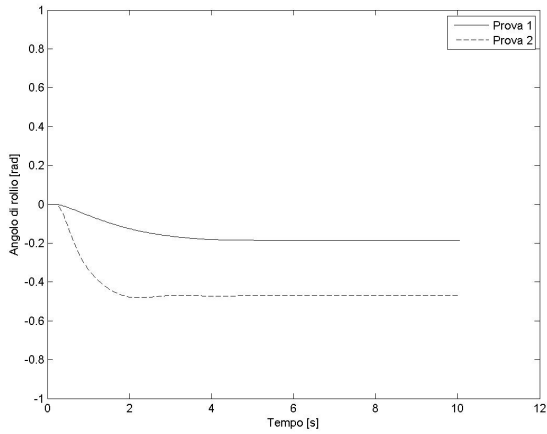


Figura 4—11: Test superato

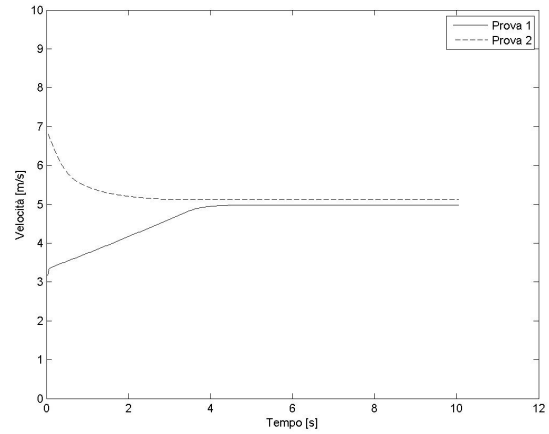


Figura 4—12: Test superato

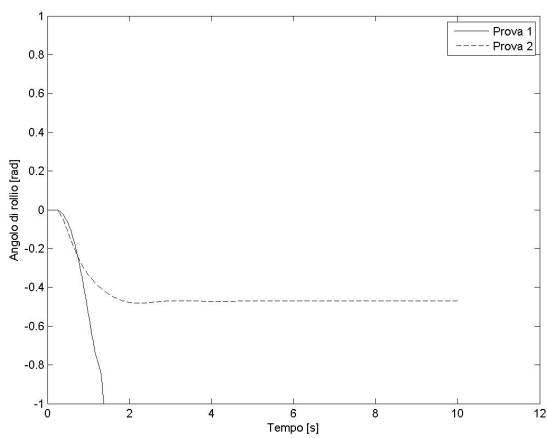


Figura 4—13: Test non superato

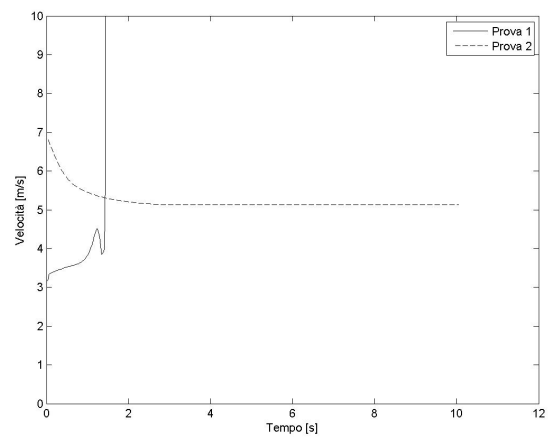


Figura 4—14: Test non superato

Tale verifica indica anche se il veicolo realizzato avrà un comportamento sempre controsterzante o se ha una zona con guida diretta.

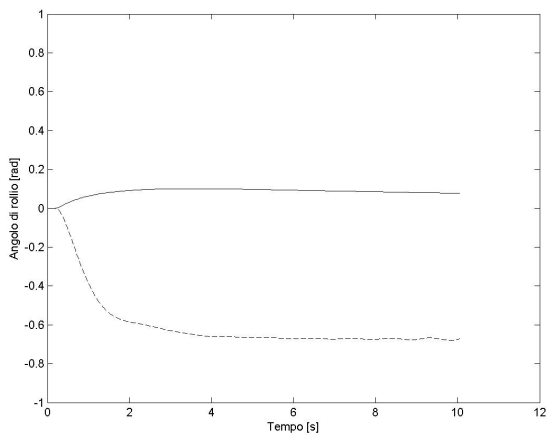


Figura 4—15: Verifica di stabilità “Direct drive”, angolo di rollio

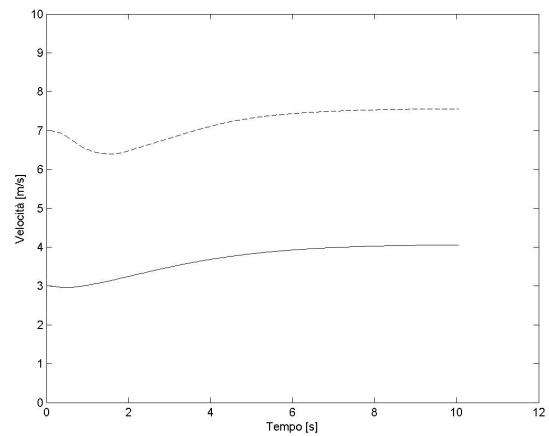


Figura 4—16: Verifica di stabilità “Direct drive”, velocità di avanzamento

Nel caso della motocicletta “Direct drive”, infatti, l’angolo di rollio assume valori finali di segno opposto nelle due prove. A bassa velocità l’applicazione della coppia positiva comporta un angolo di rollio positivo, mentre ad alta velocità la coppia positiva comporta, come avviene normalmente un angolo di rollio negativo.

Una volta individuato un buon veicolo con il procedimento ora illustrato, è stato comunque necessario eseguire una serie di test con piloti esperti in modo da capire se i risultati previsti numericamente sono effettivamente avvertiti anche dal tester. Per questo motivo sono state mantenute anche configurazioni con andamento della coppia in funzione della velocità e dell’accelerazione laterale abbastanza irregolare, con concentrazioni di coppia. In effetti si può notare come tali zone siano difficilmente raggiungibili visto che comportano angoli di rollio elevati a velocità ridotta. In altri casi, invece, come il modello “Direct drive”, esso è stato mantenuto perché è stato l’unico realizzabile.

4.2 PROVE DI ADATTAMENTO DEI PILOTI

Al fine capire come la moto simulata possa essere percepita dall’utente medio, è stata eseguita una serie di prove su 19 tester che non avevano mai utilizzato il simulatore di guida. Ai tester sono state fatte eseguire prove di partenza, slalom e giro di pista su tre differenti varianti di un medesimo modello di veicolo.

Il modello base del veicolo è denominato “Easy to drive”, ed è stato creato in modo da ottenere una motocicletta simulata facile da guidare, perché richiede una coppia ridotta allo sterzo, per eseguire la maggior parte delle manovre.

La prima variante, denominata “Direct drive”, invece, si comporta, fino alla velocità di circa 20 *km/h*, come un’automobile, in cui l’angolo dello sterzo è proporzionale alla coppia. Oltre tale velocità riprende a comportarsi come il modello di base, in cui l’angolo di sterzo è opposto al verso della coppia applicata.

La seconda variante, infine, chiamata “Rider drive”, si differenzia dal modello base perché è attivo il sensore che misura l’angolo di inclinazione del pilota rispetto al telaio attorno all’asse di avanzamento.

Per ottenere questi diversi comportamenti, con un passaggio regolare da un comportamento all’altro, si è agito sul modello della motocicletta in alcuni parametri. Non essendo nota a priori la confidenza dei tester con l’utilizzo del cambio di una motocicletta, ed essendo più interessati all’utilizzo dello sterzo e di acceleratore e freni, si è ritenuto opportuno impostare la frizione di tutte i modelli nella modalità automatica.

Nella tabella 4-1 si presentano le differenze esistenti tra le tre configurazioni:

Easy to drive	Direct drive	Rider drive
<pre>--speed added to actual velocity when computing tire kinematics u0T= {vehicle speed, additional speed} { 0.0, 0.1},--[m/s] { 1.0, 0.1},--[m/s] ----- { 2.8, 32.0},--[m/s] - 10 km/h { 5.6, 16.0},--[m/s] - 20 km/h {11.2, 8.0},--[m/s] - 40 km/h {20.0, 0.0},--[m/s]</pre>	<pre>--speed added to actual velocity when computing tire kinematics u0T= {vehicle speed, additional speed} { 0.0, 0.1},--[m/s] { 1.0, 0.1},--[m/s] ----- { 2.8, 32.0},--[m/s] - 10 km/h { 5.6, 16.0},--[m/s] - 20 km/h {11.2, 8.0},--[m/s] - 40 km/h {20.0, 0.0},--[m/s]</pre>	<pre>--speed added to actual velocity when computing tire kinematics u0T= {vehicle speed, additional speed} { 0.0, 0.1},--[m/s] { 1.0, 0.1},--[m/s] ----- { 2.8, 16.0},--[m/s] - 10 km/h { 5.6, 8.0},--[m/s] - 20 km/h {11.2, 0.0},--[m/s] - 40 km/h</pre>
<pre>-- speed added to actual velocity when computing gyroscopic effects u0G= {vehicle speed, additional speed} { 0.0, 0.0},--[m/s] { 1.0, 0.0},--[m/s] { 2.8, 2.0},--[m/s] - 10 km/h { 5.6, 1.0},--[m/s] - 20 km/h {11.2, 0.5},--[m/s] - 40 km/h</pre>	<pre>-- speed added to actual velocity when computing gyroscopic effects u0G= {vehicle speed, additional speed} { 0.0, 0.0},--[m/s] --{ 1.0, 0.0},--[m/s] --{ 2.8, 2.0},--[m/s] - 10 km/h --{ 5.6, 1.0},--[m/s] - 20 km/h {11.2, 0.0},--[m/s] - 40 km/h</pre>	<pre>-- speed added to actual velocity when computing gyroscopic effects u0G= {vehicle speed, additional speed} { 0.0, 0.0},--[m/s] { 1.0, 0.0},--[m/s] { 2.8, 2.0},--[m/s] - 10 km/h { 5.6, 1.0},--[m/s] - 20 km/h {11.2, 0.5},--[m/s] - 40 km/h</pre>
<pre>--CoG heigth variable with the speed CoG_Zposition={speed,whole_moto rcycle.gz} { 0.0, -0.450}, { 2.8, -0.450}, -- 10 km/h { 5.6, -0.500}, -- 20 km/h</pre>	<pre>--CoG heigth variable with the speed CoG_Zposition={speed,whole_moto rcycle.gz} { 0.0, -0.450*1.3}, { 0.0, -0.450*1.3}, -- 10 km/h { 5.6, -0.500*1.3}, -- 20 km/h</pre>	<pre>--CoG heigth variable with the speed CoG_Zposition={speed,whole_moto rcycle.gz} { 0.0, -0.450}, { 2.8, -0.450}, -- 10 km/h { 5.6, -0.500}, -- 20 km/h</pre>
<pre>-- rear tire cross radius variable with the speed { 0.0 , 0.310 }, {11.2 , 0.010 }, -- 40 km/h</pre>	<pre>-- rear tire cross radius variable with the speed { 0.0 , 0.310*0.1 }, {11.2 , 0.010 }, -- 40 km/h</pre>	<pre>-- rear tire cross radius variable with the speed { 0.0 , 0.310 }, {11.2 , 0.010 }, -- 40 km/h</pre>
<pre>-- front tire twisting_torque variable with the speed front_tire_twist = {speed, mr, tw} { 0.0, 0.030, 0.00},</pre>	<pre>-- front tire twisting_torque variable with the speed front_tire_twist = {speed, mr, tw} { 0.0, 0.160, 0.00}, { 2.8, 0.160, 0.00}, -- 10 km/h {11.2, 0.030, 0.00}, -- 40 km/h</pre>	<pre>-- front tire twisting_torque variable with the speed front_tire_twist = {speed, mr, tw} { 0.0, 0.030, 0.00},</pre>
<pre>steer_damper =</pre>	<pre>steer_damper =</pre>	<pre>steer_damper =</pre>

