

SVILUPPO DI METODOLOGIE PER L'IMPLEMENTAZIONE DI BANCHI PROVA VIRTUALI CON INPUT ACCELEROMETRICI

Claudio Braccesi, Filippo Cianetti, Luca Landi

Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Perugia, Via G. Duranti 1, 06125 Perugia, e-mail:l.landi@unipg.it

SOMMARIO

Negli ultimi anni le metodologie adottate per la progettazione e lo sviluppo dei prodotti industriali sono cambiate radicalmente, avvalendosi sempre di più di tecniche di simulazione numerica attraverso le quali è possibile ridurre al minimo le prove sui prototipi fisici. Un ruolo fondamentale è quello ricoperto dalla simulazione dinamica di tipo multi corpo (Multi Body System o MBS); con questo tipo di approccio è possibile riprodurre, attraverso modelli numerici, il comportamento dinamico di qualsiasi sistema meccanico, opportunamente schematizzato [1].

In questo ambito si inserisce la presente attività di ricerca che riguarda la possibilità di simulare in maniera robusta condizioni di sollecitazione e di moto determinate dalla applicazione nel tempo di moti vincolari espressi in termini di accelerazioni o forze applicate con connotati di segnali a banda larga che possiamo definire genericamente Random.

Il “caso” industriale cui si farà riferimento rientra nell’ambito di una collaborazione dell’Università degli Studi di Perugia e la società ELASIS S.C.p.A., e consiste nella replica in ambiente numerico di prove al banco di autoveicoli concernenti la simulazione della prova definita “pavè”. Essa consiste nell’applicazione a banchi prova virtuali di segnali accelerometrici acquisiti sperimentalmente direttamente da prove su strada su percorsi predefiniti. I risultati delle simulazioni possono essere utilizzate proficuamente, sia al fine di valutare il confort che per valutare l’affidabilità del sistema meccanico-veicolo stesso. Il segnale accelerometrico sperimentale, se applicato direttamente al banco prova virtuale in oggetto, manifesta il tipico problema di *deriva numerica* dovuto alla doppia integrazione nel dominio del tempo necessaria per imporre lo spostamento vincolare risultante sul mozzo delle ruote del veicolo.

Nel presente lavoro verranno presentate due differenti metodologie di uso generale atte a risolvere il problema della deriva numerica: la prima utilizza un controllo passivo del sistema basato su filtri passa banda, la seconda utilizza un controllo derivativo proporzionale attivo in grado di comandare il sistema virtuale attraverso un feedback sul segnale accelerometrico voluto.

ABSTRACT

The dynamic simulation of complex Multi Body Systems (MBS) is more and more habitually used in the last years for the design of new products [1]. Through these simulation techniques is possible to reduce the testing phase on real prototypes reducing also the time/costs of this fundamental industrial phase.

The main topic of this research is to perform a numerical simulation of the behaviour of a complex MBS system with wide band acceleration (force) inputs (the experimental signal shape is usually similar to a random signal). The research, conducted by Dipartimento di Ingegneria Industriale di Perugia in collaboration with ELASIS S.C.p.A., is related to the numerical replication of a so called “pavè” tests for auto vehicles. Though this tests we want to apply to a numerical model of a vehicle some accelerometric inputs acquired during road test on real vehicle. The numerical results of these simulation can be latter used for comfort and durability validation.

As we know is not possible to directly apply accelerometric inputs to impose the vehicle displacement because the numerical displacement of the car derive from the experimental one after few seconds of simulation also if a proper set of initial condition is given.

In this paper two different methodologies for direct application of accelerometric input to numerical MBS system are presented: the first uses a passive control system based on filters the second uses an active proportional-derivative control system driven through a system feedback.

1. INTRODUZIONE

La problematica della *deriva numerica* ha carattere generale e si palesa, svincolandosi da un particolare tipo di sistema meccanico, nell'impossibilità di controllare l'andamento di una funzione di spostamento ottenuta dalla integrazione numerica di un segnale di accelerazione pur imponendo delle opportune condizioni iniziali (figura 1). Le funzioni di spostamento ottenute integrando, senza particolari accorgimenti, di segnali accelerometrici di tipo Random, presentano delle componenti di deriva anche quando l'integrazione avviene al di fuori dall'ambito della simulazione dinamica. Tale problema viene inoltre riscontrato anche nel caso in cui gli input siano delle time-history di forza. La deriva stessa dipende essenzialmente dall'integrazione-amplificazione della componente in bassa frequenza del segnale di input, la stabilizzazione del sistema non può essere effettuata attraverso l'imposizione delle corrette condizioni iniziali dello stesso anche a causa della persistente presenza di “rumore numerico” in bassa frequenza.

