

UNIVERSITÀ DEL SALENTO

FACOLTÀ DI INGEGNERIA



CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

**TESI DI LAUREA IN
MECCANICA DEL VEICOLO**

STUDIO DELLA SOSPENSIONE ATTIVA DI UN AUTOVEICOLO

RELATORE:

Ing. Giulio REINA

CONTRORELATORE:

Chiar.mo Prof. Domenico LAFORGIA

LAUREANDO:

Gilberto Delle Rose

Anno Accademico 2012/2013

INTRODUZIONE

Cosa s'intende per sospensione? Essa è quel complesso di organi (la cosiddetta massa non sospesa) interposto tra suolo e corpo vettura (la cosiddetta massa sospesa) avente lo scopo primario, in senso verticale, di trasmettere al (o dal) suolo il peso e le eventuali azioni aerodinamiche verticali, minimizzando le accelerazioni che le irregolarità della strada producono e, in senso orizzontale, di trasmettere al (o dal) suolo le azioni motrici, frenanti, centrifughe, ed aerodinamiche orizzontali [1].

In senso più generale possibile, queste funzioni primarie introducono il problema di determinare la rigidità e lo smorzamento ottimale della sospensione, infatti, essa associata al corpo vettura realizza un sistema massa-molla-smorzatore a sei gdl (tre spostamenti e tre rotazioni). La geometria e il corrispondente comportamento cinematico delle sospensioni influenza profondamente questi movimenti, cioè in definitiva le caratteristiche di guidabilità (handling) della vettura [1].

Dei sei moti precedentemente descritti ve ne sono tre più importanti per quanto riguarda il confort e la guidabilità della vettura, essi sono lo scuotimento verticale, il rollio ed il beccheggio, questi moti interagiscono più o meno marcatamente tra di loro e influenzano gli angoli "caratteristici" degli pneumatici, ad esempio l'angolo di campanatura, l'angolo di convergenza, l'angolo di sterzata indotto dal rollio, etc. In questo lavoro di tesi si cercherà di capire con che grado di approssimazione i moti principali vibrazionali del veicolo possono essere rappresentati, quindi si procederà a un'analisi critica del modello quarter-car, half-car e full-car e a un confronto tra i risultati dei tre modelli per scoprire se ci sono limiti oltre i quali i modelli più semplici non sono utilizzabili.

Una volta stabiliti tali limiti si confronteranno, per ognuno dei modelli, alcune variabili caratteristiche che descrivono la capacità di un sistema sospensivo di provvedere al confort e alla guidabilità della vettura, che sono come vedremo parametri contrastanti tra loro; si è pensato di dotare i modelli di un sistema attivo del controllo del sistema sospensivo, perseguendo la strategia skyhook e groundhook e valutandone aspetti negativi e positivi di entrambe.

Infine si è eseguito un confronto per il modello quarter-car dotato di un altro tipo di “controllo”, cioè dotato di uno smorzatore inerziale posto sulla massa non sospesa e si è cercato di capire entro quali limiti questo semplice ed economico sistema possa realizzare la funzione della più complessa strategia attiva.

INDICE

CAPITOLO 1

- 1.1) Controllo delle sospensioni 5
- 1.2) Controllo dello smorzamento 7
- 1.3) Esempi di sospensioni attive 12

CAPITOLO 2

- 2.1) Modello di vettura $\frac{1}{4}$ con tecnica skyhook e groundhook 18
- 2.2) Modello $\frac{1}{4}$ in forma di stato 19
- 2.3) Modello half-car 21
- 2.4) Modello full-car 23

CAPITOLO 3

- 3.1) Validazione dei modelli 28
- 3.2) Confronto quarter-car simulink Vs. quarter-car forma di stato 31
- 3.3) Confronto modello $\frac{1}{4}$ Vs. modello $\frac{1}{2}$ 33
- 3.4) Confronto modello $\frac{1}{4}$ Vs. modello completo 36
- 3.5) Confronto modello completo Vs. modello $\frac{1}{2}$ 40
- 3.6) Identificazione dei limiti del modello $\frac{1}{4}$ 43
 - 3.6.1) Ingresso a gradino 44
 - 3.6.2) Ingresso sinusoidale a 10 Hz, Amp= 0.1 m 51

CAPITOLO 4

MODELLO QUARTER-CAR

- 4.1) Ingresso sinusoidale a 1Hz, Amp=0.1 m 59
- 4.2) Ingresso sinusoidale a 10Hz, Amp=0.1 m 62

4.3)	Ingresso a scalino, Amp= 0.1 m	64
4.4)	Ingresso tipo “dosso”	67
4.5)	Analisi nel dominio della frequenza	70
CAPITOLO 5		
MODELLO FULL-CAR		
5.1)	Ingresso sinusoidale a 4Hz, Amp=0.1 m	75
5.2)	Ingresso sinusoidale a 10Hz, Amp=0.1 m	79
5.3)	Ingresso a gradino, Amp= 0.1 m	82
5.4)	Ingresso tipo “dosso”	86
MODELLO HALF.CAR		
5.5)	Ingresso sinusoidale a 1Hz, Amp= 0.1 m	89
5.6)	Ingresso sinusoidale a 10Hz, Amp=0.1 m	92
5.7)	Ingresso a gradino, Amp= 0.1 m	94
CAPITOLO 6		
6.1)	Monosospensione con smorzatore inerziale	97
6.2)	Mass-damper su massa sospesa	105
6.3)	Disposizione del mass-damper	108
CAPITOLO 7		
7.1)	Modellazione multibody di una sospensione a quadrilatero deformabile	117
7.2)	Telaio deformabile	122
CONCLUSIONI		127
APPENDICE		131

CAPITOLO 1

1.1) CONTROLLO DELLE SOSPENSIONI

I sistemi sospensivi dei veicoli devono soddisfare esigenze tra loro contrastanti, infatti, da un lato devono garantire confort di marcia e dall'altro devono garantire un'adeguata prontezza di risposta alla volontà del guidatore, quindi avere un buon comportamento di handling; queste esigenze sono opposte perché la prima ha bisogno di molle morbide e scarsa capacità smorzante dell'ammortizzatore, la seconda ha bisogno di molle rigide e ben smorzate, e quindi qui si ha già una netta distinzione tra vetture per marcia ordinaria e quelle destinate ad uso sportivo rispettivamente.

Il limite delle sospensioni passive, cioè quelle che hanno un unico valore di rigidità della molla e di capacità smorzante dell'ammortizzatore, è proprio quello di non poter gestire contemporaneamente due grandezze [2].

1. Accelerazione della massa sospesa (confort).

2. Variazione della forza a terra (handling).

Avendo come obiettivo un comportamento più neutro possibile della vettura è utile minimizzare oltre alle due grandezze viste sopra anche il rollio e il beccheggio della vettura che influenzano la capacità di tenuta di strada, questo è possibile farlo, come vedremo in seguito, solo tramite modelli più completi del quarter-car, cioè half e full-car.

I valori minimi di queste variabili si ottengono per valori dei coefficienti di smorzamento diversi e quindi non è possibile coniugare le due esigenze. Per superare queste difficoltà ci si è spostati verso l'uso di Sospensioni Controllate o Adattive che si differenziano dalle precedenti perché richiedono l'apporto di energia dall'esterno

per assolvere il loro compito, questi sistemi si possono classificare secondo due filosofie [2]:

1. **Scopo:**
 - A) Auto livellamento quasi statico
 - B) Controllo assetto quasi statico
 - C) Controllo dello smorzamento
 - D) Controllo del rollio
 - E) Controllo attivo
2. **Energia richiesta:**
 - A) Semi-attive (apporto di energia limitato)
 - B) Attive (apporto di energia rilevante)

Dal punto di vista dell'energia i sistemi sono costituiti dai seguenti elementi:

1. **Attuatore:** esercita una forza dipendente da quanto stabilito dal sistema di controllo.
2. **Sensori:** rilevano i parametri rilevanti del veicolo e li inviano ai sistemi di controllo.
3. **Sistema di controllo:** elabora i segnali dei sensori e li manda agli attuatori per controllare le sospensioni.
4. **Impianto di potenza:** alimenta le valvole che controllano gli attuatori.

1.2) CONTROLLO DELLO SMORZAMENTO

Gli ammortizzatori controllati possono essere classificati secondo due strategie:

1. Logica adattiva
2. Logica semi-attiva

La logica adattiva comprende una serie di sensori, accelerometri verticali applicati alla cassa, accelerometro laterale sulla parte anteriore e un interruttore che rileva l'azionamento freni e infine un sensore che rileva la velocità della vettura; si possono avere più strategie di controllo, ad esempio si può pensare di prendere come variabile di controllo la velocità del veicolo, in questo modo si impone un alto livello di smorzamento per velocità molto basse, esso poi si riduce rapidamente per migliorare il confort di marcia quando la velocità sale fino a 120 km/h, salvo poi ricrescere progressivamente a valori elevati per velocità intorno ai 170 km/h dove conta maggiormente la stabilità [2].

In questo lavoro di tesi ci si occuperà della seconda tipologia di strategia; essa è più complessa, ma consente un controllo puntuale della dinamica del veicolo ed è basata essenzialmente sulla teoria dello skyhook damping, secondo tale teoria le condizioni ideali sarebbero raggiunte quando la massa sospesa fosse anch'essa collegata a un riferimento inerziale attraverso uno smorzatore, nella realtà questo è impossibile e quindi bisogna introdurre un elemento attivo che riesca a simulare il comportamento skyhook ideale, che vede una forza esercitata dall'attuatore sulla cassa proporzionale alla velocità assoluta della cassa, e proporzionale alla velocità relativa cassa-mozzo secondo [2]:

$$F_{za,i} = -C_s \dot{Z}_G + C(\dot{Z}_G - \dot{Z}_I)$$

\dot{Z}_1 = velocità della massa non sospesa.

\dot{Z}_G = velocità del baricentro della massa sospesa.

C_s = coefficiente di smorzamento dello skyhook damper (ideale).

C = coefficiente di smorzamento dell'ammortizzatore.

Lo skyhook ideale richiede, quindi, la presenza di uno smorzatore che ci fornisce un coefficiente di smorzamento variabile in funzione del rapporto tra la velocità assoluta della cassa e quella relativa cassa-mozzo, secondo:

$$C_{eq} = C_s \left(\frac{\dot{Z}_s}{\dot{Z}_s - \dot{Z}_n} \right) + C$$

A seconda che il verso della velocità assoluta sia concorde con quello della velocità relativa, il sistema dovrà comportarsi passivamente o attivamente rispettivamente, quindi si può pensare di utilizzare due valori discreti del coefficiente di smorzamento, il primo molto alto per dissipare energia, il secondo molto basso nelle fasi in cui il sistema deve comportarsi attivamente, i modi in cui questo è attuato in pratica sono sostanzialmente due, l'uso di valvole che controllano la portata in un ammortizzatore normale e quindi la velocità di spostamento dell'attuatore, oppure l'uso di fluidi magnetoreologici che se sottoposti a un campo magnetico variano la propria viscosità.

In Figura 1, si riportano rispettivamente i sistemi descritti in precedenza, da sinistra a destra ritroviamo [2]:

1. Sistema con skyhook ideale senza smorzatore tra le masse.
2. Sistema con skyhook ideale con smorzatore tra le masse.
3. Sistema reale con strategia attiva.

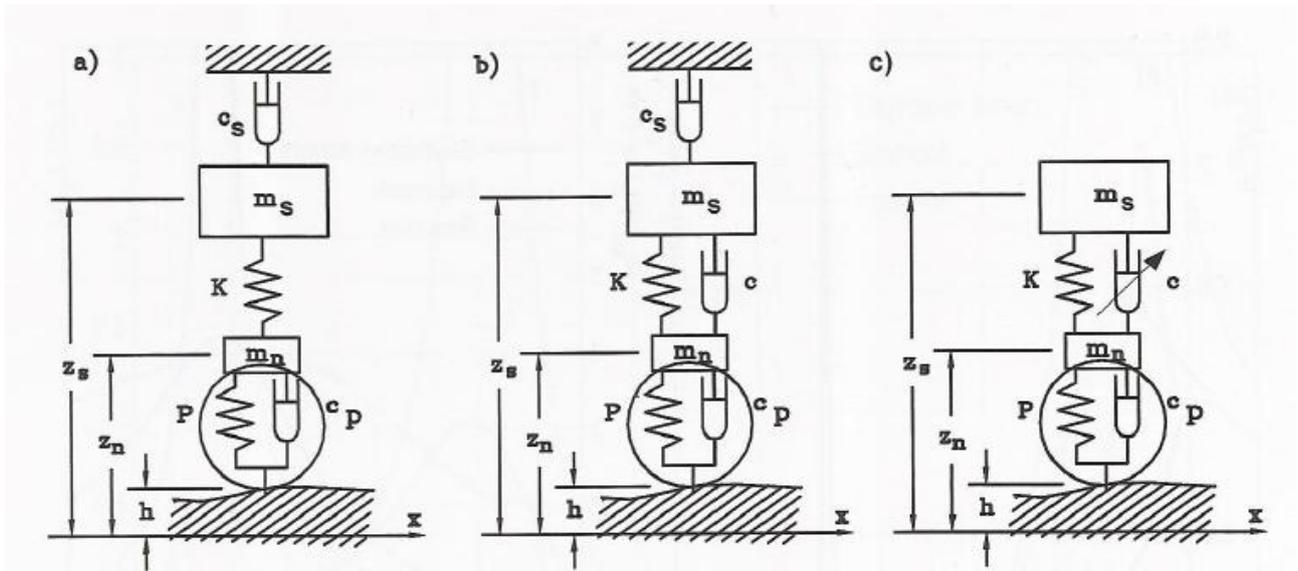


Figura 1: Sistemi skyhook.

Se non fosse presente lo smorzatore C_s ritroveremo il classico sistema a due gdl massa-molla-smorzatore.

Esiste un problema principale nella teoria skyhook, infatti, sia nella teoria ideale, sia in quella approssimata reale, il moto della massa non sospesa non è minimamente tenuto in conto e questo si ripercuote sul moto della stessa massa non sospesa che presenta un picco in corrispondenza della sua frequenza propria, il quale comporta a sua volta anche una forte variazione della forza a terra, quindi la presenza dello skyhook non determina influenze sul moto della massa non sospesa intorno alla sua frequenza propria, al contrario migliora molto il comportamento della massa sospesa per frequenza basse e minori di quella della massa non sospesa, con l'aggiunta dello smorzatore tra le masse si può ridurre il picco di risonanza della massa sospesa, almeno nello schema ideale di skyhook; se passiamo all'implementazione reale del dispositivo questo effetto positivo dell'aggiunta dello smorzatore tra le masse è meno vantaggioso e comunque si ha un controllo grossolano della massa non sospesa.

Il superamento di questo problema passa attraverso l'uso di una seconda teoria detta groundhook, che vede l'inserimento tra massa non sospesa e suolo di uno smorzatore

aggiuntivo C_g , che virtualmente aumenta lo smorzamento dello pneumatico, anche questa soluzione è puramente ideale poiché aumentare lo smorzamento dello pneumatico genera aumento del coefficiente di attrito e un eccessivo surriscaldamento dello stesso, in Figura 2 si riporta lo schema di riferimento di tale teoria [2]:

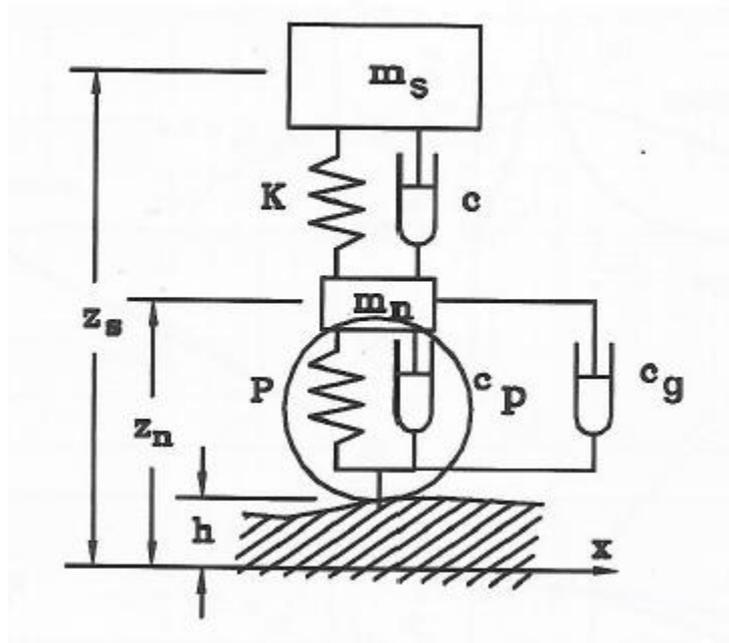


Figura 2: Schema ideale groundhook.

Ancora una volta tale schema può essere realizzato nella pratica mediante l'uso di ammortizzatori semi-attivi o attivi.

È possibile sintetizzare le due tecniche di controllo in un solo schema dinamico, che sarà descritto nel prossimo capitolo, nel quale verranno presentati tutti i modelli utilizzati in questa tesi.

A titolo esemplificativo, si riportano due grafici, nel primo abbiamo l'accelerazione della massa sospesa per il sistema passivo, controllato con logica skyhook e groundhook e nel secondo abbiamo invece quello della massa non sospesa, l'ingresso a cui il sistema è stato sottoposto ad un ingresso sinusoidale con frequenza 0.48 Hz e ampiezza 0.1 m:

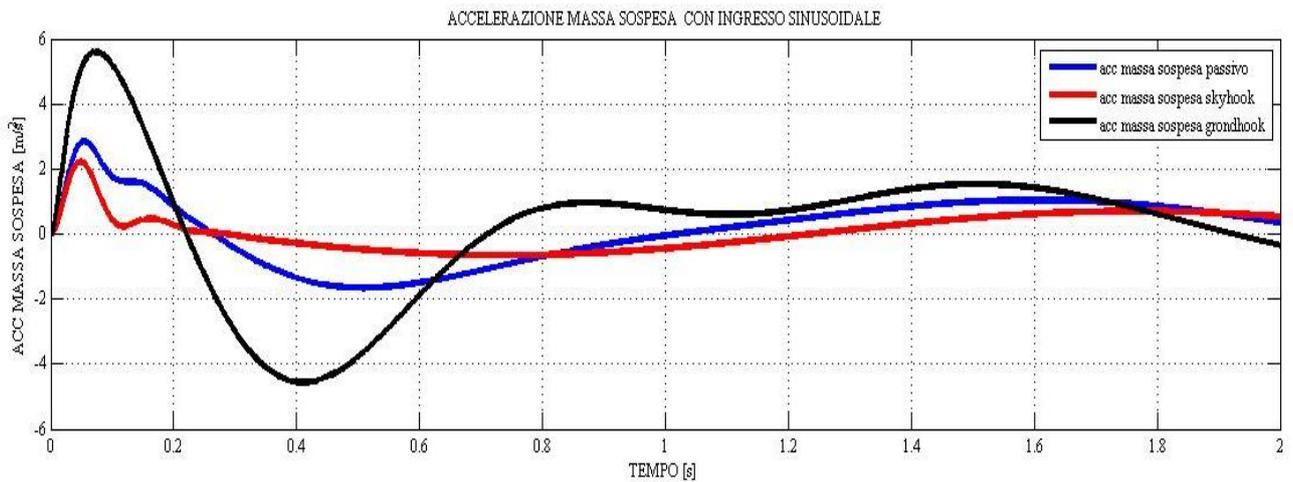


Figura 3: Accelerazione massa sospesa; blu (passivo), rosso (skyhook), nero (groundhook).