<pre>-- [Ns/rad] steering damper coefficient variable with the speed { 0.0 , 2.5 }, { 2.8 , 2.5 }, -- 10 km/h { 5.6 , 5.0 }, -- 20 km/h {20.0 , 10.0 }, {40.0 , 15.0 },</pre>	<pre>-- [Ns/rad] steering damper coefficient variable with the speed { 0.0 , 2.5 }, { 2.8 , 2.5 }, -- 10 km/h { 5.6 , 5.0 }, -- 20 km/h {20.0 , 10.0 }, {40.0 , 15.0 },</pre>	<pre>-- [Ns/rad] steering damper coefficient variable with the speed { 0.0 , 2.5 }, { 2.8 , 2.5 }, -- 10 km/h <u>{ 5.0 , 5.0 }, -- 20 km/h</u> {20.0 , 10.0 }, {40.0 , 15.0 },</pre>
<pre>phi = -- roll torque MX as a function of the roll angle <phi> -- MX = kk*phi*max(1+alpha*phi^2,0) -- kk is the stiffness, tabbed with the speed -- alpha is the non- linear coefficient, tabbed with the speed -- linear interpolation between knots, constant value outside knots -- {speed, kk, alpha } { 0.0, -600.0, 0.0}, { 1.0, -300.0, 0.0}, { 2.8, -100.0, 0.0}, -- 10 km/h { 5.6, -10.0, 0.0}, -- 20 km/h {11.2, -10.0, 0.0}, -- 40 km/h {20.0, 0.0, 0.0},</pre>	<pre>phi = -- roll torque MX as a function of the roll angle <phi> -- MX = kk*phi*max(1+alpha*phi^2,0) -- kk is the stiffness, tabbed with the speed -- alpha is the non- linear coefficient, tabbed with the speed -- linear interpolation between knots, constant value outside knots -- {speed, kk, alpha } { 0.0, -600.0*0.5, -3.0}, { 1.0, -300.0*0.5, -3.0}, { 2.8, -145.0*0.5, -2.5}, -- 10 km/h { 5.6, -10.0*0.5, -2.0}, -- 20 km/h {11.2, -5.0*0.5, -1.0}, -- 40 km/h {20.0, 0.0, 0.0},</pre>	<pre>phi = -- roll torque MX as a function of the roll angle <phi> -- MX = kk*phi*max(1+alpha*phi^2,0) -- kk is the stiffness, tabbed with the speed -- alpha is the non- linear coefficient, tabbed with the speed -- linear interpolation between knots, constant value outside knots -- {speed, kk, alpha } { 0.0, -600.0, 0.0}, { 1.0, -300.0, 0.0}, { 2.8, -145.0, 0.0}, -- 10 km/h { 5.6, -10.0, 0.0}, -- 20 km/h {11.2, -10.0, 0.0}, {20.0, 0.0, 0.0},</pre>
<pre>phidot = -- roll torque MX as a function of the roll rate <phidot> -- MX = kk*phidot*max(1+alpha*phidot^2, 0) -- {speed, kk, alpha } { 0.0, -300.0, 0.0}, { 1.0, -200.0, 0.0}, { 2.8, -145.0, 0.0}, -- 10 km/h { 5.6, -100.0, 0.0}, -- 20 km/h {11.2, -50.0, 0.0}, -- 40 km/h {20.0, 0.0, 0.0},</pre>	<pre>phidot = -- roll torque MX as a function of the roll rate <phidot> -- MX = kk*phidot*max(1+alpha*phidot^2, 0) -- {speed, kk, alpha } { 0.0, -300.0, 0.0}, { 1.0, -200.0, 0.0}, { 2.8, -145.0, 0.0}, -- 10 km/h { 5.6, -100.0, 0.0}, -- 40 km/h {11.2, -50.0, 0.0}, -- 40 km/h {20.0, 0.0, 0.0},</pre>	<pre>phidot = -- roll torque MX as a function of the roll rate <phidot> -- MX = kk*phidot*max(1+alpha*phidot^2, 0) -- {speed, kk, alpha } <u>{ 0.1, -300.0, 0.0},</u> { 1.0, -200.0, 0.0}, { 2.8, -145.0, 0.0}, -- 10 km/h { 5.6, -100.0, 0.0}, -- 20 km/h {11.2, -50.0, 0.0}, -- 40 km/h {20.0, 0.0, 0.0},</pre>
<pre>delta = -- roll torque MX as a</pre>	<pre>delta = -- roll torque MX as a</pre>	<pre>delta = -- roll torque MX as a</pre>

<pre>function of the steer angle <delta> -- MX = kk*delta*max(1+alpha*delta^2,0) -- {speed, kk, alpha } {0.0, 0.0, 0.0},</pre>	<pre>function of the steer angle <delta> -- MX = kk*delta*max(1+alpha*delta^2,0) -- {speed, kk, alpha } { 0.0, 600.0, 0.0}, { 3.4, 600.0, 0.0}, { 4.6, 332.0, 0.0}, { 6.5, 92.0*1.5, 0.0}, {15.0, 0.0, 0.0},</pre>	<pre>function of the steer angle <delta> -- MX = kk*delta*max(1+alpha*delta^2,0) -- {speed, kk, alpha } {0.0, 0.0, 0.0},</pre>
<pre>tau = -- roll torque MX as a function of the (handlebar) steer torque <tau> -- MX = kk*tau*max(1+alpha*tau^2,0) -- {speed, kk, alpha } { 0.0, 0.0, 0.0},</pre>	<pre>tau = -- roll torque MX as a function of the (handlebar) steer torque <tau> -- MX = kk*tau*max(1+alpha*tau^2,0) -- {speed, kk, alpha } { 0.0, 0.0, 0.0}, { 2.8, 6.0, 0.0}, -- 10 km/h { 4.3, 2.7, 0.0}, -- 10 km/h { 8.15, 0.56, 0.0}, -- 10 km/h { 12.45, 0.0, 0.0}, -- 30 km/h</pre>	<pre>tau = -- roll torque MX as a function of the (handlebar) steer torque <tau> -- MX = kk*tau*max(1+alpha*tau^2,0) -- {speed, kk, alpha } { 0.0, 0.0, 0.0}, {10.0, 0.0, 0.0},</pre>
<pre>sensor_gains = steer_torque= 1.1 throttle = 1.5, rear_brake = 1000.0, front_brake = 1000.0, gear = 1.0, clutch = 1.0, rider_roll = 0.0, rider_pitch = 0.0</pre>	<pre>sensor_gains = steer_torque= 1.1, throttle = 1.5, rear_brake = 1000.0, front_brake = 1000.0, gear = 1.0, clutch = 1.0, rider_roll = 0.0, rider_pitch = 0.0</pre>	<pre>sensor_gains = steer_torque= 1.1, throttle = 1.5, rear_brake = 1000.0, front_brake = 1000.0, gear = 1.0, clutch = 1.0, rider_roll = 1.0, rider_pitch = 0.0</pre>
<pre>steer_torque_speed_gains = -- these gains varies with the speed and multiply the steer_torque above -- {speed , gain } { 0.0 , 1.0 },</pre>	<pre>steer_torque_speed_gains = -- these gains varies with the speed and multiply the steer_torque above -- {speed , gain } { 0.0 , 1.0 }, { 2.8 , 1.0 }, -- 10 km/h { 4.6 , 1.5 }, -- 17 km/h { 5.6 , 2.0 }, -- 20 km/h { 6.8 , 1.0 }, -- 40 km/h</pre>	<pre>steer_torque_speed_gains = -- these gains varies with the speed and multiply the steer_torque above -- {speed , gain } { 0.0 , 1.0 }, { 2.8 , 0.4 }, { 5.6 , 0.6 }, { 8.4 , 1.0 },</pre>

Tabella 4—1: Parametri che differenziano i tre veicoli utilizzati

Si riportano di seguito i grafici dei modi di vibrare, andamento della coppia allo sterzo e test di stabilità relativi alle tre motociclette utilizzate.

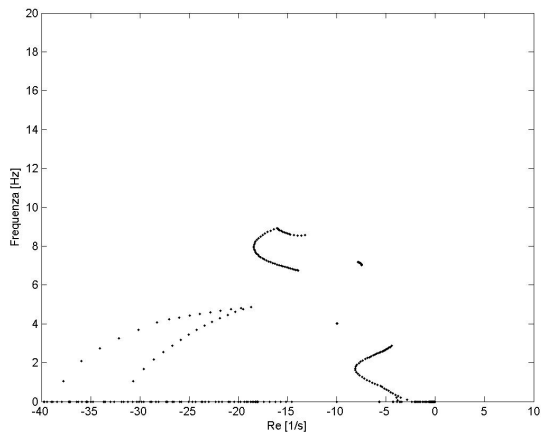


Figura 4—17: Modi di vibrare per veicolo “Easy to drive”

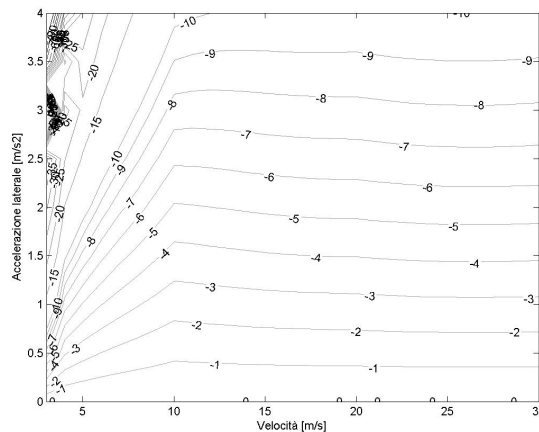


Figura 4—18: Coppia per veicolo “Easy to drive”

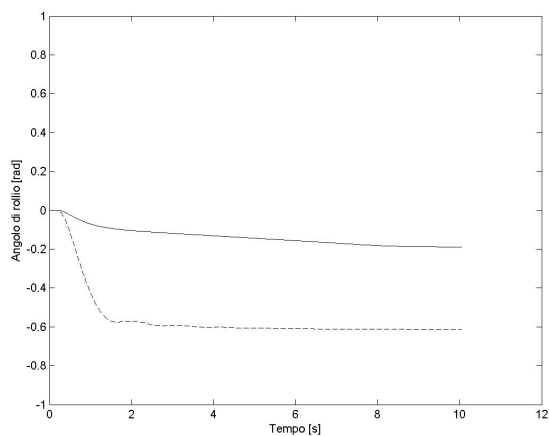


Figura 4—19: Verifica di stabilità “Easy to drive”, angolo di rollio

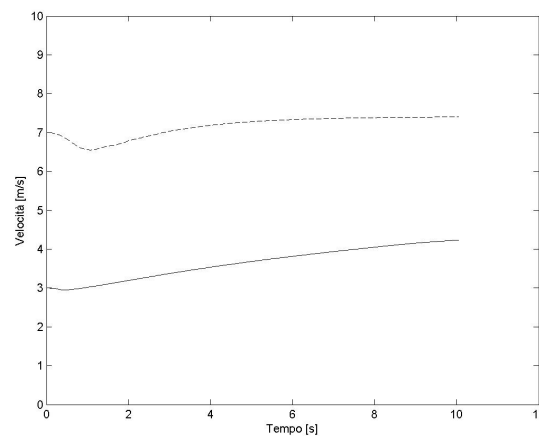


Figura 4—20: Verifica di stabilità “Easy to drive”, velocità di avanzamento

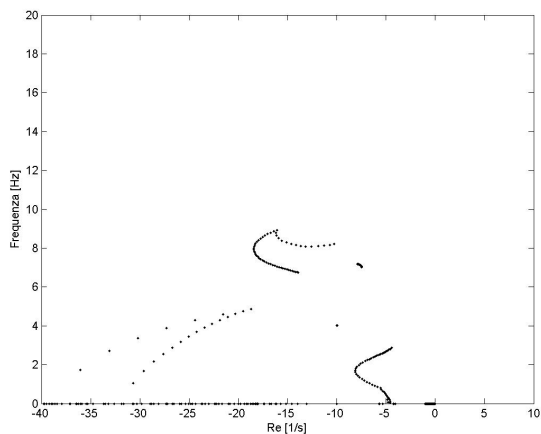


Figura 4—21: Modi di vibrare per veicolo “Direct drive”

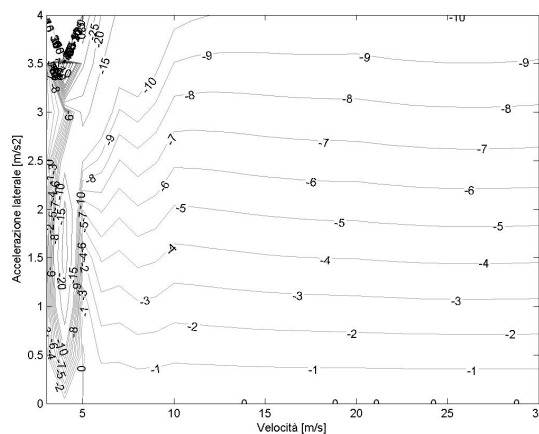


Figura 4—22: Coppia allo sterzo per veicolo “Direct drive”

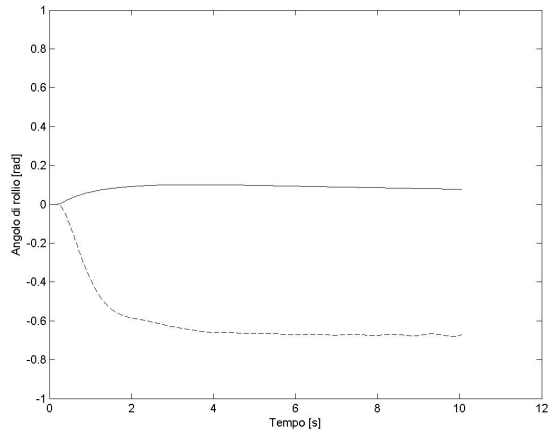


Figura 4—23: Verifica di stabilità “Direct drive”, angolo di rollio

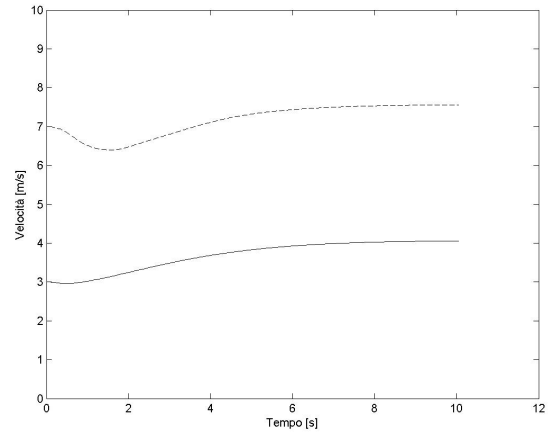


Figura 4—24: Verifica di stabilità “Direct drive”, velocità di avanzamento

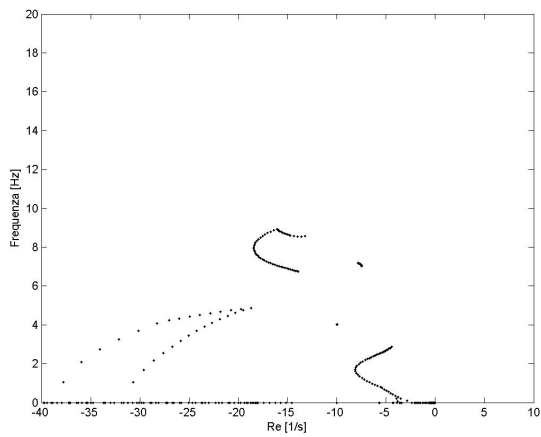


Figura 4—25: Modi di vibrare per veicolo “Rider drive”

