

## SULLE TECNICHE HiL: STUDIO DEL SISTEMA DI CONTROLLO DI UN DIFFERENZIALE SEMI-ATTIVO

F. Vinattieri<sup>a</sup>, D. Vitaliti<sup>b</sup>, C. Annicchiarico<sup>b</sup> e R. Capitani<sup>a</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 è stato realizzato per indagare l'efficacia delle tecniche Hardware-in-the-Loop (HiL) in confronto alle tecniche numeriche. In dettaglio, viene presentato un caso applicativo che riguarda lo sviluppo della logica di controllo di un differenziale di tipo semi-attivo. Il dispositivo nasce dall'esigenza di migliorare le caratteristiche dinamiche del veicolo, intervenendo sulla ripartizione della coppia esercitata dalle ruote dell'asse motore. L'attuazione è realizzata mediante un circuito elettro-idraulico comandato da una centralina: ciò significa che il comportamento è determinato dalla logica di controllo che viene introdotta. Lo studio è stato condotto con tecniche HiL realizzando un banco prova dedicato collegato con una piattaforma real-time sulla quale vengono simulate alcune manovre realizzate dal veicolo. Tale studio, svolto con lo scopo principale di definire il miglior controllore per il differenziale, ha permesso di verificare come alcuni effetti possano essere individuati esclusivamente con questa tecnica, mettendone in luce l'importanza nello sviluppo di sistemi mecatronici.

### Abstract

The project described was realized to investigate the effectiveness of the Hardware-in-the-Loop (HiL) techniques in comparison to numerical methods. In detail, a case study regarding the control logic development for a semi-active differential is presented. The system considered was proposed as an answer for the demand of enhancing the dynamic behaviour of the vehicle and it can fulfil the request managing the torque on the driving wheels. An electro-hydraulic system controlled by a dedicated control unit realizes the actuation: it means that the selected control law affects the vehicle behaviour. The study was realized by means of HiL techniques using a specific test rig directly connected to a real-time platform where a virtual testing vehicle is capable to run different manoeuvres. Although the first purpose concerned the selection of the best controller for the differential, this study has allowed us to verify that the identification of some phenomena is feasible with this experimental technique only, highlighting its importance in the development of all the mechatronic devices.

**Parole chiave:** Hardware-in-the-Loop, HiL, differenziale semi-attivo, SAD, dinamica veicolo.

### 1. INTRODUZIONE

Le tecniche Hardware-in-the-Loop hanno visto una notevole espansione negli ultimi decenni come conseguenza della sempre più marcata diffusione di sistemi real-time. Ciò si riscontra anche nell'ambiente automobilistico dove l'utilizzo di queste tecniche permette di testare i sistemi mecatronici prima che vengano installati a bordo veicolo.

Oltre a vantaggi di carattere economico, in questo modo è possibile mettere alla prova tali sistemi nelle esatte condizioni di funzionamento garantendo al contempo la sicurezza (si pensi ad esempio a dispositivi che devono entrare in funzione solo in condizioni potenzialmente pericolose) e la rapidità di sviluppo ma ricreando fedelmente e con ripetibilità tutti i fenomeni [1], [2]. L'interesse non è però legato solamente all'ambito industriale, ma anche a quello scientifico e ciò è ben testimoniato dalla crescita nella diffusione di pubblicazioni che li riguardano [3], [4], [5].

L'obiettivo di questo lavoro è stato quello di verificare i benefici di tale tecnica utilizzando un sistema mecatronico come caso studio e cercando di mettere in luce i fenomeni che altrimenti non avrebbero potuto essere apprezzati e considerati.

## 2. DIFFERENZIALE SEMI-ATTIVO

Il caso studio di questo articolo è un particolare differenziale automobilistico progettato per migliorare le doti dinamiche delle vetture su cui viene installato.

Il sistema prende in nome di e-Diff (abbreviazione di Electronic Differential) e appartiene alla famiglia dei sistemi SAD (Semi-Active Differential), dispositivi nati come evoluzione dei differenziali a slittamento limitato LSD (Limited Slip Differential). Mentre questi ultimi presentano un meccanismo che in maniera passiva si attua per generare un certo livello di attrito e modificare la ripartizione di coppia tra le due ruote, i sistemi semi-attivi sfruttano un'unità di controllo elettronica per decidere quando attuare il sistema: è quindi permesso un controllo più mirato della dinamica veicolo.

Nel caso specifico il dispositivo presenta una frizione interna, con dischi alternativamente vincolati alla rotazione con la scatola del differenziale e con uno dei due semiassi. Un pistone interno al differenziale (chiamato slave cylinder) azionato da un circuito idraulico, a sua volta gestito da un attuatore lineare a ricircolo di sfere (detto master cylinder), esercita una spinta assiale sul pacco di frizione per azionare il sistema.

La coppia di attrito che si instaura tra i due elementi è dipendente, una volta fissata la geometria e le caratteristiche tribologiche dei materiali, dal livello di pressione esercitato nel circuito e permette di modificare la ripartizione di coppia tra le due ruote: la coppia motrice maggiore viene sempre trasferita verso la ruota che si trova in condizioni di velocità angolare minore.

Proprio da questo principio deriva il termine semi-attivo: il sistema di controllo può solamente decidere il livello di bloccaggio imposto dalla frizione ma non la direzione in cui ripartire la potenza motrice, definita invece dal segno della differenza delle velocità angolari.

Modificando la ripartizione di coppia motrice tra le ruote, come risultato non si ha solamente una variazione delle capacità di trazione del veicolo ma anche delle capacità direzionali, a causa della generazione di una coppia imbardante. Se per esempio consideriamo le vetture con trazione posteriore equipaggiate con sistemi passivi (LSD), queste sono caratterizzate da un brusco cambio di comportamento al variare delle condizioni di guida. Approcciando una curva su fondo stradale con buona aderenza, finché l'accelerazione laterale è tale da garantire aderenza anche sulla ruota interna, non si ha effetto di slittamento della ruota. Ciò implica che in questa fase, la ruota interna riceva maggior coppia motrice e che ci sia quindi la tendenza al sottosterzo. Quando invece il limite di aderenza della ruota interna è superato e si instaura uno slittamento di quest'ultima, maggior coppia è ripartita sulla ruota esterna e ciò rende il veicolo maggiormente sovrasterzante. Proprio la variazione del comportamento non rende gradevole le sensazioni del pilota, rendendo più complessa la gestione del veicolo nelle fasi di transizioni per piloti non professionisti.

