

## SVILUPPO DI UN'APPARECCHIATURA SPERIMENTALE PER L'INTEGRAZIONE DEL SISTEMA DI STERZO IN UN SIMULATORE DI GUIDA STATICO

F. Vinattieri<sup>a</sup>, L. Morrocchi<sup>a</sup>, R. Capitani<sup>a</sup>, C. Annicchiarico<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Università degli Studi di Firenze – DIEF – Dipartimento di Ingegneria Industriale,  
Via di Santa Marta 3, 50139 Firenze, email: [francesco.vinattieri@unifi.it](mailto:francesco.vinattieri@unifi.it)

<sup>b</sup> Meccanica 42 S.r.l., Via Madonna del Piano 6, 50019, Sesto Fiorentino (FI),  
email: [claudio.annicchiarico@meccanica42.com](mailto:claudio.annicchiarico@meccanica42.com)

### Sommario

Il presente lavoro nasce dal tentativo di migliorare il feeling di sterzo di un simulatore di guida statico, generalmente utilizzato per lo studio della dinamica veicolo. Per raggiungere questo obiettivo gli autori propongono un'apparecchiatura che possa essere integrata con il simulatore [1]. Questa, ancora in fase sperimentale, è pensata per alloggiare una scatola guida, alle cui estremità vengono applicati gli esatti carichi dovuti al contatto ruota-strada. Riuscendo a riprodurre un feedback quanto più realistico possibile, questo permette di superare l'utilizzo di "feedback unit" basate su motori elettrici direttamente calettati sulla colonna di sterzo, soluzione a oggi comunemente adoperata. Nel dettaglio, la prima parte del lavoro è dedicata alla descrizione del progetto, dalle specifiche tecniche al layout finale. Nella seconda sezione sono invece presentati i metodi di compensazione di inerzia e attrito necessari per rendere il banco prova realistico e permetterne un utilizzo nel simulatore di guida. Nelle conclusioni sono presentati i primi risultati di tale banco prova.

### Abstract

Static driving simulators are useful tools to study and to improve vehicle dynamics. The aim of this project stems from the attempt to enhance the steering feeling: the solution proposed by the authors is an experimental test-rig that can be integrated with them [1]. It is conceived to host an entire steering system, which undergoes the contact patch forces created by a specific actuation system. It is possible to overcome the use of feedback units based on electric motors directly coupled with the steering column, which is currently the common solution, since the system provides a realistic steering feeling to the driver.

This paper is so organized: the first part describes the design process, from the technical requirements to the final layout. The second one deals with the algorithm to compensate inertial and friction effects, required to have a realistic response and to adopt it together with the driving simulator. Finally, the results of the first experimental tests are shown.

**Parole chiave:** sistema di sterzo, steering system, banco di sterzo, steering test bench, simulatori di guida, driving simulators, Hardware-in-the-Loop, Human-in-the-Loop, compensazione di inerzia e attrito, friction and inertia compensation

## 1. INTRODUZIONE

I simulatori di guida si stanno sempre più affermando nell'ambito automobilistico come utili strumenti per lo sviluppo progettuale dei veicoli stradali. Questi permettono di lavorare in condizioni ambientali differenti, in maniera ripetibile e sicura per i collaudatori: grazie all'elevato livello di realismo raggiunto durante la loro evoluzione permettono la valutazione del fattore umano realizzando simulazioni denominate Human-in-the-Loop. I vantaggi sono anche di carattere economico: essendo possibile modificare praticamente ogni parametro veicolo senza soluzione di continuità durante i test, tutti i processi di messa a punto sono fortemente accelerati con una marcata riduzione dei tempi di sviluppo. Se ciò non bastasse, la loro diffusione è avvenuta in parallelo a quella dei sistemi ADAS (Advanced Driver-Assistance Systems): tali tecnologie, non potendo prescindere da una consistente fase di sviluppo, si adattano perfettamente a essere testate sui simulatori di guida [2].

Nello studio dell'handling veicolo un ruolo importante è ricoperto dal sistema di sterzo, che rappresenta un comando per il veicolo ma anche uno dei principali feedback per il pilota. Negli ultimi anni, la sempre maggior diffusione di sistemi di servo assistenza completamente elettrici (EPS – Electric Power Steering) ha modificato quest'ambito di progettazione. Maggiori sono le possibilità di configurazione e integrazione con gli altri sistemi di assistenza (ADAS) ma maggiore è anche la necessità di descrivere e replicare il loro comportamento in maniera precisa al simulatore.

Da letteratura sono individuabili chiaramente due soluzioni: la prima considera l'adozione di modelli numerici avanzati di sterzo. In questo caso l'attuazione della coppia al volante è affidata a un semplice motore elettrico direttamente fissato sulla colonna di sterzo. Tra le peculiarità possiamo individuare la semplicità dal punto di vista hardware che si scontra però con la difficoltà realizzativa di un modello completo e al contempo stabile: spesso infatti nascono fastidiosi effetti di chatter dovuti ai modelli di attrito utilizzati. L'alternativa prevede l'introduzione di un'apparecchiatura che permetta di inserire il reale sistema di sterzo nel loop. In questo lavoro gli autori presentano un banco sperimentale che permette tale integrazione in maniera efficace e quanto più realistica, differenziandosi da altre soluzioni proposte in letteratura ([3]- [6]).

## 2. DEFINIZIONE DELLE SPECIFICHE TECNICHE

Alla base del processo di progettazione si pone l'analisi delle prestazioni che sono richieste al banco prova sterzo in termini di forza da realizzare, velocità di attuazione e potenza. La difficoltà nel reperire i dati per via bibliografica ha richiesto la pianificazione di una campagna sperimentale che ne permettesse la raccolta. Tale attività, largamente descritta in un precedente lavoro presentato dagli autori [1], viene qui ripresa e riassunta per poter inquadrare il progetto nella sua globalità.

Per questi test sono state prese in considerazione tre vetture ad alte prestazioni (due volumi sportive e coupé sportive) in modo da mantenere un certo livello di cautela sulle misurazioni. Infatti, gli elevati livelli di aderenza pneumatico e la notevole impronta a terra determinano carichi sui tiranti di sterzo tra i più elevati misurabili su vetture stradali.