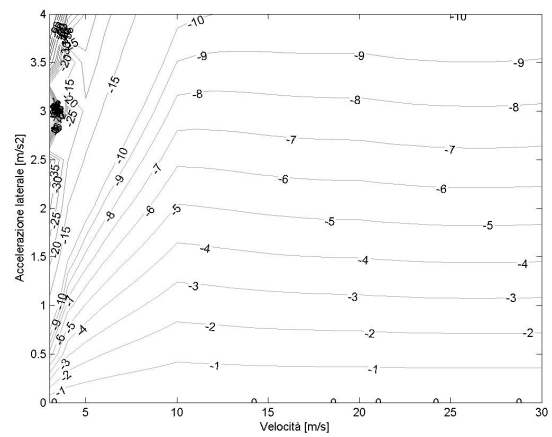


Figura 4—26: Coppia allo sterzo per veicolo “Rider drive”

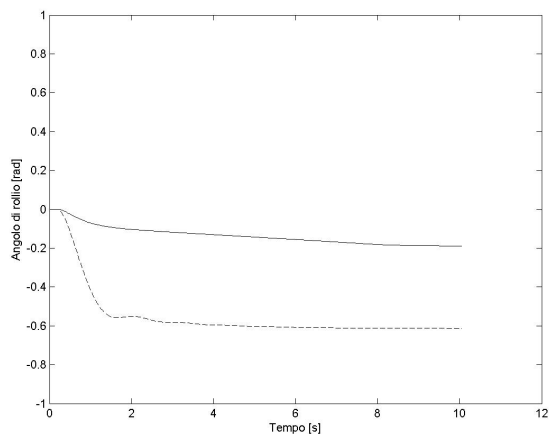


Figura 4—27: Verifica di stabilità “Rider drive”, angolo di rollio

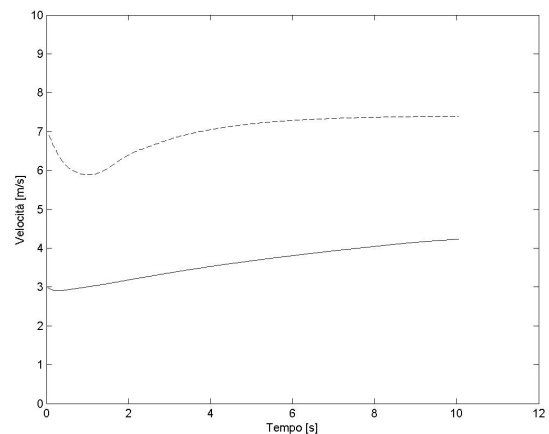


Figura 4—28: Verifica di stabilità “Rider drive”, velocità di avanzamento

Per evitare che il nome potesse influenzare il comportamento del tester esse sono state denominate Moto1 (“Direct dive”), Moto 2 (“Easy to drive”) e Moto 3 (“Rider drive”).

Ad ogni tester è stato sottoposto il medesimo test composto da due parti. In ordine casuale è stata fatta guidare una delle tre moto precedentemente descritte, registrando il numero di tentativi prima di partire correttamente. Successivamente il tester deve guidare il veicolo in due diversi percorsi:

- ♦ Rettilineo: per 2 minuti il tester deve mantenersi in un campo di velocità prestabilito (0–30 km/h, 30–60 km/h o 60–100 km/h), e deve compiere manovre di slalom o cambio corsia sempre rimanendo all'interno dei limiti della strada.
- ♦ Pista: per 3 minuti il tester deve seguire il tracciato, cercando, per quanto possibile, di non cadere e di rimanere all'interno del tracciato.

In tutte queste prove si utilizza l'impostazione *TrackRollPercentage* = 0, in modo da mantenere l'orizzonte fermo, e, almeno all'inizio, disorientare meno il tester.

Come ultima prova il tester ha ancora 3 minuti di tempo per seguire il tracciato, ma in questo caso *TrackRollPercentage* = 0.8 e l'orizzonte si inclina.

Durante le prove di rettilineo e pista sono stati salvati i dati di telemetria per poterli poi analizzare ricavando dei dati oggettivi sulla facilità di guida dei veicoli e sulle capacità dei tester ad adattarsi al simulatore.

FOGLIO DI VALUTAZIONE FEELING SU SIMULATORE										
sai già andare in moto/scooter?		1 2 3 4 5 6 7 8 9 10					(1 mai andato con veicoli a 2 ruote a motore) (5 uso quotidiano di veicoli a 2 ruote a motore) (10 pilota per hobby/professione)			
prima simulazione:		caratteristiche				- schermo fisso - frizione automatica				
Ordine	Pista / Manovra	Moto			Risponde come desideri? (da 1 a 10)			Si comporta come una vera? (da 1 a 10)		
					0-30 Km/h	30-60 Km/h	60-100 Km/h	0-30 Km/h	30-60 Km/h	60-100 Km/h
	Rettilineo	Moto 1	n =	Si <input type="checkbox"/>						
	Pista			No <input type="checkbox"/>						
	Rettilineo	Moto 2	n =	Si <input type="checkbox"/>						
	Pista			No <input type="checkbox"/>						
	Rettilineo	Moto 3	n =	Si <input type="checkbox"/>						
	Pista			No <input type="checkbox"/>						
seconda simulazione:		caratteristiche				- schermo mobile - frizione automatica				
	Pista	Moto 1								
	Pista	Moto 2								
	Pista	Moto 3								
ti ha dato fastidio?		1 2 3 4 5 6 7 8 9 10					(1 no) (10 sì molto)			

Figura 4—29: Foglio di valutazione sottoposto ai tester

Al termine di ogni singola prova è stato richiesto un giudizio, ricorrendo ad una scala di preferenza a 10 passi, come raccomanda la normativa SAE J1441 [18], riguardo sia la facilità di guida del veicolo, sia la sua corrispondenza con un analogo veicolo reale.

Si è altresì annotato sia il grado soggettivo di bravura del tester su veicoli a due ruote, sia il livello di malessere da simulatore (sickness) riscontrato dai tester durante le varie prove.

4.2.1 ANALISI STATISTICA DELLE CADUTE

I dati soggettivi raccolti durante le prove sui vari tester sono stati elaborati in senso statistico al fine di individuare alcune preferenze.

Per prima cosa si è analizzato statisticamente il numero delle cadute prima di una partenza corretta.

I dati raccolti sono riassunti nella seguente tabella:

tester	ordine di utilizzo			numero di cadute		
	I	II	III	Moto 1	Moto 2	Moto 3
1	Moto 1	Moto 2	Moto 3	1	0	0
2	Moto 1	Moto 3	Moto 2	16	0	1
3	Moto 3	Moto 1	Moto 2	1	0	12
4	Moto 3	Moto 1	Moto 2	0	0	8
5	Moto 2	Moto 1	Moto 3	0	6	0
6	Moto 2	Moto 1	Moto 3	0	10	0
7	Moto 1	Moto 2	Moto 3	8	0	0
8	Moto 1	Moto 2	Moto 3	20	2	0
9	Moto 1	Moto 3	Moto 2	7	0	0
10	Moto 2	Moto 1	Moto 3	0	3	0
11	Moto 3	Moto 1	Moto 2	7	0	20
12	Moto 1	Moto 3	Moto 2	11	0	1
13	Moto 1	Moto 3	Moto 2	7	0	1
14	Moto 3	Moto 2	Moto 1	0	0	7
15	Moto 3	Moto 2	Moto 1	0	2	20
16	Moto 3	Moto 2	Moto 1	0	0	18
17	Moto 2	Moto 3	Moto 1	0	6	0
18	Moto 2	Moto 3	Moto 1	0	1	0
19	Moto 2	Moto 3	Moto 1	0	6	0

Tabella 4—2: Ordine delle moto usate e numero di cadute

I dati dei vari tester sono stati raccolti in tre differenti modalità:

1. numero di cadute con la singola moto, indipendentemente dall'ordine di utilizzo della stessa;
2. numero di cadute con la singola moto, quanto questa è stata utilizzata come prima;
3. numero di cadute con la prima moto utilizzata indipendentemente dal tipo di moto.

Con i dati relativi ai vari insiemi si sono ottenuti i seguenti istogrammi:

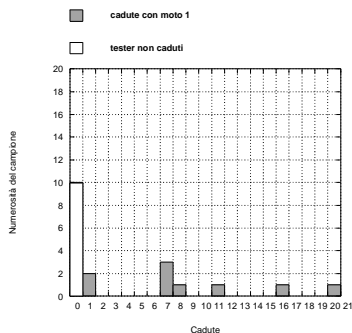


Figura 4—30: cadute con Moto 1

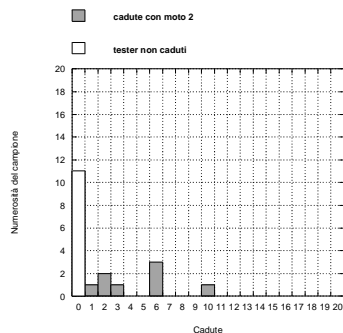


Figura 4—31: cadute con Moto 2

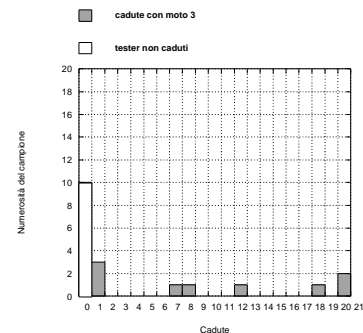


Figura 4—32: cadute con Moto 3

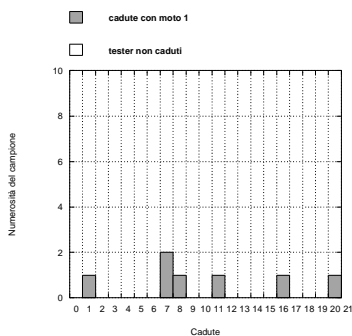


Figura 4—33: Moto 1 come prima (7 volte), totale cadute = 70

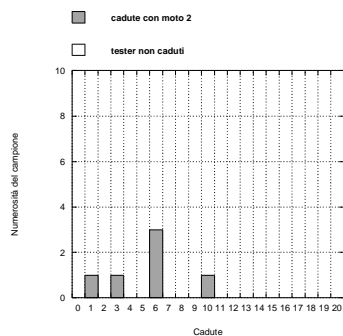


Figura 4—34: Moto 2 usata come prima (6 volte), totale cadute = 32

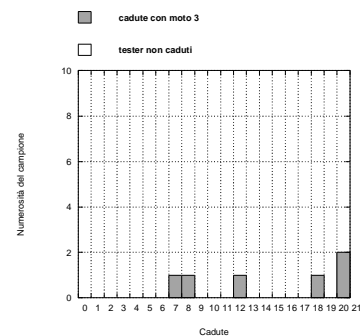


Figura 4—35: Moto 3 usata come prima (6 volte), totale cadute = 85

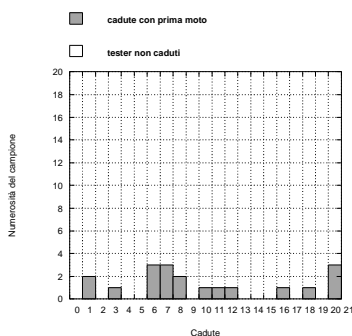


Figura 4—36: prima moto usata

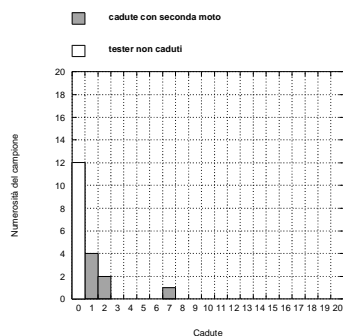


Figura 4—37: seconda moto usata

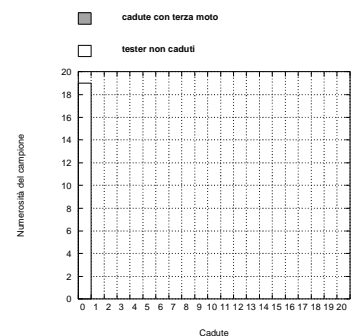


Figura 4—38: terza moto usata

Gli istogrammi presentano in ascissa il numero delle cadute, limitato per scelta ad un massimo di 20, mentre in ordinata il numero di tester corrispondenti.

Dal confronto delle figure 4-30, 4-31 e 4-32 non è possibile definire quale veicolo sia migliore rispetto agli altri, si nota che il veicolo denominato Moto 2 ha una dispersione del numero di cadute più ridotta degli altri due, visto che il massimo numero di cadute è 10.