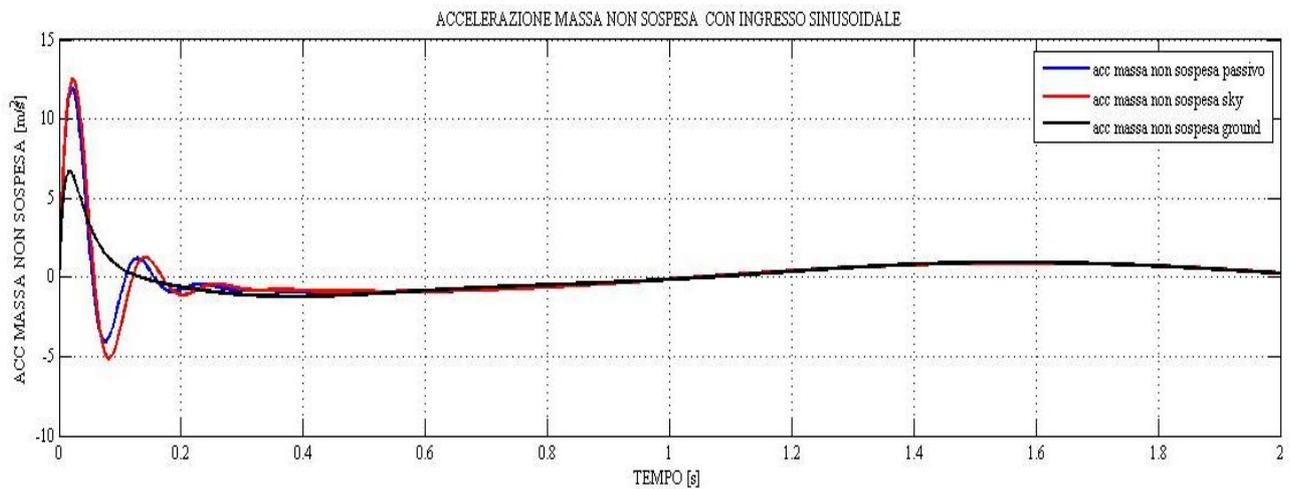


Figura 4: Accelerazione massa non sospesa; blu (passivo), rosso (skyhook), nero (groundhook).

Si può notare come il sistema passivo per quanto riguarda le accelerazioni della massa sospesa abbia dei valori più alti rispetto a quelli del sistema attivo con skyhook, che tende proprio a minimizzarli, il sistema groundhook al contrario amplifica le sollecitazioni della massa sospesa, proprio perché esso agisce per minimizzare le forze a terra, infatti nella Figura 4 si nota come per quanto riguarda la massa non sospesa sia proprio il sistema groundhook ad avere le prestazioni migliori rispetto agli altri due; questo dovrebbe in parte giustificare le considerazioni che si sono fatte in precedenza sul comportamento in frequenza dei tre sistemi.

1.3) ESEMPI DI SOSPENSIONI ATTIVE

Le sospensioni attive si basano sull'idea di dominare a seconda della quantità di sensori presenti a bordo veicolo i modi di vibrare propri della cassa, tipicamente 1-5 Hz, o dinamiche più veloci come il rollio, tipicamente 1-25 Hz, le prime fanno riferimento ad una logica slow-active, i secondi ad una logica full-active, lo schema di riferimento per sistemi attivi è riportato in Figura seguente [2]:

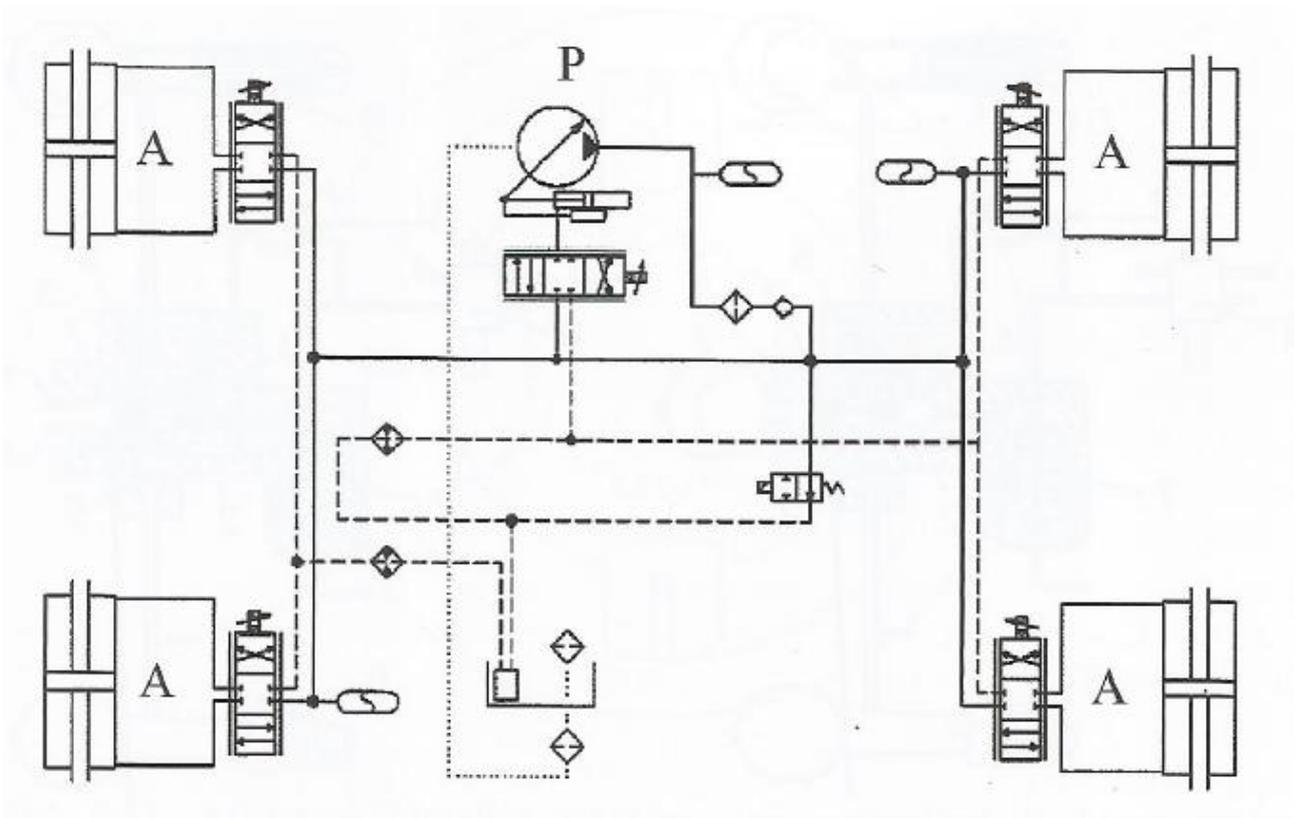


Figura 5: Schema idraulico di sospensione attiva.

L'idea generale è quella di creare degli organi di collegamento tra cassa e ruota che non reagiscono quando la ruota deve superare un ostacolo o deve discenderlo, in questo modo se non c'è reazione allora la forza trasmessa alla cassa sarà minima. In questo schema abbiamo quattro attuatori idraulici controllati da quattro elettrovalvole in un circuito in pressione alimentato da una pompa a cilindrata variabile.

Una logica di questo tipo è stata implementata da Mercedes-Benz, ed è chiamata Active Body Control, sulle ultime classe S questo sistema è stato ulteriormente migliorato ed è denominato Magic Body Control.

Troviamo esempio di utilizzo di sospensioni attive pneumatiche nell'ultimo modello di Range Rover sport, la quale monta come gruppi elastici delle molle pneumatiche alimentate da un compressore e da serbatoi di accumulo maggiorati rispetto alle versioni precedenti per rispondere molto più rapidamente ai cambi di altezza dal suolo, le molle vere e proprie sono realizzate in materiale elastico più sottile e assicurano una risposta più dolce e maggiore confort; scontato naturalmente l'accoppiamento delle molle pneumatiche con i ben collaudati ammortizzatori a smorzamento variabile elettronicamente del sistema Adaptive Dynamics, che monitorano dati fino a 500 Hz. Il sistema adottato su questa vettura deriva da quello già implementato sulle vetture sportive Jaguar [3].



La casa tedesca BMW ha implementato una strategia di controllo attivo dello smorzamento denominata DDC (Dynamic Damping Control) [Sitografia [1]]:



Figura 6: Schema sospensivo BMW.

Il Dynamic Damping Control (DDC) può essere attivato con un pulsante per adattare in modo automatico o manuale la forza di ammortizzazione alla situazione di guida, migliorando comfort e sicurezza. Indipendentemente dal carico e dal fondo stradale, il DDC ottimizza il comportamento di oscillazione della carrozzeria e la trazione degli pneumatici. Per una regolazione precisa degli ammortizzatori, ogni movimento della vettura che influisce sul comportamento di guida e sul comfort di oscillazione verticale viene permanentemente controllato da sensori. Il DDC valuta tutti i segnali e trasmette corrispondenti comandi al cosiddetto attuatore integrato nell'ammortizzatore. Tramite elettrovalvole, questo adatta in continuo la forza di ammortizzazione alle diverse condizioni della strada, di carico e di guida. Ciò permette di ridurre notevolmente i movimenti di beccheggio in frenata o gli spostamenti della carrozzeria causati, ad esempio, da asperità del terreno, curve o accelerazioni.

Oltre a migliorare il comfort e il comportamento di rotolamento degli pneumatici, il DDC contribuisce anche alla stabilità della vettura e alla sicurezza. Tramite

compensazione del beccheggio in frenata e miglioramento della trazione degli pneumatici, il DDC riduce lo spazio d'arresto, per esempio in caso di frenate d'emergenza. L'adeguamento della forza di ammortizzazione assicura, anche in caso di frenate nel campo d'intervento dell'ABS, la massima orizzontalità della carrozzeria rispetto alla superficie stradale e il miglior contatto possibile degli pneumatici sulla carreggiata.

Audi usa un'altra tecnologia, L'Adaptive Air Suspension, che risolve il classico conflitto tra buone caratteristiche di handling e confort sospensivo commisurato ad una classe di vetture come l' A8. L'Adaptive Air Suspension garantisce il migliore comportamento possibile in qualsiasi condizione di marcia, riduce i movimenti della scocca grazie alla regolazione a variazione continua dell'effetto ammortizzante e ottimizza quindi tenuta di strada e comodità.

I dati di quattro sensori, posti in prossimità degli assi, e di tre sensori di accelerazione, posti sulla carrozzeria, vengono analizzati dalla centralina dell'Adaptive Air Suspension. In pochi millisecondi, in base alla situazione di marcia rilevata, questa centralina calcola la regolazione dei singoli ammortizzatori per garantire sempre il massimo dinamismo di marcia e confort.

Ad esempio sulla Audi A8 il guidatore può impostare quattro diverse modalità predefinite e quindi scegliere tarature decisamente sportive o più orientate al confort sospensivo.

- 1) In modalità automatic, a vettura ferma o alle velocità consentite sulle strade extraurbane, la carrozzeria è a livello normale, con un'altezza dal suolo di 120 millimetri. Se la nuova A8 viaggia per più di 30 secondi a una velocità superiore a 120 km/h, la struttura si abbassa di 25 millimetri. Viceversa, quando

la vettura viaggia per più di due minuti sotto i 70 km/h, oppure non appena la velocità scende al di sotto dei 35 km orari, il livello si rialza nuovamente.

- 2) La modalità dynamic abbassa la vettura di 20 millimetri anche da ferma, portandola quindi a 100 millimetri di altezza dal suolo: il baricentro è più basso, le sospensioni pneumatiche hanno una taratura più rigida di molle e ammortizzatori. La taratura dell'assetto è quindi particolarmente agile.
- 3) La modalità confort consente di affrontare molto dolcemente le sconessioni di qualsiasi tipo in quanto alle basse velocità il sistema agisce più raramente sulle forze ammortizzanti. L'abbassamento automatico della carrozzeria rimane disattivato in modo da disporre sempre della massima fase di compressione.
- 4) La modalità lift può essere attivata al di sotto degli 80 km/h di velocità per aumentare ulteriormente di 25 millimetri l'altezza della carrozzeria. Questa modalità garantisce la caratteristica di smorzamento equilibrata della modalità "automatic" e si addice quindi particolarmente alla marcia su terreni sconnessi.

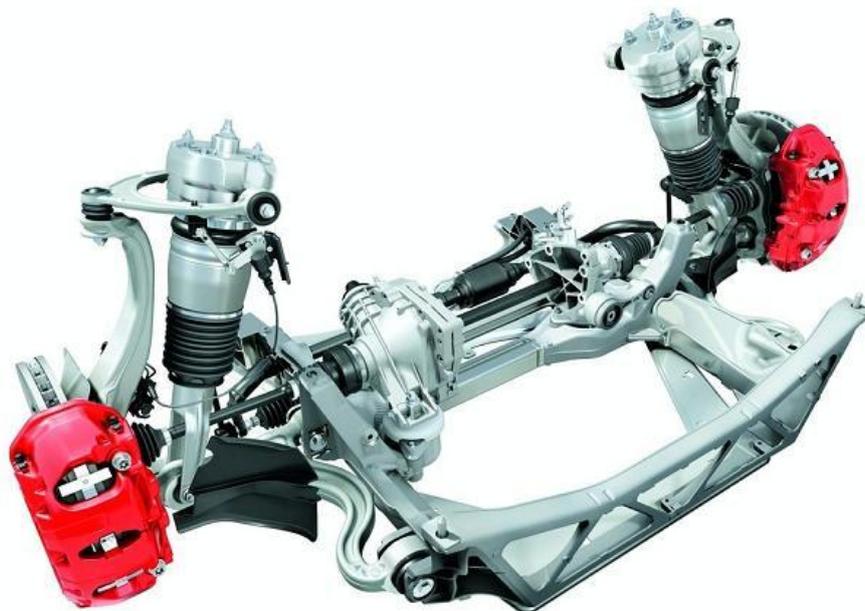


Figura 7: Schema sospensivo AUDI.

Di seguito si riporta uno schema globale d'impianto tratto dal sito ufficiale dell'Audi [Sitografia [2]]:

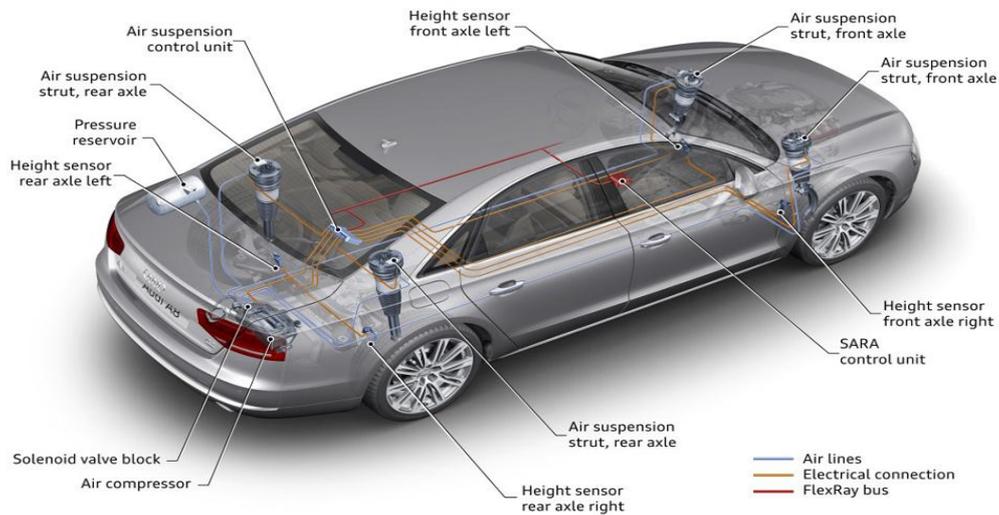


Figura 8: Logica di controllo sistema sospensivo AUDI.

Anche Maserati ha introdotto la possibilità di modulare il coefficiente di smorzamento dell'ammortizzatore secondo la strategia skyhook sui modelli di recente produzione per coniugare confort e sportività legata al marchio, in particolare si sono adottate sulla Gran Cabrio delle sospensioni a quadrilateri deformabili dotate di controllo attivo dello smorzamento, in figura seguente è riportata la foto [Sitografia [3]]:



Figura 9: Quadrilatero deformabile Maserati.

CAPITOLO 2

2.1) MODELLO AD ¼ DI VETTURA CON TECNICA SKY E GROUNDHOOK

Il modello ¼ di veicolo è stato implementato in due maniere, una tramite simulink e l'altra in forma di stato, la descrizione fisica del sistema parte dall'assunto che gli spostamenti e le forze sono positive se dirette verso l'alto [2]:

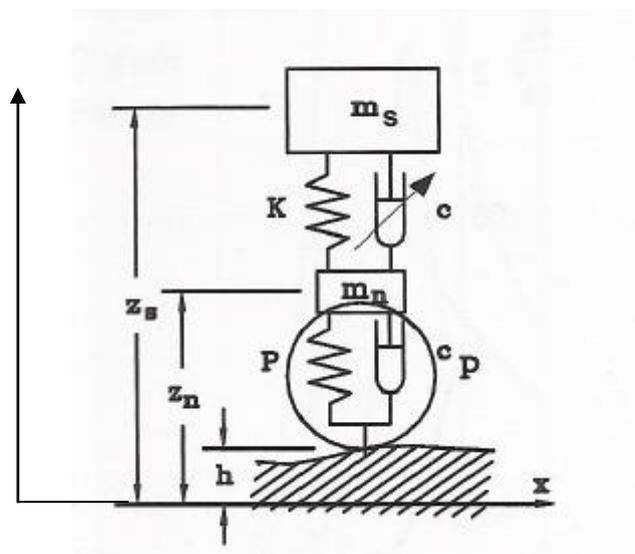


Figura 10: Modello 1/4 con controllo attivo.

Scrivendo le equazioni dinamiche che reggono il sistema, otteniamo in forma matriciale le seguenti equazioni:

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_s \\ \ddot{z}_{us} \end{bmatrix} + 2 \begin{bmatrix} \xi_s + \xi & -(\xi_g + \xi) \\ -(\xi_s + \xi) & \xi_g + \xi_s + \xi \end{bmatrix} \sqrt{km_s} \begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \dot{z}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_s \\ z_n \end{bmatrix} \\ = \begin{bmatrix} 0 \\ p \end{bmatrix} h(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ c_p \end{bmatrix} \dot{h}(t)$$

Se consideriamo che la matrice di smorzamento non è simmetrica, possiamo dividerla nella somma di una matrice corrispondente ad uno smorzatore passivo a coefficiente di

smorzamento costante, e di una corrispondente ad un sistema attivo [1], quindi essa diviene:

$$2 \begin{bmatrix} \xi_0 & -\xi_0 \\ -\xi_0 & \xi_0 + \xi_p \end{bmatrix} \sqrt{km_s} + 2 \begin{bmatrix} \xi_d & \xi_d \\ -\xi_d & -\xi_d \end{bmatrix} \sqrt{km_s}$$

Con:

$$\xi_m = \frac{\xi_s + \xi_g}{2}$$

$$\xi_d = \frac{\xi_s + \xi_g}{2}$$

$$\xi_0 = \xi + \xi_m$$

Questo modello porta a definire un attuatore che fornisce una forza secondo:

$$F = -2\sqrt{KM_s} * \xi_d * (\dot{Z}_s + \dot{Z}_n)$$

Queste equazioni sono state implementate in simulink, dando origine ad un modello parametrico che ci fornisce le risposte a vari ingressi nel dominio del tempo.