I veicoli sono stati strumentati con sensore per la misura dell'angolo e della coppia di sterzo e con estensimetri su entrambi i tiranti di sterzo per la misura della forza. La velocità della cremagliera è stata ricavata a partire dal profilo temporale dell'angolo di sterzo, conoscendo il rapporto di trasmissione tra pignone e cremagliera: ciò è stato possibile poiché le vetture utilizzate erano tutte equipaggiate con sistema EPS, che presenta una alta rigidità dovuta alla mancanza della barra di torsione nella catena cinematica. Tutti i test sono stati condotti con assistenza attiva.

Riferendosi alle manovre descritte dalle normative ISO (International Organization for Standardization) per la caratterizzazione dei veicoli stradali, si sono selezionati ed effettuati i seguenti test:

- (Severe) Double lane change (ISO 3888)
- Step steer (ISO 7401)
- Sine sweep (ISO 7401)
- Cicli di parcheggio
- Impatto con cordolo a bassa velocità.

Pur non essendo descritti dalla norma, gli ultimi due sono stati inseriti perché molto importanti ai fini dello studio di un sistema sterzante: il livello di comfort percepito dal guidatore infatti è fortemente legato allo sforzo a lui richiesto in queste condizioni.

## 2.1. Analisi dei dati

In questo paragrafo vengono analizzati i dati acquisiti durante la campagna sperimentale con vetture strumentate introdotta in precedenza.

Per ogni singola prova i dati sono stati raffigurati nel piano che riporta la forza equivalente agente sulla cremagliera, ottenuta a partire dalla forza misurata su entrambi i tiranti di sterzo, rispetto alla velocità di traslazione della cremagliera. Nel medesimo grafico sono riportate anche le curve iso-potenza utili a comprenderne la richiesta (Figura 1).

Per un'analisi più precisa dei dati e per la selezione dell'attuatore più adeguato, le curve di involucro ottenute per ogni singola prova sono state combinate a formare una curva di involucro globale (Figura 2). Successivamente nel medesimo piano sono state riportate anche le curve relative al funzionamento continuativo e di picco dell'attuatore selezionato. Come si può vedere, il campo di lavoro è completamente coperto in funzionamento intermittente: l'unica zona che non permette un funzionamento continuativo è comunque limitata a manovre di bassa velocità (principalmente parcheggio).

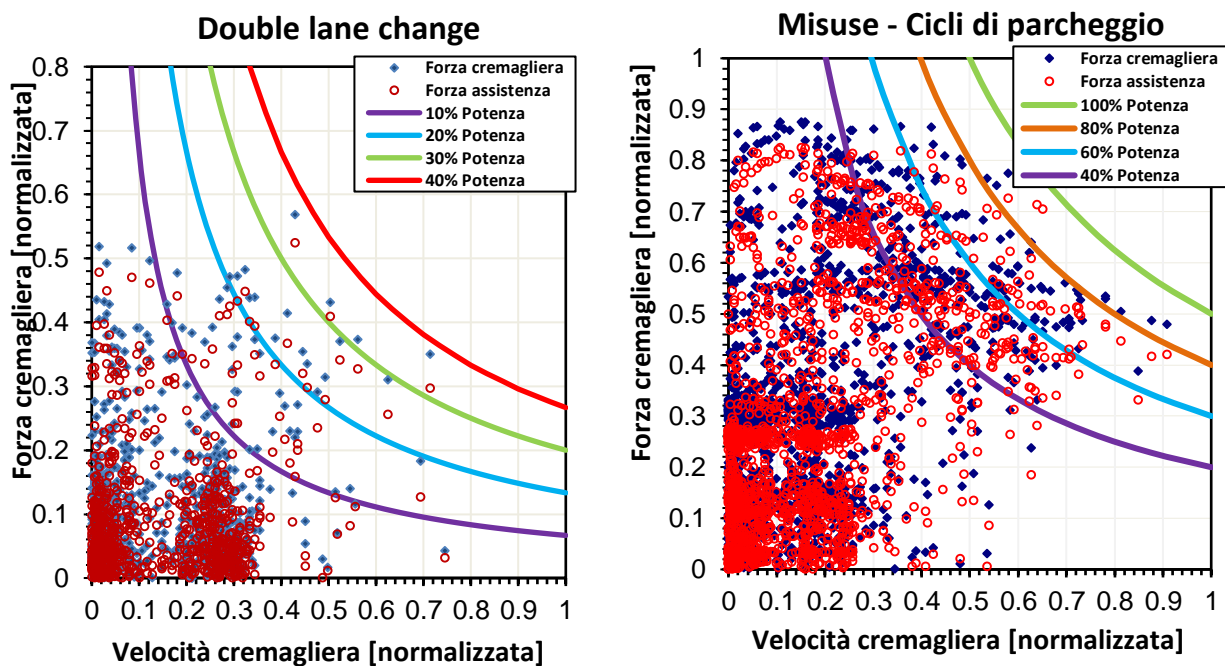


Figura 1 – Forza cremagliera rispetto a velocità cremagliera per  
a) Double lane change  
b) Manovre di parcheggio