I sistemi SAD nascono sia per garantire un'attuazione del sistema solo nelle condizioni effettivamente necessarie, ovvero di slittamento (evitando tra le altre cose una brusca variazione del comportamento del veicolo), sia per poter modulare l'attuazione della frizione e ottimizzarne il funzionamento in ogni condizione di marcia, potendo sfruttare una logica di controllo multi-livello.

### 2.1. Logica di controllo

Il presente lavoro si è concentrato sullo studio di una particolare condizione di utilizzo del meccanismo: la variazione della ripartizione di potenza al fine di incrementare la trazione una volta che una ruota si trovi in condizioni di imminente slittamento.

La legge di controllo scelta (1) si basa sulla lettura di due soli segnali monitorati sul veicolo: la differenza delle velocità angolari delle ruote posteriori (da ora in avanti definita come delta omega) e la velocità di imbardata. Entrambi sono utilizzati nel parametro WS (Wheel Spin) per definire le condizioni di incipiente slittamento della ruota interna alla curva. Il target di pressione viene invece definito tramite un controllo Proporzionale-Integrale-Derivativo (definito PID) sul valore del delta omega [6].

$$P = WS \cdot PID(|\Delta\omega|) \cdot t_{flag} \quad (1)$$

dove:

$$WS = \max(0, [\text{sign}(\Delta\omega \cdot r)]) \quad \text{WS (Wheel Spin)}$$

$$WS = \begin{cases} 1 & \text{se } \text{sign}[(\omega_D - \omega_S) \cdot r] > 0 \\ 0 & \text{se } \text{sign}[(\omega_D - \omega_S) \cdot r] \leq 0 \end{cases}$$

$$t_{flag} = \begin{cases} 0 & \text{se } TPS\% < 5 \\ 1 & \text{se } TPS\% \geq 5 \end{cases} \quad \text{Controllo sulla valore di apertura farfalla}$$

$$r \quad \text{Velocità di imbardata}$$

$$\Delta\omega = \omega_{Destra} - \omega_{Sinistra} \quad \text{Differenza delle velocità angolari delle due ruote motrici}$$

Per poter verificare l'efficacia del dispositivo controllato con questa legge si sono confrontati i risultati con quelli ottenuti con altri metodi di controllo oltre che con un differenziale aperto. Di seguito sono descritte le leggi di controllo con i relativi parametri.

$$T_{lock} = T_{engine} \eta_{gear} \eta_{final} K \quad \text{Logica LSD}$$

La logica LSD è stata utilizzata per avere un termine di paragone e permettere un confronto tra il sistema passivo e quello controllato. La coppia di bloccaggio è proporzionale a quella motrice, stimata dalla mappa motore conoscendo la percentuale di apertura farfalla e i giri motore; i due termini rimanenti riguardano i rendimenti del sistema di trasmissione.

In questo caso, a differenza delle altre logiche, viene direttamente stabilito un target di coppia di attrito; successivamente l'unità di controllo si incarica di modificare il target di pressione per il raggiungimento dell'obiettivo stabilito.

$$P = WS \cdot P_{max} \cdot t_{flag} \quad \text{Logica on-off}$$

In questo caso, ogni volta che le condizioni di bloccaggio sono raggiunte ( $WS > 0$ ) il target di pressione è pari al massimo valore possibile (eguale a 20 bar). Un ulteriore controllo sul livello di TPS ( $t_{flag}$ ) è stato inserito per evitare bloccaggi in condizioni di frenata (non di interesse per questo studio).

$$P = WS \cdot T_{ratio} K \cdot |\Delta\omega| \quad \text{Logica P-LSD}$$

La logica descritta si basa sul funzionamento di un differenziale LSD classico, ma il bloccaggio viene controllato dal medesimo termine WS in modo che l'attivazione avvenga solo nelle effettive condizioni di necessità (ossia di incipiente slittamento).

Inoltre è stato inserito un fattore di proporzionalità sul delta omega per favorire il raggiungimento della condizione di uguale velocità di rotazione.

Il termine  $T_{ratio}$  descrive il rapporto tra l'effettiva coppia motore e la massima coppia erogabile, necessario a modulare la pressione attuatore.

### 3. TECNICHE HARDWARE-IN-THE-LOOP

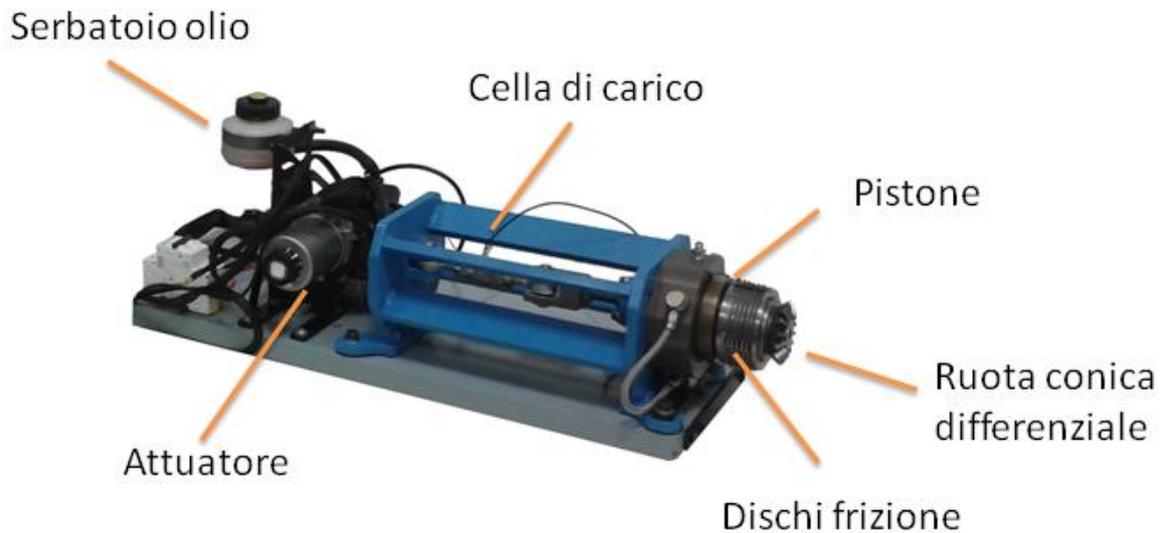
Come descritto nell'introduzione, per questo caso studio si è deciso di utilizzare tecniche Hardware-in-the-Loop a seguito di una campagna numerica.