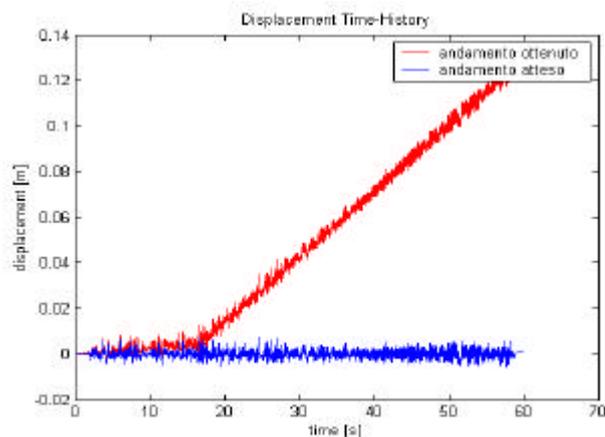


Figura 1 – Deriva numerica dello spostamento

Gli approcci esistenti per risolvere il problema suddetto nell'ambito veicolistico prevedono, ad esempio[2]: l'introduzione di vincoli di tipo molla-smorzatore fra la scocca e il sistema di riferimento fisso che, appositamente tarati, permettono di eliminare la deriva del sistema virtuale senza influenzare in modo consistente il comportamento del veicolo da simulare. Un approccio attivo al controllo di questi sistemi viene sviluppato attraverso un feedback sulla posizione dei centri ruota del veicolo nel tempo che minimizza la differenza esistente fra gli spostamenti rilevati e quelli imposti al sistema virtuale.

Queste due impostazioni limitano di molto il campo di applicabilità delle soluzioni trovate in entrambi i casi: nel caso in cui si vincoli la vettura tramite molle e smorzatori ogni simulazione su un veicolo differente ha bisogno di una lunga fase di test per tarare in modo ottimale il gruppo di molle-smorzatori necessarie. La definizione delle masse e molle "vincolari" dipendono inoltre dalla banda passante del segnale in ingresso e quindi, dal tipo di prova virtuale da effettuare sul veicolo stesso. Nel caso del controllo attivo in spostamento c'è la necessità di conoscere a priori i dati relativi allo spostamento relativo fra il centro ruota e la parte superiore della sospensione del mezzo sui vari punti del percorso di misura, questi dati non sono ottenibili da prove di misura delle accelerazioni sul centro ruota come quelle standard utilizzate in ELASIS S.C.p.A.

Lo spostamento sperimentale risulta comunque essere ignoto, e quindi questo metodo risulta essere inapplicabile, in una fase iniziale di progettazione di un nuovo veicolo.

Nell'articolo si introdurranno due differenti metodologie atte a risolvere il problema esposto secondo due differenti metodologie a livelli di complessità crescenti:

1. **controllo passivo** degli input accelerometrici tramite filtraggio del segnale sperimentale e successiva ricostruzione di un segnale in spostamento congruente con l'input accelerometrico dato che viene poi fornito in ingresso al MBS [3,4];
2. **controllo attivo** degli input accelerometrici tramite controllore attivo proporzionale derivativo (PD) che, retroazionando il segnale accelerometrico sul punto voluto, riesce ad imporre direttamente l'input accelerometrico sul sistema virtuale [5,6].

Nei paragrafi successivi le due differenti metodologie saranno ampiamente illustrate e ne verranno discussi i principali pregi e difetti.

2. CONTROLLO PASSIVO

Visto che il problema della deriva numerica dipende essenzialmente dall'amplificazione delle componenti in bassa frequenza (<1Hz) dovuta alla doppia integrazione del segnale accelerometrico necessaria a ricavarne lo spostamento vincolare, potrebbe essere sufficiente applicare all'accelerazione sperimentale un filtro passa alto (o passa banda) per eliminare le componenti in bassissima frequenza del segnale stesso. Queste componenti, che risultano essere trascurabili in termini di accelerazione, danno però un contributo tutt'altro che trascurabile in termini di spostamento.

Il tipico spettro di accelerazione sperimentale ai mozzu ruota è riportato in figura 2 sia nel dominio del tempo che di Fourier. Da tale grafico si può osservare che le frequenze caratterizzanti il segnale sono comprese tra circa 0 e 35 Hz, situazione tipica di un'automobile che si trova a transitare su di una strada lastricata con blocchetti di porfido.