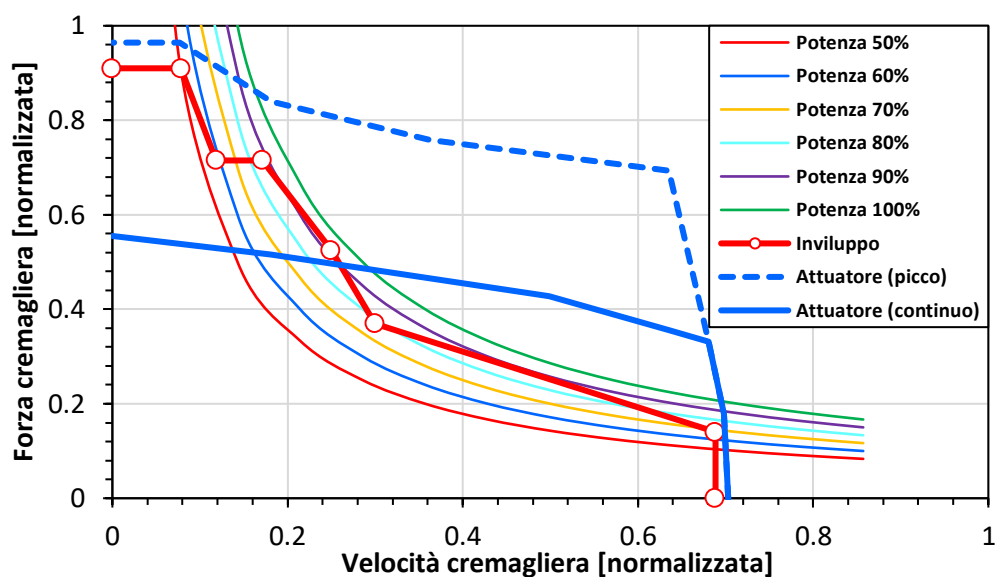


Figura 2 – Accordamento del campo di lavoro

### 3. CONCEPT

Il concept del banco prova è nato a partire da un'indagine delle principali caratteristiche richieste. Tenendo a mente i risultati ottenuti dall'analisi presentata nel capitolo precedente, per prima cosa gli autori si sono preoccupati di selezionare la tecnologia di attuazione più adeguata. In linea con altre soluzioni simili presenti in letteratura ([5], [7], [8]), è stata selezionata la tecnologia elettrica a scapito di una soluzione idraulica: si parla quindi di attuatori elettromeccanici lineari con viti a ricircolo di sfere. Questi, oltre a possedere un maggior livello di pulizia, risultano più semplicemente controllabili, con tempi di attuazione in generale minori. Di contro, sono caratterizzati da maggiori ingombri. Quest'ultimo aspetto sottolinea ancor meglio la fondamentale importanza dell'analisi preliminare che ha permesso di raggiungere il giusto compromesso tra prestazioni e taglia.

L'analisi dello stato dell'arte evidenzia come la quasi totalità delle soluzioni proposte prevedano l'inserimento di un singolo o di una coppia di attuatori allineati con l'asse della cremagliera, talvolta senza l'utilizzo di tiranti di sterzo.

Al di là della semplificazione realizzativa, ciò non permette di considerare un importante effetto per la caratterizzazione del feeling di sterzo, ovvero l'attrito che si instaura tra la cremagliera e i supporti sul fodero. L'utilizzo di attuatori su entrambi i lati si spiega con il medesimo ragionamento.

Gli autori si sono quindi orientati verso una soluzione che preveda il movimento del tirante di sterzo, come naturalmente avviene.

Altro aspetto fondamentale per la definizione del concept è la possibilità di accoppiarlo con un simulatore di guida statico per la realizzazione di simulazioni Human-in-the-Loop. Per fare questo è necessario soprattutto rispettare ingombri molto ristretti.

#### 3.1. Analisi del movimento verticale

In generale, lo scuotimento verticale del gruppo ruota anteriore determina un disallineamento del tirante di sterzo che, a sua volta, comporta una variazione delle componenti di forza radiali esercitate sulla cremagliera e responsabili degli effetti di attrito.

Nella fase iniziale del progetto è stata impostata un'analisi che permettesse di capirne attentamente l'influenza: infatti, l'inserimento di un ulteriore grado di libertà per permettere il moto verticale avrebbe incrementato notevolmente la complessità del banco prova.

Ciò si è reso possibile adoperando un approccio misto che ha previsto di effettuare analisi cinematiche a partire da dati sperimentali. Grazie alla conoscenza dei punti cinematici della sospensione del veicolo utilizzato sul simulatore di guida, è stato possibile ricostruire una tabella che definisse la posizione spaziale del vertice esterno del tirante di sterzo rispetto allo scuotimento ruota e all'angolo di sterzo. In maniera analoga è stato possibile stabilire la posizione del vertice interno, in funzione della posizione cremagliera: i due punti individuano la direzione del tirante di sterzo e quindi delle forzanti provenienti dal contatto ruota strada. La componente radiale, poi moltiplicata per il coefficiente di attrito, descrive la forza di attrito.

Un ultimo aspetto cruciale da considerare per la comprensione dell'influenza dell'attrito è il fattore di assistenza. Infatti, come detto, tutte le acquisizioni sono state fatte su veicoli provvisti di EPS: in questo caso l'effetto dell'assistenza è quello di smorzare la coppia di attrito percepita allo sterzo.

Non conoscendo il contributo di assistenza prodotto durante le prove, si è stimato attraverso un calcolo vettoriale delle forze agenti sulla cremagliera, considerando le forze misurate sui tiranti di sterzo, la coppia applicata dal pilota e la forza di attrito stimato nel precedente capitolo. Ovviamente la componente di interesse è quella diretta lungo l'asse di scorrimento della cremagliera.

Il risultato è raffigurato in Figura 3 dove si riporta la forza di attrito normalizzata nel tempo. Sono presenti tre curve: le prime due (curva rossa e curva blu) raffigurano la forza di attrito ottenuta considerando alternativamente l'angolo di sterzo e lo scuotimento verticale della ruota. La terza (curva verde) rappresenta la combinazione dei due effetti (che non va ovviamente intesa come la somma algebrica dei due contributi).