Dall'analisi degli istogrammi delle cadute 4-33, 4-34 e 4-35, si è rilevato che le modifiche al veicolo di riferimento ("Easy to drive" o Moto 2), lo rendono sempre più difficile da guidare. Questa deduzione è basata sull'analisi sia del valore delle barre degli istogrammi, sia sul confronto del numero totale delle cadute con ciascun veicolo

Si nota, infatti, che la configurazione "Easy to drive" ha una concentrazione di barre nella zona più a sinistra del grafico e corrispondente ad un numero totale di cadute pari a 32. La configurazione "Direct drive" presenta una distribuzione omogenea delle barre con un numero totale di cadute pari a 70. La configurazione "Rider drive", infine, è caratterizzata da una maggiore concentrazione di barre verso la parte destra dei grafici con un totale di cadute pari a 85, quindi risulta essere la moto meno indicata con cui iniziare la simulazione.

Considerando, poi, il numero totale delle cadute dall'inizio di ogni prova, si può notare un effetto di "allenamento", ovvero si è giunti a non avere cadute con la terza moto per ogni tester, qualsiasi sia la moto presentata (figure 4-36, 4-37 e 4-38).

4.2.2 ANALISI STATISTICA DELLE RISPOSTE

Successivamente si è passati ad analizzare le risposte espresse dai tester riguardo sia la facilità di guida del veicolo (domanda 1), sia la sua corrispondenza con un analogo veicolo reale (domanda 2). Le risposte espresse da ciascun tester sono state raccolte nelle seguenti tabelle, in funzione della motocicletta usata, e della tipologia di prova (in rettilineo a velocità controllata, in pista con schermo fisso o mobile).

Moto 1 tester	domanda 1					domanda 2				
	00-30	30-60	60-100	pista	pista	00-30	30-60	60-100	pista	pista
1	7	8	8	6	8	6	7	8	6	8
2	7	8	8	7	8	7	8	8	7	8
3	6	7	8	8	8	7	7	8	8	9
4	6	7	8	7	8	5	7	8	7	8
5	7	7	8	9	8	7	7	8	9	8
6	8	8	8	6	8	7	7	7	7	7
7	8	7	8	7	7	8	7	8	8	8
8	8	7	8	7	9	8	8	9	8	10
9	6	7	7	6	9	7	7	8	7	7
10	9	7	8	8	10	9	8	8	9	10
11	7	8	8	7	10	2	6	8	7	10
12	8	7	8	5	8	8	8	7	7	8
13	2	4	2	2	4	2	2	2	3	2

14	5	7	7	7	7	6	7	7	7	7
15	7	7	8	7	8	7	7	7	7	8
16	7	6	7	7	8	7	7	7	7	8
17	8	8	8	7	8	8	8	9	7	8
18	8	7	8	8	8	7	8	8	7	7
19	9	8	8	8	8	9	8	9	9	8

Tabella 4—3: Risposte dei tester per la Moto 1

Moto 2	domanda 1					domanda 2				
	tester	00-30	30-60	60-100	pista	pista	00-30	30-60	60-100	pista
1	8	8	8	8	8	9	9	9	9	9
2	7	9	9	9	9	7	9	9	9	9
3	8	8	9	9	8	8	9	9	9	8
4	7	8	8	7	8	6	7	8	6	6
5	7	8	9	8	8	7	8	9	8	8
6	7	8	8	7	7	7	7	7	7	7
7	9	9	10	10	9	8	8	8	8	7
8	8	9	9	10	10	6	9	8	9	10
9	8	8	9	9	9	9	8	7	8	7
10	8	6	8	7	10	8	7	9	7	10
11	9	10	10	9	10	9	9	10	10	10
12	7	8	9	9	9	8	8	9	8	9
13	5	6	6	6	4	6	6	6	6	4
14	8	7	7	8	7	7	8	7	8	8
15	7	6	7	7	8	6	5	7	6	7
16	7	8	8	8	8	7	7	8	8	8
17	8	9	8	8	8	7	7	7	8	9
18	6	7	7	6	9	5	6	6	5	9
19	6	7	8	9	8	7	8	8	9	9

Tabella 4—4: Risposte dei tester per la Moto 2

Moto 3	domanda 1					domanda 2				
	tester	00-30	30-60	60-100	pista	pista	00-30	30-60	60-100	pista
1	8	8	8	7	8	8	8	8	7	8
2	8	7	8	8	7	8	7	7	8	7
3	8	8	8	8	9	8	7	8	8	9
4	8	6	8	4	8	7	6	6	6	8
5	7	8	8	7	9	7	8	8	7	9
6	7	7	7	8	7	7	7	7	7	7
7	7	8	9	9	8	8	7	8	8	9
8	7	7	8	7	7	8	8	9	8	9
9	5	6	7	9	7	5	7	7	9	6
10	9	8	7	8	9	10	8	8	7	9
11	9	10	7	7	8	9	10	9	9	10
12	8	8	8	8	9	8	8	8	8	8
13	3	3	5	3	7	4	3	3	3	7
14	6	8	7	7	7	7	8	8	7	6
15	7	7	8	7	6	8	8	8	7	7
16	7	7	8	6	7	8	8	9	7	8

17	8	8	8	7	8	9	9	8	7	9
18	7	7	7	8	8	6	7	7	7	7
19	8	9	9	8	8	9	9	9	8	9

Tabella 4—5 Risposte dei tester per la Moto 3

Per poter decidere se i dati sono o meno confrontabili, si è operato lo studio statistico della varianza (ANOVA) su di essi [19].

L'ipotesi alla base dell'analisi della varianza è che dati r gruppi di dati, composti da n elementi x ciascuno, sia possibile scomporre la varianza in due componenti: Varianza interna ai gruppi (anche detta Within) e Varianza tra i gruppi (Between). La ragione che spinge a compiere tale distinzione è la convinzione, da parte dell'osservatore, che determinati fenomeni trovino spiegazione in caratteristiche proprie del gruppo analizzato. Il confronto si basa sull'idea che, se la variabilità interna ai gruppi è relativamente elevata rispetto alla variabilità tra i gruppi, allora probabilmente la differenza osservabile tra i gruppi è soltanto il risultato della variabilità interna. Il più noto insieme di tecniche si basa sul confronto della varianza e usa variabili di test distribuite come la variabile casuale F di Snedecor.

L'ipotesi nulla assunta prevede che i dati di tutti i gruppi abbiano la stessa origine, ovvero la stessa distribuzione stocastica, e che le differenze osservate tra essi siano dovuti solo al caso.

Per l'analisi statistica della varianza si definiscono i parametri SSQ_{tot} , $SSQ_{between}$ e SSQ_{within} .

Il primo parametro è definito come la somma degli scarti quadratici di tutti singoli valori rispetto alla media generale m :

$$SSQ_{tot} = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^n x_{i,j}^2 - \frac{\left(\sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^n x_{i,j} \right)^2}{N} \tag{4-1}$$

Il secondo parametro è definito come la somma degli scarti quadratici delle medie dei singoli gruppi (m_i) dalla media generale m :

$$SSQ_{between} = \sum_{i=1}^r \frac{\left(\sum_{j=1}^n x_{i,j} \right)^2}{n} - \frac{\left(\sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^n x_{i,j} \right)^2}{N} \tag{4-2}$$

Il terzo parametro è definito come la somma degli scarti quadratici dei singoli valori x_{ij} rispetto alla media m_i del gruppo a cui appartengono:

$$SSQ_{within} = SSQ_{tot} - SSQ_{between} \tag{4-3}$$

in cui: x è il valore del singolo dato;

r è il numero di gruppi considerati;

n è il numero di campioni in ciascun gruppo;

N è il numero totale dei dati.

Si definiscono, inoltre, i gradi di libertà $df_{between}$ e df_{within} . Il primo indica i gradi di libertà tra i gruppi secondo la relazione:

$$df_{between} = r - 1, \quad 4-4$$

mentre il secondo i gradi di libertà nel singolo:

$$df_{within} = N - r. \quad 4-5$$

La media dello scarto quadratico tra i gruppi è pari a:

$$MS_{between} = \frac{SS_{between}}{df_{between}}, \quad 4-6$$

la media dello scarto quadratico nei gruppi è data da:

$$MS_{within} = \frac{SS_{within}}{df_{within}}. \quad 4-7$$

E' ora possibile calcolare il parametro di test F_0 individuato dalla relazione:

$$F_0 = \frac{MS_{between}}{MS_{within}} \quad 4-8$$

e confrontarlo con un corrispondente valore F di Snedecor, tabulato in funzione di $df_{between}$, df_{within} e p , percentuale di falsi positivi. Visto che le tabelle sono date solo per alcuni valori di $df_{between}$ e df_{within} , per le combinazioni non esplicitamente presenti è necessario calcolare il valore di F con interpolazione tra i dati più vicini.

Qualora il confronto portasse alla condizione $F_0 > F$, allora si dovrebbe rigettare l'ipotesi nulla, che prevede l'assenza di effetti e si può affermare che almeno uno degli r gruppi è diverso dagli altri. Il test non è in grado di indicare né il numero di gruppi che si differenziano dagli altri, né quale sia il gruppo diverso.

Per chiarezza si riportano schematicamente i passi per il calcolo dell'ANOVA:

1. inserire gli N dati x negli r gruppi ciascuno con numerosità n ;
2. calcolare la somma dei valori dei dati riportati nel primo gruppo;
3. calcolare il quadrato della somma dei valori dei dati riportati nel primo gruppo;
4. calcolare la media dei valori dei dati riportati nel primo gruppo;
5. calcolare la somma dei quadrati dei valori dei dati riportati nel primo gruppo;
6. ripetere i passi dal 2 al 5 per tutti gli altri gruppi;
7. calcolare i valori di SSQ_{tot} e $SSQ_{between}$;
8. calcolare SSQ_{within} ;

9. calcolare: $df_{between}$, df_{within} , $MS_{between}$, MS_{within}
10. determinare il valore di F_0 a partire dai valori di $df_{between}$ e df_{within} ;
11. effettuare il confronto tra F_0 ed F , dopo averlo desunto dalla tabella.

Applicando il procedimento definito in precedenza, si sono effettuati quattro diversi controlli statistici, per valutare se i dati soggettivi raccolti, fossero direttamente confrontabili o meno.

Le verifiche sono state:

- a. tra le moto in funzione della prova;
- b. tra le prove della singola moto;
- c. tra le moto in funzione della prova per i 5 tester più esperti;
- d. tra le prove della singola moto per i 5 tester più esperti.

Si riportano di seguito i risultati:

	rettilineo 00-30		rettilineo 30-60		rettilineo 60-100		pista		pista (schermo mobile)	
	domanda 1	domanda 2	domanda 1	domanda 2	domanda 1	domanda 2	domanda 1	domanda 2	domanda 1	domanda 2
SSQ_{tot}	100.88	133.58	80.04	97.72	74.88	99.51	122.98	95.89	78.00	118.98
$SSQ_{between}$	1.30	7.68	5.30	3.61	6.04	1.51	17.51	3.89	2.63	0.67
SSQ_{within}	99.58	125.898	74.74	94.11	68.84	98	105.47	92	75.37	118.32
$df_{between}$	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
df_{within}	54	54	54	54	54	54	54	54	54	54
$MS_{between}$	0.65	3.848	2.65	1.81	3.02	0.75	8.75	1.95	1.32	0.33
MS_{within}	1.84	2.338	1.38	1.74	1.27	1.81	1.95	1.70	1.40	2.19
F_0	0.35	1.65	1.91	1.04	2.37	0.42	4.48	1.14	0.94	0.15
F	3.1749	3.1749	3.1749	3.1749	3.1749	3.1749	3.1749	3.1749	3.1749	3.1749

Tabella 4—6: Risultati dell'ANOVA tra le moto a seconda della prova

	Moto 1 rettilineo		Moto 2 rettilineo		Moto 3 rettilineo	
	domanda 1	domanda 2	domanda 1	domanda 2	domanda 1	domanda 2
SSQ_{tot}	99.47	147.37	68.25	75.72	87.72	107.89
$SSQ_{between}$	2.95	7.68	7.61	5.19	1.72	0.11
SSQ_{within}	96.53	139.68	60.63	70.53	86	107.79
$df_{between}$	2	2	2	2	2	2
df_{within}	54	54	54	54	54	54
$MS_{between}$	1.47	3.84	3.81	2.60	0.86	0.05
MS_{within}	1.79	2.59	1.12	1.31	1.59	2.00
F_0	0.82	1.49	3.39	1.99	0.54	0.03
F	3.1749	3.1749	3.1749	3.1749	3.1749	3.1749

Tabella 4—7: Risultati dell'ANOVA tra le prove in rettilineo della singola moto

Tra le moto in funzione della prova per i 5 tester più esperti										
	rettilineo 00-30		rettilineo 30-60		rettilineo 60-100		pista		pista (schermo mobile)	
	domanda 1	domanda 2	domanda 1	domanda 2	domanda 1	domanda 2	domanda 1	domanda 2	domanda 1	domanda 2
SSQ_{tot}	12.40	26.93	13.60	10.40	2.93	10.40	23.73	15.33	11.73	16.40
$SSQ_{between}$	1.20	8.13	0.40	0.40	0.13	1.20	4.93	1.73	1.73	0.00
SSQ_{within}	11.20	18.80	13.20	10.00	2.80	9.20	18.80	13.60	10.00	16.40
$df_{between}$	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
df_{within}	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
$MS_{between}$	0.60	4.07	0.20	0.20	0.07	0.60	2.47	0.87	0.87	0.00
MS_{within}	0.93	1.57	1.10	0.83	0.23	0.77	1.57	1.13	0.83	1.37
F_0	0.64	2.60	0.18	0.24	0.29	0.78	1.57	0.76	1.04	0.00
F	3.8853	3.8853	3.8853	3.8853	3.8853	3.8853	3.8853	3.8853	3.8853	3.8853