Vista la complessità del sistema si è strutturato lo studio in livelli successivi: una prima analisi, oggetto di questo documento, considera l'introduzione della reale unità di controllo, dell'azionamento e di una parte hardware del differenziale, ossia lo slave cylinder e il pacco frizione.

Il passo successivo, argomento di prossimi lavori, prevede di considerare il moto relativo tra i dischi frizione, studiando in maniera specifica la coppia di frizione generata e la sua variazione nelle diverse condizioni di funzionamento.

#### 3.1. ATB – Actuator Test Bench

Per l'analisi è stato progettato e realizzato un banco test visibile nella figura 1. Il telaio (in azzurro) sostiene la parte del differenziale contenente il sistema di attuazione (slave cylinder) con il relativo pacco frizione e permette il fissaggio della cella di carico assiale. Il circuito oleodinamico è posto in pressione sfruttando un attuatore lineare con motore elettrico in asse alla vite a ricircolo di sfere, munito del proprio serbatoio.



**Figura 1 – Schema ATB (Actuator Test Bench)**

Questo viene utilizzato per i test, collegandolo via CAN-Bus con l'unità di controllo e con una piattaforma real-time (dSPACE MicroAutoBox II) sulla quale viene simulata la manovra stabilita per il veicolo.

Questa piattaforma è munita di un'unità I/O analogico-digitale con la possibilità di gestire sistema CAN-Bus, in modo da poter replicare la comunicazione così come avviene in vettura.

L'obiettivo di tale banco prova è quello di poter relazionare il target di pressione definito dalla centralina di controllo all'effettivo valore di forza normale esercitato sul pacco frizione e monitorata dalla cella di carico. La forza normale è poi utilizzata per calcolare la coppia di attrito effettivamente creata all'interno del dispositivo sfruttando una specifica funzione di trasferimento [6].

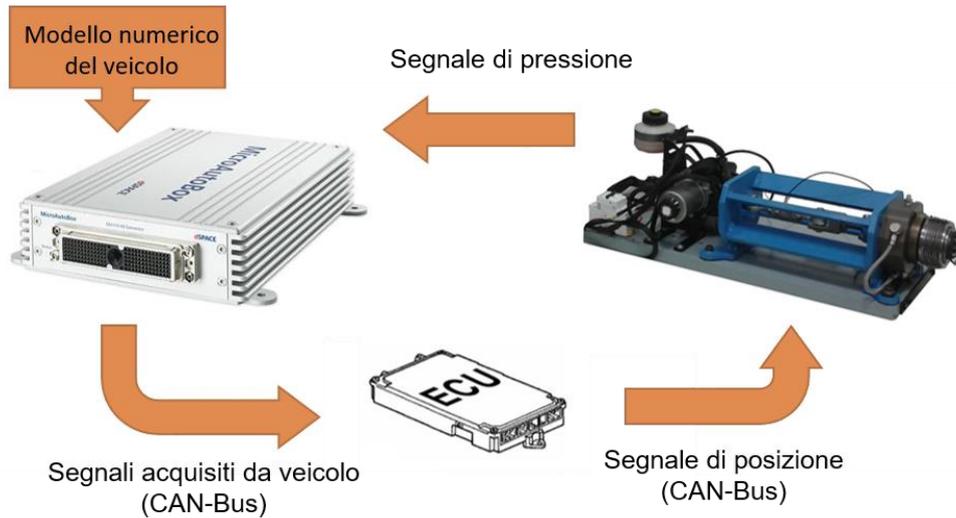


Figura 2 – Schema della struttura HiL

### 3.2. Caratterizzazione dell'attuatore

La fase preliminare si è concentrata sulla caratterizzazione del funzionamento dell'attuatore elettro-idraulico, in termini sia di accuratezza nel raggiungimento del target stabilito sia di tempi di risposta.

Il controllore interno al dispositivo dà la possibilità di gestire il sistema con una doppia modalità: controllo in pressione e in posizione. Per verificare l'efficacia dei due metodi abbiamo analizzato la risposta al gradino del sistema, sempre utilizzando l'unità dSPACE per la generazione del target.

Considerando le figure 3 e 4, possiamo notare come il controllo in pressione garantisca un andamento meno spigoloso della pressione e senza sovraelongazioni ma a scapito di un aumento del tempo di risposta: la velocità di salita infatti risulta funzione del target imposto.

Il controllo in posizione permette invece una rapida risposta, con una velocità di salita non dipendente dal target finale. Ovviamente si registra un comportamento più brusco che comunque non è critico per l'applicazione in analisi, che invece richiede rapidità di intervento.