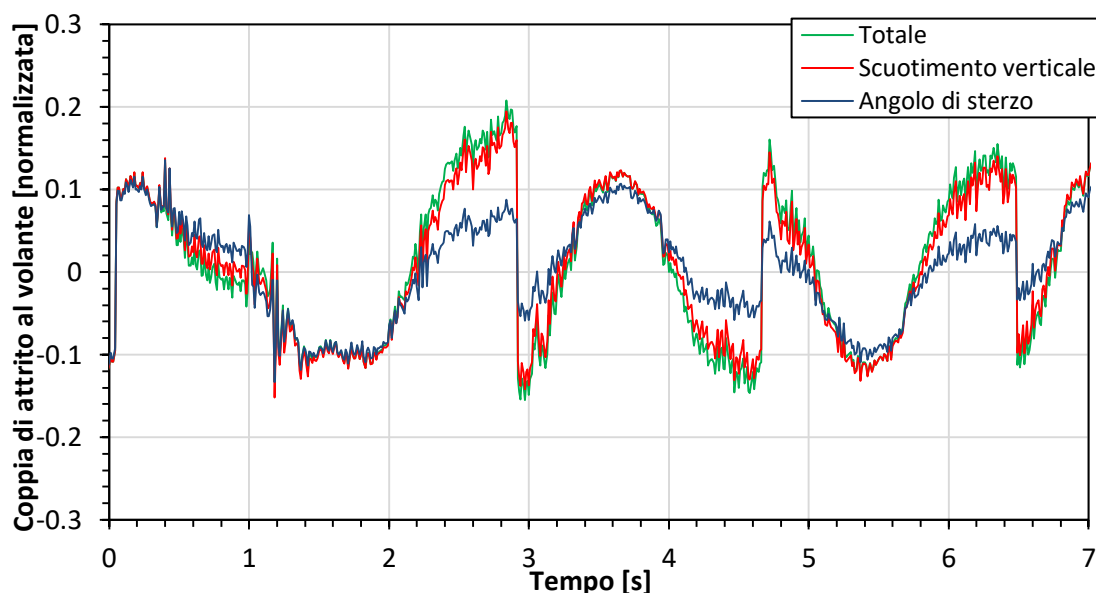


Figura 3 – Coppia di attrito al volante: contributi parziali e contributo totale

I risultati mostrano come l'effetto di attrito non sia completamente trascurabile, anche se di ridotta entità. Ad ogni modo è altresì vero che il contributo dovuto al solo moto verticale della ruota ha peso inferiore nel computo totale. Per tale motivo è stata scelta una soluzione di compromesso, che permettesse di mantenere una maggior semplicità costruttiva dell'apparecchiatura ma al contempo consentisse di considerare l'effetto del disallineamento del tirante di sterzo in condizioni statiche (ovvero in condizioni di installazione).

### 3.2. Layout

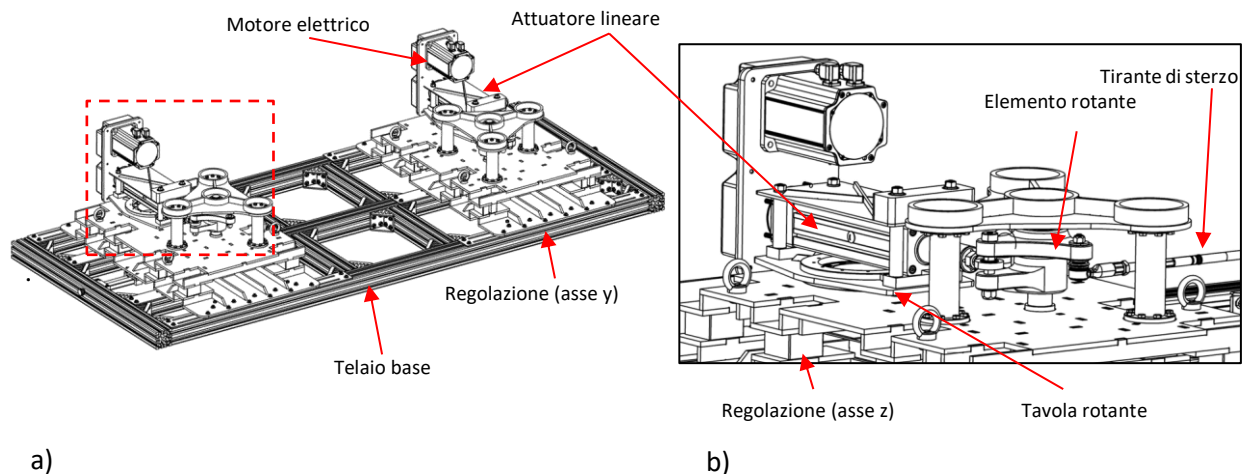
La struttura si può descrivere a partire dalla figura sottostante (Figura 4). Il telaio di base, realizzato in profilati di alluminio, ancora la struttura sul piano e permette l'alloggiamento di due unità speculari, che rappresentano i due gruppi ruota. La zona centrale ha altezza limitata per garantire l'alloggiamento del banco al di sotto del telaio di meccanica anteriore della vettura.

Ogni unità presenta un attuatore lineare a ricircolo di sfere alimentato da un motore elettrico brushless tramite una trasmissione a cinghia dentata. L'attuatore esercita la spinta su un elemento rotante che funge da portamozzo e sul quale si va a fissare lo snodo sferico esterno del tirante di sterzo. L'asse di rotazione rappresenta l'asse di sterzo del gruppo ruota: nonostante si introducano delle semplificazioni mantenendo l'asse fisso e verticale, la presenza dell'elemento rotante permette di variare l'inclinazione del tirante di sterzo durante la manovra, incrementando nettamente il livello di realismo. Inoltre, regolando opportunamente la posizione della cremagliera, è possibile investigare il comportamento con differenti posizioni statiche del tirante.

Affinché questo movimento sia cinematicamente permesso, l'attuatore è fissato su di una tavola rotante, a sua volta supportata da un cuscinetto reggispinga specifico.

Tra le varie specifiche imposte in fase di progettazione troviamo la modularità: il banco prova infatti è stato concepito per poter essere utilizzato per veicoli appartenenti a categorie diverse e quindi equipaggiati con cremagliere differenti. Sono dunque presenti due sistemi di regolazione per effettuare gli aggiustamenti: asse Y – trasversale e asse Z – verticale.

Per garantirne il controllo, il banco è equipaggiato con due celle di carico fissate sui entrambi i tiranti di sterzo, un potenziometro lineare per la lettura della posizione cremagliera, un encoder volante e un torsionometro per la misura della coppia allo sterzo.