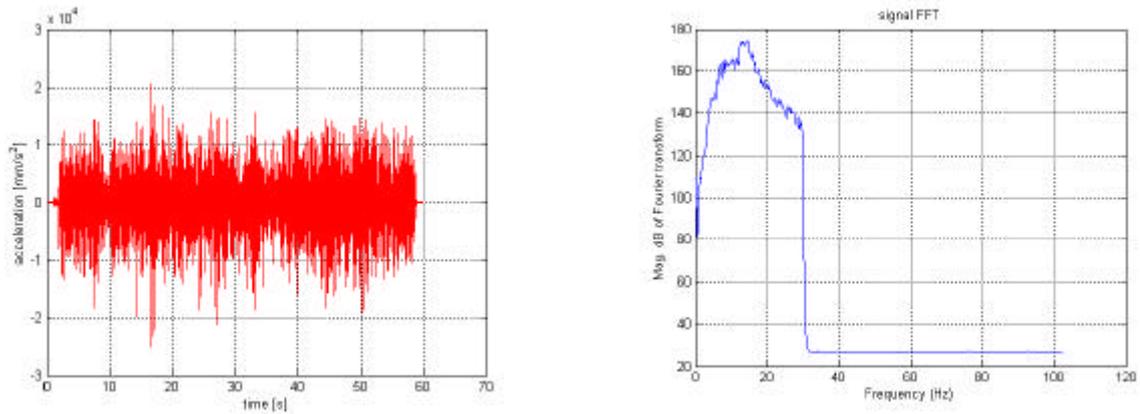


Figura 2 – Segnale sperimentale rilevato e successivamente utilizzato

Trattando il segnale sperimentale con un semplice filtro passa alto con taglio a 2Hz non si ottengono risultati in spostamento soddisfacenti anche se si impone il segnale accelerometrico filtrato ad un semplice sistema multicorpo massa-molla-smorzatore (si veda in figura 3 a sinistra il filtro passa alto utilizzato e a destra lo spostamento ottenuto).

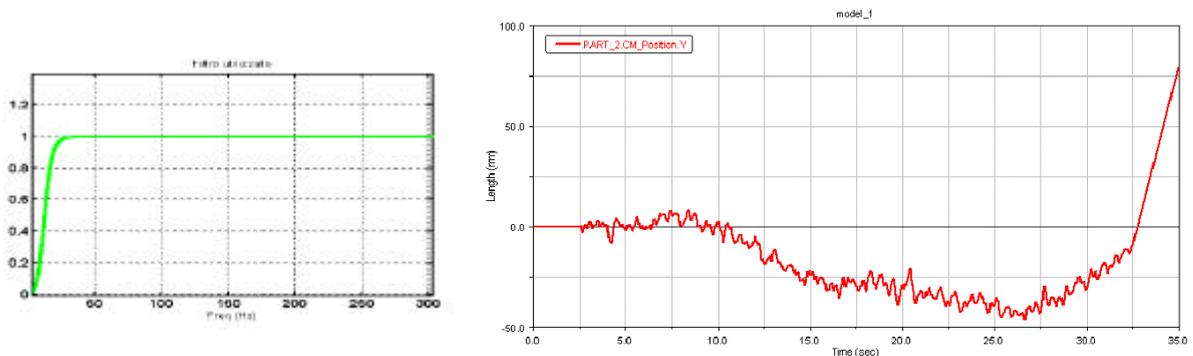


Figura 3 – Spostamento sistema 1G.d.L. a segnale accelerometrico filtrato

In questo caso si riscontra una leggera differenza di comportamento tra il risultato della simulazione Multi Body e quello ottenibile da una integrazione numerica del segnale: in questo ultimo caso la deriva rispetto allo zero è limitata agli ultimi secondi del transitorio quando il segnale in input si azzerava. Essendo la componente in bassa frequenza del segnale filtrato di minore entità, ma sempre presente, si può notare quindi una maggiore sensibilità al problema da parte dei codici di calcolo Multi Body (che utilizzano complessi integratori) rispetto ad un semplice integratore digitale che sfrutta la pura funzione di trasferimento.

Da questi risultati, estesi per una grande varietà di segnali a banda larga e stretta [4], è possibile concludere che, ipotizzando un controllo di tipo passivo, non è possibile fornire al codice MBS direttamente il segnale accelerometrico (o in forza, per cui il problema risulta essere ancora più evidente).

Si dovrà quindi filtrare ed integrare il segnale sperimentale accelerometrico in modo controllato ed utilizzare poi l'output in spostamento ottenuto come input per il MBS. Dalle innumerevoli prove effettuate si osserva che, fornendo in input uno spostamento vincolare random, si ottiene, come logico, un output pressoché identico e privo di componenti tendenziali sullo spostamento (deriva).

Si è quindi sviluppata una metodologia che permette di ricondursi a segnali di spostamento a partire da segnali rappresentanti accelerazioni o forze. Il metodo sviluppato consiste nel filtrare il segnale di

accelerazione attraverso un filtro digitale passabasso per eliminarne le basse frequenze, integrarlo due volte applicando la funzione di trasferimento dell'integrale digitale, applicargli un "detrend" per eliminarne le eventuali componenti lineari ancora presenti e dopodiché fornirlo in un input al solutore del software Multi Body (figura 4)