2.2) MODELLO AD 1/4 IN FORMA DI STATO

Una descrizione alternativa del modello 1/4 di veicolo si può ottenere considerando la relativa forma di stato, in cui le variabili di stato sono:

1. Y_1 = spostamento massa sospesa.
2. Y_2 = velocità massa sospesa.
3. Y_3 = spostamento massa non sospesa.
4. Y_4 = velocità massa non sospesa.

E gli ingressi sono:

1. $h(t)$ = spostamento del terreno.
2. $\dot{h}(t)$ = velocità di spostamento terreno.

Il sistema risultante è nella forma:

$$\begin{cases} \dot{y} = Ay + Bu \\ z = Cy + Du \end{cases}$$

In cui le matrici A, B, C, D sono:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{m_s} & -\frac{(c_s + c)}{m_s} & \frac{k}{m_s} & \frac{(c_g + c)}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k}{m_n} & \frac{(c_s + c)}{m_n} & -\frac{(P + k)}{m_n} & -\frac{(c_g + c_p + c)}{m_n} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ P/m_n \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 \\ -\frac{k}{m_s} & -\frac{(c_s + c)}{m_s} & \frac{k}{m_s} & \frac{(c_g + c)}{m_s} \\ \frac{k}{m_n} & \frac{(c_s + c)}{m_n} & -\frac{(P + k)}{m_n} & -\frac{(c_g + c_p + c)}{m_n} \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ P/m_n \end{bmatrix}$$

Quindi come uscite si sono cercate le seguenti variabili:

1. Z_1 = deformazione pneumatico.
2. Z_2 = corsa sospensione.
3. Z_3 = accelerazione massa sospesa.
4. Z_4 = accelerazione massa non sospesa.

Le simulazioni sono state realizzate senza considerare lo smorzamento dello pneumatico che è tipicamente trascurabile rispetto a quelli presenti nel sistema, ed in più tutte le grandezze sono espresse nel sistema internazionale.

2.3) MODELLO HALF CAR

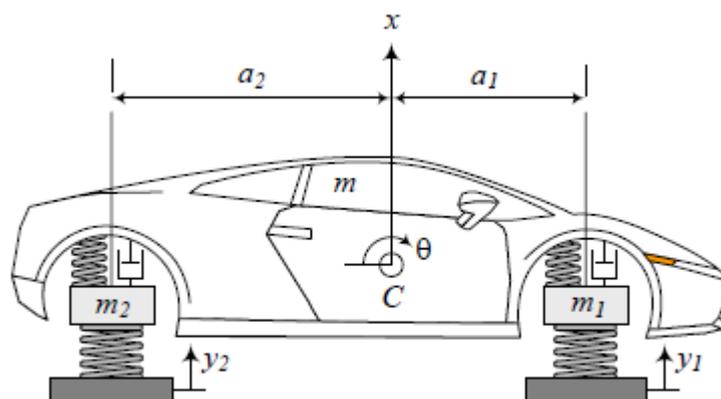


Figura 11: Modello 1/2 di vettura.

Il modello implementato in questo lavoro di tesi è dotato di attuatore attivo che fornisce una forza della stessa forma di quella gestita dal sistema attivo a $\frac{1}{4}$ di veicolo, con le grandezze relative ad ogni assale, le equazioni scritte in forma matriciale di questo sistema sono riportate di seguito:

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_\theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{n1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{n2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_s \\ \ddot{z}_\theta \\ \ddot{z}_{n1} \\ \ddot{z}_{n2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 - E_1 - E_2 & c_1 b - c_2 a + E_1 a - E_2 b & -c_1 - E_1 & -c_2 - E_2 \\ \text{SYM} & c_1 b^2 + c_2 a^2 + E_1 b^2 + E_2 a^2 & c_1 a + E_1 a & -c_2 b - E_2 b \\ \text{SYM} & \text{SYM} & c_1 + c_{u1} - E_1 & 0 \\ \text{SYM} & \text{SYM} & \text{SYM} & c_2 + c_{u2} - E_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \dot{z}_\theta \\ \dot{z}_{n1} \\ \dot{z}_{n2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_1 b - k_2 a & -k_1 & -k_2 \\ \text{SYM} & k_1 b^2 + k_2 a^2 & k_1 a & -k_2 b \\ \text{SYM} & \text{SYM} & k_1 + k_{u1} & 0 \\ \text{SYM} & \text{SYM} & \text{SYM} & k_2 + k_{u2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_s \\ z_\theta \\ z_{n1} \\ z_{n2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_{u1} \\ k_{u2} \end{bmatrix} h(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ c_{u1} \\ c_{u2} \end{bmatrix} \dot{h}(t)$$

Le costanti E_1 ed E_2 sono definite come nel modello quarter-car:

$$E_i = -2\sqrt{k_i m_{si}} * \xi_{di}$$

Il modello 1/2 di veicolo è utile in quelle situazioni in cui si vogliono studiare oltre al moto verticale della massa sospesa e non sospesa, anche quello di beccheggio della massa sospesa e i moti indipendenti degli assali anteriori e posteriori sottoposti a eccitazione di vincolo separata; in particolare i valori di massa sospesa e momento d'inerzia sono quelli dell'intero veicolo, mentre invece i valori di smorzamento e rigidzze delle molle sono il doppio di quelle relative alla singola ruota del singolo assale, inoltre per poter confrontare il modello 1/4 con questo si devono prendere in considerazione per il modello 1/2 gli spostamenti in corrispondenza dell'assale anteriore e posteriore, da confrontare con lo spostamento del baricentro della massa sospesa del modello 1/4.

Le convenzioni poste sono di spostamenti e rotazioni positivi se verso l'alto e orarie, questo vale per spostamenti e forze.

2.4) MODELLO FULL CAR

Questo modello considera la vettura come composta di 5 masse, la scocca, e le quattro masse non sospese che rappresentano gli organi vincolati alla scocca, come al solito gli ammortizzatori attivi, le molle delle sospensioni, lo smorzamento dello pneumatico e la sua rigidità sono modellati mediante molle e smorzatori come nei casi precedenti, inoltre si è sempre ritenuto che la forza che ogni singolo attuatore fosse in grado di esprimere su ogni singola ruota fosse uguale a quella esercitata dall'attuatore nel modello 1/4 e quindi opposta alla somma della velocità del punto di attacco della sospensione con la velocità della corrispondente massa sospesa; questo modello presenta 7 gdl che sono i quattro spostamenti delle masse non sospese, i moti di rollio e beccheggio della cassa e lo scuotimento verticale della cassa stessa, le convenzioni utilizzate sono le seguenti:

1. Spostamenti verticali e forze: positivi verso l'alto.
2. Rollio: positivo in senso orario.
3. Beccheggio: positivo in senso antiorario.

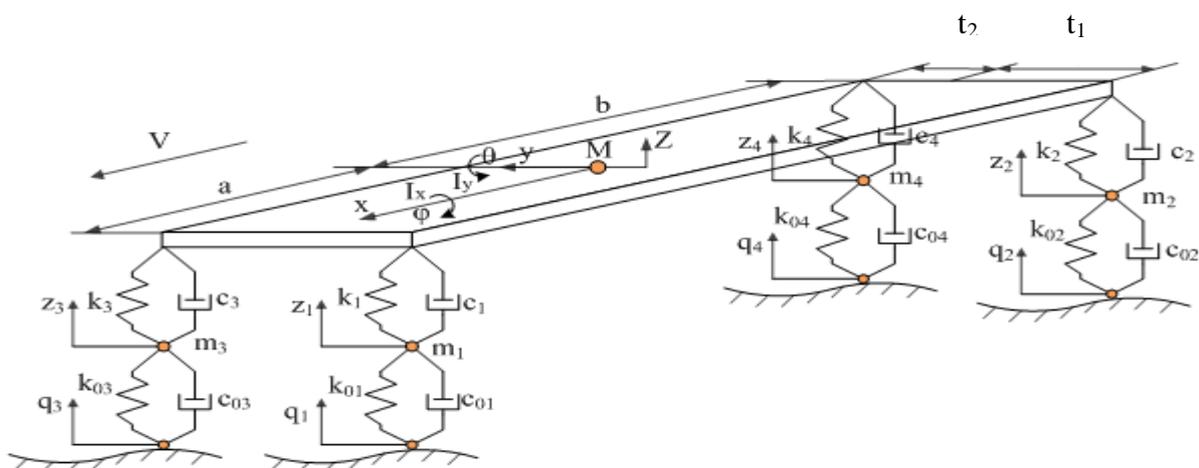


Figura 12: Modello full car.

Le equazioni in forma matriciale che reggono il sistema sono:

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_\theta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_\phi & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{n1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{n2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{n3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{n4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_s \\ \ddot{z}_\theta \\ \ddot{z}_\phi \\ \ddot{z}_{n1} \\ \ddot{z}_{n2} \\ \ddot{z}_{n3} \\ \ddot{z}_{n4} \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} & c_{15} & c_{16} & c_{17} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} & c_{25} & c_{26} & c_{27} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} & c_{35} & c_{36} & c_{37} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} & 0 & 0 & 0 \\ c_{51} & c_{52} & c_{53} & 0 & c_{55} & 0 & 0 \\ c_{61} & c_{62} & c_{63} & 0 & 0 & c_{66} & 0 \\ c_{71} & c_{72} & c_{73} & 0 & 0 & 0 & c_{77} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \dot{z}_\theta \\ \dot{z}_\phi \\ z_{n1} \\ z_{n2} \\ z_{n3} \\ z_{n4} \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} & k_{15} & k_{16} & k_{17} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & k_{26} & k_{27} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} & k_{37} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} & 0 & 0 & 0 \\ k_{51} & k_{52} & k_{53} & 0 & k_{55} & 0 & 0 \\ k_{61} & k_{62} & k_{63} & 0 & 0 & k_{66} & 0 \\ k_{71} & k_{72} & k_{73} & 0 & 0 & 0 & k_{77} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_s \\ z_\theta \\ z_\phi \\ z_{n1} \\ z_{n2} \\ z_{n3} \\ z_{n4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_{u4} \\ k_{u5} \\ k_{u6} \\ k_{u7} \end{bmatrix} A + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ c_{u4} \\ c_{u5} \\ c_{u6} \\ c_{u7} \end{bmatrix} B$$

Dove con i termini C_{ii} s'intendono i seguenti:

$$C_{11} = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 - (E_1 + E_2 + E_3 + E_4)$$

$$C_{22} = C_1 a^2 + C_2 b^2 + C_3 b^2 + C_4 a^2 - (E_1 a^2 + E_2 b^2 + E_3 b^2 + E_4 a^2)$$

$$C_{33} = C_1 t_1^2 + C_2 t_1^2 + C_3 t_2^2 + C_4 t_2^2 - (E_1 t_1^2 + E_2 t_1^2 + E_3 t_2^2 + E_4 t_2^2)$$

$$C_{44} = C_4 + C_{u4} - E_1$$

$$C_{66} = C_6 + C_{u6} - E_3$$

$$C_{55} = C_5 + C_{u5} - E_2$$

$$C_{77} = C_7 + C_{u7} - E_7$$

I termini in C_{ij} , che sono simmetrici, invece sono i seguenti:

$$C_{12} = -C_1 a^2 + C_2 b^2 + C_3 b^2 - C_4 a^2 - (-E_1 a^2 + E_2 b^2 + E_3 b^2 - E_4 a^2)$$

$$C_{13} = -C_1 t_1 - C_2 t_1 + C_3 t_2 + C_4 t_2 - (-E_1 t_1 - E_2 t_1 + E_3 t_2 + E_4 t_2)$$

$$C_{14} = C_1 - E_1$$

$$C_{15} = C_2 - E_2$$

$$C_{16} = C_3 - E_3$$

$$C_{17} = C_4 - E_4$$

$$C_{23} = C_1 t_1 a - C_2 t_1 b + C_3 t_2 b - C_4 t_2 a - (E_1 t_1 a - E_2 t_1 b + E_3 t_2 b - E_4 t_2 a)$$

$$C_{24} = C_1 a + E_1 a$$

$$C_{25} = -C_2 b - E_2 b$$

$$C_{26} = -C_3 b - E_3 b$$

$$C_{27} = C_4 a + E_4 a$$

$$C_{34} = C_1 t_1 + E_1 t_1$$

$$C_{35} = C_2 t_1 + E_2 t_1$$

$$C_{36} = -C_3 t_2 - E_3 t_2$$

$$C_{37} = -C_4 t_2 - E_4 t_2$$

Dove con i termini K_{ii} si intendono i seguenti:

$$K_{11} = K_1 + K_2 + K_3 + K_4$$

$$K_{22} = K_1 a^2 + K_2 b^2 + K_3 b^2 + K_4 a^2$$

$$K_{33} = K_1 t_1^2 + K_2 t_1^2 + K_3 t_2^2 + K_4 t_2^2$$

$$K_{44} = K_4 + K_{u4}$$

$$K_{66} = K_6 + K_{u6}$$

$$K_{55} = K_5 + K_{u5}$$

$$K_{77} = K_7 + K_{u7}$$

I termini in K_{ij} , che sono simmetrici, invece sono i seguenti:

$$K_{12} = -K_1 a^2 + K_2 b^2 + K_3 b^2 - K_4 a^2$$

$$K_{13} = -K_1 t_1 - K_2 t_1 + K_3 t_2 + K t_2$$

$$K_{14} = K_1 \qquad K_{15} = K_2$$

$$K_{16} = K_3 \qquad K_{17} = K_4$$

$$K_{23} = K_1 t_1 a - K_2 t_1 b + K_3 t_2 b - K_4 t_2 a$$

$$K_{24} = K_1 a \qquad K_{25} = -K_2 b$$

$$K_{26} = -K_3 b \qquad K_{27} = K_4 a$$

$$K_{34} = K_1 t_1 \qquad K_{35} = K_2 t_1 \qquad K_{36} = -K_3 t_2$$

$$K_{37} = -K_4 t_2$$

Le matrici a termine noto A e B sono:

$$A = [0 \quad 0 \quad 0 \quad q_1 \quad q_2 \quad q_3 \quad q_4]$$

$$B = [0 \quad 0 \quad 0 \quad q_1 \quad q_2 \quad q_3 \quad q_4]$$

CAPITOLO 3

3.1) VALIDAZIONE DEI MODELLI

Obiettivo di questo capitolo è di mostrare come i tre modelli di vettura diano risultati concordanti tra loro se sottoposti al medesimo ingresso, sia in modalità passiva che attiva skyhook, di seguito si riporta una tabella riassuntiva per ciascun modello dei parametri caratteristici scelti per le simulazioni:

MODELLO QUARTER CAR							
K (N/m)	K _{us} (N/m)	C (Ns/m)	C _{us} (Ns/m)	M _s (kg)	M _{us} (kg)	C _s (Ns/m)	C _g (Ns/m)
16000	166000	1732	0	250	45	4000	4000

MODELLO HALF-CAR							
K1 (N/m)	K2 (N/m)	K _{us1} (N/m)	K _{us2} (N/m)	C ₁ (Ns/m)	C ₂ (Ns/m)	C _{us1} (Ns/m)	C _{us2} (Ns/m)
32000	32000	332000	332000	3464	3464	0	0
C _{s1} (Ns/m)	C _{g1} (Ns/m)	C _{s2} (Ns/m)	C _{g2} (Ns/m)	a (m)	b (m)	I _{teta} (kgm ²)	M _s (kg)
8000	0	8000	0	1.4	1.4	1100	1000
M _{us1} (kg)	M _{us2} (kg)						
90	90						

Mantenendo le stesse unità di misura precedenti anche per il full-car otteniamo la seguente tabella:

MODELLO FULL CAR									
K_1	K_2	K_3	K_4	K_{us1}	K_{us2}	K_{us3}	K_{us4}		
16000	16000	16000	16000	166000	16000	166000	166000		
C_1	C_2	C_3	C_4	C_{us1}	C_{us2}	C_{us3}	C_{us4}	a	b
1732	1732	1732	1732	0	0	0	0	1.4	1.4
T_1	T_2	M_s	M_{us1}	M_{us2}	M_{us3}	M_{us4}	I_{teta}	I_{phi}	
0.75	0.7	1000	45	45	45	45	1100	820	
C_{s1}	C_{g1}	C_{s2}	C_{g2}	C_{s3}	C_{g3}	C_{s4}	C_{g4}		
4000	0	4000	0	4000	0	4000	0		

La velocità di percorrenza delle asperità del terreno è fissata a 30m/s.

La fase di validazione dei modelli ha come obiettivo quello di confrontare a parità di ingressi forniti i tre modelli in simulink e un confronto aggiuntivo tra il modello a un quarto realizzato in simulink e quello ad un quarto realizzato in forma di stato e assicurarsi che coincidano; lo scopo finale della validazione è quello di capire se realmente un modello ad un quarto è sufficiente per studiare adeguatamente il comportamento verticale del veicolo, che a rigor di logica dovrebbe essere influenzato anche dai moti di rollio e beccheggio della cassa, specialmente nel caso di ostacoli non simmetrici tra il lato sinistro delle vettura ed il lato destro della stessa; i confronti verranno realizzati in modalità passiva considerando un ingresso sinusoidale ad 1Hz E 10 Hz di frequenza, in un primo momento si analizzeranno i comportamenti dei vari modelli quando l'ingresso è di tipo simmetrico sui lati destro e sinistro, e considerando il lasso di tempo che intercorre tra l'istante in cui le ruote anteriori incontrano l'ostacolo e quello in cui lo fanno le ruote posteriori; la seconda serie di simulazioni prevederà l'utilizzo dello stesso segnale sinusoidale ma con frequenza più alta pari a 10Hz ma questa volta sfalsando la posizione degli ostacoli tra lato destro e sinistro di 50 cm, che corrisponde ad un ritardo temporale tra i segnali dei due lati di 0.017 s; si è scelto questo tipo di ritardo poiché si è voluto enfatizzare il comportamento asimmetrico del sistema, non dando il tempo al sistema stesso dopo il primo ostacolo di esaurire il suo transitorio prima di incontrare il secondo, in questo modo si è cercato di allontanarsi il più possibile dal modello $\frac{1}{4}$ di veicolo per testarne gli eventuali limiti.