**Figura 4 – Schema meccanico del banco**

#### 4. ATTIVITA' SPERIMENTALE

L'attività sperimentale è stata intrapresa per verificare le effettive capacità del banco e ha permesso di individuarne i limiti legati principalmente alla necessità di compensare effetti di attrito e inerzia. Come risultato è stato definito un algoritmo di compensazione sfruttando un modello numerico realizzato in ambiente Matlab-Simulink™. È importante sottolineare come questa fase preliminare abbia permesso anche un notevole miglioramento in termini di affidabilità del sistema meccatronico.

Di seguito verrà esposta esclusivamente l'attività sperimentale sul banco, escludendo quindi la parte di sviluppo del modello numerico, ponendo particolare attenzione sull'analisi di attriti e inerzie e mostrando in conclusione i primi risultati ottenuti.

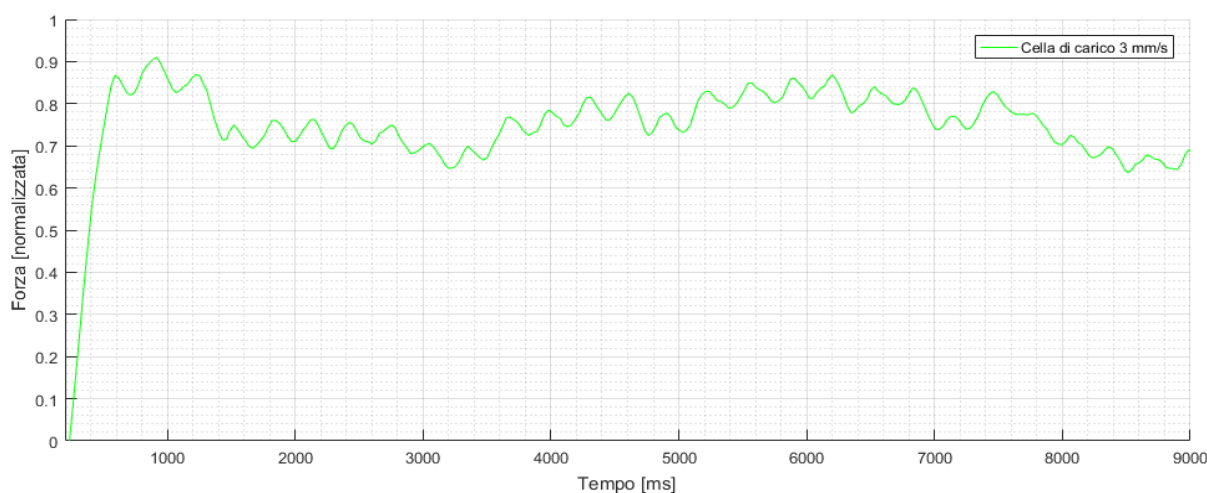
##### 4.1. Analisi delle componenti di inerzia e attrito

Il layout finale del banco prova comprende un intero sistema di sterzo (composto da volante, colonna di sterzo e cremagliera), collegato agli attuatori del banco e infine al simulatore di guida statico. Tutto ciò rappresenta un sistema dinamico molto complesso da poter studiare, soprattutto per la popolazione del

modello numerico con i dati sperimentali. Per tali motivazioni è stata realizzata un'analisi dei sottosistemi che lo compongono mirata alla misurazione di attriti e inerzie dei due attuatori: per fare ciò è stata utilizzata una cella di carico collegata in serie a due barre di acciaio, a loro volta collegate ai due rocker.

Nell'ambito della semplificazione delle analisi, le prove sono state condotte movimentando un solo attuatore e utilizzando manovre che fossero quanto più ripetibili e utili per la comprensione dei singoli effetti.

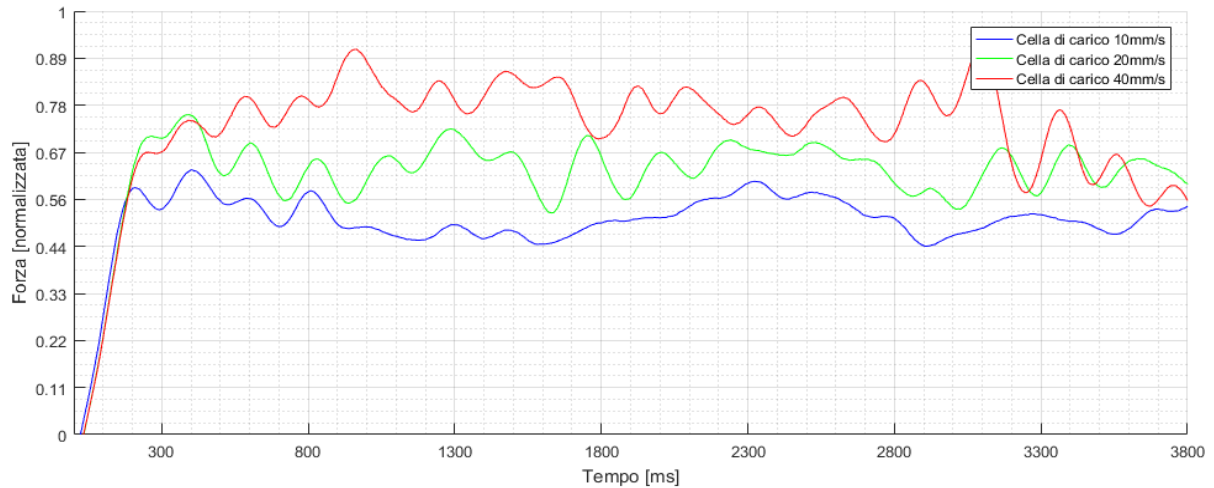
Per quanto riguarda l'attrito, si sono indagati gli effetti di *stick* (effetti del primo distacco) attraverso test specifici: questi hanno previsto l'imposizione di una velocità minima costante che escludesse il contributo viscoso dell'attrito, in modo da determinare i contributi di primo distacco e cinematico. Ripetendo varie volte la stessa tipologia di test, in varie posizioni di partenza, è stato possibile identificare con sufficiente accuratezza i contributi sopracitati. In Figura 5 è riportato un esempio di andamento della forza in relazione al tempo di esecuzione della prova. Inoltre si sono realizzate manovre imponendo dei profili di velocità trapezoidali per l'identificazione della componente viscosa: nel tratto a velocità costante, non essendo presenti fenomeni di inerzia o forzanti esterne applicate, la forza misurata coincide con quella di attrito