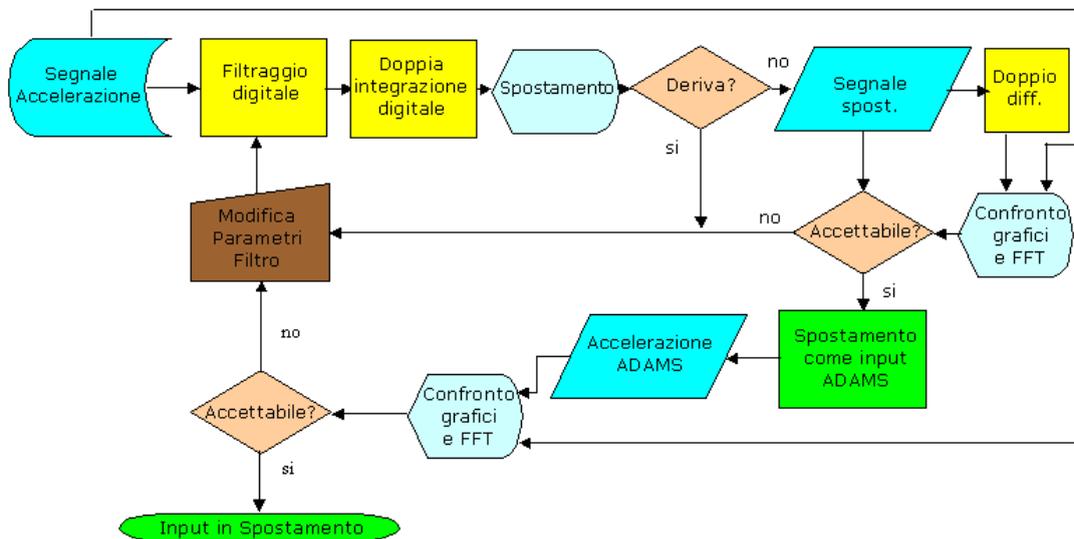


Figura 4 – Metodologia di controllo passivo per input accelerometrici

Il metodo sovraesposto è stato testato per un'ampia casistica di segnali a banda stretta e larga, sinusoidali e random e, attraverso la scrittura di una apposita macro, è stato completamente integrato all'interno di un codice MB commerciale. Attraverso il pannello di interfaccia integrato (figura 5), il progettista deve solo specificare il file in cui è memorizzato il segnale d'accelerazione da filtrare, le frequenze di taglio, l'ordine ed il tipo di filtro, per ottenere in uscita un segnale di spostamento che può essere fornito in input al solutore del software Multi Body.

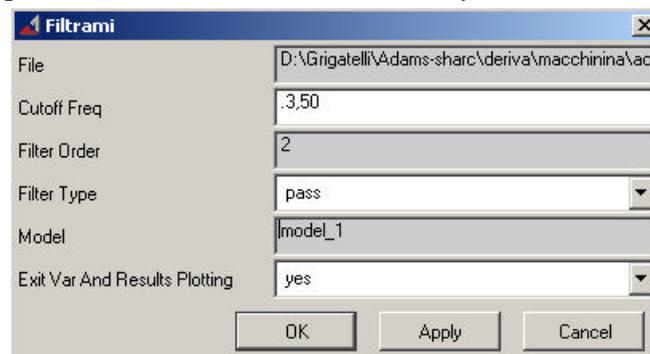


Figura 5 – Pannello di interfaccia integrato

Il metodo sviluppato è molto semplice da applicare tuttavia richiede molta attenzione da parte dell'operatore: filtrando il segnale per abbattere delle componenti indesiderate si possono andare ad eliminarne anche alcune di non trascurabile importanza. Ciò è vero particolarmente quando si ha a che fare con segnali aventi uno spettro in frequenza molto piatto, come nei segnali random a banda larga. Lo stesso problema si può avere per i segnali aventi anche componenti in alta frequenza. Infatti, per evitare di incorrere in problemi con le operazioni finali di derivazione, i segnali vengono filtrati passa banda, in modo da attenuare i contributi delle altissime frequenze (comunque nei segnali d'origine sperimentale queste componenti sono spesso associabili a rumore elettromagnetico e quindi indesiderate).

Il caso più generale in cui l'input fornito al solutore sia una forza può essere trattato con una metodologia simile, con la sola sostanziale differenza che questa volta spostamento e forza non sono legati tra loro attraverso una relazione di tipo differenziale ma attraverso una funzione di trasferimento che coinvolge le caratteristiche inerziali, di rigidità e di smorzamento del modello. Nei codici MB però questa funzione di trasferimento, opportunamente linearizzata nell'intorno della condizione di funzionamento, può essere calcolata direttamente dal software MB sfruttando la potenzialità del software di esportare all'esterno le matrici di stato del sistema meccanico.

3. CONTROLLO ATTIVO

La seconda metodologia utilizza un controllo attivo di tipo PD [5] per fornire direttamente in ingresso al sistema un input in accelerazione privo del problema della deriva.

La metodologia di controllo attivo è in grado di assicurare delle peculiarità aggiuntive rispetto alla prima che possono essere così sintetizzate:

- controllo a più gradi di libertà: per replicare quello che avviene in un banco prova idraulico reale si riescono ad imporre, attraverso un feedback in tempo reale, le forze sui piattelli ove poggiano i pneumatici della vettura in prova necessarie a replicare l'accelerazione sperimentale misurata al centro ruota (figura 6);
- sistema di controllo singol-input/multi-output (SIMO), in questo modo, schematizzando il sistema di controllo tramite una descrizione state space si ottiene in uscita sia lo spostamento che l'accelerazione di un qualsiasi punto del sistema di controllo;
- sviluppo di una routine che ottimizza automaticamente il controllo PD in funzione della banda di interesse per il segnale in ingresso senza l'intervento dell'operatore stesso.