3.2) CONFRONTO QUARTER CAR SIMULINK Vs. QUARTER CAR FORMA DI STATO

Le due forme di modelli del quarto di veicolo sono equivalenti sotto tutti i punti di vista, l'uso del modello in forma di stato ci permette di ottenere in maniera diretta i diagrammi delle risposte in frequenza delle funzioni di trasferimento delle variabili di stato che in fase di ottimizzazione permettono di giudicare il comportamento del sistema sospensivo, ed in particolare:

1. Deformazione dello pneumatico
2. Corsa sospensione
3. Accelerazione massa sospesa
4. Accelerazione massa non sospesa

A titolo di esempio si riportano i grafici riguardanti il confronto tra i due modelli per la variabile accelerazione massa sospesa e non sospesa nel dominio del tempo con ingressi a 1 Hz e 10 Hz:

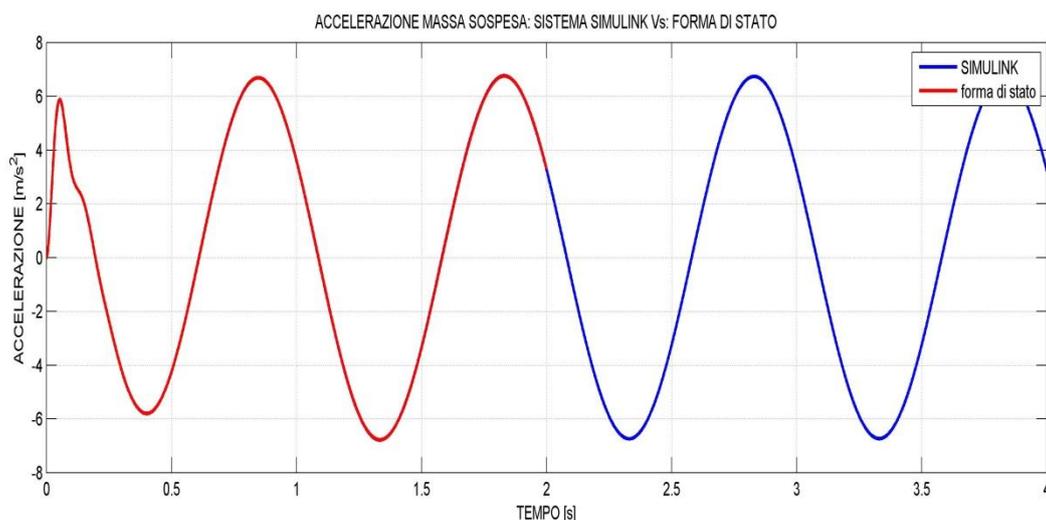


Figura 13: Confronto accelerazione massa sospesa fs vs. simulink per $\frac{1}{4}$ ingresso 1Hz.

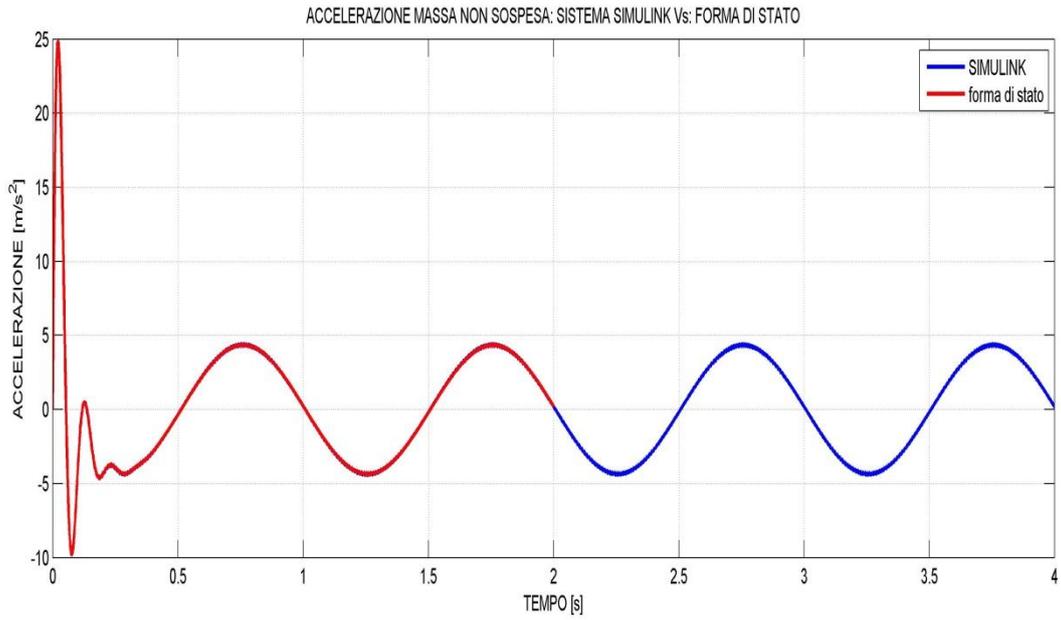


Figura 14: Confronto acc massa non sospesa fs vs. simulink per ¼ ingresso 1 Hz.

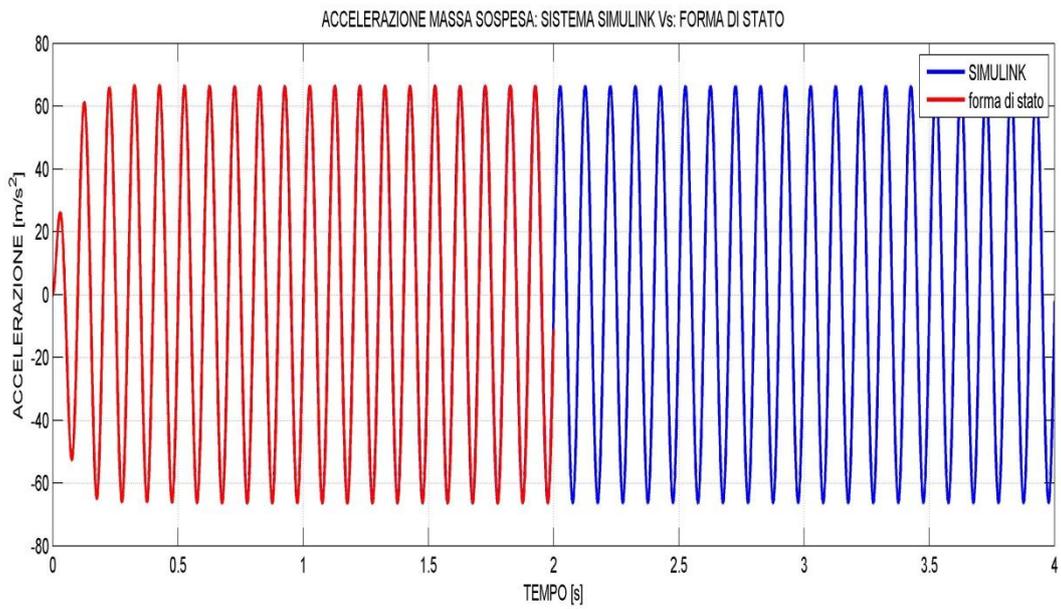


Figura 15: Confronto acc massa sospesa fs vs. simulink per ¼ ingresso 10 Hz.

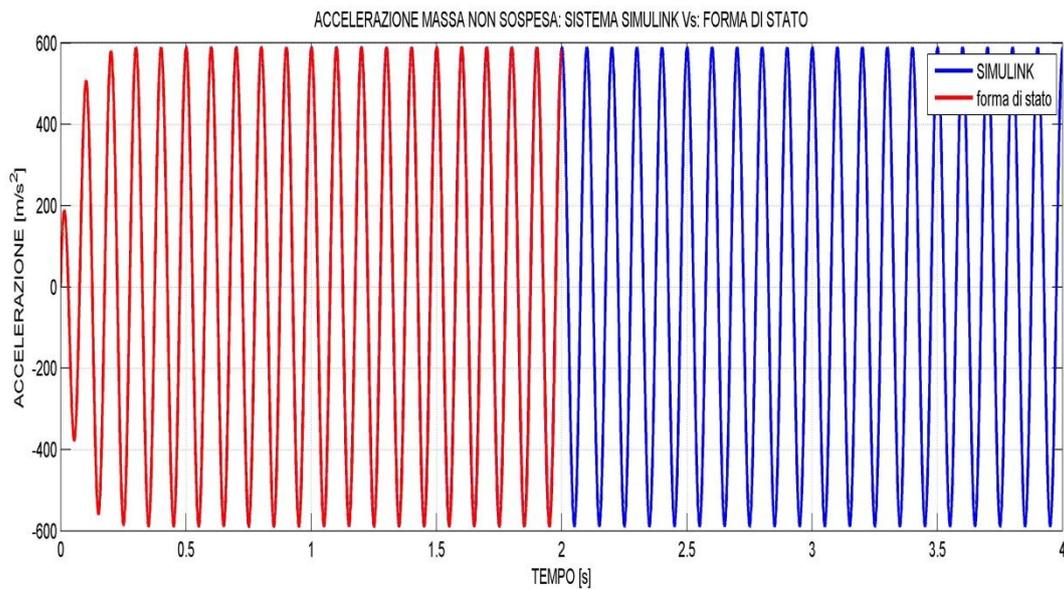


Figura 16: Confronto acc massa non sospesa fs vs. simulink per $\frac{1}{4}$ ingresso 10 Hz.

Come si può notare dai grafici esiste una perfetta sovrapposizione dei risultati tra le due rappresentazioni equivalenti dello stesso sistema, questo ci fornisce un sicuro riferimento con il quale confrontare i modelli a più gradi di libertà considerando come riferimento proprio quello a un quarto.

3.3) CONFRONTO MODELLO $\frac{1}{4}$ Vs. MODELLO $\frac{1}{2}$

In questa sede si svolgerà un confronto tra il modello quarter-car e quello half-car, in particolare le rigidità e gli smorzamenti del modello half car saranno il doppio di quelle presenti nel quarto di veicolo, mentre la massa sarà quella totale del veicolo.

Il confronto non può essere fatto direttamente guardando al baricentro della massa sospesa, in quanto il modello ad un quarto prevede un ingresso in corrispondenza diretta del baricentro delle masse sospesa e non sospesa, per verificare la coincidenza dei due modelli è più giusto operare un confronto tra le variabili che interessano l'assale anteriore del modello half car e le variabili del modello quarter car, nelle Figure seguenti si riportano i grafici degli spostamenti della massa sospesa e non sospesa dei due modelli, soggetti ad un ingresso a 1 Hz e ampiezza 0.1m:

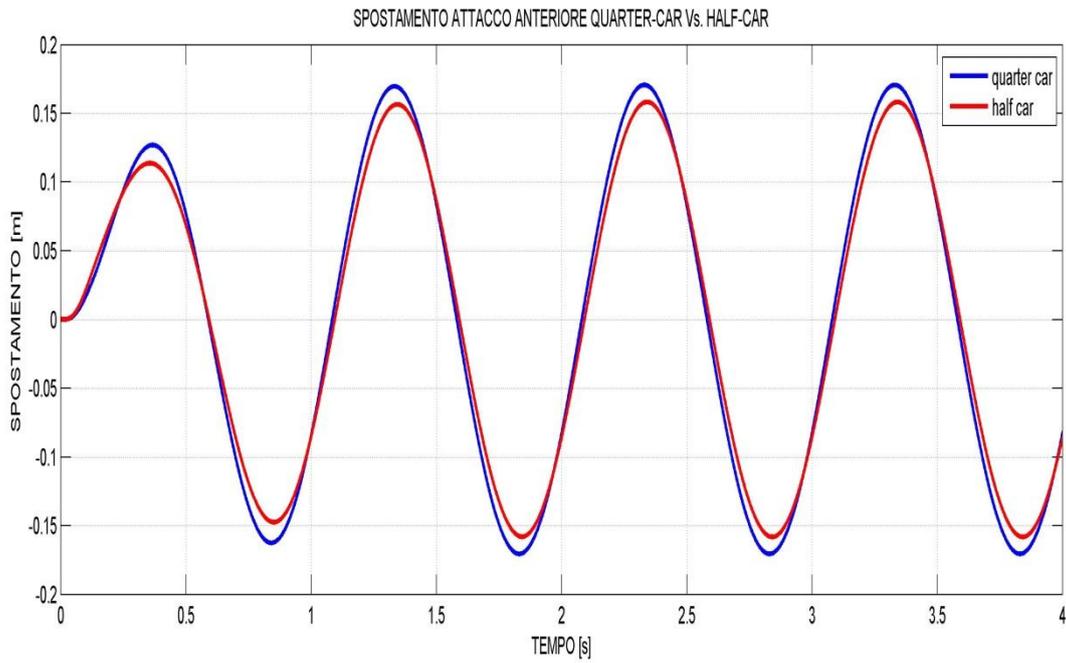


Figura 17: Spostamento attacco ant massa sospesa half car vs. quarter car.

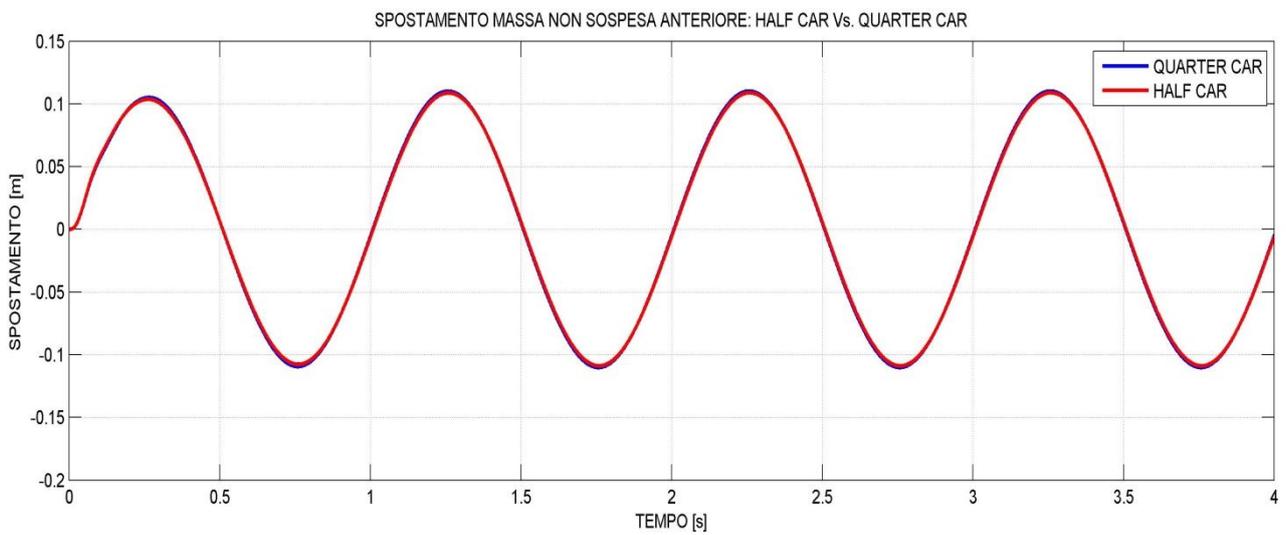


Figura 18: Spostamento massa non sospesa ant half car vs. quarter car.

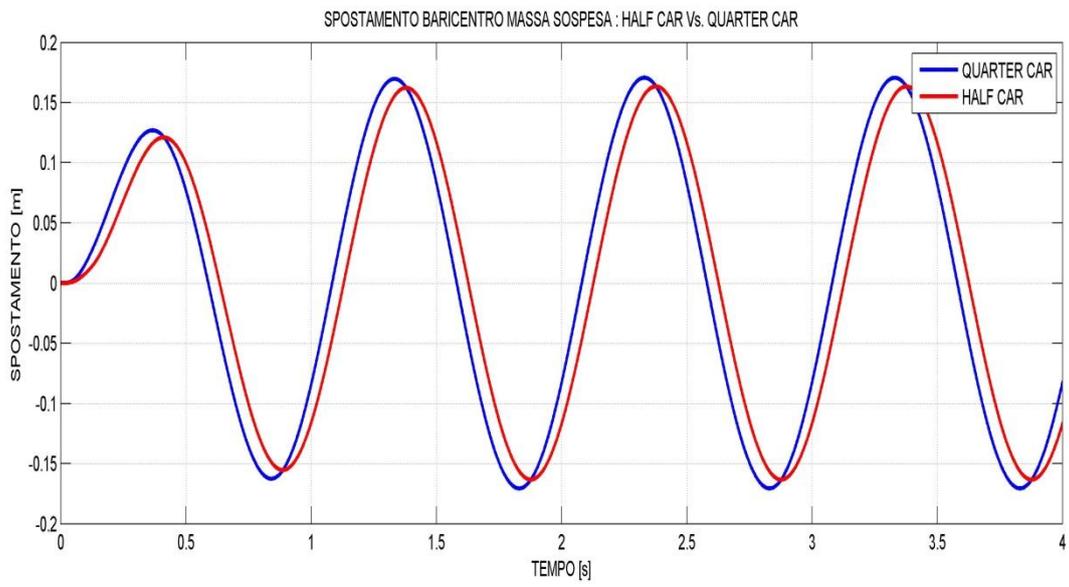


Figura 19: Spostamento baricentro massa sospesa half car vs. quarter car.

Nell'ordine dalla Figura 13 si può capire come i due modelli presentino una buona similitudine, infatti non si nota un significativo ritardo temporale tra i due sistemi dovuto ad effetti di beccheggio, infatti proprio per evidenziare questi eventuali ritardi l'ingresso è stato dato al medesimo istante per entrambi, l'unica osservazione che si può fare consiste nell'ampiezza di spostamento che per il modello ad un quarto è leggermente maggiore di quello ad un mezzo, in questo senso probabilmente è proprio il beccheggio ad offrire questa rigidità ulteriore, se pur piccola.

In Figura 14 si è rappresentato lo spostamento della massa non sospesa, per questa variabile i due modelli si può dire che coincidano quasi perfettamente, avvalorando l'ipotesi che i moti di beccheggio non siano di grande importanza nei veicoli per passeggeri.

Per completezza si è riportato anche lo spostamento del baricentro della massa non sospesa del modello half car rispetto allo spostamento del modello un quarto della stessa variabile, in Figura 15, si nota subito che a parte il ritardo dovuto al fatto che il baricentro dell'auto si trovi a mezzo passo di distanza dal punto in cui si ha il segnale di ingresso, i due sistemi non presentano differenze rilevanti per quanto riguarda l'ampiezza di oscillazione.