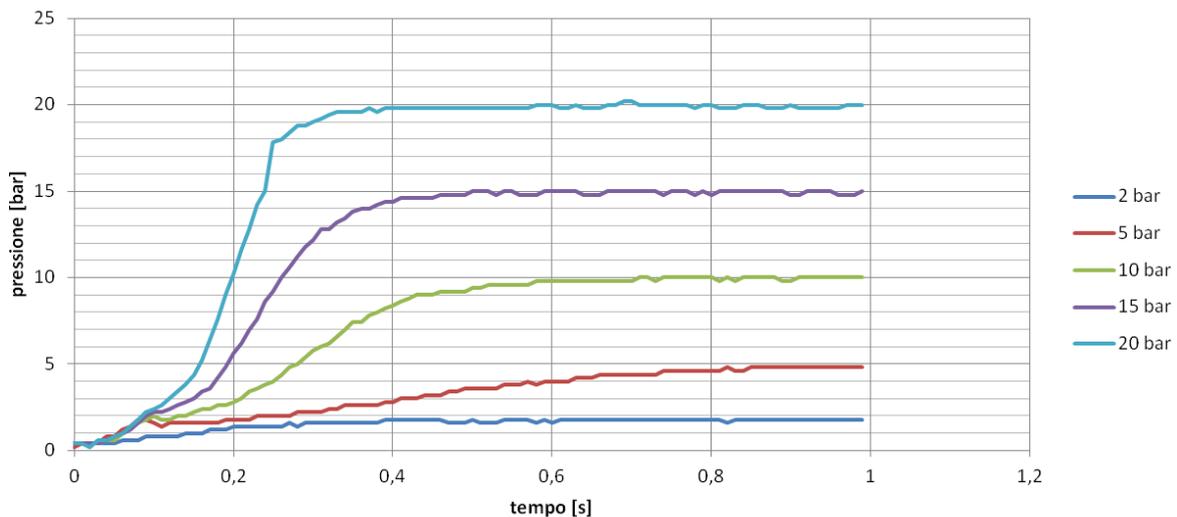


Figura 3 - Risposta al gradino, controllo in pressione

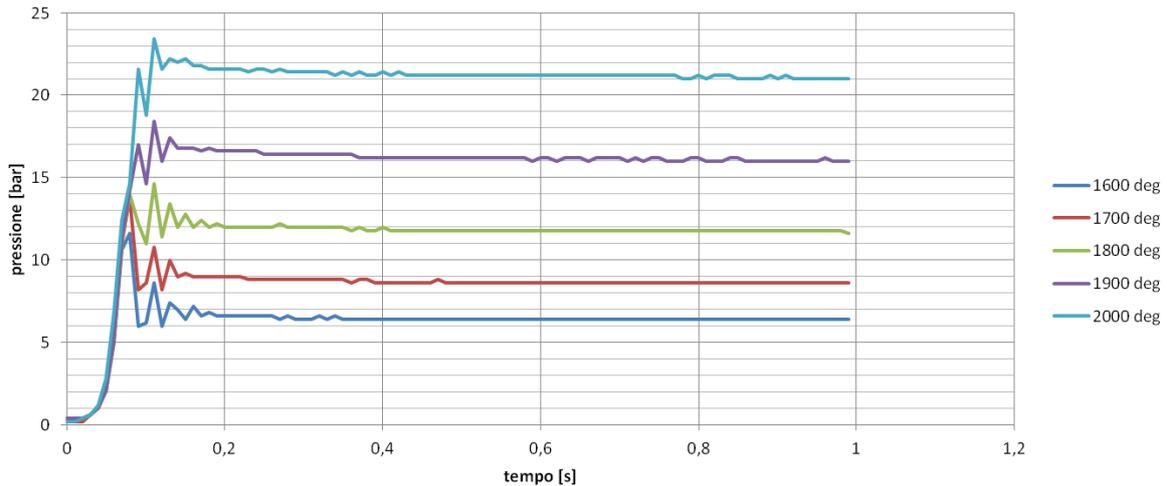


Figura 4 - Risposta al gradino, controllo in posizione

I risultati ci hanno spinto verso l'uso del secondo metodo di controllo che in ogni caso può essere utilizzato unicamente conoscendo la relazione tra la posizione dello master cylinder e la pressione del circuito ricavata in condizioni di equilibrio del sistema. Una semplice relazione logaritmica è stata ricavata con metodo regressivo considerando varie prove di step della pressione target (2).

$$Position = 358.2 \cdot \ln(Pressure) + 936.9 \quad (2)$$

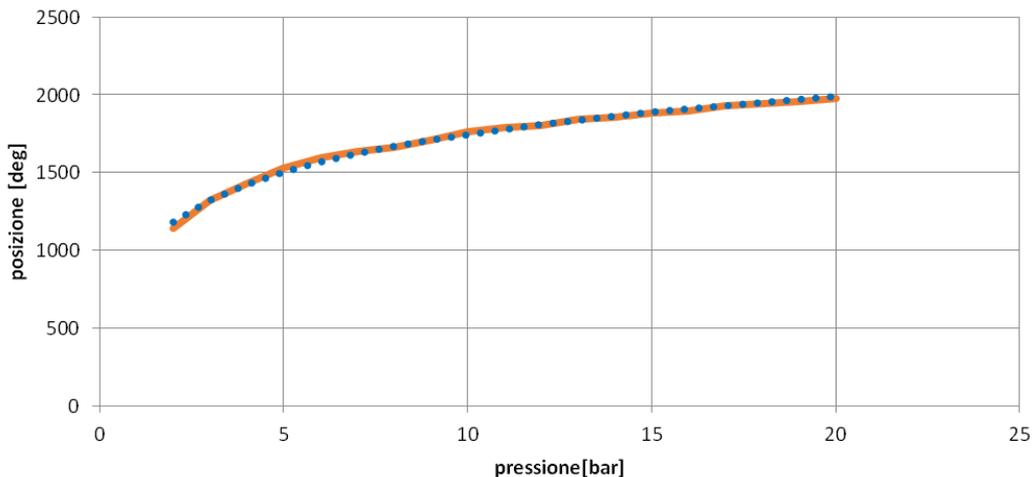


Figura 5 - Relazione tra la posizione master cylinder e pressione

### 3.3. Modellazione del veicolo

In questo studio il veicolo preso a riferimento è una vettura monoposto a ruote scoperte che compete nel campionato Formula SAE.

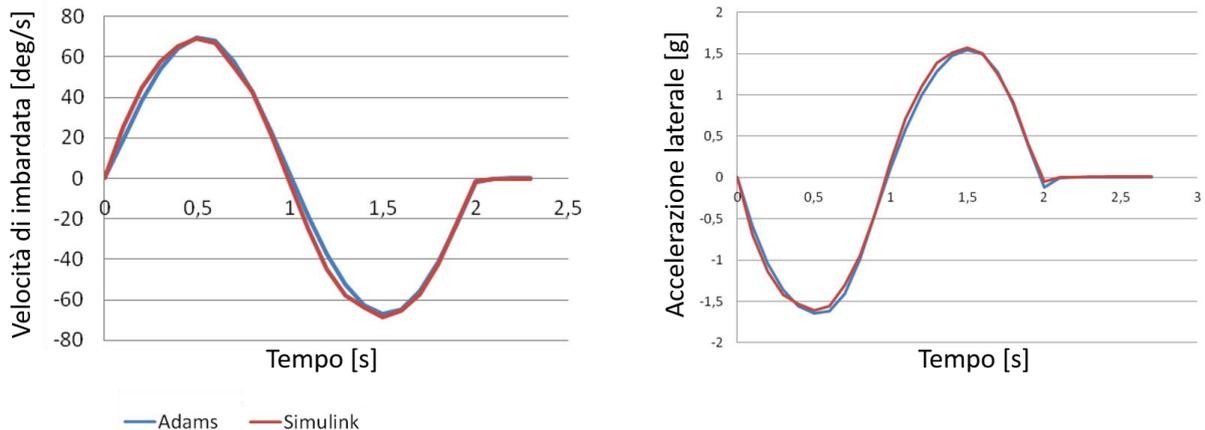
La necessità di realizzare un modello di veicolo real-time ci ha spinti verso l'utilizzo di uno specifico software sviluppato da dSPACE per questo tipo di attività denominato ASM (Automotive Simulation Models) realizzato in ambiente Simulink.