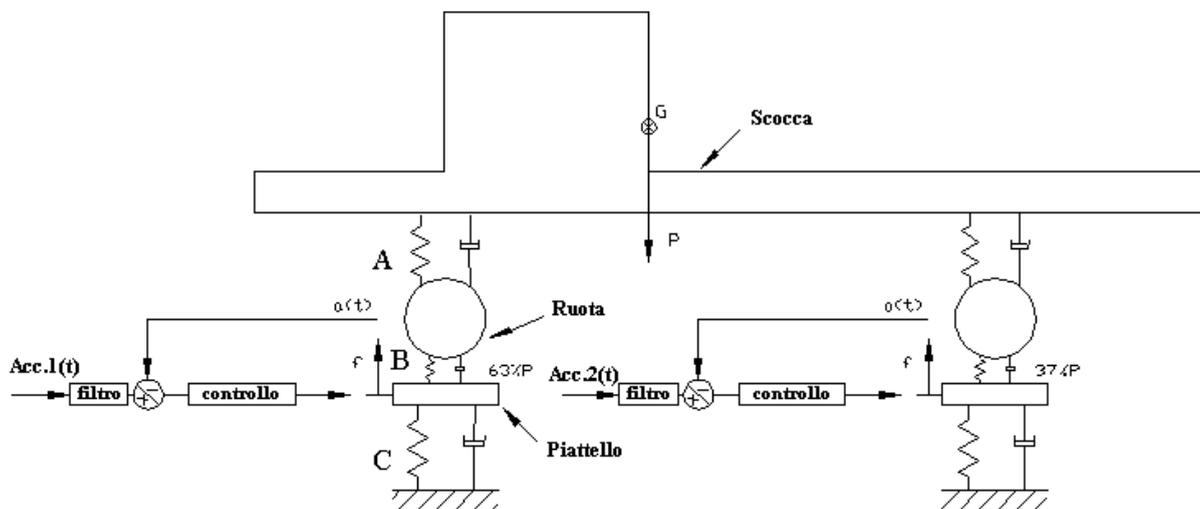


Figura 6 – Schema del banco prova virtuale con controllo attivo

Per ottimizzare il controllo attivo sono stati considerati quattro differenti sistemi a due gradi di libertà, uno per ogni ruota, schematizzati in figura 7.

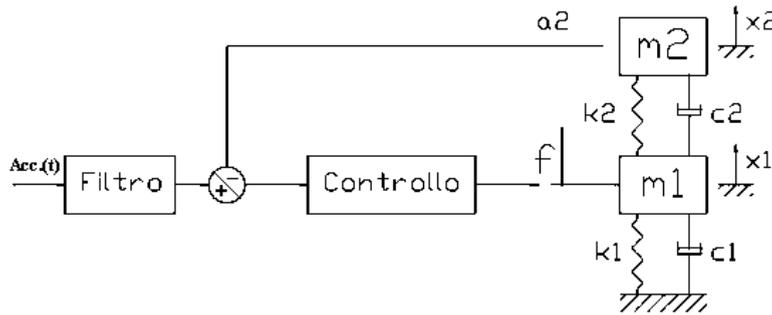


Figura 7 – Schematizzazione del controllo per l'ottimizzazione

Nello schema i pedici 1 si riferiscono allo schema fisico rappresentativo del piattello i cui i parametri possono essere variati dall'ottimizzatore per giungere al risultato voluto. La massa m_2 tiene conto della quota della massa del veicolo presente su ogni ruota (solitamente 63% sulle ruote posteriori e 37% sulle anteriori per i veicoli di interesse) e del peso del pneumatico mentre k_1 e c_1 sono rappresentativi della rigidezza e dello smorzamento del pneumatico stesso. Nel controllo è stato anche inserito un filtro passa alto (frequenza di taglio ω_t) il cui compito è quello di depurare il segnale accelerometrico in ingresso di eventuali componenti a bassa frequenza.

Chiamando $H_c(s)$ la funzione di trasferimento del controllo $H_f(s)$ quella del filtro, la figura 7 può essere rappresentata con un diagramma a blocchi come in figura 8. Con questa notazione la $H_4(s)$ rappresenta lo spostamento del piattello, $H_3(s)$ rappresenta l'accelerazione del piattello, la $H_2(s)$ lo spostamento del centro ruota, che non deve derivare, e la $H_1(s)$ l'accelerazione del centro ruota che dovrà essere il più possibile corrispondente alla $Acc(s)$ in ingresso. Il termine $X_2(s)/X_1(s)$ rappresenta infine l'accoppiamento dei due gradi di libertà, esso può essere reso trascurabile imponendo $m_1 \geq 100m_2$ per smorzamenti $\xi_{22} \geq 0.05$ [6]. Nel caso in esame si hanno per le caratteristiche meccaniche del sistema superiore i valori: $\omega_{02} = 4 \text{ Hz}$ e $\zeta_2 = 0.13$. Con tali coefficienti sotto le ipotesi precedentemente introdotte il sistema inferiore si può considerare come indipendente e non risente quindi della dinamica del sistema superiore.