3.4) CONFRONTO MODELLO $\frac{1}{4}$ Vs. COMPLETO

In questa sede si confronteranno i modelli un quarto di veicolo con il modello full car a 7 gradi di libertà, in particolare verrà fatto un confronto considerando le rigidità e gli smorzamenti dei due modelli uguali, ma per il modello completo si considererà la massa completa del veicolo oltre agli opportuni momenti d'inerzia di rollio e beccheggio; si riportano di seguito le Figure relative al confronto delle seguenti variabili :

1. Spostamento attacco massa sospesa ant sx
2. Spostamento baricentro massa non sospesa ant sx
3. Corsa della sospensione ant sx
4. Deformazione dello pneumatico ant sx
5. Spostamento baricentro massa sospesa

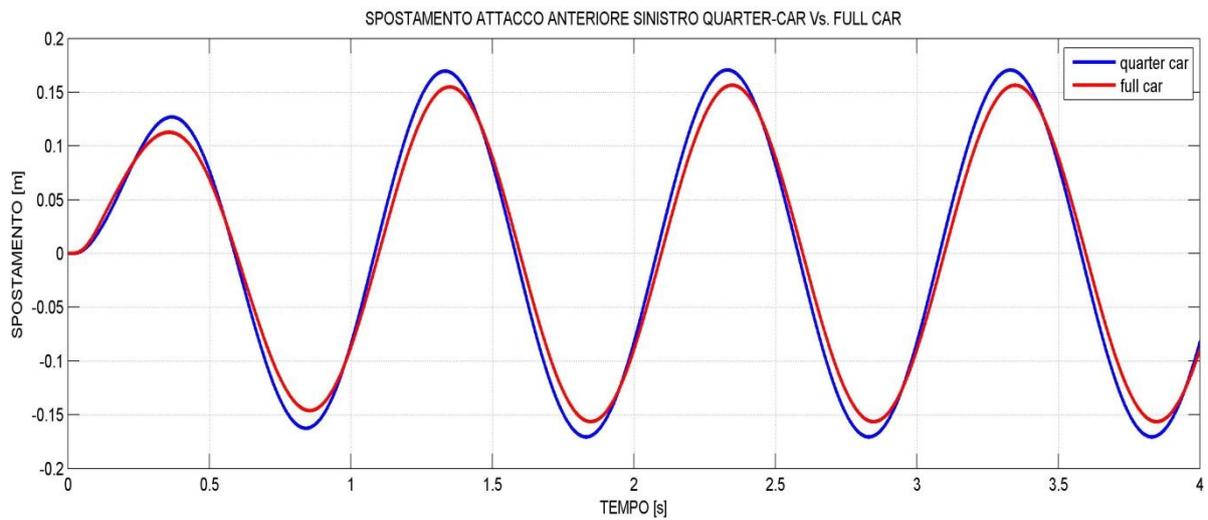


Figura 20: Spostamento duomo ant sx massa sospesa.

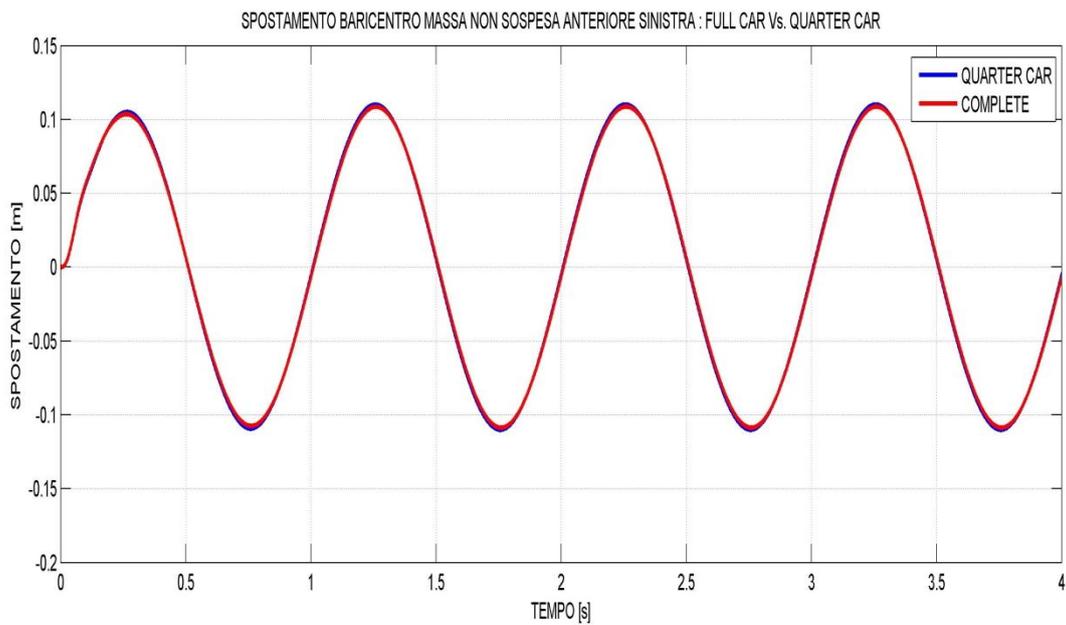


Figura 21: Spostamento massa non sospesa ant sx.

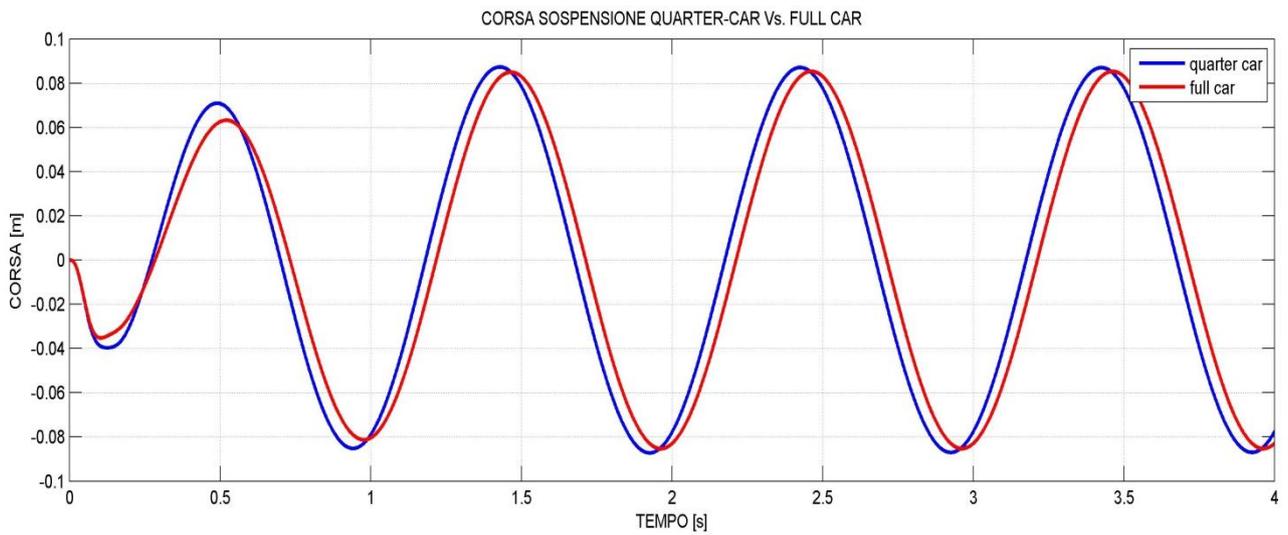


Figura 22: Corsa sospensione ant sx.

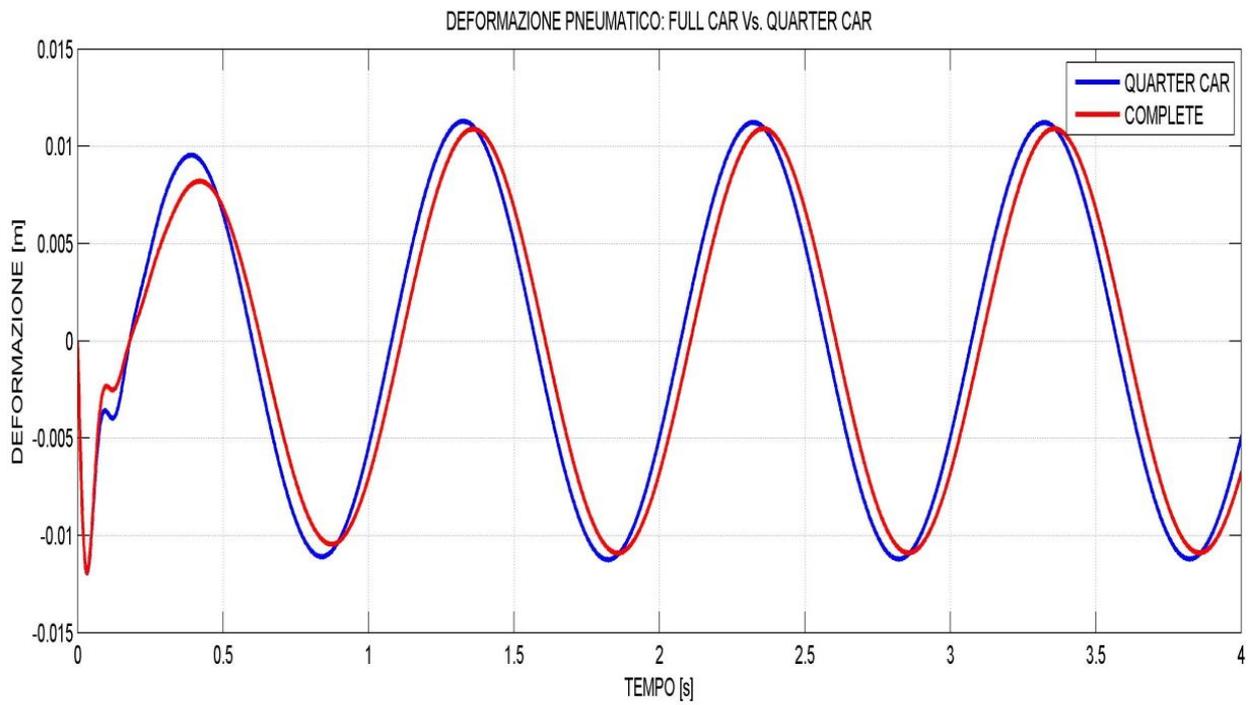


Figura 23: Deformazione dello pneumatico ant sx.

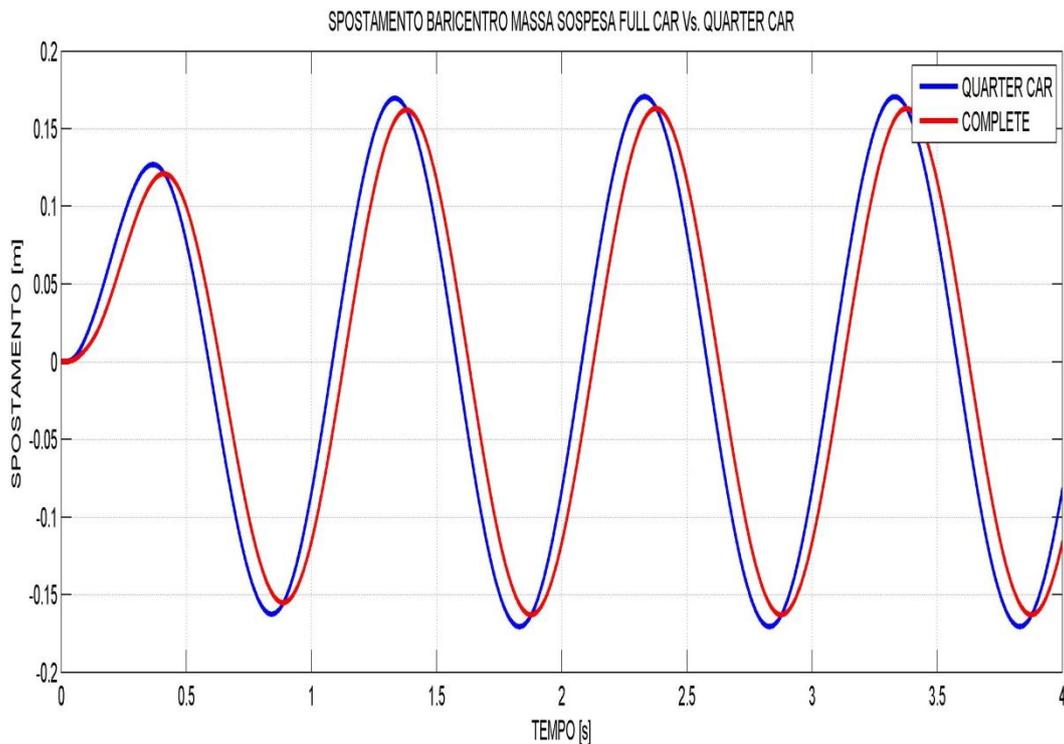


Figura 24: Spostamento baricentro massa sospesa.

In Figura 16 si è riportato lo spostamento del duomo della sospensione anteriore sinistra ed è stato confrontato con il modello un quarto, come nel paragrafo precedente non si notano ritardi eccessivi dovuti alla presenza dei gdl aggiuntivi, in particolare rollio e beccheggio, infatti l'ingresso è stato dato ad entrambi i sistemi nello stesso momento, si nota invece una maggiore rigidità del modello completo nei confronti dell'ampiezza di oscillazione, confermando il confronto effettuato nel paragrafo precedente.

In Figura 17 si riporta invece il confronto tra gli spostamenti della massa non sospesa anteriore sinistra e come nel confronto effettuato nel paragrafo precedente si nota come praticamente non ci siano differenze tra i due modelli, giustificando ancor di più l'uso del modello $\frac{1}{4}$ come soddisfacente per i moti verticali del veicolo.

In Figura 18 si riporta la corsa della sospensione anteriore sinistra, si nota come a livello di ampiezza di oscillazione, una volta terminato il transitorio iniziale, i due

sistemi non presentino differenze rilevanti, esiste però un ritardo di tempo legato alla presenza del rollio e del beccheggio, di cui la sospensione risente sicuramente gli effetti; la stessa identica tendenza è confermata nella Figura 19 per quanto riguarda la deformazione del pneumatico anteriore sinistro.

In Figura 20 si riporta lo spostamento del baricentro della massa sospesa del modello completo confrontato con quello ad un quarto, si nota come nel confronto del paragrafo precedente, vi sia solo un ritardo dovuto alla differenza di posizione dei due baricentri dei modelli.

3.5) CONFRONTO COMPLETO Vs. HALF CAR

In questa sede confronteremo i modelli completo e half car per verificare eventuali influenze tra i moti di rollio e beccheggio, poiché con il modello half è possibile stimare solo quelli di beccheggio, data la differenza tra i due modelli si confronteranno le seguenti variabili:

1. Differenza spostamento baricentro massa sospesa
2. Differenza spostamento baricentro massa non sospesa anteriore
3. Differenza spostamento attacco sospensione anteriore
4. Differenza angolo di beccheggio half/completo

È doverosa qualche precisazione, i baricentri delle due masse sospese sono coincidenti se guardiamo la vettura lateralmente, poiché il modello half car non ci permette di modellare la larghezza della vettura si considererà che il modello half sia “inglobato” nella mezzeria del modello completo, quindi la terza variabile di confronto sarà lo spostamento dell'attacco alla massa sospesa anteriore del modello half rispetto al movimento della mezzeria anteriore del modello completo della massa sospesa; inoltre

le masse non sospese del modello half car, le rigidzze e gli smorzamenti saranno il doppio di quelle delle singole ruote del modello completo.

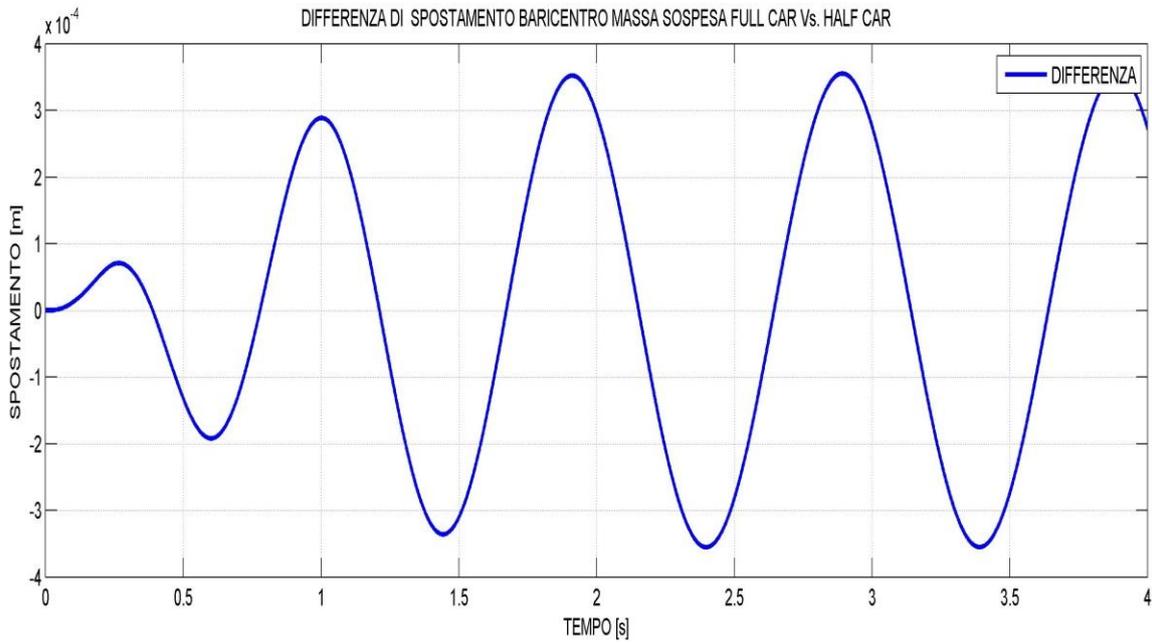


Figura 25: Differenza spostamento baricentro massa sospesa.

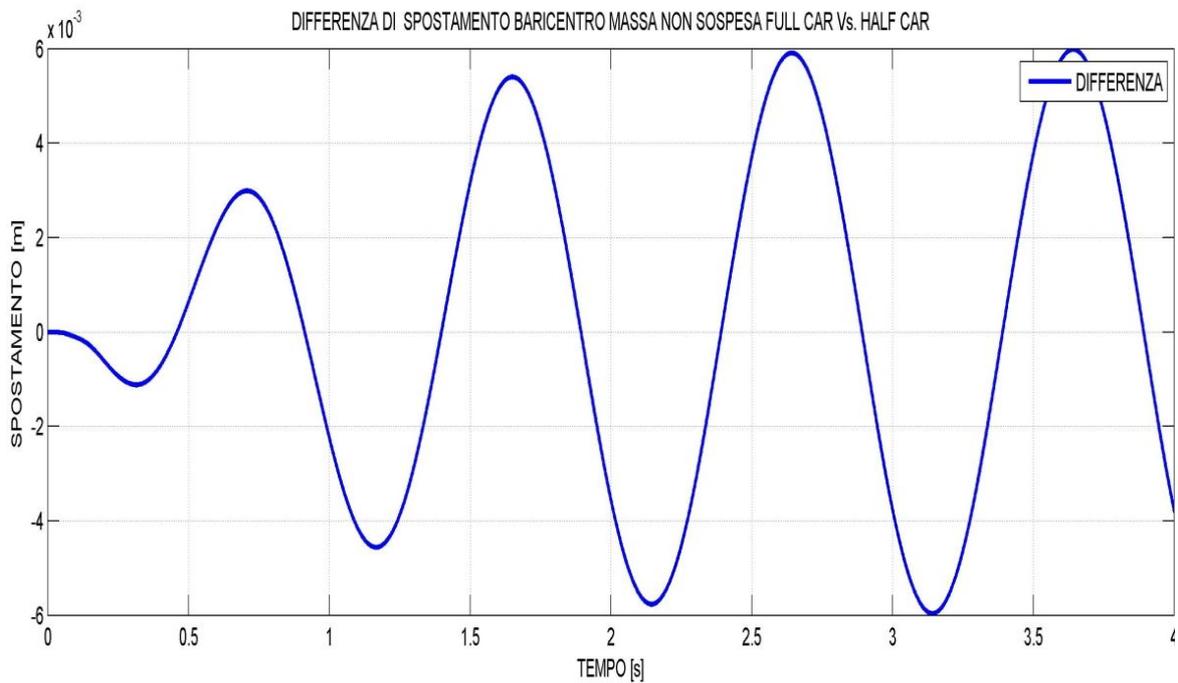


Figura 26: Differenza spostamento massa non sospesa anteriore.