A differenza dei codici multi-corpo, tale software permette di modellare il veicolo riducendo il numero dei gradi di libertà totali e sfruttando look-up table. Ciò richiede comunque l'utilizzo di strumenti

necessari a definire le relazioni tra le varie grandezze, specialmente per quanto riguarda il sistema sospensivo.

Per tale motivo, si è deciso di modellare la vettura anche in ambiente multi-body, sfruttando il software ADAMS Car; questo si è reso utile anche come ulteriore verifica del modello.

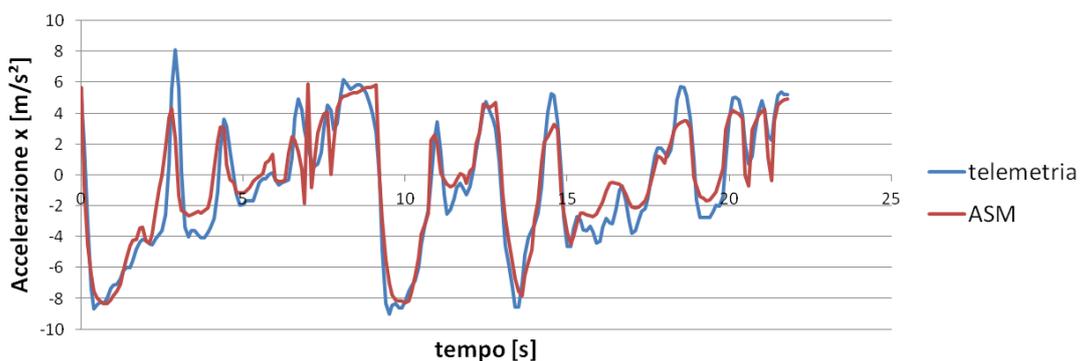
Una volta conclusa si è passati a una fase di validazione successiva. In primo luogo è stato realizzato un confronto tra i due precedenti modelli considerando manovre di tipo open-loop per scongiurare l'influenza del driver sui risultati. La manovra presa in analisi è quella di single lane change: a parità di input (il profilo di sterzo considerato è il medesimo) si nota come i risultati siano sovrapponibili senza differenze apprezzabili (figura 6).



**Figura 6 – Confronto tra i modelli. a) Accelerazione laterale b) Velocità di imbardata**

Successivamente il modello di veicolo realizzato su ASM è stato confrontato con il veicolo reale considerando i dati di telemetria acquisiti in un giro di pista e replicando i medesimi input forniti dal pilota.

Come è apprezzabile dalle immagini sotto (figure 7-8), l'andamento delle accelerazioni ben segue il profilo acquisito, fatta eccezione per alcune discrepanze dovute principalmente sia alle irregolarità della pista non riportate sul modello (come avvallamenti o inclinazione del fondo stradale), sia alla mancanza delle curve motore a regimi parzializzati.



**Figura 7 - Confronto con la telemetria – Accelerazione longitudinale**

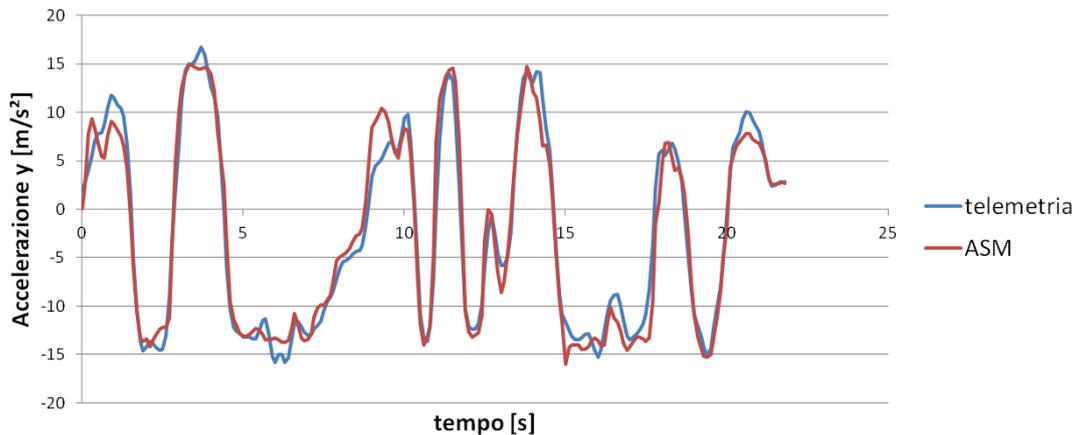


Figura 8 - Confronto con la telemetria - Accelerazione laterale

#### 4. SIMULAZIONI

Per la verifica della logica di controllo più efficace per il dispositivo si sono simulate differenti manovre per cercare di indagare il maggior numero di condizioni di funzionamento possibili, ma in questo documento vengono riportati solamente i risultati di due di esse.

La prima è una manovra di steering pad (o ramp steer), usualmente adottata per la caratterizzazione del comportamento stazionario: lo scopo è quello di stabilire l'accelerazione laterale massima di cui è capace il veicolo.

La prova è stata realizzata mantenendo la velocità longitudinale costante (50 km/h) e aumentando linearmente l'angolo di sterzo (rateo di crescita pari a 10 gradi/s).

Il risultato più emblematico è rappresentato dal grafico in figura 9 che definisce la variazione dell'angolo di sterzo al variare dell'accelerazione laterale. Come si può apprezzare, la vettura con differenziale SAD, in qualsiasi delle sue configurazioni, riesce ad avere un comportamento meno sottosterzante permettendo il raggiungimento di un picco di accelerazione laterale maggiore: l'aumento percentuale è di circa 10%.

Il differenziale in questione riesce ad avere il medesimo comportamento del differenziale open, garantendo quindi una maggior guidabilità del veicolo nelle condizioni di aderenza.