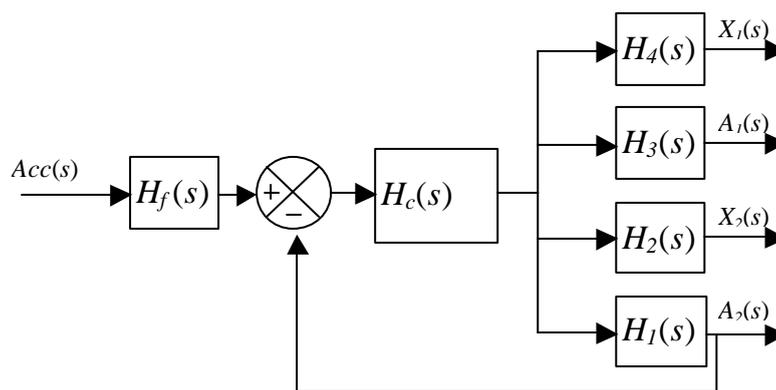


Figura 8 – Diagramma a blocchi del sistema considerato

3.1 Sviluppo ed ottimizzazione del controllo

Per ottimizzare i valori della parte proporzionale (K_p) e derivativa (K_d) del controllo si deve sviluppare una routine all'interno dei solutori MB commerciali.

Le caratteristiche importanti per la risposta del sistema sono:

w_s : frequenza inferiore di interesse del sistema

w_{sup} : frequenza superiore di interesse del sistema

Per ottimizzare i valori del controllo si impongono inizialmente :

$w_t = w_{inf} = w_s/2$ frequenza di taglio del filtro, valori iniziali di K_p e K_d (con $K_d = K_p/20$ per evitare problemi di instabilità del sistema) e $w_1 = 0.1 * w_t$ in modo che la frequenza propria, imposta, non smorzata del sistema 1 (w_1) sia molto al di sotto del range di interesse e quindi il picco dovuto ad essa nella risposta $H_2(s)$ sia tagliato dal filtro [6].

Viene quindi calcolata la funzione $H_2(s)$ in frequenza con i valori iniziali del controllo e la sua risposta viene divisa in tre zone diverse (si veda figura 9):

zona W_1 : da zero rad/s fino alla frequenza w_t : $W_1 = [0, w_{inf}/2]$ dove preponderante deve essere l'effetto del filtro;

zona W_2 : parte da $w_{inf}/2$ ed arriva fino a w_{inf} : $W_2 = [w_{inf}/2, w_{inf}]$, dove la risposta del sistema deve ancora essere inferiore a 0 db ma deve crescere velocemente grazie all'intervento della parte derivativa del controllo,

zona W_3 : parte da w_{inf} ed arriva fino a w_{sup} : $W_3 = [w_{inf}, w_{sup}]$, in questa zona la risposta del sistema $H_2(s)$ deve essere pressoché unitaria in special modo dopo la frequenza w_s di interesse.

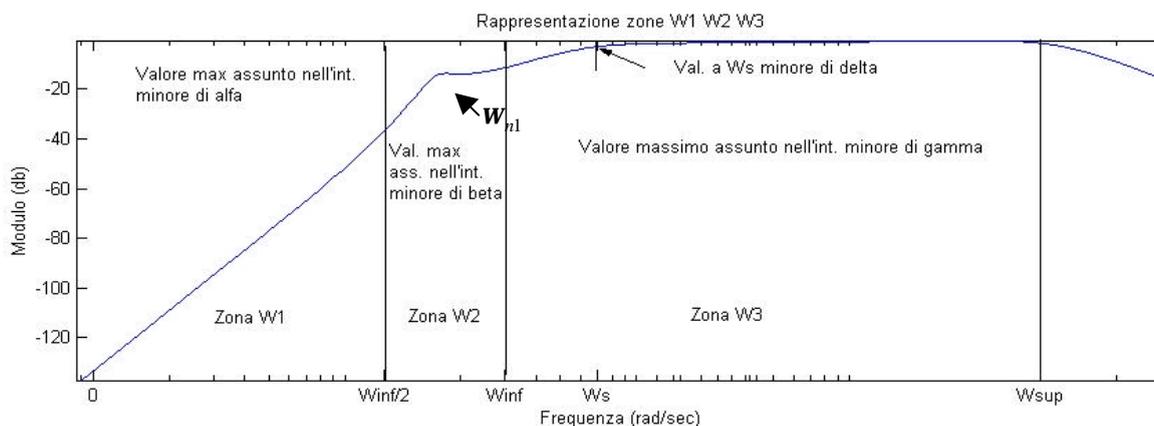


Figura 9 – Zone in frequenza definite per l'accelerazione del mozzo ruota

Come si nota dopo la frequenza w_{sup} la risposta $H_2(s)$ decresce velocemente poiché il filtro $H_f(s)$ realmente utilizzato è passabanda per non incorrere al problema di overflow dovuti al grado del numeratore della $H_2(s)$ che risulterebbe essere superiore a quello del denominatore.