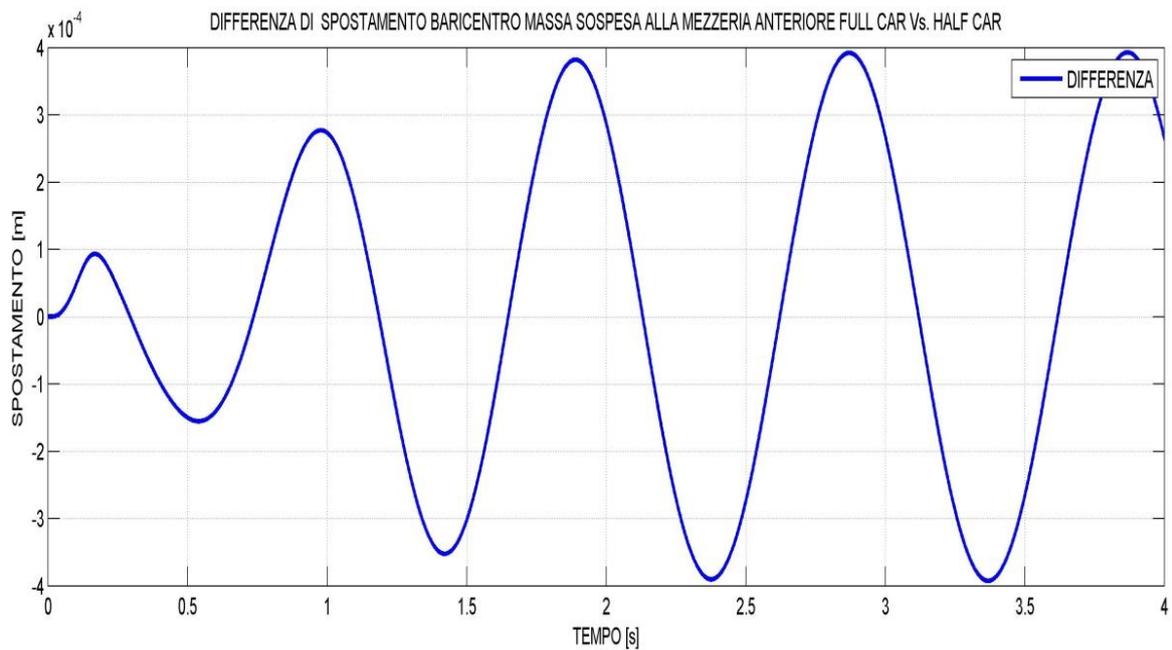


Figura 27: Differenza spostamento mezzeria anteriore.

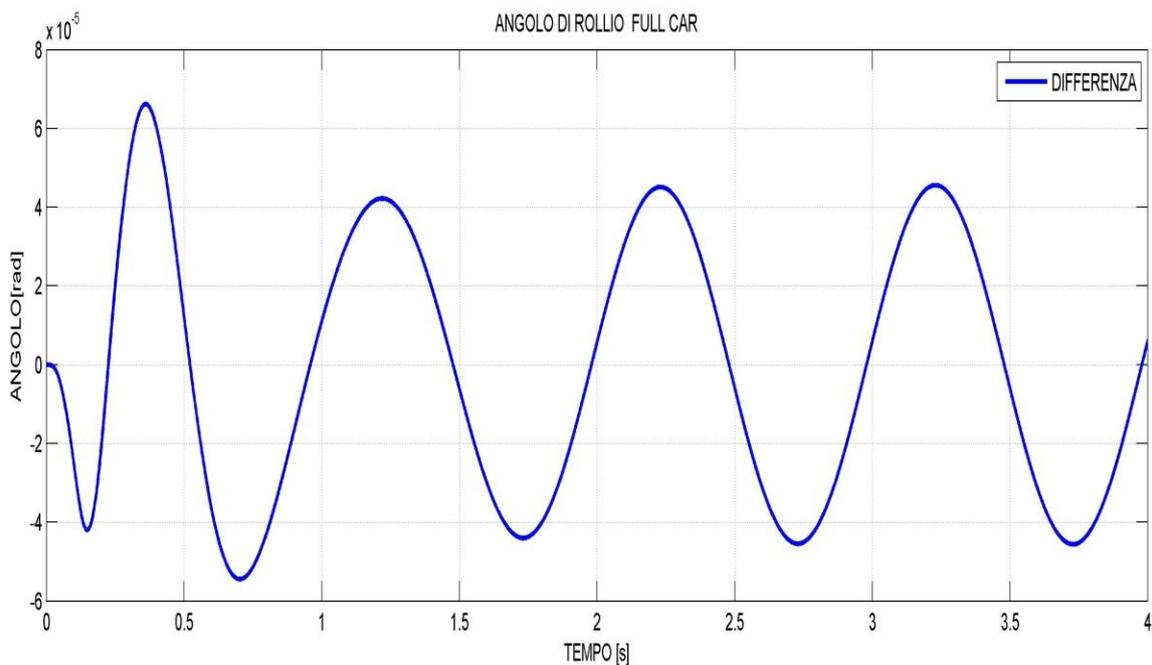


Figura 28: Differenza angolo di beccheggio.

Si è deciso di riportare per questo confronto direttamente le differenze delle variabili in gioco.

Si può notare come l'ordine di grandezza di tutti i grafici, spostamenti e angoli, sia di 10^{-4} , indice questo della presenza comunque di una seppur lieve differenza tra i

modelli, che è naturale aspettarsi data la complessità del full car, saremmo tentati di dire che il rollio non ha influenza sui moti di beccheggio, ma riportando il grafico dell'angolo di rollio, ci accorgiamo subito che esso è bassissimo, dell'ordine del mezzo grado, quindi per poter valutare correttamente l'influenza di tali moti si deve procedere a sfalsare gli ostacoli tra lato dx e sx del modello completo:

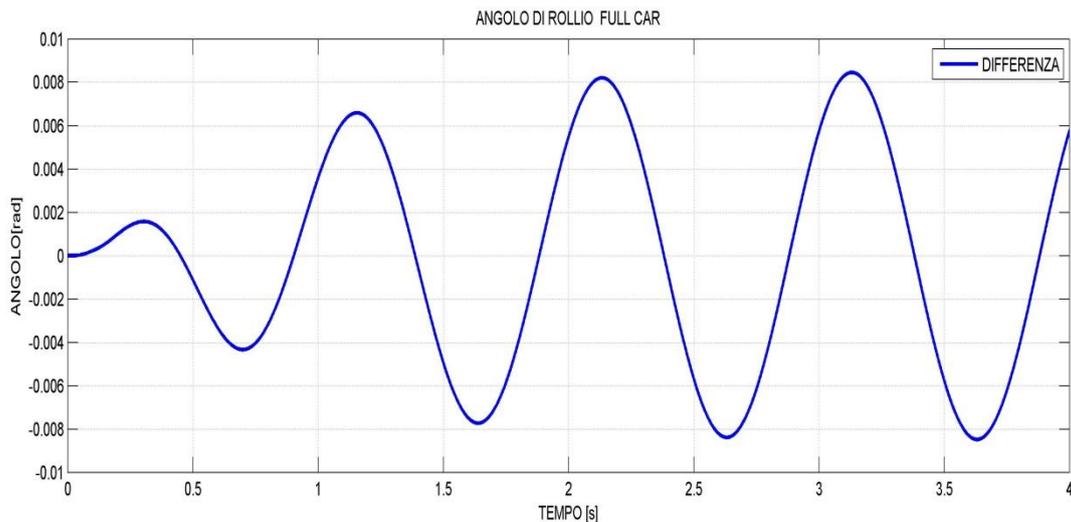


Figura 29: Angolo di rollio modello completo.

3.6) IDENTIFICAZIONE DEI LIMITI DEL MODELLO AD UN QUARTO

In questa sede si confronteranno i risultati di simulazioni che vedono ancora una volta il modello $\frac{1}{4}$ confrontato con il modello full car, ma a differenza delle precedenti si è deciso di far affrontare al modello full una serie di ostacoli a profilo sinusoidale di elevata frequenza, 10 Hz, ed un gradino di 0.1m, sfalsati del passo tra assale anteriore e posteriore in senso longitudinale (di marcia), e sfalsati di 0.5 m tra il lato sx e quello dx; in questo modo si è cercato di accentuare i moti di rollio, che non possono essere modellati nel quarto di veicolo e quindi si è poi cercato di capire fino a che punto il modello ad un quarto fosse utilizzabile

3.6.1) INGRESSO A GRADINO

Si riportano i grafici dei due sistemi con ingresso il gradino di 0.1m, le variabili che interessano sono state divise in tre gruppi, nel primo ci sono le variabili globali:

1. Spostamento baricentro massa sospesa
2. Accelerazione baricentro massa sospesa

Nel secondo gruppo si confrontano le grandezze relative alla ruota anteriore sx, quella che incontra per prima l'ostacolo:

3. Spostamento massa sospesa anteriore sx
4. Spostamento massa non sospesa anteriore sx
5. Corsa sospensione anteriore sx
6. Deformazione pneumatico anteriore sx

Nel terzo gruppo si confrontano le stesse variabili del secondo, ma questa volta il confronto è fatto con la ruota posteriore dx, quella che incontra per ultima gli ostacoli.

PRIMO GRUPPO

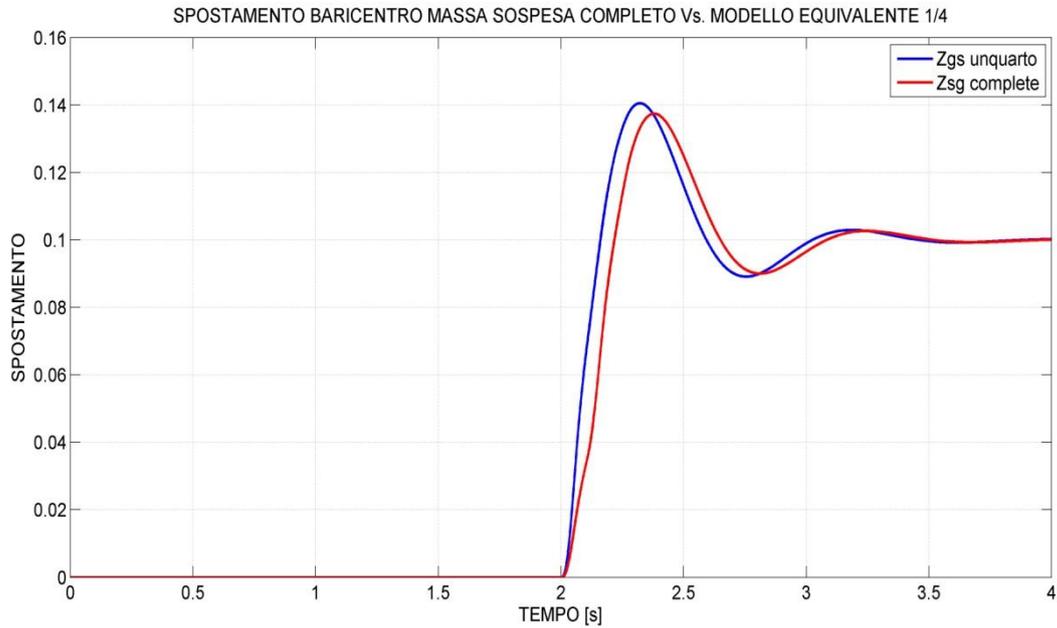


Figura 30: Spostamento baricentro massa sospesa.

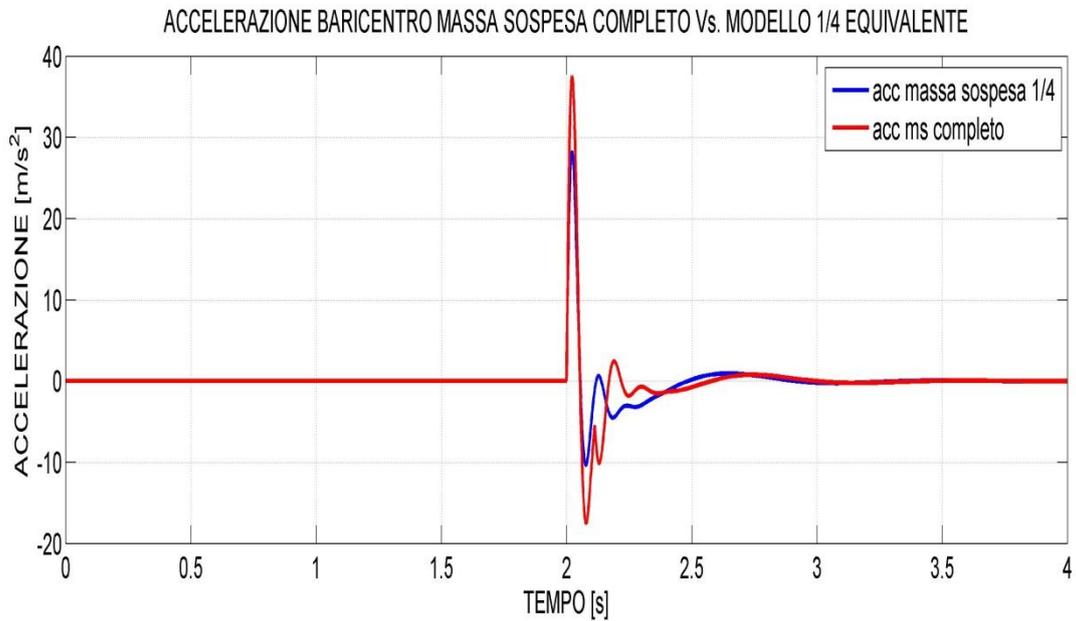


Figura 31: Accelerazione baricentro massa sospesa.

Dalle figure precedenti si nota come lo spostamento del baricentro vede solo un ritardo di risposta dovuto al passo, mentre a livello di ampiezza di oscillazione non sono presenti scostamenti evidenti,

diversa è la situazione dell'accelerazione, infatti, il picco di accelerazione iniziale del sistema completo è più elevato di circa 10 m/s^2 rispetto a quello ad un quarto e presenta negli istanti successivi delle oscillazioni più accentuate rispetto sempre al modello ad un quarto.

SECONDO GRUPPO

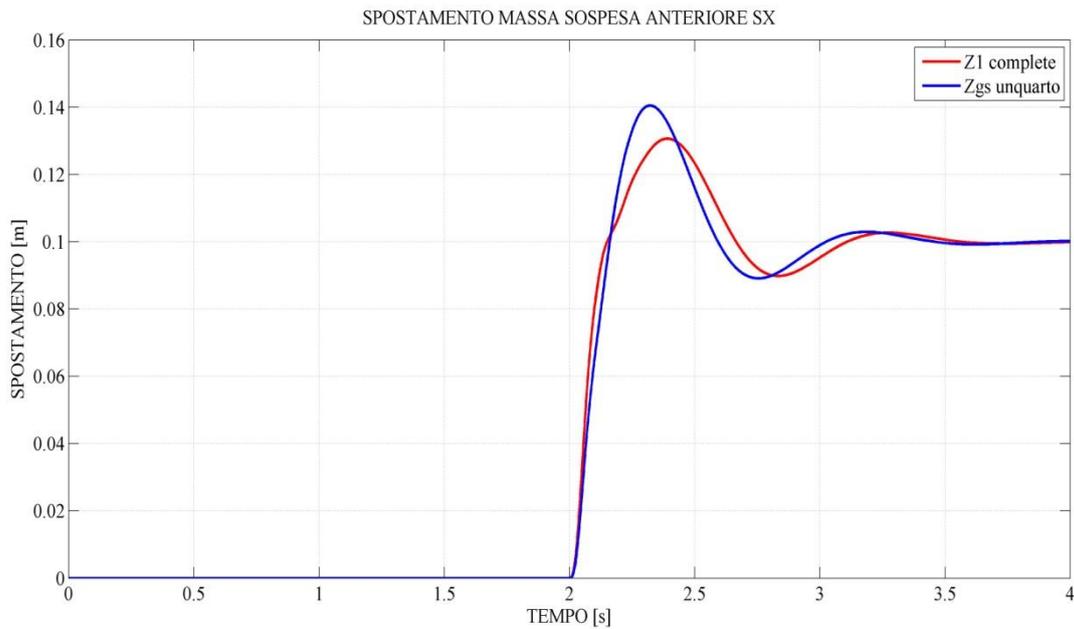


Figura 32: Spostamento duomo ant sx.

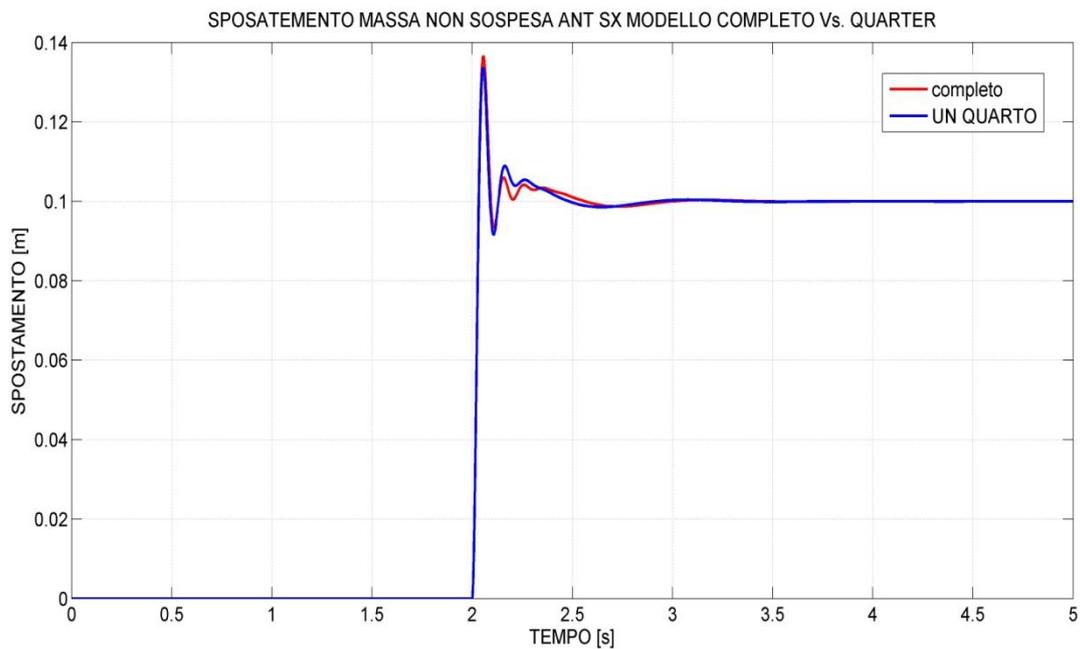


Figura 33: Spostamento massa non sospesa.