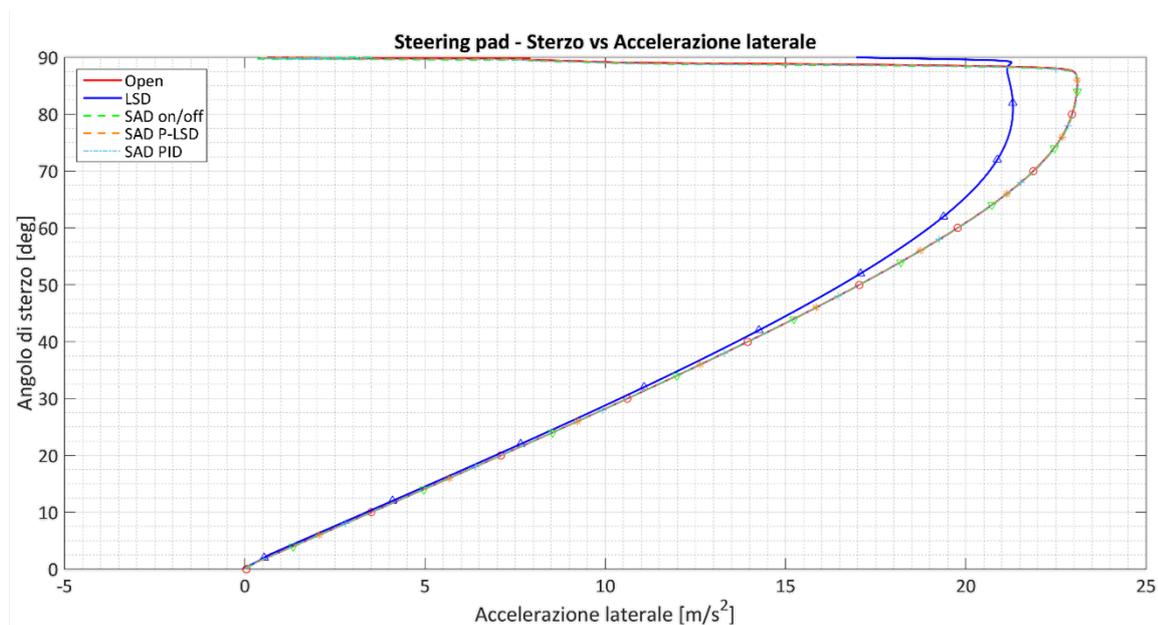


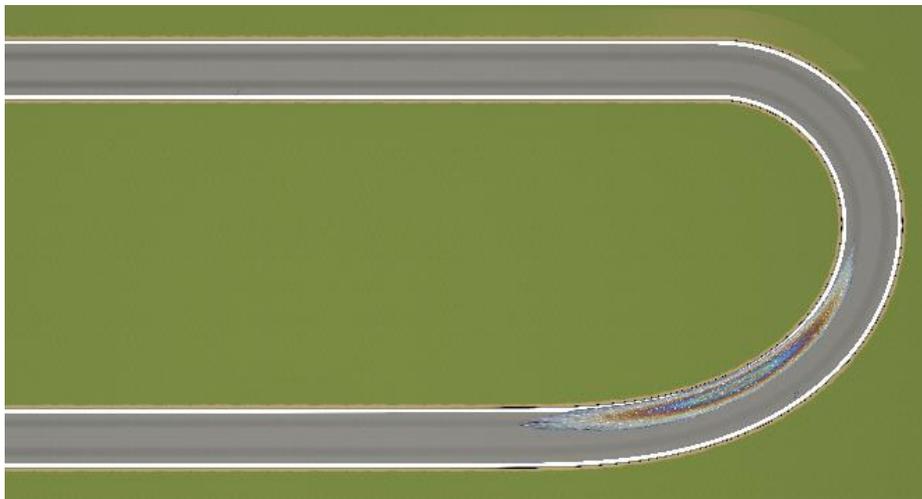
Figura 9 - Steering pad - Angolo di sterzo rispetto all'accelerazione laterale

Questa prima prova sottolinea le peculiarità del differenziale in questione rispetto a un differenziale meccanico, ma non è discriminante nello stabilire la logica di controllo maggiormente indicata.

Per questo motivo una seconda manovra è di seguito descritta: si tratta della cosiddetta prova di power-on-cornering, manovra di tipo transitorio che nasce per studiare il comportamento del veicolo durante la fase di uscita da una curva. In questo caso risulta di notevole importanza dato che lo scopo primario del sistema è quello di massimizzare la trasmissione di potenza a terra con scarse condizioni di aderenza, dovute ad esempio al forte aumento dell'accelerazione laterale.

Per questa manovra si è utilizzato un controllo in closed-loop sfruttando la pista raffigurata nella figura 10, descritta da due tratti rettilinei paralleli raccordati da un arco di circonferenza con raggio di 10 metri e ampiezza di 90 gradi, seguito da una clotoide con raggio iniziale di 10 metri e finale di 90 metri. Per esaltare l'effetto della perdita di aderenza sulla ruota interna, una zona ad aderenza dimezzata è stata inserita nella parte interna del tracciato.

La velocità del veicolo è stata fissata a 36 km/h nella prima parte rettilinea, mentre nella fase di curva è stata fissata la richiesta di TPS al 100%.



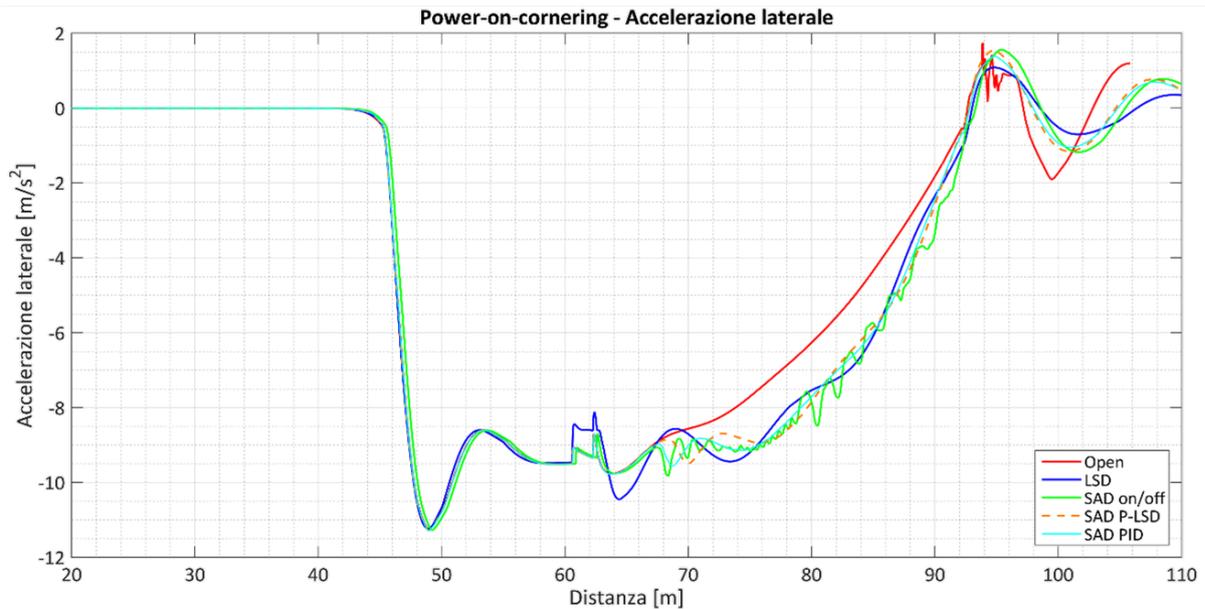
**Figura 10 - Rappresentazione della pista utilizzata nella prova di Power-on-cornering**

La possibilità di trasmettere maggior potenza a terra permette di aumentare la velocità di percorrenza e di uscita dalla curva. Questo è ben visibile monitorando i livelli di accelerazione longitudinale e laterale (figure 11 – 12).