In un primo ciclo iterativo di ottimizzazione il valore del K_p viene aumentato finché non si ottiene il risultato desiderato che può essere formalizzato in termini logici come:

$$K_p \gg \text{WHILE } \max H_{W_1} < \mathbf{a}_1 \text{ AND } \max H_{W_2} < \mathbf{b}_1 \text{ AND } \max H_{W_3} < \mathbf{d}_1 \quad (1) \\ \text{AND } H_{W_s} < \mathbf{g}_1$$

Con: $\mathbf{a}_1 = 0.3 \approx -10.46$ db , $\mathbf{b}_1 = 0.9 \approx -0.92$ db , $\mathbf{d}_1 = 1.05 \approx 0.42$ db , $\mathbf{g}_1 = 0.97 \approx -0.26$.

Dopo questo primo ciclo di ottimizzazione viene compiuto un ciclo di incremento del valore K_d da quello standard di $K_p/20$ con:

$$K_d \gg \text{WHILE } \max H_{W_1} < \mathbf{a}_2 \text{ AND } \max H_{W_2} < \mathbf{b}_2 \text{ AND } \max H_{W_3} < \mathbf{d}_2 \quad (2) \\ \text{AND } H_{W_s} < \mathbf{g}_2 \text{ AND (sistema stabile)}$$

Con: $\mathbf{a}_2 = 0.35 \approx -9.12$ db , $\mathbf{b}_2 = 0.92 \approx -0.72$ db , $\mathbf{d}_2 = 1.1 \approx 0.83$ db , $\mathbf{g}_2 = 0.99 \approx -0.9$ db .

In questo secondo ciclo viene assicurato che i poli del sistema abbiano parte reale minore di -0.2 per assicurare la stabilità della risposta dell'accelerazione la mozzo. Per soddisfare le specifiche richieste con i valori più piccoli possibili dei coefficienti del controllo viene inoltre ottimizzata la frequenza propria del sistema inferiore w_1 . La frequenza naturale che influenza la $H_2(s)$ (essenzialmente dovuta alla w_1) decresce per valori crescenti del K_p [5,6]. Si intuisce che, per alcuni sistemi a 2 gradi di libertà, non risulta essere necessario tenere il picco nella zona W1 ma esso può essere proficuamente portato in zona W2 per contribuire alla crescita della risposta fino al valore desiderato senza così dover eccedere nel valore K_p . La procedura di ottimizzazione dei coefficienti sarà ripetuta per valori crescenti di w_1 finché i valori di K_p e K_d ottenuti saranno più piccoli di quelli del ciclo precedente soddisfacendo comunque alle condizioni (1) e (2).

Il controllo ottimizzato è stato quindi implementato all'interno di un codice MB commerciale per la verifica virtuale di differenti modelli semplificati di autovettura secondo lo schema di figura 7. A titolo di esempio in figura 10 viene riportato il confronto fra le accelerazioni sperimentali e quelle ottenute per il mozzo anteriore destro (a destra è riportato un ingrandimento) mentre in figura 11 viene riportato lo spostamento verticale del baricentro della vettura stessa che non presenta alcun accenno a derivare anche dopo 60 secondi di prova.

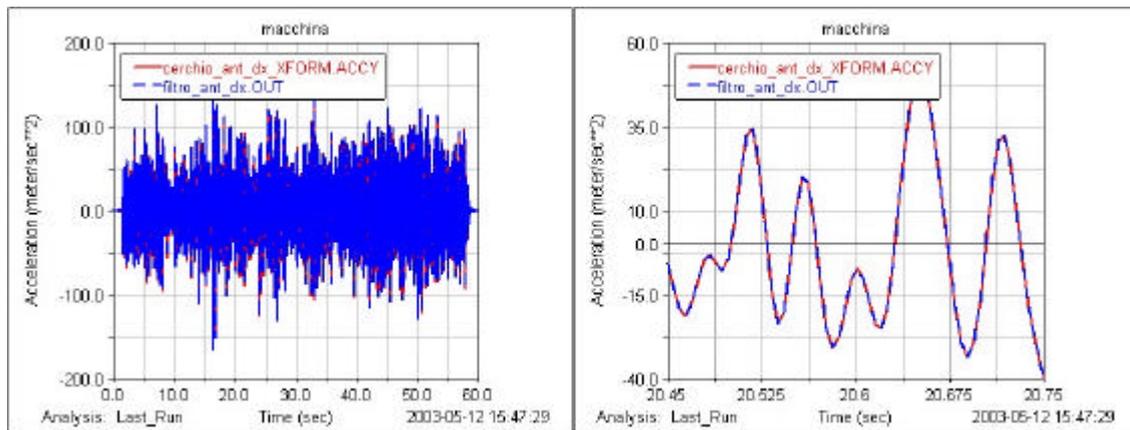


Figura 10 – Confronto fra accelerazione ottenuta ed imposta per il mozzo anteriore destro