Tabella 4—8: Risultati dell'ANOVA tra le moto a seconda della prova per i 5 tester migliori

Tra le prove della singola moto						
	Moto 1 rettilineo		Moto 2 rettilineo		Moto 3 rettilineo	
	domanda 1	domanda 2	domanda 1	domanda 2	domanda 1	domanda 2
SSQ_{tot}	8.4	14.93	12.40	11.73	9.73	18.40
$SSQ_{between}$	1.2	2.13	1.60	3.73	0.53	1.20
SSQ_{within}	7.2	12.80	10.80	8	9.20	17.20
$df_{between}$	2	2	2	2	2	2
df_{within}	12	12	12	12	12	12
$MS_{between}$	0.6	1.07	0.80	1.87	0.27	0.60
MS_{within}	0.6	1.07	0.90	0.67	0.77	1.43
F_0	1	1	0.89	2.80	0.35	0.419
F	3.8853	3.8853	3.8853	3.8853	3.8853	3.8853

Tabella 4—9: Risultati dell'ANOVA tra le prove in rettilineo della singola moto per i 5 tester migliori

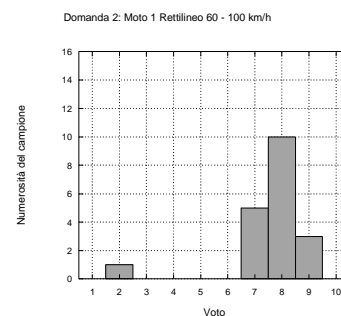
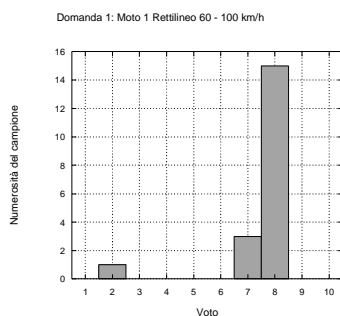
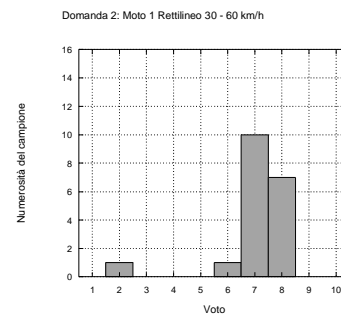
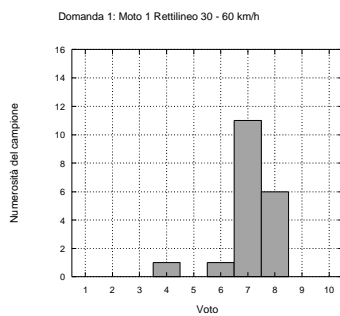
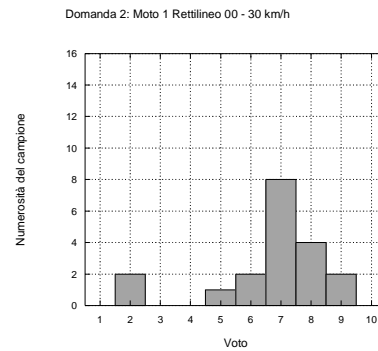
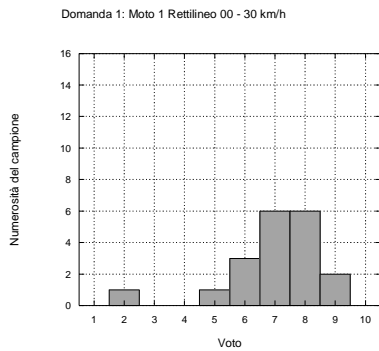
Osservando i risultati del caso *a.*, tra le moto in funzione della prova, si può notare solamente una volta il valore calcolato F_0 supera quello tabulato F . Ciò avviene per la risposta della domanda 1, relativa alla pista con schermo fisso.

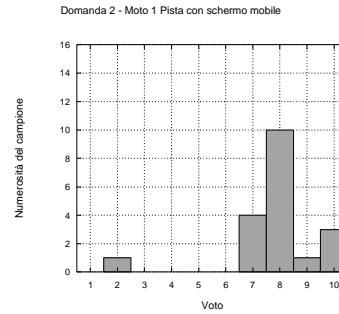
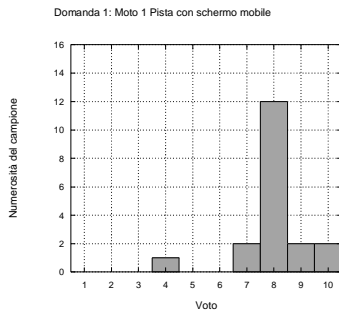
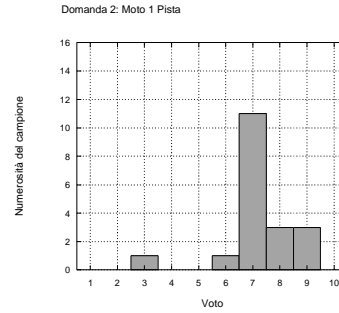
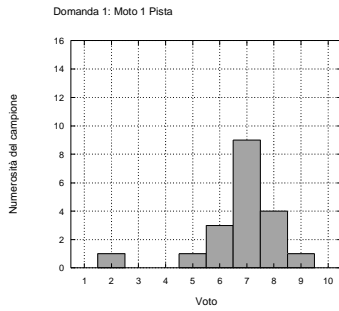
Nell'analisi *b.*, tra le prove della singola moto, invece, il confronto tra il valore calcolato e quello tabulato consente di non scartare l'ipotesi nulla nel caso delle risposte alla domanda 1 relativa alla Moto 2.

Al fine di valutare se questa conclusione sia estendibile a tutti i gruppi in tutte le condizioni, quindi per vedere se gli aumenti di F_0 siano dovuti solo all'inesperienza dei piloti, si è ripetuto il test dell'ANOVA considerando solo i cinque tester con maggior esperienza.

Come si può vedere dai dati, questi hanno valutato le tre configurazioni con uguale metro giudizio, tale per cui lo studio dell'ANOVA non permette di rigettare l'ipotesi nulla, quindi i dati soggettivi risultano appartenere tutti ad un medesimo gruppo e potrebbero essere direttamente confrontabili.

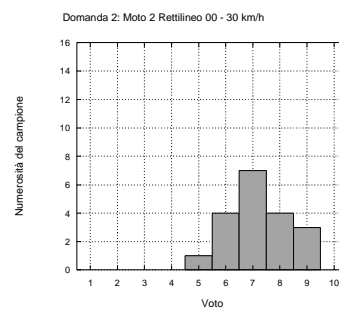
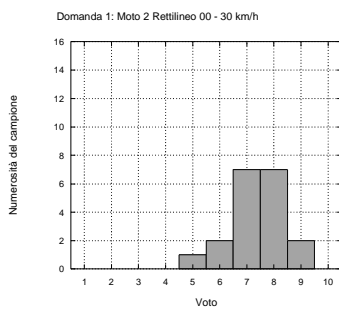
Per maggior chiarezza si è deciso di fornire anche una rappresentazione grafica dei dati soggettivi e tutti i parametri statistici principali ad essi legati.

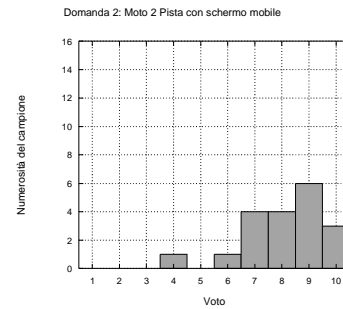
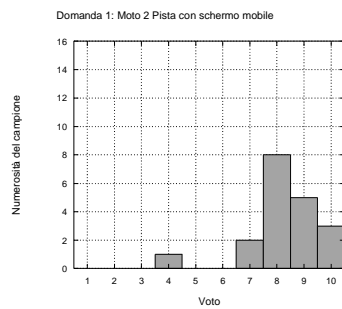
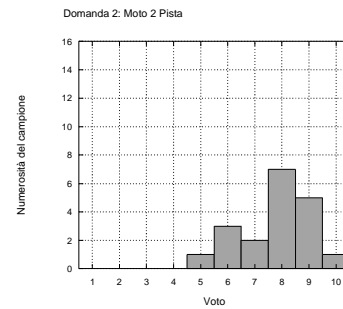
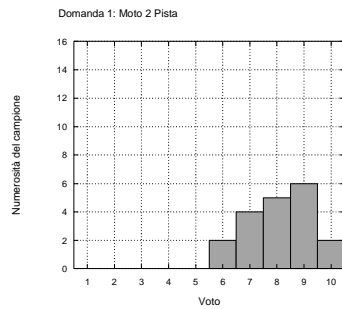
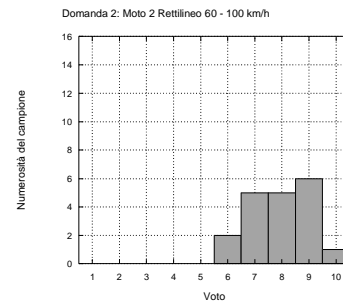
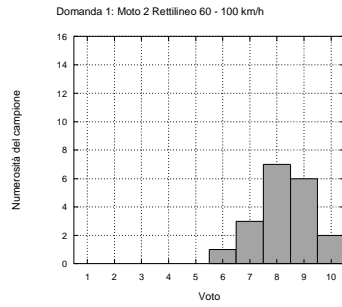
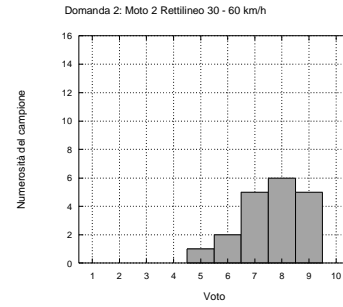
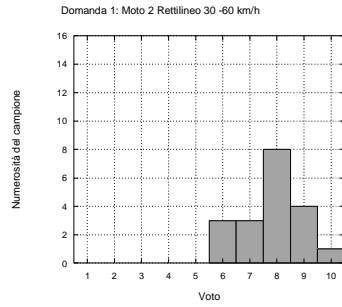




Domanda 1	00-30	30-60	60-100	Pista	Pista SM	Domanda 2	00-30	30-60	60-100	Pista	Pista SM
Minimo	2	4	2	2	4	Minimo	2	2	2	3	2
Massimo	9	8	8	9	10	Massimo	9	8	9	9	10
Somma	133	135	143	129	152	Somma	127	134	144	137	149
Numero di dati	19	19	19	19	19	Numero di dati	19	19	19	19	19
Media	7.000	7.105	7.526	6.790	8.000	Media	6.684	7.053	7.579	7.211	7.842
Mediana	7	7	8	7	8	Mediana	7	7	8	7	8
RMS	7.171	7.164	7.647	6.940	8.092	RMS	6.940	7.175	7.719	7.323	8.016
Deviazione standard	1.599	0.937	1.389	1.475	1.247	Deviazione standard	1.916	1.353	1.502	1.316	1.708
Varianza	2.556	0.877	1.930	2.175	1.556	Varianza	3.673	1.830	2.257	1.731	2.918
Errore standard	0.3668	0.215	0.319	0.338	0.286	Errore standard	0.440	0.310	0.345	0.302	0.392
Asimmetricità	-1.593	-1.876	-3.569	-1.763	-1.412	Asimmetricità	-1.434	-2.863	-2.781	-1.450	-1.947
Curtosi	3.124	4.493	11.702	4.064	4.077	Curtosi	1.526	8.528	8.300	3.819	5.496