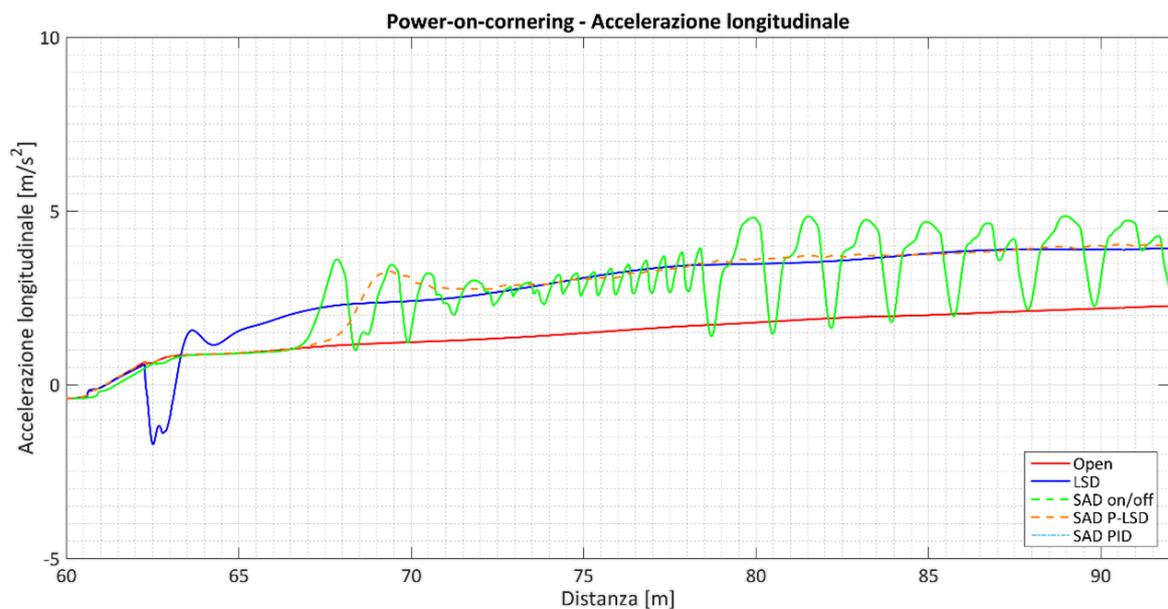
Risulta evidente come il differenziale di tipo open permetta livelli di accelerazione longitudinale e laterale nettamente inferiori rispetto a quelli degli altri dispositivi.

Considerando le differenti logiche di controllo utilizzate, possiamo notare come la logica con comportamento on/off determini notevoli oscillazioni di accelerazione. Ciò, oltre ad essere negativo per il pilota, influisce negativamente anche sul comportamento del pneumatico, che subisce una repentina variazione della richiesta di aderenza. Le altre tre logiche invece hanno comportamento simile, anche se confrontando le velocità di uscita dalla curva si può indicare la logica PID come la migliore.

Anche in questo caso comunque si nota come il bloccaggio del differenziale venga innescato solamente quando vengono raggiunte le condizioni di slittamento (parte finale della curva), come desiderato per favorire la guidabilità.



**Figura 11 - Power-on-cornering - Accelerazione laterale**



**Figura 12 - Power-on-cornering - Accelerazione longitudinale**

Sempre in merito a questa prova, possiamo riportare altri due importanti grafici (figure 13-14). La prima figura rappresenta il target di pressione richiesto dalla centralina all'attuatore, mentre la seconda rappresenta l'effettiva pressione acquisita dal sensore. La differenza, notevole nel caso della logica on/off, frutto della dinamica del sistema elettro-meccanico, è segno emblematico dell'apporto fornito da questo tipo di approccio a confronto con simulazioni puramente numeriche che non permettono di replicare certi effetti.