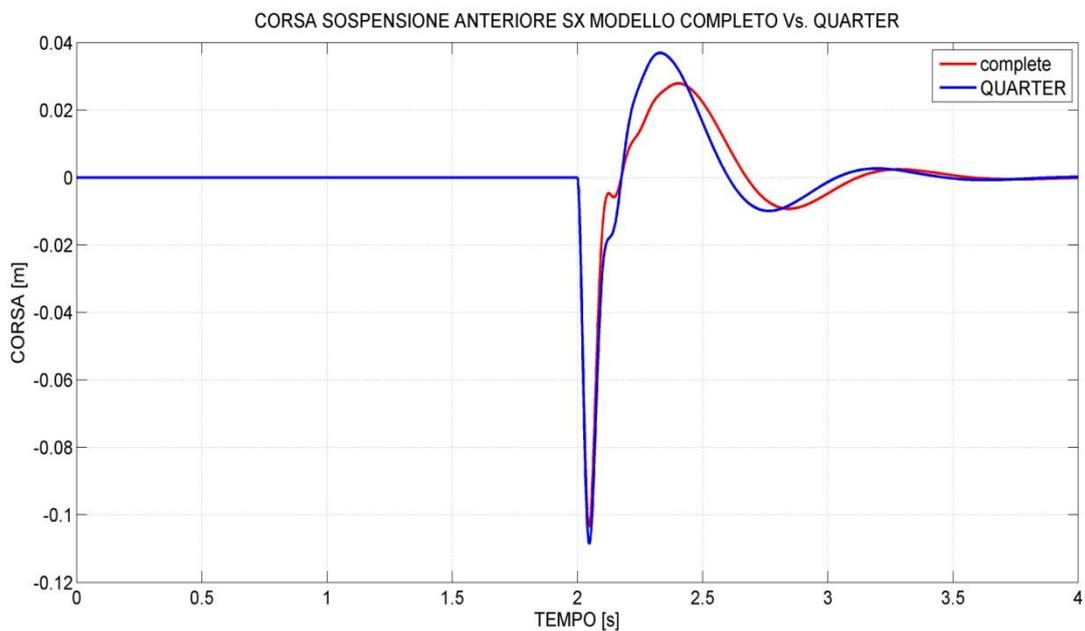


Figura 34: Corsa sospensione.

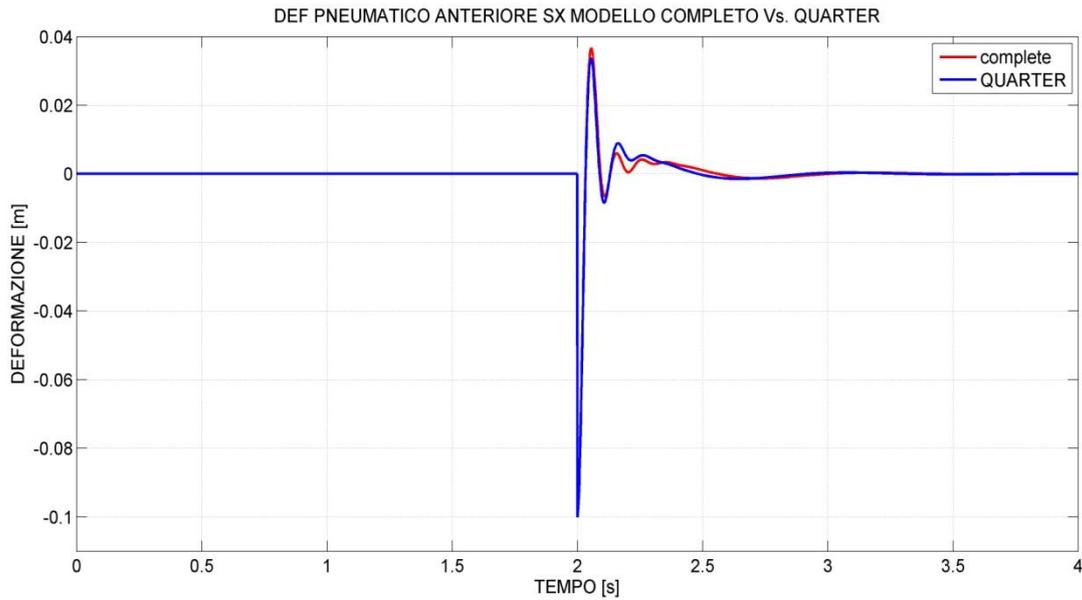


Figura 35: Deformazione pneumatico.

Si può notare come per quanto riguarda gli spostamenti della massa sospesa e non sospesa della ruota anteriore sx in Figura 28 e 29 non ci siano rilevanti differenze, specialmente nel caso della Figura 29; allo stesso modo nelle due figure successive si nota uno scostamento maggiore del modello un quarto rispetto al completo solo per la variabile corsa della sospensione che sicuramente risente dei moti complessivi del veicolo, non modellati nel sistema ad un quarto, ma che comunque si mantengono contenuti.

TERZO GRUPPO

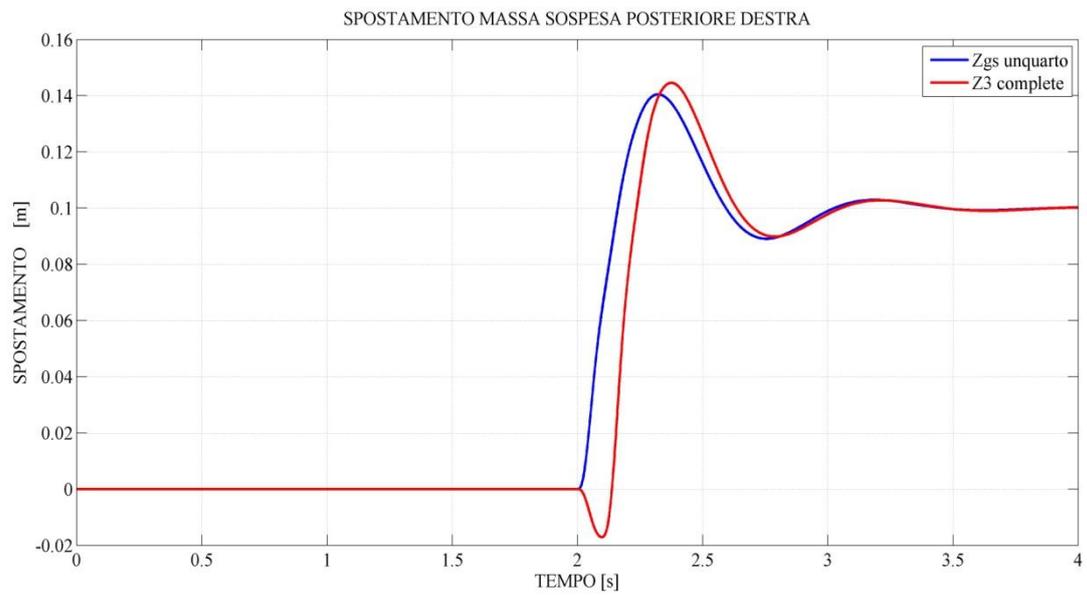


Figura 36: Spostamento duomo posteriore dx.

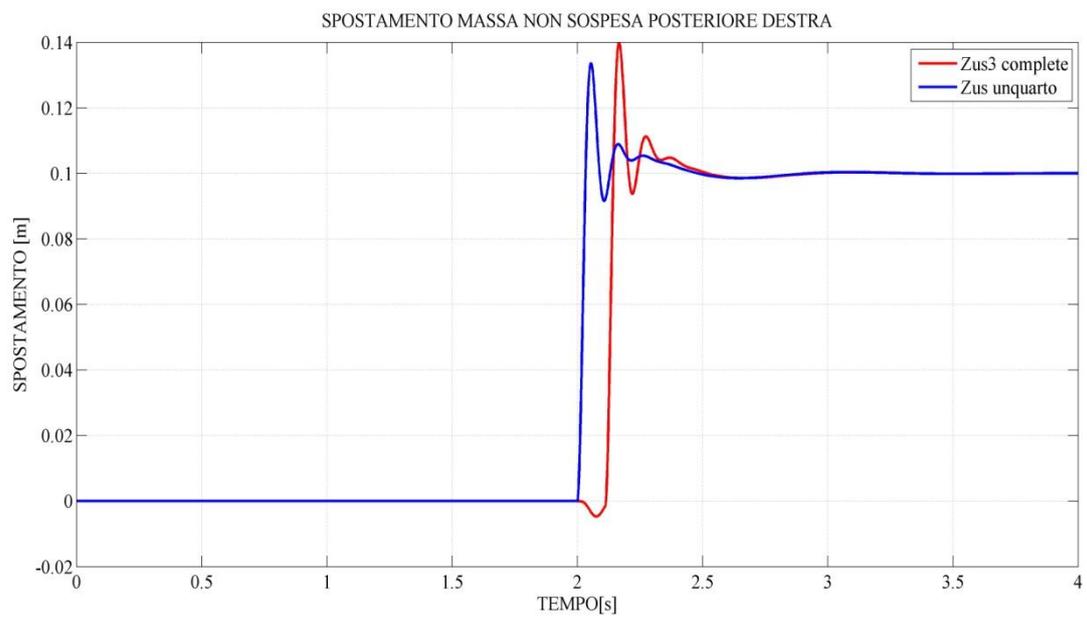


Figura 37: Spostamento massa non sospesa posterioe dx.

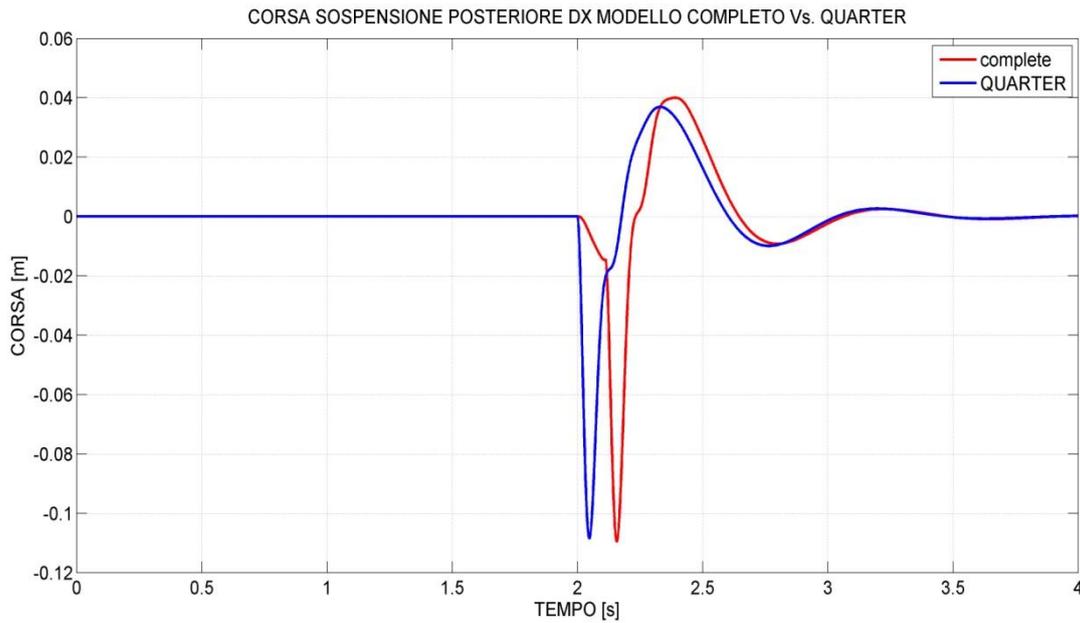


Figura 38: Corsa sospensione posteriore dx.

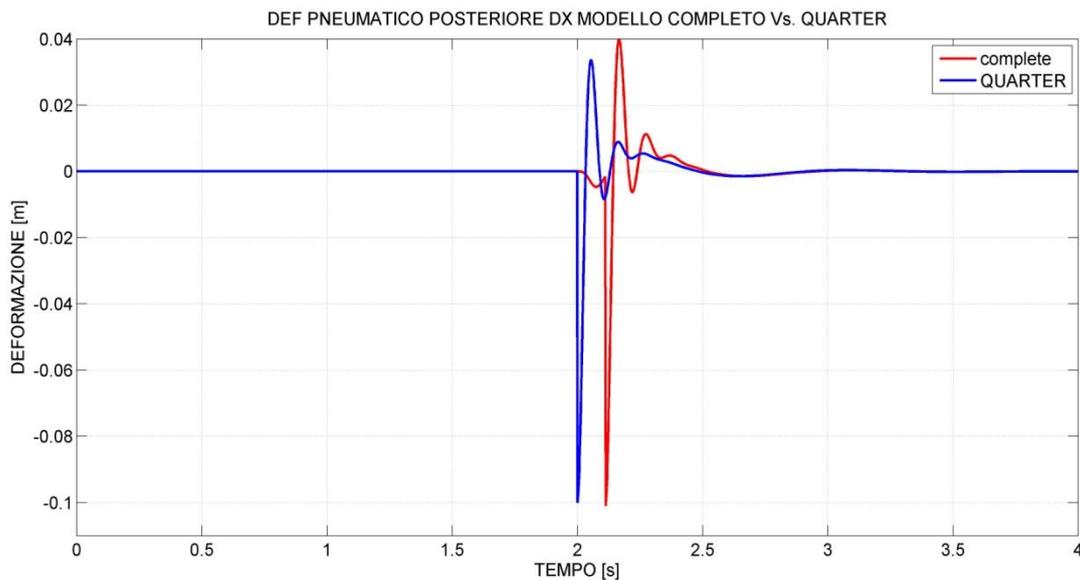


Figura 39: Deformazione pneumatico posteriore dx.

Esaminando queste figure non si deve essere tratti in inganno dall'evidente ritardo di risposta dei due sistemi, infatti, il modello ad un quarto risente dello stesso ingresso della prima ruota del modello completo che incontra l'ostacolo, quindi presenta una risposta anticipata rispetto a quella della posteriore destra, l'elemento degno di nota che non è possibile modellare col modello ad un quarto è lo spostamento verso il

basso sia della massa sospesa sia della massa non sospesa nei primi decimi di secondo dopo che l'anteriore sx ha incontrato l'ostacolo, qui fisicamente succede che incontrando un ostacolo sul lato sx, l'auto si solleva proprio da questa parte di conseguenza, essendo il telaio modellato come una piastra rigida, il lato opposto comincia ad abbassarsi prima ancora di aver incontrato l'ostacolo, infatti la corsa della sospensione posteriore dx presenta una piccola rampa iniziale prima di subire la stessa sorte di quella del modello ad un quarto, cioè la ripida discesa quando si incontra l'ostacolo (Figura 34); e stesse osservazioni si possono fare per la deformazione del pneumatico, notando sempre la leggera compressione di quello posteriore dx prima che arrivi l'ostacolo che gli compete.

3.6.2) INGRESSO SINUSOIDALE A 10 HZ, AMP= 0.1m

La stessa logica delle prove precedenti è stata seguita con l'ingresso sinusoidale, si riportano di seguito i grafici divisi nei medesimi tre gruppi precedenti:

PRIMO GRUPPO

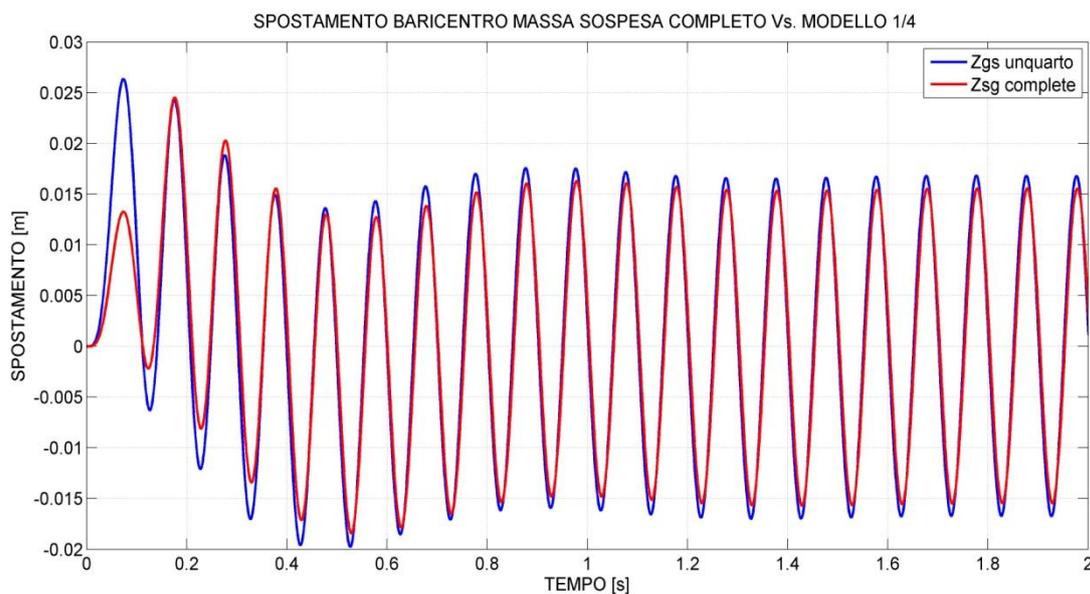


Figura 40: Spostamento baricentro massa sospesa.

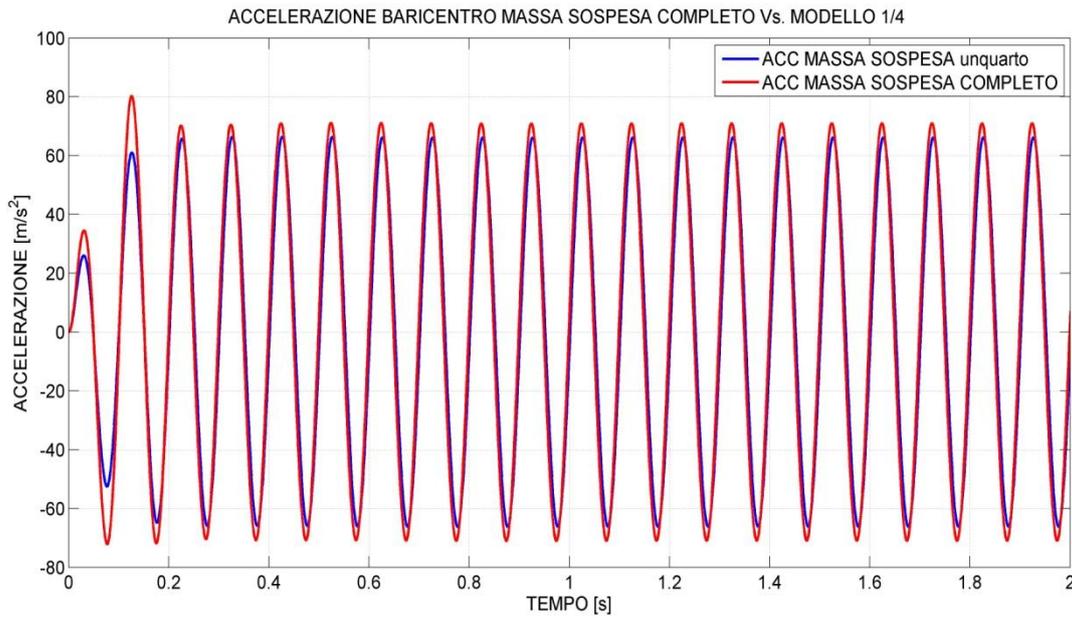


Figura 41:Accelerazione baricentro massa sospesa.

Nelle Figure 36 e 37 sono riportati rispettivamente lo spostamento del baricentro della massa sospesa e la sua accelerazione, si evince come a regime non vi sia una apprezzabile differenza tra i due sistemi, mentre il transitorio del modello un quarto presenta una escursione maggiore di quello completo.