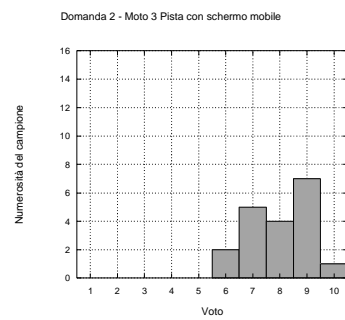
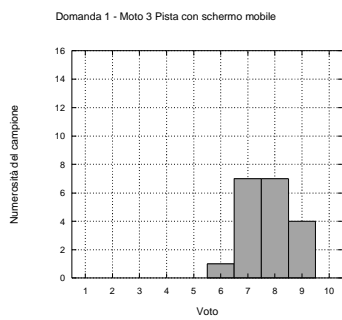
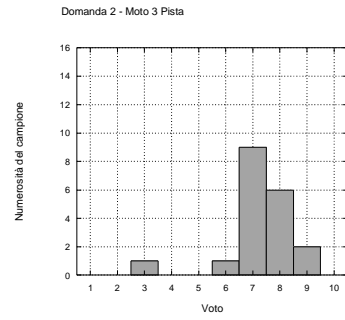
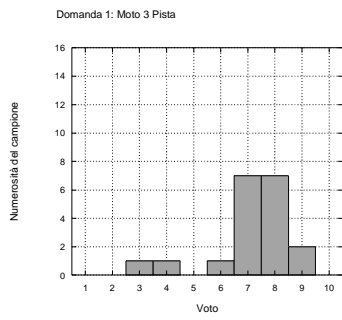
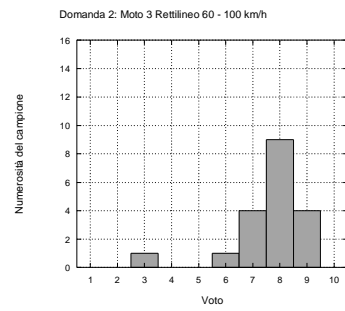
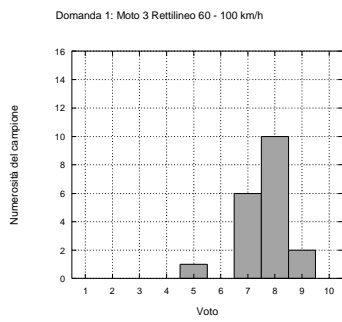
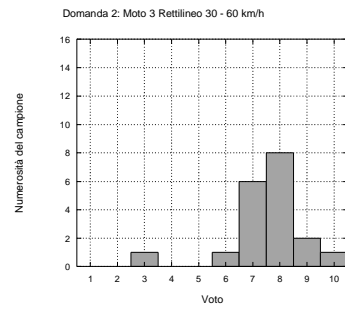
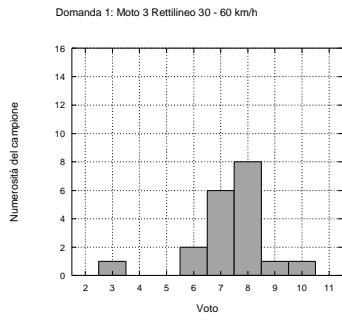
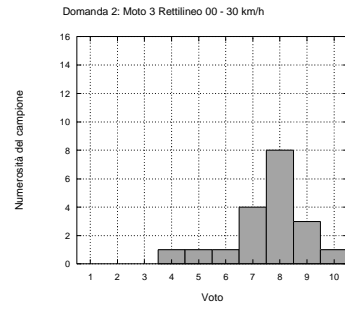
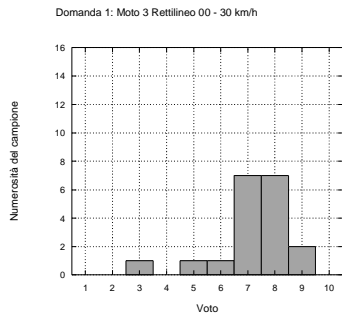
Tabella 4—10: Analisi dei dati delle risposte relative alla Moto 1





Domanda 1	00-30	30-60	60-100	Pista	Pista SM	Domanda 2	00-30	30-60	60-100	Pista	Pista SM
Minimo	5	6	6	6	4	Minimo	5	5	6	5	4
Massimo	9	10	10	10	10	Massimo	9	9	10	10	10
Somma	140	149	157	154	157	Somma	137	145	151	148	154
Numero di dati	19	19	19	19	19	Numero di dati	19	19	19	19	19
Media	7.368	7.842	8.263	8.1053	8.263	Media	7.211	7.632	7.947	7.790	8.105
Mediana	7	8	8	8	8	Mediana	7	8	8	8	8
RMS	7.434	7.917	8.326	8.189	8.370	RMS	7.295	7.715	8.023	7.894	8.240
Deviazione standard	1.012	1.119	1.046	1.197	1.368	Deviazione standard	1.134	1.165	1.129	1.316	1.524
Varianza	1.023	1.252	1.094	1.433	1.871	Varianza	1.287	1.357	1.275	1.731	2.322
Errore standard	0.232	0.257	0.240	0.275	0.314	Errore standard	0.260	0.267	0.259	0.302	0.350
Asimmetricità	-0.458	-0.174	-0.244	-0.205	-1.426	Asimmetricità	0.047	-0.544	-0.134	-0.505	-0.956
Curtosi	0.018	-0.569	-0.358	-0.861	3.099	Curtosi	-0.704	-0.433	-0.911	-0.520	0.831

Tabella 4—11: Analisi dei dati delle risposte relative alla Moto 2



Domanda 1	00-30	30-60	60-100	Pista	Pista SM	Domanda 2	00-30	30-60	60-100	Pista	Pista SM
Minimo	3	3	5	3	6	Minimo	4	3	3	3	6

Massimo	9	10	9	9	9	Massimo	10	10	9	9	10
Somma	137	140	145	136	147	Somma	144	143	145	138	152
Numero di dati	19	19	19	19	19	Numero di dati	19	19	19	19	19
Media	7.211	7.368	7.632	7.158	7.737	Media	7.579	7.526	7.632	7.263	8.000
Mediana	7	8	8	7	8	Mediana	8	8	8	7	8
RMS	7.338	7.497	7.681	7.305	7.783	RMS	7.705	7.654	7.749	7.370	8.079
Deviazione standard	1.398	1.423	0.895	1.501	0.872	Deviazione standard	1.427	1.429	1.383	1.284	1.155
Varianza	1.953	2.023	0.801	2.252	0.760	Varianza	2.035	2.041	1.912	1.649	1.333
Errore standard	0.321	0.326	0.205	0.344	0.200	Errore standard	0.327	0.328	0.317	0.295	0.265
Asimmetricità	-1.514	-1.273	-1.123	-1.491	0.013	Asimmetricità	-0.871	-1.464	-2.029	-1.800	-0.222
Curtosi	2.589	3.125	2.1263	1.936	-0.831	Curtosi	0.707	3.658	4.7308	4.609	-1.021

Tabella 4—12: Analisi dei dati delle risposte relative alla Moto 3

4.3 LE PROVE BIOMECCANICHE

Il simulatore di guida è stato usato per valutare l'interazione uomo - motoveicolo anche in con un'altra modalità di utilizzo. Avendo a disposizione un sistema di movimentazione preciso e un sistema di acquisizione in gran parte già pronto si è pensato di utilizzarli per misurare la risposta biomeccanica dell'uomo alle sollecitazioni periodiche di diversa frequenza durante la guida di un veicolo a due ruote.

Le prove hanno riguardato il comportamento dell'uomo (inteso come comportamento passivo e involontario) ad un movimento comandato dello sterzo al fine di individuare dei parametri medi di rigidità e smorzamento da poter inserire in un modello a corpi rigidi del sistema (veicolo e pilota) al fine di prevedere con migliore precisione l'andamento dei modi di vibrare del sistema [20] e [21].

4.3.1 ACQUISIZIONE DEI DATI SPERIMENTALI

Per realizzare le misurazioni è stato necessario inserire un potenziometro rotativo sullo sterzo che misurasse la posizione dello stesso rispetto al telaio di beccheggio. Non è stato possibile utilizzare direttamente la misura effettuata dall'encoder simulato, che sarebbe stata più precisa vista la sua importanza nel sistema di controllo del motore e la sua realizzazione tramite resolver, sia perché si voleva creare un unico file di testo con tutti i dati acquisiti di una prova, sia per un problema al software di controllo assi che non permetteva, al momento dell'effettuazione delle prove, di leggere la posizione attuale del motore ma solo quella comandata. L'introduzione di questo strumento aggiuntivo, comporta l'occupazione di un canale di acquisizione, che è rimasto dedicato ad esso anche se non serve nell'utilizzo da simulatore: è questo il motivo per cui il sottoprogramma di acquisizione legge solo 7 ingressi, pur utilizzando una configurazione della scheda di acquisizione con 8 canali collegabili.

Le prove sono state eseguite su un campione di cinque piloti con le caratteristiche indicate in tabella 4-13 in diverse posizioni di guida, per valutare anche l'influenza della posizione del corpo sulla

rigidezza e smorzamento complessivi. Tra le caratteristiche dei piloti si è ritenuto opportuno registrare anche il dato “Esperienza di guida” per verificare la presenza di un eventuale legame tra i parametri biomeccanici ricercati e l’abitudine all’uso di un motociclo, che può condizionare la postura e le reazioni involontarie alle sollecitazioni al manubrio.

Tester	Altezza [m]	Peso [kg]	Esperienza di guida
1	1.76	81	10
2	1.69	56	2
3	1.88	86	2
4	1.77	74	6
5	1.70	63	7

Tabella 4—13: Caratteristiche dei tester

Per l’esecuzione di queste prove con il simulatore si sono utilizzati la modalità camma elettronica proposta dal software AxesBrain per movimentare gli azionamenti secondo una legge prestabilita e un programma di acquisizione realizzato in LabView per registrare i segnali acquisiti dagli strumenti durante la prova. La modalità di eccitazione scelta è quella di uno sweep sinusoidale ad ampiezza costante con le seguenti caratteristiche:

Ampiezza	4 °
Durata	200 s
Frequenza minima	0 Hz
Frequenza massima	6.5 Hz

Tabella 4—14: Parametri dell’oscillazione dello sterzo

Per realizzare il movimento di sweep desiderato attraverso la camma elettronica, è stato necessario creare una tabella in cui fossero messe in corrispondenza le posizioni angolari dell’asse di riferimento (con passo di 1 °) con le corrispondenti posizioni angolari, che l’asse dello sterzo deve raggiungere già disposte secondo uno sweep in posizione. Durante l’esecuzione della prova si mette in rotazione l’asse di camma virtuale a velocità costante (360 °/s), si fa muovere l’asse di sterzo secondo la tabella precaricata in memoria e si ottiene il movimento desiderato con frequenza variabile tra 0 e 6.25 Hz. Per come è costruito il programma, quando l’asse di camma raggiunge l’ultima posizione memorizzata in tabella il movimento ricomincia dall’inizio.

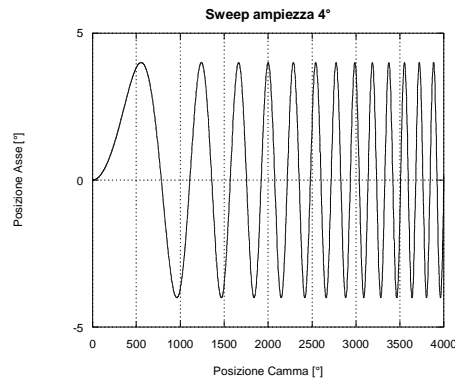


Figura 4—39: Grafico della posizione angolare della camma e dell'asse di sterzo

Mentre l'asse di sterzo è in movimento controllato dal programma AxesBrain, si registrano la posizione dello sterzo attraverso il potenziometro rotativo aggiuntivo e la coppia attraverso il torsionometro, con il programma scritto in LabView. I dati acquisiti sono stati salvati in un file di testo in funzione del tempo, pronti per la successiva elaborazione.

Ogni prova è stata realizzata nel seguente modo:

1. il pilota si mette in posizione;
2. l'acquisizione viene avviata;
3. il movimento inizia;
4. il movimento si interrompe dopo 200 s;
5. l'acquisizione viene interrotta;
6. il pilota modifica la sua posizione e si ricomincia la prova.

Le posizioni del pilota sono state le seguenti: indietro (a braccia completamente estese), medio (la posizione di guida più naturale per il tester), e avanti (con le braccia piegate e il busto inclinato in avanti). Per tutte queste posizioni la posizione sulla sella non è stata modificata.

4.3.2 ELABORAZIONE DEI DATI SPERIMENTALI

I dati raccolti per ciascun pilota sono stati elaborati con un programma in Matlab al fine di individuare la funzione di trasferimento del pilota ad un ingresso dello sterzo.

Per far questo si calcola inizialmente la trasformata di Fourier del segnale di coppia e di posizione e poi si determina il rapporto tra coppia e accelerazione allo sterzo. La trasformata dell'accelerazione angolare si determina derivando due volte la trasformata di Fourier della posizione dello sterzo, e cioè moltiplicando ciascuna componente per $-\omega^2$. Per semplificare le successive elaborazioni la funzione di trasferimento accelerazione su coppia viene inoltre filtrata attraverso la funzione smooth a 100 punti. Per ridurre l'influenza dei disturbi la forma scelta per il rapporto è:

$$FRF = \frac{Accelerazione \cdot conj(Accelerazione)}{Coppia \cdot conj(Accelerazione)} \quad 4-9$$

in cui la funzione *conj* restituisce il numero complesso coniugato dell'argomento.

Questa non è la classica forma della funzione di trasferimento, che sarebbe:

$$FRF = \frac{Coppia}{Accelerazione}, \quad 4-10$$

ma è stata scelta la forma:

$$FRF = \frac{Accelerazione}{Coppia}, \quad 4-11$$

perché prepara meglio i dati per la successiva operazione di interpolazione. La presenza di *conj(Accelerazione)*, al numeratore e al denominatore non altera il valore del rapporto ma limita l'influenza dei disturbi casuali.