**Figura 5: Esempio di andamento della forza con profilo di velocità costante**

Dal grafico (Figura 6) possiamo apprezzare i risultati di varie prove con profili trapezoidali eseguite a velocità crescenti. Come ci si aspettava, l'andamento medio della forza è proporzionale alla velocità cui l'attuatore è movimentato. Oltre al contributo di primo distacco, sono presenti altri contributi di rilevanza che non vengono qui analizzati (infatti si stima che non ci sia una dipendenza di questi contributi dalla velocità). La loro caratterizzazione è avvenuta in maniera più accurata con le prove già menzionate.

Si nota comunque una certa oscillazione attorno al valore medio di ogni curva. Questo è dovuto al controllo degli azionamenti che tenta di mantenere il profilo di velocità inserito, contrastando i contributi di inerzia e attrito propri dei due attuatori presenti. In questa fase preliminare comunque i risultati sono considerati soddisfacenti in quanto è possibile estrapolare un valore medio di attrito sufficientemente accurato.



**Figura 6: Comportamento del banco EPSiL con profilo di velocità costante**

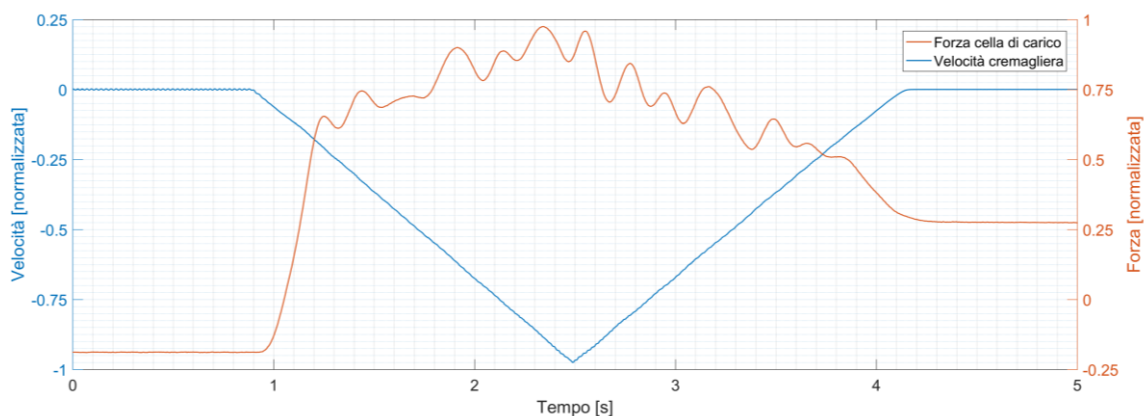
Successivamente è stata valutata l'inerzia. Considerando la complessità di tale stima, si sono utilizzati due metodi che hanno portato a risultati simili. Il primo prevede di imporre un profilo di velocità triangolare sfruttando rampe con accelerazione e decelerazione uguale ( $\dot{\omega}$ ). Il calcolo del valore di inerzia ( $J_{eq}$ ) è possibile misurando la coppia esercitata dall'attuatore al medesimo livello di velocità sul ramo in salita ( $C_1$ ) e sul ramo in discesa ( $C_2$ ) come indicato dalla relazione seguente [9]:

$$J_{eq} = \frac{(C_1 - C_2)}{2 \cdot \dot{\omega}}$$

Il secondo viceversa prevede di sottrarre al valore di forza misurata durante una manovra, il contributo di attrito stimato: non essendo applicate altre forze il contributo rimanente è proporzionale al valore di inerzia.

Per semplicità in questo documento si riporta solamente il primo metodo: questo non è di semplice attuazione in questo caso perché come si può apprezzare dal grafico in Figura 7 la lettura della cella di carico è affetta da una certa oscillazione ancora dovuta al controllore dell'azionamento motore. Considerando un filtraggio del dato si può ottenere comunque una stima di buon livello.

Inoltre abbiamo utilizzato un approccio combinato utilizzando i dati delle prove sperimentali e effettuando varie simulazioni con il modello numerico del banco, fino alla convergenza dei risultati.



**Figura 7: Esempio test a profilo triangolare**



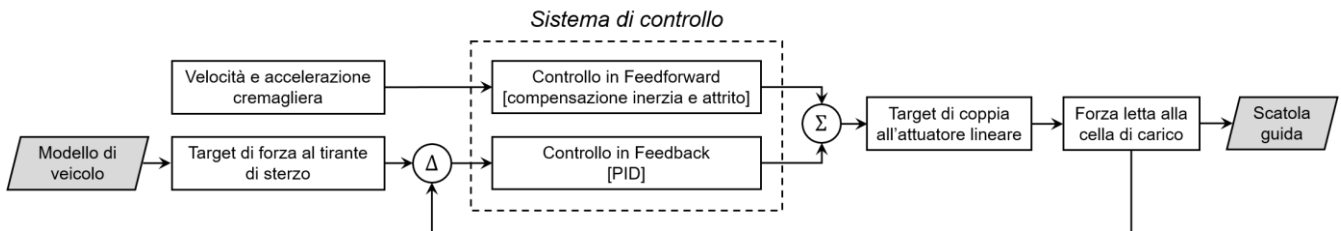
Considerando lo scopo finale del banco prova analizzato, questa attività ha fatto emergere la necessità di definire un sistema di controllo degli attuatori (paragrafo 4.2) che permetta di compensare i contributi di inerzia e attrito ottenendo così un buon feedback al momento dell'inserimento della scatola guida.

Lo sviluppo è stato possibile utilizzando un modello numerico del banco prova, popolato con i dati acquisiti sperimentalmente. Tale modello, non oggetto di questa relazione, è stato adeguatamente validato andando a confrontare i valori di forza misurata alla cella, dopo aver imposto un profilo di spostamento allo sterzo.