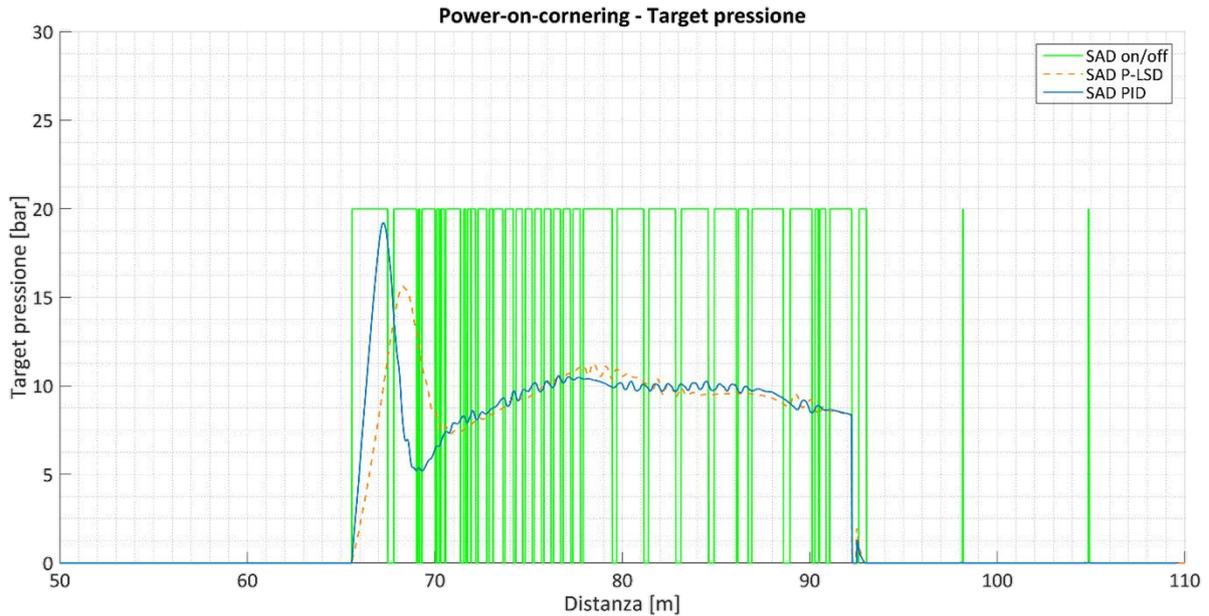


Figura 13 - Power-on-cornering - Target di pressione

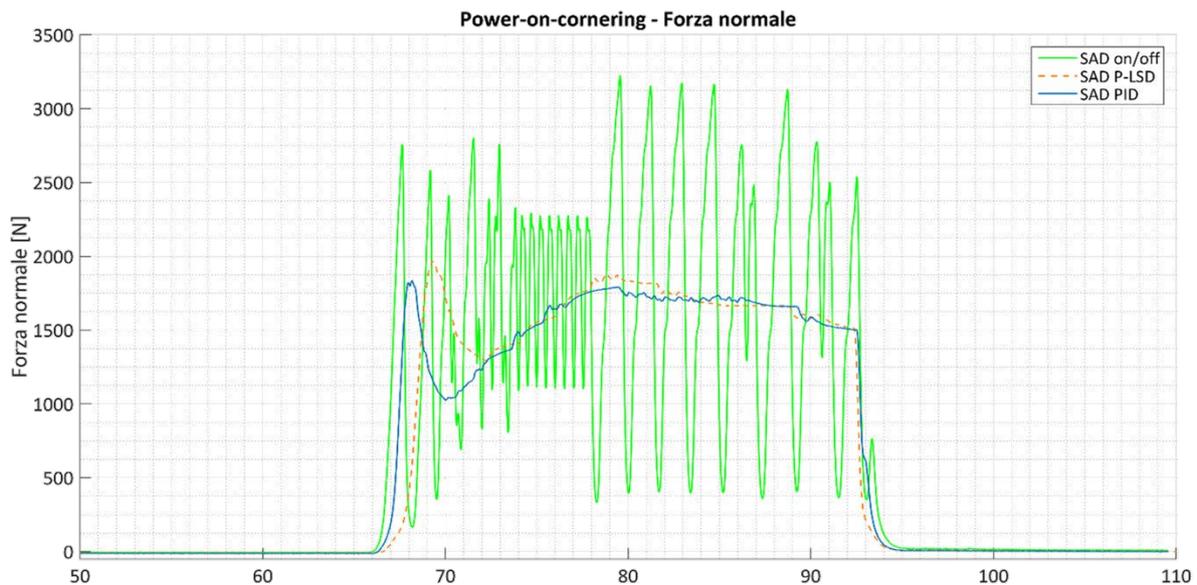


Figura 14 - Power-on-cornering - Forza normale letta dalla cella di carico

## CONCLUSIONI

Il caso studio preso in analisi in questo documento è un particolare differenziale automobilistico semi-attivo, controllato mediante un sistema elettro-idraulico. Questo sistema, gestito da una unità di controllo apposita, permette di variare in maniera continua la coppia di bloccaggio modificando in questo modo la ripartizione di potenza a terra e di conseguenza il comportamento del veicolo. Perché il dispositivo sia efficace è però necessario che la logica di controllo sia ottimizzata e per questo motivo si è deciso di verificare l'efficacia del controllo attraverso un confronto con altre logiche.

Per fare questo si è scelto di adoperare tecniche di tipo Hardware-in-the-Loop, che permettono di realizzare simulazioni numeriche introducendo componenti reali, quali l'unità di controllo, il sistema di attuazione e parte del differenziale per il nostro caso specifico.

Considerando due differenti manovre, si è potuto dimostrare come la logica di controllo proposta permetta al veicolo di massimizzare le prestazioni facendo incrementare la potenza trasmessa a terra (massimizzando conseguentemente il livello di accelerazione longitudinale e laterale), mantenendo al contempo il comportamento più prevedibile.

Questo caso studio è stato però utilizzato soprattutto per sottolineare i vantaggi apportati dalle tecniche Hardware-in-the-Loop. Nel caso specifico infatti potendo inserire il reale sistema elettro-meccanico (con la sua risposta dinamica) nel loop si è illustrato come a fronte di un certo target di pressione richiesto dall'unità di controllo si ottenga un differente andamento dell'effettiva forza normale esercitata sul pacco frizione, caratterizzata anche da un certo ritardo. Questi effetti, che hanno varie cause, sono molto importanti nella caratterizzazione della logica di controllo che verrà successivamente implementata in vettura, ma difficilmente possono essere considerati nel modello numerico. In altre parole, queste tecniche dimostrano la loro efficacia nel prevedere le effettive condizioni in cui si troverà a operare il sistema permettendo quindi un'accelerazione nel processo di sviluppo.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] M. Schlager, *Hardware-in-the-loop simulation of real-time systems*. Saarbrücken: VDM Verl. Müller, 2008.
- [2] M. Basic, "On hardware-in-the-loop simulation," in *Decision and Control, 2005 and 2005 European Control Conference. CDC-ECC'05. 44th IEEE Conference on*, 2005, pp. 3194–3198.
- [3] T. Lindh, J.-H. Montonen, M. Niemelä, J. Nokka, L. Laurila, and J. Pyrhonen, "Dynamic performance of mechanical-level hardware-in-the-loop simulation," in *Power Electronics and Applications (EPE'14-ECCE Europe), 2014 16th European Conference on*, 2014, pp. 1–10.
- [4] H. K. Fathy, Z. S. Filipi, J. Hagen, and J. L. Stein, "Review of hardware-in-the-loop simulation and its prospects in the automotive area," 2006, p. 62280E–62280E–20.
- [5] P. M. Menghal and A. J. Laxmi, "Real time simulation: Recent progress & challenges," in *Power, Signals, Controls and Computation (EPSCICON), 2012 International Conference on*, 2012, pp. 1–6.
- [6] A. Tesi, F. Vinattieri, R. Capitani, and C. Annicchiarico, "Development of an e-LSD Control Strategy Considering the Evolution of the Friction Torque with the Wear Depth," *SAE Int. J. Engines*, vol. 9, no. 3, Apr. 2016.