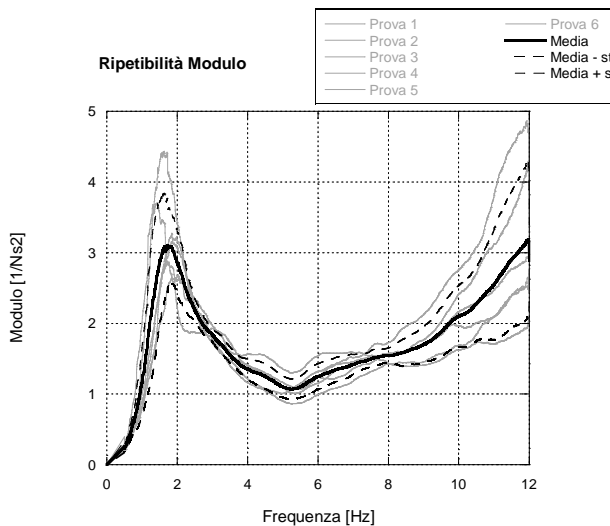


Figura 4—40: Ripetibilità del modulo della funzione di trasferimento per più prove compatibili dello stesso pilota

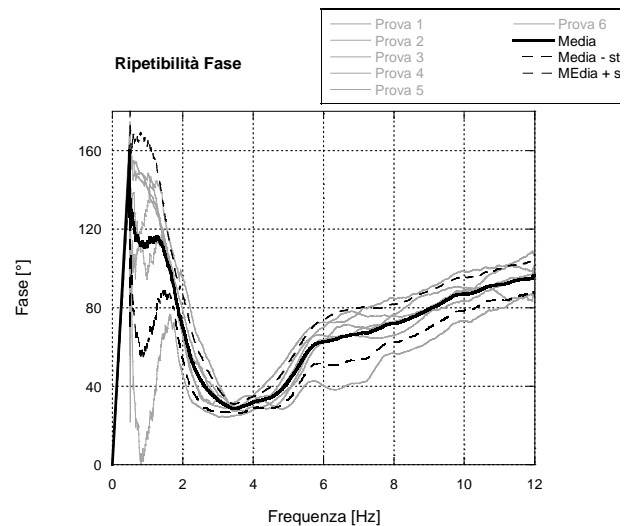


Figura 4—41: Ripetibilità della fase della funzione di trasferimento per più prove compatibili dello stesso pilota

Dal confronto dei dati acquisiti in più prove confrontabili dello stesso pilota, rappresentate nella figure 4-40 e 4-41, è possibile notarne la notevole ripetibilità, soprattutto in modulo nella zona del picco (circa a 2 Hz) e nella successiva zona di minimo (tra 4 e 8 Hz). Per quanto riguarda la fase, si nota, nella zona a bassa frequenza, una dispersione abbastanza elevata che poi si riduce a partire dai 3 Hz. Considerando che si stanno misurando le reazioni involontarie di una persona ma che non sono esclusi del tutto i suoi comportamenti volontari, si può concludere che le acquisizioni su di un singolo pilota sono ripetibili e perciò le caratteristiche che si andranno a determinare saranno identificative di quella persona (a parità di condizioni di prova) e non della singola acquisizione che si analizza.

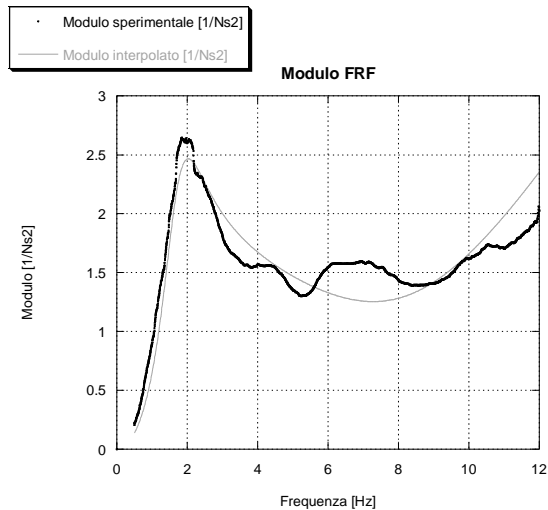


Figura 4—42: Andamento del modulo della funzione di trasferimento sperimentale e interpolato

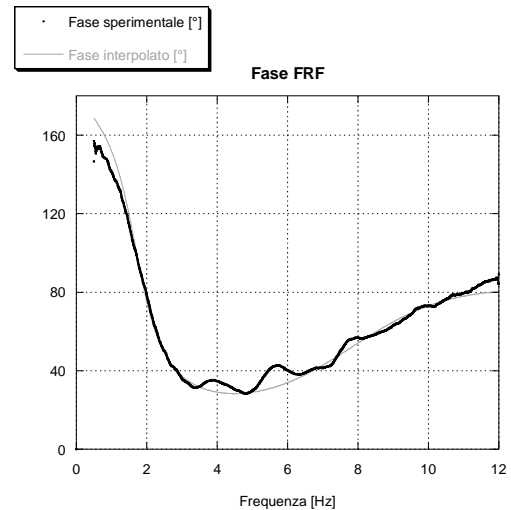


Figura 4—43: Andamento della fase della funzione di trasferimento sperimentale e interpolato

Per determinare i parametri biomeccanici del pilota si è modellizzato il sistema uomo-veicolo durante la prova con un sistema a più gradi di libertà che ne rappresenti le principali caratteristiche dinamiche e geometriche.

Sono stati realizzati più modelli del sistema, dal più semplice in cui si considerano l'asse di rotazione dello sterzo e del torso del pilota paralleli e solo elementi elastici torsionali, al più complesso con assi incidenti ed elementi elastici e viscosi lineari.

I modelli che hanno dato i migliori risultati sono quelli in cui sono presenti sia elementi elastici che viscosi.

In tutti i modelli le grandezze fondamentali sono l'angolo di rotazione dello sterzo (θ_s) e del torso (θ_t), la coppia misurata allo sterzo (M_s).

Un modello che ha dimostrato notevole adattabilità ai vari tester è quello mostrato in figura 4-45, derivato dal più complesso mostrato in figura 4-44.

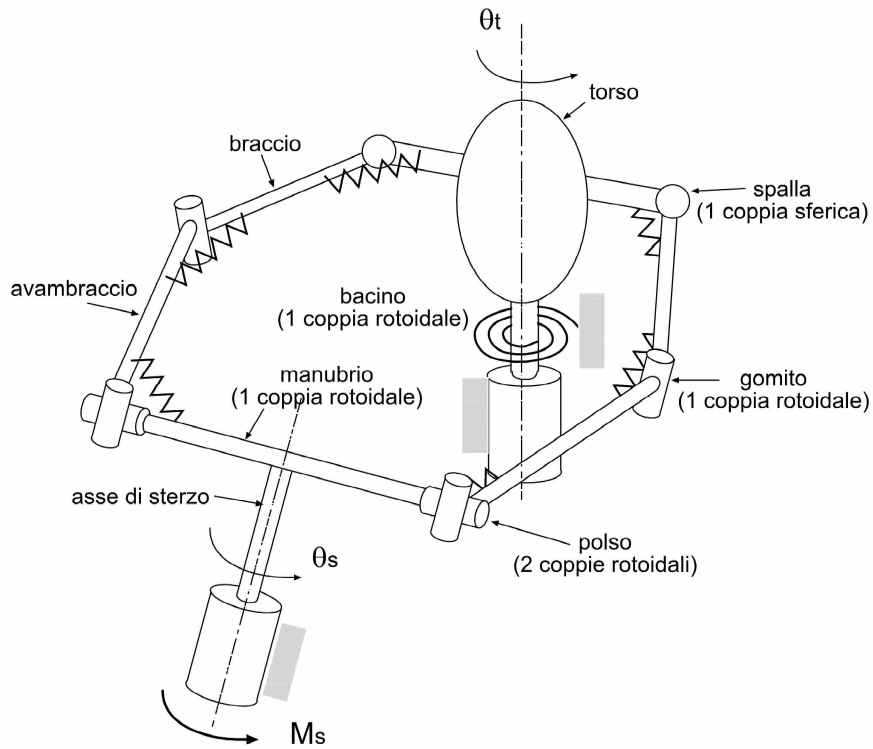


Figura 4—44: Modello a due gradi di libertà

In esso si considera un unico elemento elasto-viscoso per ogni braccio che collega il polso con la spalla. Le masse sono considerate indipendenti e concentrate nel torso e nello sterzo. I parametri incogniti sono I_s , I_t , k_b , c_b , k_t e c_t

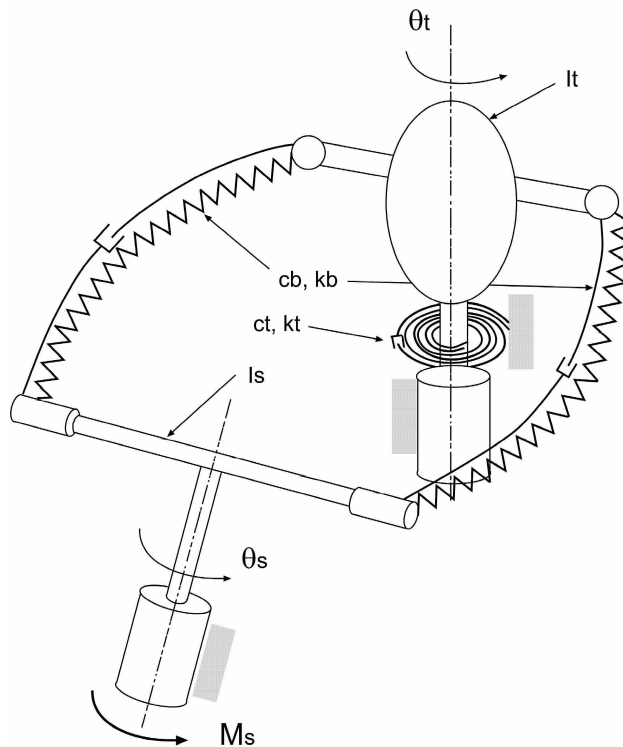


Figura 4—45: Modello a due gradi di libertà semplificato

È stato utilizzato anche un modello a masse concatenate ed elementi torsionali ed uno con assi incidenti ed elementi lineari. Mentre il primo si è dimostrato affidabile quanto il precedente, il secondo, pur offrendo risultati compatibili con gli altri due, si è dimostrato più complesso da utilizzare nell'interpolazione ed è stato abbandonato.

In base al modello scelto si individua una funzione di trasferimento teorica definita dai parametri incogniti. Si determina, poi, la combinazione dei valori dei parametri che permette di interpolare meglio la funzione di trasferimento sperimentale. Visto che la funzione di trasferimento è a valori complessi e l'interpolazione in Matlab è possibile solo con valori reali (per ottenere un risultato a valori reali), è necessario interpolare il modulo e la fase separatamente.

Sono state scelte quattro modalità di interpolazione:

- ◆ con modello completo (in cui si tiene conto della posizione relativa del busto del pilota e del canotto dello sterzo e si considerano molle e smorzatori lineari);
- ◆ a matrice di masse indipendenti (in cui si considera un modello con molle e smorzatori torsionali e si cerca di interpolare la curva del modulo e della fase contemporaneamente);
- ◆ a matrice di masse indipendenti (in cui si considera un modello con molle e smorzatori torsionali e si cerca di interpolare la sola curva del modulo);
- ◆ a masse concatenate (in cui si considerano le inerzie concatenate di torso e sterzo e si cerca di interpolare la sola curva del modulo).

Per ogni modalità di interpolazione si definiscono dei parametri fissi (noti) e dei parametri variabili (incogniti) con il proprio campo di variabilità.

Per la prima modalità:

- ◆ avanzamento del manubrio (fisso);
- ◆ avanzamento del torso (fisso);
- ◆ larghezza delle manopole (fisso);
- ◆ larghezza delle spalle (fisso);
- ◆ distanza orizzontale tra spalle e sterzo (fisso);
- ◆ distanza verticale tra spalle e sterzo (fisso);
- ◆ inclinazione del canotto di sterzo (fisso);
- ◆ inclinazione del torso (fisso);
- ◆ inerzia allo sterzo I_s in $[kg / m^2]$ (variabile);
- ◆ inerzia del torso I_t in $[kg / m^2]$ (variabile);
- ◆ rigidità delle braccia ridotta all'asse di sterzo k_b in $[Nm / rad]$ (variabile);
- ◆ rigidità del torso ridotta all'asse di rotazione k_t in $[Nm / rad]$ (variabile);

- ◆ smorzamento delle braccia ridotto all'asse di sterzo c_b in $[Nm/(rad/s)]$ (variabile);
- ◆ smorzamento del torso ridotto all'asse di rotazione c_2 in $[Nm/(rad/s)]$ (variabile).

Per tutte le altre modalità:

- ◆ inerzia allo sterzo I_s in $[kg/m^2]$ (variabile);
- ◆ inerzia del torso I_t in $[kg/m^2]$ (variabile);
- ◆ rigidità delle braccia ridotta all'asse di sterzo k_b in $[Nm/rad]$ (variabile);
- ◆ rigidità del torso ridotta all'asse di rotazione k_t in $[Nm/rad]$ (variabile);
- ◆ smorzamento delle braccia ridotto all'asse di sterzo c_b in $[Nm/(rad/s)]$ (variabile);
- ◆ smorzamento del torso ridotto all'asse di rotazione c_2 in $[Nm/(rad/s)]$ (variabile).

Per la modalità a masse concatenate c'è l'ulteriore parametro variabile I_c pari all'inerzia concatenata in $[kg/m^2]$.

L'inerzia dello sterzo I_s è composta dall'inerzia del manubrio e dall'inerzia aggiuntiva delle mani del tester. Il valore dell'inerzia dello sterzo è stato valutato con opportune prove a vuoto, con la medesima modalità, ottenendo I_m pari a $0.12 kg/m^2$.

I valori dei parametri ottenuti dalle interpolazioni compatibili sono poi stati mediati su tutte le prove effettuate per ogni pilota ottenendo così 4 serie di dati medi.

Eseguendo le varie interpolazioni si è visto che i risultati ottenibili con le interpolazioni sul solo modulo o su modulo e fase contemporaneamente sono compatibili tra di loro e che si ottengono interpolazioni migliori utilizzando il modello con soli elementi torsionali.