#### 4.2. Algoritmo di compensazione

L'idea basilare dell'algoritmo di compensazione è quella di annullare completamente i contributi di inerzia e attrito degli attuatori, ponendo l'obiettivo che la forza misurata sia quella definita dal modello di veicolo. La logica è basata sull'accoppiamento di un controllo in *feedforward* con uno in *feedback*: il primo fornisce un duplice contributo prevedendo l'andamento dell'attrito attraverso un modello numerico su base LuGre e stimando il contributo inerziale mediante la misura dell'accelerazione; il secondo si prefigge di annullare l'errore utilizzando un controllore PID.

Nella Figura 8 si può vedere l'algoritmo di compensazione descritto con una struttura a blocchi.



**Figura 8 – Algoritmo di compensazione delle componenti inerziali e di attrito**

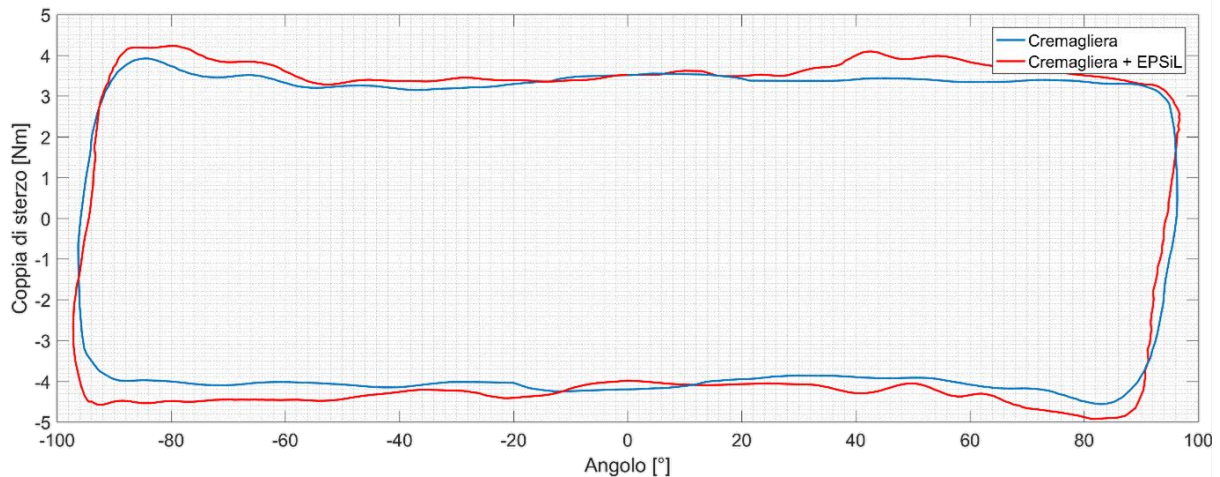
Il modello è stato calibrato generando un profilo sinusoidale di spostamento con uno dei due attuatori e utilizzando l'altro per la compensazione delle forze sulla cremagliera.

Pur conferendo risultati molto interessanti dal punto di vista della compensazione, è rimandato a studi futuri una più attenta compensazione degli effetti inerziali attraverso strumenti più avanzati.

Conclusa la fase di calibrazione, è stato possibile testare l'algoritmo di compensazione sottoponendo lo sterzo a un profilo casuale realizzato da un collaudatore e considerando come target l'annullamento della forza sui tiranti di sterzo.

La figura seguente (Figura 9) rappresenta un grafico che mostra le componenti di coppia esercitata in funzione dell'angolo sterzo, e confronta la scatola guida libera con il banco completo. Possiamo asserire che il comportamento e i valori rilevati sono soddisfacenti, in quanto i due percorsi sono sufficientemente sovrapposti. Osservando il grafico è possibile notare una certa oscillazione della curva rossa che non risulta comunque introdotta dal banco ma che è propria della cremagliera. Infatti, tali oscillazioni, anche se di entità minore, sono presenti anche sulla curva blu.

Questo significa che i valori inerziali e di attrito nelle sue componenti statiche e visose, sono compensati dal sistema attuativo del banco e questo ci permette di passare allo livello successivo: il collegamento del banco al simulatore di guida statico (Figura 10).



**Figura 9 – Influenza del banco EPSiL sul comportamento della sola cremagliera, durante una manovra di sine sweep.**



**Figura 10 – Banco prova sperimentale EPSiL collegato al simulatore di guida statico**

#### 4.3. Risultati

In questo paragrafo vengono riportati i risultati dei primi test eseguiti al simulatore statico: in questo caso il banco ha l'obiettivo di replicare correttamente i carichi ruota indicati durante la manovra dal modello numerico di veicolo real-time.

Come preannunciato questa è condizione fondamentale per poter valutare il feeling di sterzo, che risulta in generale parametro difficilmente quantificabile attraverso modelli numerici.

Per testimoniare i buoni risultati ottenuti sin ora, viene di seguito riportato un grafico ottenuto eseguendo un percorso di guida casuale (Figura 11): la curva rossa rappresenta la forza richiesta sul tirante di sterzo dal modello di veicolo mentre la curva blu il valore letto dalla cella di carico. Come si può notare, le due curve si sovrappongono in modo soddisfacente anche se da un'attenta analisi è possibile notare due aspetti: in primo luogo una maggior vibrazione della forza misurata alla cella. Questo fatto è legato alla dinamica propria della cremagliera sottoposta all'eccitazione contemporanea del pilota e degli attuatori. Il modello di veicolo non è sottoposto a tali effetti, poiché dotato di pneumatici con elevato effetto smorzante e poiché non considera un modello dinamico del sistema di sterzo.

Il secondo punto riguarda una certa discrepanza tra le due curve soprattutto nelle zone di rapido cambio di direzione: ciò è da imputarsi soprattutto a una non perfetta compensazione di alcuni effetti inerziali sulla quale si concentrerà il lavoro futuro. Tale differenza è comunque ritenuta accettabile per gli scopi di questa apparecchiatura.