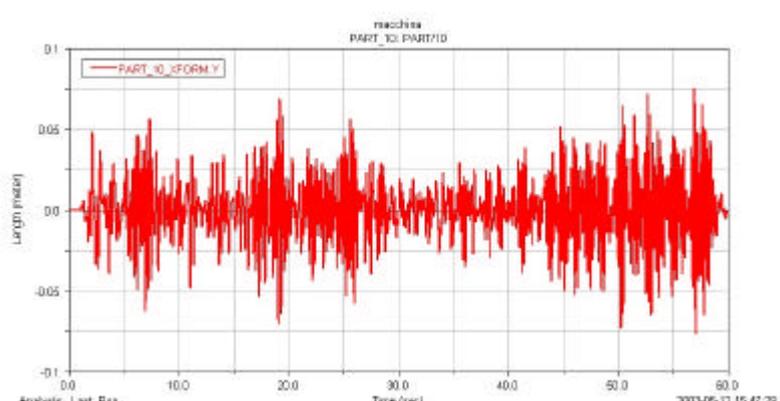


Figura 11 – Andamento nel tempo dello spostamento verticale del baricentro della scocca

Vengono di seguito riportate le caratteristiche fisiche assegnate al modello: peso della scocca $P = 1500 \text{ Kg}$, K_p piattelli anteriori $K_p = 1834504$, K_p piattelli posteriori $K_p = 1077407$, rigidità e smorzamento relativi del piattello $w_c = 0.69 \text{ Hz}$, $x_c = 0.8$, rigidità e smorzamento pneumatico $w_b = 4 \text{ Hz}$, $x_b = 0.13$, rigidità e smorzamento sospensione $w_a = 4 \text{ Hz}$, $x_a = 0.4$.

CONCLUSIONI

Nella presente memoria sono state presentate due differenti metodologie per lo sviluppo di banchi prova virtuali che permettono di simulare, attraverso codici Multi Body, le condizioni di sollecitazione e di moto determinate dalla applicazione nel tempo di moti vincolari espressi in termini di accelerazioni e forze applicate. Le metodologie esistenti in letteratura prevedono infatti il controllo attivo o passivo della posizione misurata sperimentalmente dei centri ruota delle vetture in prova. Questa impostazione limita di molto il campo di applicabilità delle soluzioni trovate proprio perché c'è bisogno di conoscere preventivamente i dati relativi allo spostamento relativo fra il centro ruota e la parte superiore della sospensione del veicolo. Questi dati non sono ottenibili da prove standard di misura delle accelerazioni sul centro ruota e sono comunque ignoti nella fase iniziale di sviluppo di un nuovo veicolo.

Le due metodologie implementate, in accordo con la teoria sviluppata, si sono dimostrate pienamente rispondenti alle esigenze progettuali industriali ed in particolare si sono riscontrati:

- elevata flessibilità, si riescono a trovare per entrambi i tipi di controllo, dei filtri che assicurano una ottima fedeltà sull'accelerazione imposta al centro ruota per una vasta gamma di segnali a banda larga e stretta;
- facilità di utilizzazione per l'utente finale, entrambi i metodi sono stati implementati all'interno di un codice MB commerciale e sono utilizzabili da utilizzatori che abbiano anche una elementare conoscenza delle problematiche del filtraggio digitale;
- il metodo con controllo attivo permette, attraverso la scrittura state space multi uscita del sistema, di imporre le accelerazioni sperimentali direttamente al sistema MB senza dover effettuare integrazioni numeriche di nessun tipo. Lo spostamento vincolare ottenuto può essere acquisito in qualsiasi momento poiché è una delle uscite del controllo stesso;
- la risposta del controllo attivo a differenti segnali sperimentali si è dimostrata essere robusta ed ottimizzabile in modo automatico, in questo caso inoltre si sviluppa un efficace controllo a 2 gradi di libertà che permette di imporre in tempo reale forze sul piattello del banco prova virtuale che assicurano l'accelerazione voluta sul mozzo ruota senza alcuna deriva numerica dello spostamento dello stesso.

RINGRAZIAMENTI

Gli autori ringraziano la ELASIS S.C.p.A. e in particolar modo gli ingegneri De Angelis e Amirante per il continuo supporto fornitoci durante tutte le fasi della ricerca.

BIBLIOGRAFIA

- [1] A.A. Shabana, “*Computational Dynamics*”, Wiley-Interscience Inc., ISBN 0-471-30551-0
- [2] V.Sing, I. Krajcin, “*Setup of an Automotive Test Rig in Simpack*”, Simpack User Conference 2001, http://www.simpack.com/downloads/pdf/daimler_sing.pdf.
- [3] A. Antoniou, “*Digital Filters. Analysis, Design and Applications*” , McGraw-Hill, second edition.
- [4] Giovanni Ferrari, “*Sviluppo di metodologie per la replica di prove al banco in ambiente di simulazione*”, Tesi di laurea, Università di Perugia A.A. 2001/2002.
- [5] K. Ogata, “*Modern Control Engineering*”, Prentice Hall; 4th edition.
- [6] Marco Verrocchio, “*Sviluppo di banco prova virtuale con controllo attivo in accelerazione*”, Tesi di laurea, Università di Perugia, A.A. 2001/2002.