I (kgm2)	It (kgm2)	ks (Nm/rad)	kt (Nm/rad)	cs (Nm/(rad/s))	ct (Nm/(rad/s))
0.12655	0.50848	1358.2	80.955	16.351	4.9755
errmod ((rad/s2)/Nm)		errfas (°)			
374.58	7365.1				
numero di punti					
2300					

Figura 4—46: Parametri biomeccanici individuati con la curva interpolante ottima

Considerando il modello rappresentato in figura 4-45, la funzione interpolante risulta:

$$\frac{\ddot{\theta}_s(\omega)}{M_s(\omega)} = \frac{(-\omega^2 I_t + i\omega(c_b + c_t) + k_b + k_t)\omega^2}{-(i\omega c_a + k_a)^2 + (-\omega^2 I_s + i\omega c_b + k_b)(-\omega^2 I_t + i\omega(c_b + c_t) + k_b + k_t)}$$

4—12

ottenuta considerando le piccole oscillazioni dello sterzo e le relazioni:

$$I_s \ddot{\theta}_s + I_c \ddot{\theta}_t = -c_b (\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_t) - k_b (\theta_s - \theta_t) + M_s \quad 4-13$$

$$I_c \ddot{\theta}_s + I_t \ddot{\theta}_t = -c_b (\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_s) - k_b (\theta_t - \theta_s) - c_t \dot{\theta}_t - k_t \theta_t \quad 4-14$$

in cui sono state trascurate le inerzie concatenate I_c , si sono ottenuti seguenti valori:

	I_s	I_t	k_b	k_t	ν_1	ν_2	ζ_1	ζ_2
Tester	[kg / m ²]	[kg / m ²]	[Nm / rad]	[Nm / rad]	[Hz]	[Hz]	[%]	[%]
1	0.200	0.842	820.0	127.0	1.74	-	31	> 1
2	0.261	0.592	809.0	100.0	1.71	10.7	15	70
3	0.252	0.664	796.0	118.0	1.80	10.6	28	40
4	0.193	0.810	1100.0	96.0	1.56	-	32	> 1
5	0.150	0.736	783.0	102.0	1.70	12.6	12	92

Tabella 4—15: Caratteristiche biomeccaniche dei tester

4.4 IMPLEMENTAZIONE DI UN SOFTWARE COMMERCIALE NEL SIMULATORE

Durante lo sviluppo del simulatore di guida motociclistico si è venuti in contatto con un'azienda francese, Eca-Faros, che opera nell'ambito della realizzazione industriale di simulatori di guida a scopo didattico. Questa collaborazione ha portato allo sviluppo di una versione commerciale del simulatore che utilizza lo stesso modello matematico del veicolo, ma opera in un ambiente virtuale più sofisticato. Il programma principale è stato denominato *SimExe.exe*.

L'obiettivo di realizzare un simulatore di guida con lo scopo di essere usato nelle scuole guide per l'addestramento di nuovi utenti, comporta la necessità di aggiungere ai comandi "dinamici" finora considerati anche i comandi necessari per rispettare le norme che regolano la circolazione stradale, quali: clacson, frecce, fari, ... Visto che l'interesse primario del simulatore di guida dell'Università è rivolto allo studio del modello della dinamica del veicolo non si è, però, ritenuto opportuno introdurre nel simulatore tali comandi. Inoltre, il simulatore dell'Eca-Faros utilizza un diverso sistema di acquisizione con schede di condizionamento e di acquisizione di tipo diverso.

La necessità di ricostruire un ambiente virtuale più complesso e simile a quello di normale utilizzo del veicolo, ha richiesto l'introduzione di un modello matematico della strada basato su una diversa rappresentazione a coordinate cartesiane e non più sull'ascissa curvilinea.

L'obiettivo di una produzione di serie dell'apparecchiatura ha, inoltre, consigliato una riduzione del numero di azionamenti e, quindi, del numero di gradi di libertà della piattaforma. Essi sono, perciò, stati ridotti a tre: sterzo, beccheggio e rollio; considerati quelli più importanti per dare le sensazioni

di guida al pilota. I comandi agli azionamenti del simulatore francese, inoltre, sono diversi da quelli del simulatore originale.

Queste necessità, unite al fatto di poter controllare lo sviluppo del software anche su di un PC non collegato al sistema di acquisizione e di movimentazione, hanno portato allo sviluppo di due sottoprogrammi “virtuali” che sostituissero il sottoprogramma di acquisizione e quello di movimentazione nelle funzioni di base per il controllo dinamico del veicolo e la restituzione delle posizioni della piattaforma e ad una ridefinizione della libreria *raod3D.dll*. Tali sottoprogrammi sono dotati di funzionalità che riproducono quelle dei sottoprogrammi descritti precedentemente ma non comandano alcun sistema. Nei due programmi principali possono essere usati indifferentemente i sottoprogrammi “virtuali” di acquisizione e di movimentazione; solo quando si ha a disposizione il sistema di acquisizione o di movimentazione si utilizzano i sottoprogrammi definitivi che sono stati descritti precedentemente.

Il sottoprogramma virtuale di acquisizione apre a video una finestra con i controlli dinamici del veicolo impostabili dall’utente con l’utilizzo del mouse.

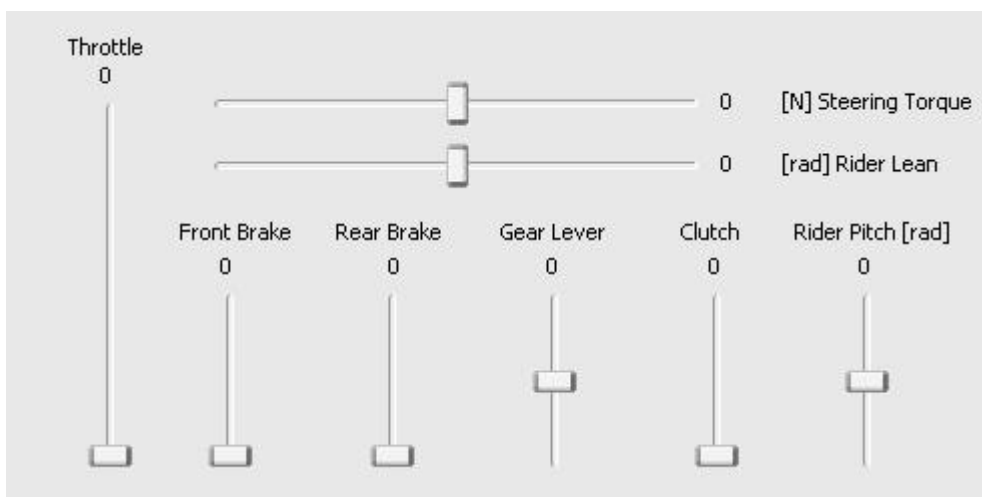


Figura 4—47: Interfaccia virtuale del sottoprogramma di acquisizione

In questo caso, si utilizza anche l’ingresso inclinazione di beccheggio del pilota (*RiderPitch*), utile per verificare che il trasferimento dei dati, attraverso il programma principale, funzioni correttamente.

La principale differenza introdotta dall’uso di *SimExe.exe* è l’introduzione dell’interazione del pilota con un ambiente virtuale più complesso, che può riprodurre le situazioni tipiche di un percorso urbano (figura 4-44) o extraurbano (figura 4-45). Durante la simulazione il pilota deve rispettare i limiti di velocità, deve seguire le indicazioni di una voce fuori campo che lo invita a seguire un percorso prestabilito, e deve saper interpretare correttamente situazioni di pericolo: non

rispetto della precedenza, attraversamento di incroci, manovre di sorpasso, attraversamento di pedoni, ...



Figura 4—48: Percorso urbano

Come si nota nelle figure 4-44 e 4-45, la ricostruzione visiva dell'ambiente è più curata: vengono rappresentati le immagini degli specchietti retrovisori, edifici circostanti, marciapiedi e altri ostacoli.

In alto è sempre visualizzato il tempo effettivo del ciclo di simulazione, in questo caso portato a 35 ms, e un messaggio che ricorda al pilota di usare la manovra di controsterzo per l'inserimento in curva del veicolo.

Sono stati realizzati anche due scenari che richiedono al pilota di eseguire alcuni esercizi a velocità ridotta, per dimostrare la padronanza del mezzo anche a bassa velocità. Tali esercizi sono lo slalom a velocità crescente (10 km/h, 40 km/h e oltre 40 km/h), il superamento di un dosso, la permanenza all'interno di una corsia larga 1.5 m.



Figura 4—49: Percorso extraurbano



Figura 4—50: Superamento del dosso



Figura 4—51: Esercizio di slalom



Figura 4—52: Permanenza nella corsia

CAPITOLO 5 CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Il lavoro svolto ha portato allo sviluppo di un simulatore di guida motociclistico di costo contenuto che può essere utilizzato come riferimento per ulteriori sviluppi nella definizione dei modelli matematici per i veicoli a due ruote o per la realizzazione di simulatori di guida più complessi.

La messa in opera di questa attrezzatura ha messo in luce alcune difficoltà di implementazione che non erano prevedibili all'inizio dei lavori, quali la notevole influenza dei disturbi elettromagnetici generati dai motori brushless sul sistema di acquisizione e la definizione di un modello matematico del veicolo stabile a tutte le velocità di avanzamento.

La riduzione dei disturbi elettromagnetici ha richiesto l'introduzione di un sistema di alimentazione separato tra alimentazione dei motori e alimentazione del sistema di acquisizione e controllo.

La definizione dei valori dei parametri da inserire nei modelli dei veicoli, parallelamente all'evoluzione stessa del modello matematico, ha richiesto un notevole impegno, inoltre, la riduzione delle instabilità del veicolo a bassa velocità ha richiesto l'introduzione di alcuni artifici nel modello matematico.

Gli sviluppi futuri del progetto sono essenzialmente di tre tipologie: introduzione nel programma principale di sistemi di ausilio alla guida che interagiscano con il sistema pilota-veicolo, evoluzione del modello matematico per tener conto di alcune caratteristiche del sistema finora trascurate (sollecitazioni trasmesse dal pilota al telaio e alle pedane, deformabilità dei componenti del veicolo, ...), realizzazione di estese campagne di prova su diversi piloti per stabilire l'attinenza dell'utilizzo del simulatore con la guida reale.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Di Pietro G., Barbagli F., Ferrazzin D., Avazzano C. A., Docile G., Bergamasco M.: “The MORIS Simulator – a reconfigurable Motorcycle Design tool”, DSC 2001 Parigi.
- [2] Dagdelen M.M.: “Restitution des stimuli inertiels en simulation de conduite”, Centre Technique de Simulation, Paris, 2005.
- [3] Fitcher E. F.: ”A Stewart Platform- Based Manipulator: General Theory and Practical Construction”, Inter Journal of Robotic Research, vol. 5, nr. 2, pp. 157- 182, 1986.
- [4] SAE J670e: “Vehicle Dynamics Terminology”, Society of Automotive Engineers, 1976, Warrendale, PA.
- [5] Allen R. W., Rosenthal T, Aponso B., HArmsen A., Markham S.: “Low cost, PC-based for driving simulation implementation”, DSC 1999, Parigi.
- [6] Ierusalimschy R., de Figueiredo L. H., Celes W.: “Lua - an extensible extension language, Software: Practice & Experience”, 26 #6 (1996) 635-652.
- [7] Cossalter V., Lot R.: “A Motorcycle Multi-Body Model for Real Time Simulations Based on the Natural Coordinates Approach”, Vehicle System Dynamics, V. 37, n°6, pp. 423-448, 2002.
- [8] Bucher R.: “SCILAB e SCICOS nella regolazione automatica”, Scuola universitaria professionale della Svizzera, 2007.
- [9] Pacejka H. B.: “Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis”, Swets & Zeitlenger, Amsterdam, 1991.
- [10] Pacejka H. B., Besselink J. M.: “Magic Formula Tyre Model with Transient Properties”, Vehicle System Dynamics, V. 27, 1997.

- [11] Berritta R., Cossalter V., Doria A., Lot R.: "Implementation of a Motorcycle Tyre Model in a Multi-Body Code", Tire Technology International, UK&International Press, United Kingdom, 1999.
- [12] Berritta R., Cossalter V., Doria A., Ruffo N.: "Identification of Motorcycle Tire Properties by means of a Testing Machine", 2002 SEM Annual Conference & Exposition on Experimental and Applied Mechanics, Milwaukee, 2002.
- [13] Cossalter V.: "Cinematica e Dinamica della Motocicletta", Padova, Edizioni Progetto, 1999.
- [14] Grant P. R., Ried L. D.: "Motion Washout Filter tuning: rules and requirements", Journal of Aircraft, Vol. 34, n° 2, 1997, pp. 145-151.
- [15] Guttridge C.J.: "Three degree-of-freedom simulator motion cueing using classical washout filters and acceleration feedback", Virginia Polytechnic Institute & State University, 2004.
- [16] Fajans J.: "Steering in bicycles and motorcycles", American Journal of Physics, Volume 68, Number 7, pp. 654-659, 2000.
- [17] Jones D. E. H.: "The Stability of the Bicycle", Physics Today, pp. 34-40, 1970.
- [18] SAE J1441: "Subjective Rating Scale for Vehicle Handling", Society of Automotive Engineers, 2007, Warrendale, PA.
- [19] Zani S.: "Analisi dei dati statistici", vol. I, 1994, Milano.
- [20] ISO 5349: "Mechanical vibration, Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration", International Organization for Standardization, 2001.
- [21] Katayama T., Aoki A., Nishimi T., Okayama T.: "Measurement of Structural Properties of Riders", Proceedings 4th International Pacific Conference on Automotive Engineering- 1987.