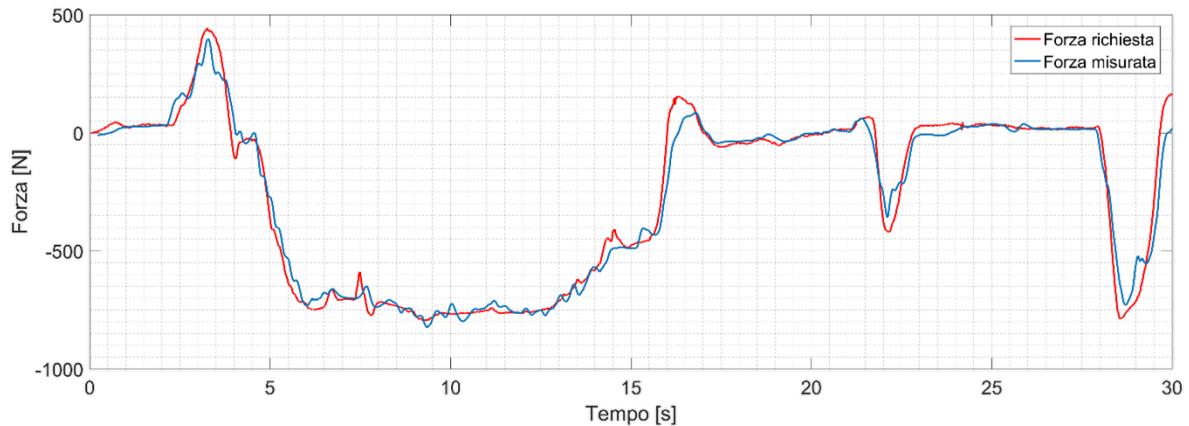


Figura 11 - Confronto tra il profilo di forza richiesta e quella misurata dalla cella di carico.

## 5. CONCLUSIONI

In questo lavoro gli autori si sono occupati della progettazione e della realizzazione di una apparecchiatura da affiancare a un simulatore di guida statico per l'incremento del feeling di sterzo.

La progettazione dell'apparecchiatura è stata possibile grazie a un attento lavoro di analisi dei dati telemetrici raccolti per permettere la definizione delle specifiche tecniche.

Successivamente un grosso sforzo ha riguardato l'analisi delle prestazioni del banco prova e la definizione di un algoritmo di compensazione di inerzie e attriti che ne permettesse un corretto utilizzo. Conclusa la fase di messa a punto è stato collegato al simulatore di guida dove state svolte sia prove standardizzate per la verifica della ripetibilità di funzionamento, sia manovre di guida libera per testare le effettive capacità e i limiti dell'apparecchiatura.

Verificate le ottime prestazioni possiamo asserire che la soluzione proposta rappresenta un concreto avanzamento dello stato dell'arte dei simulatori di guida, grazie all'ottimo feeling di sterzo che è possibile ricreare. Da un punto di vista soggettivo ciò permette un forte incremento delle già alte prestazioni dei simulatori di guida moderni.

Nel futuro gli autori concentreranno l'attenzione proprio sull'ottimizzazione della compensazione dei contributi inerziali e di attrito di minor entità ancora presenti in alcune condizioni di funzionamento, nell'ottica di adottare questa attrezzatura per la messa a punto e la progettazione di scatole guida EPS.

## RINGRAZIAMENTI

Gli autori desiderano ringraziare la Danisi Engineering, partner industriale per questa attività di ricerca, per il fondamentale supporto tecnico ed economico fornito.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] F. Vinattieri, T. Wright, R. Capitani, C. Annicchiarico, and G. Danisi, "Target setting and structural design of an EPS-in-the-Loop test bench for steering feeling simulation," 2016.
- [2] P. E. Pfeffer, M. Harrer, and D. N. Johnston, "Interaction of vehicle and steering system regarding on-centre handling," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 46, no. 5, pp. 413–428, May 2008.

- [3] E. Iyasere, J. Black, M. Kinstle, B. Post, J. Wagner, and D. Dawson, “A real time re-configurable steering simulator for system design studies,” in *American Control Conference, 2007. ACC'07, 2007*, pp. 2289–2295.
- [4] J. Black, E. Iyasere, and J. Wagner, “Creation of a driver preference objective metric to evaluate ground vehicle steering systems,” in *American Control Conference (ACC), 2011, 2011*, pp. 1867–1872.
- [5] L. Nehaoua, A. Marouf, J. J. Santin, P. Pudlo, and M. Djemai, “Towards An Electrical Power-Assisted Steering Simulator : Modeling Specifications,” *IFAC Proc. Vol.*, vol. 43, no. 18, pp. 571–576, 2010.
- [6] J. Rodriguez, P. T. Freeman, J. Wagner, W. Bridges, P. Pidgeon, and K. Alexander, “Automotive steering system preferences evaluated using a driving simulator,” *Int. J. Automot. Technol.*, vol. 17, no. 1, pp. 71–81, Feb. 2016.
- [7] J. Kale, S. Kumar, P. Lavangare, and A. Subramaniam, “Development of Road to Lab Steering Test Rig (ROLAST),” 2017.
- [8] L. Yu, H. Zheng, and C. Zong, “The Design of Electrically Controlled Steering System Hardware-In-the-Loop Test Bench,” 2014.
- [9] G. Legnani, M. Tiboni, R. Adamini, and D. Tosi, *Meccanica degli azionamenti*. Società Editrice Esculapio, 2016.
- [10] F. Ambrogi, F. Cianetti, L. Fabellini, and V. Formica, “Sviluppo e validazione di un modello semplificato di sterzo automobilistico,” presented at the 45°Convegno Nazionale AIAS, 2016, 2016.
- [11] M. Harrer and P. Pfeffer, Eds., *Steering Handbook*. Cham: Springer International Publishing, 2017.
- [12] F. Ambrogi, F. Cianetti, L. Fabellini, and V. Formica, “Definizione e verifica di una tecnica di identificazione sperimentale di sterzi,” presented at the 45°Convegno Nazionale AIAS, 2016.