SECONDO GRUPPO

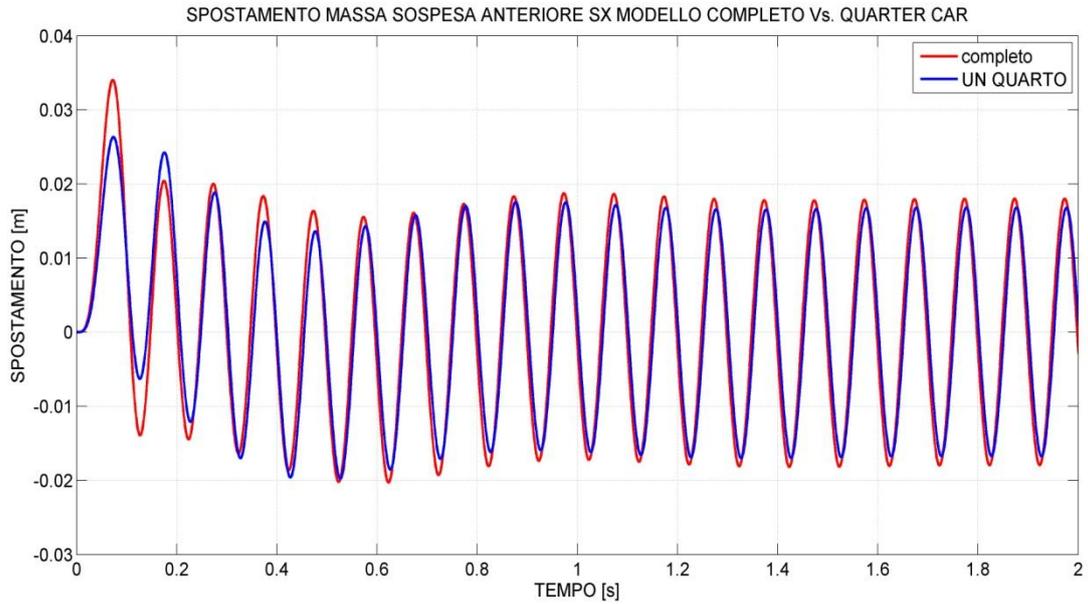


Figura 42: Spostamento duomo ant sx.

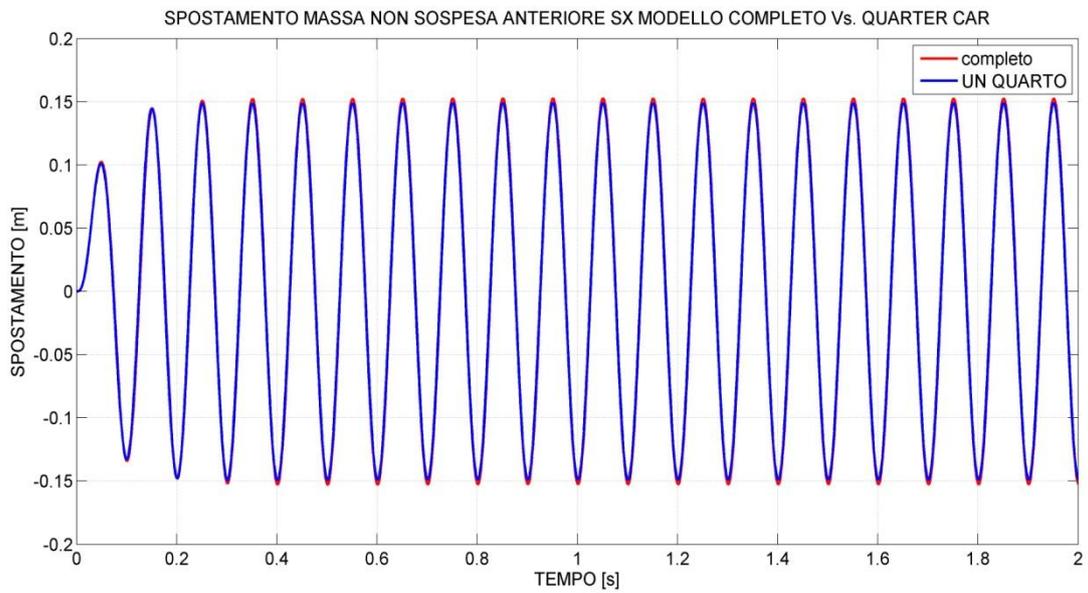


Figura 43: Spostamento massa non sospesa ant sx.

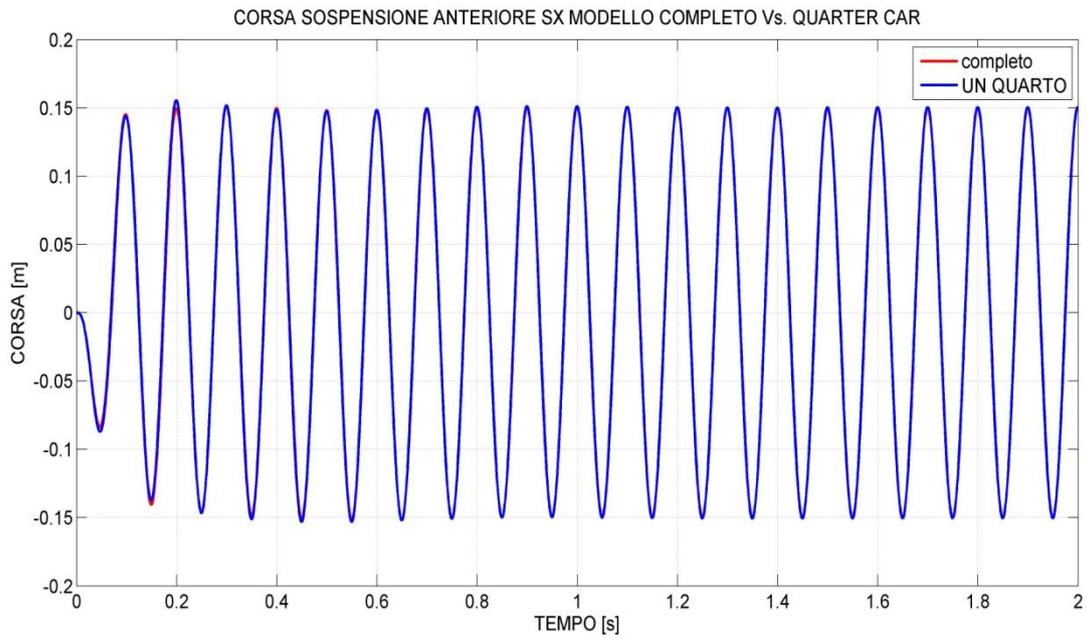


Figura 44: Corsa sospensione ant sx.

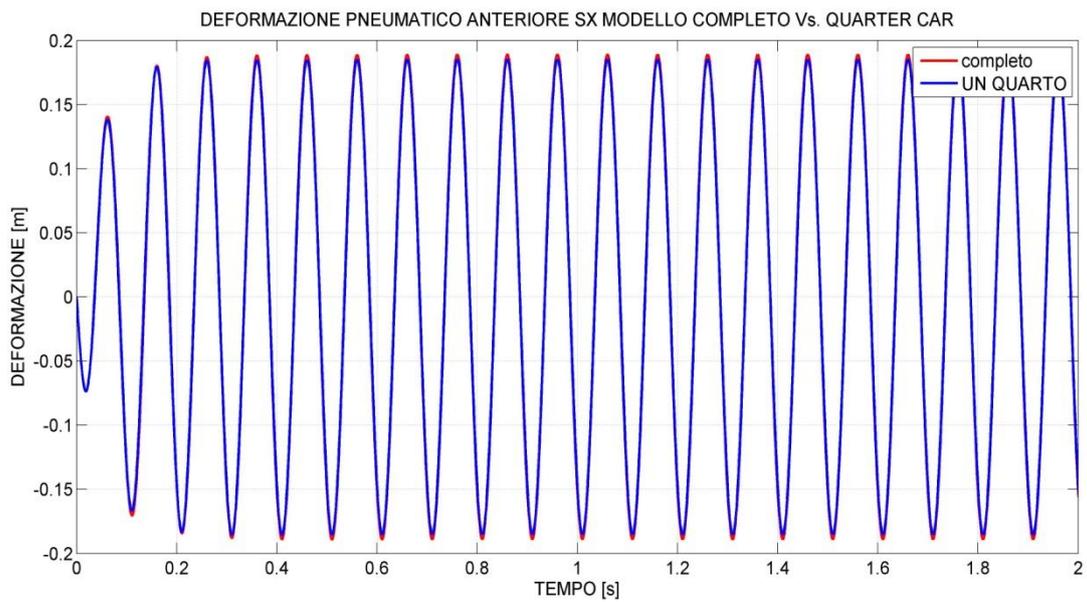


Figura 45: Deformazione pneumatico ant sx.

Nel confrontare le variabili del secondo gruppo non si notano differenze apprezzabili tra i due modelli, solo in Figura 38 si nota un diverso valore dell'ampiezza di oscillazione della massa sospesa nel transitorio, a regime questo non succede.

TERZO GRUPPO

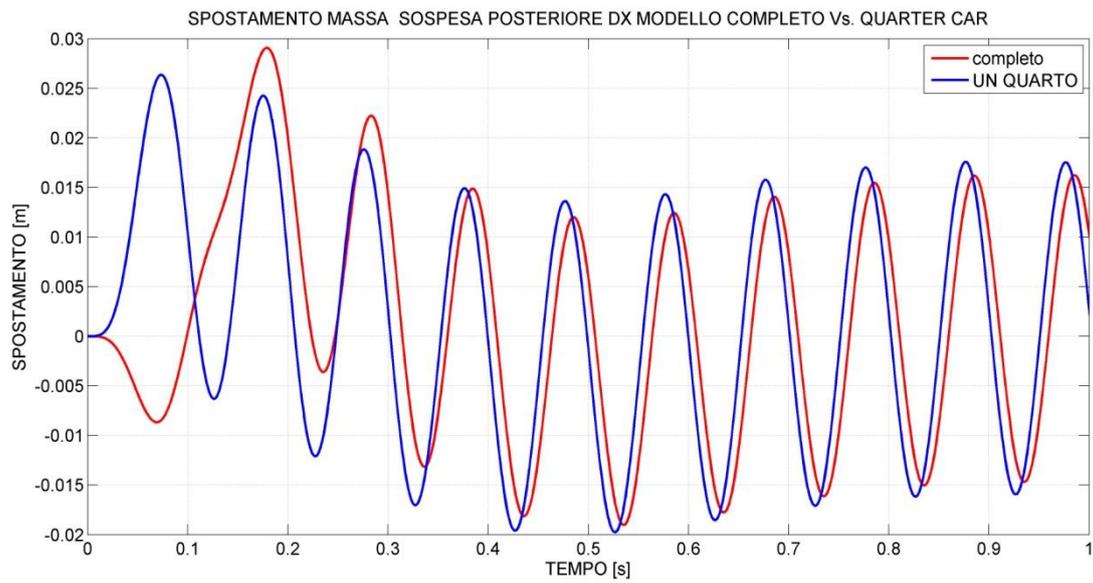


Figura 46: Spostamento duomo post dx.

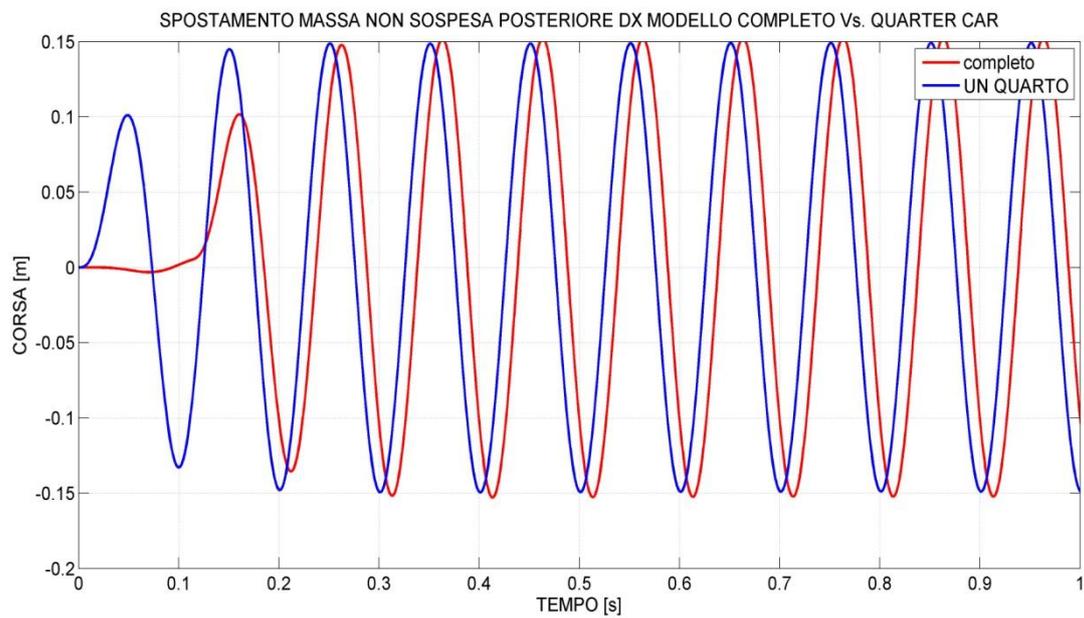


Figura 47: Spostamento massa non sospesa post dx.

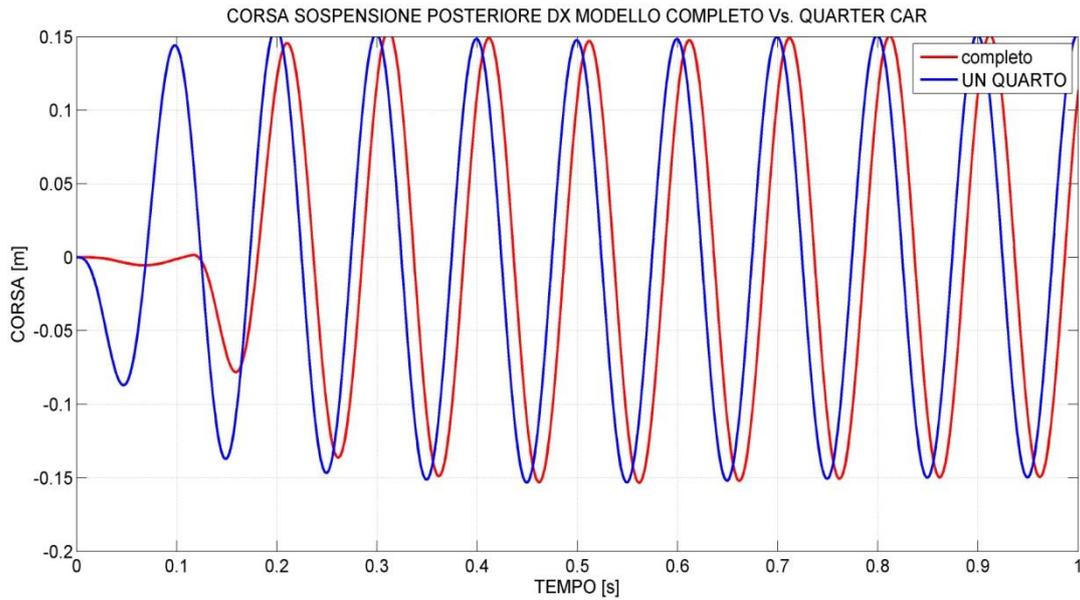


Figura 48: Corsa sospensione post dx.

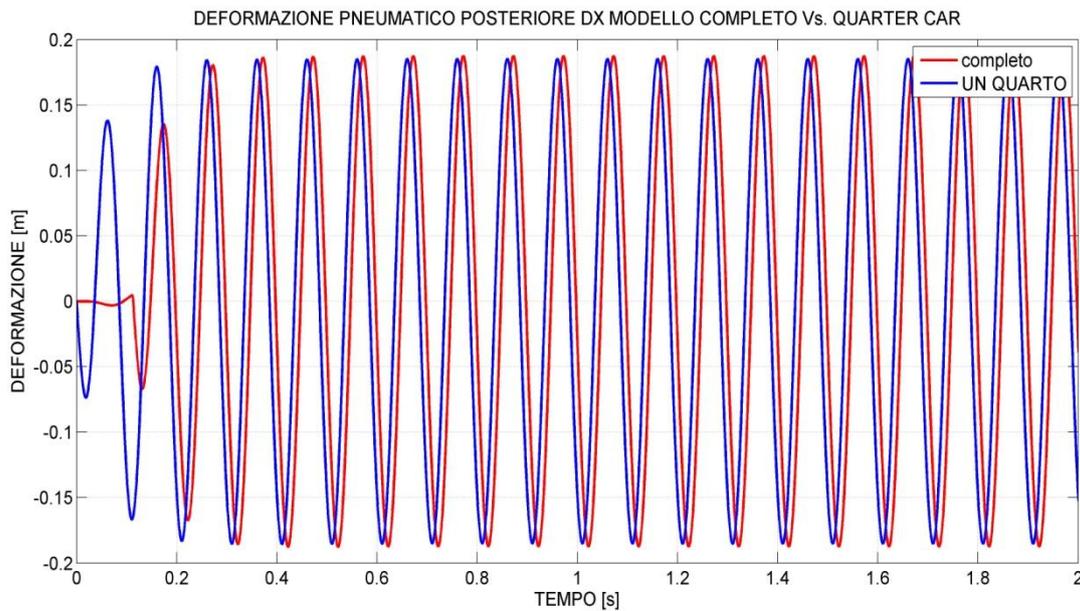


Figura 49: Deformazione pneumatico post dx.

Questo gruppo di variabili presenta le differenze maggiori, infatti, oltre al ritardo di risposta tra i due sistemi dovuto allo sfasamento degli ostacoli, vi è un comportamento diverso nel transitorio, in particolare si notano differenze nei primi decimi di secondo, questo ci fornisce l'idea del collegamento tra i vari punti della vettura quando uno di essi, l'anteriore sx, è interessato da un ostacolo.

In Figura 42 si vede l'iniziale spostamento verso il basso della massa sospesa posteriore destra a causa del gradino incontrato dalla ruota anteriore opposta, questo effetto non è possibile osservarlo nel modello ad un quarto; per tutte le altre figure nel transitorio si notano comunque leggere differenze che una volta esaurito il transitorio stesso forniscono per i due sistemi le stesse risposte con uno sfasamento di tempo.

CAPITOLO 4

Una volta stabilito nel capitolo precedente la validità dei modelli e aver scelto il modello ad un quarto come riferimento sul quale implementare le sospensioni attive, procederemo al confronto tra la tecnologia passiva, quella attiva con strategia skyhook e quella attiva con strategia groundhook, il tutto per 4 ingressi:

- 1) Scalino di 0.1 m
- 2) Sinusoide ad 1 hz e amp= 0.1m
- 3) Dosso
- 4) Sinusoide a 10 hz e amp=0.1 m

Si procederà di seguito a rappresentare il comportamento in frequenza dei tre sistemi, rappresentando le funzione di trasferimento delle seguenti variabili di stato:

- 1) Accelerazione massa sospesa
- 2) Accelerazione massa non sospesa
- 3) Corsa sospensione
- 4) Deformazione dello pneumatico

4.1) INGRESSO SINUSOIDALE AD 1 Hz , AMP= 0.1 m

Si riportano di seguito le figure riguardanti il confronto tra i tre sistemi nel dominio del tempo per un ingresso sinusoidale di 1 Hz e 0.1 m di ampiezza:

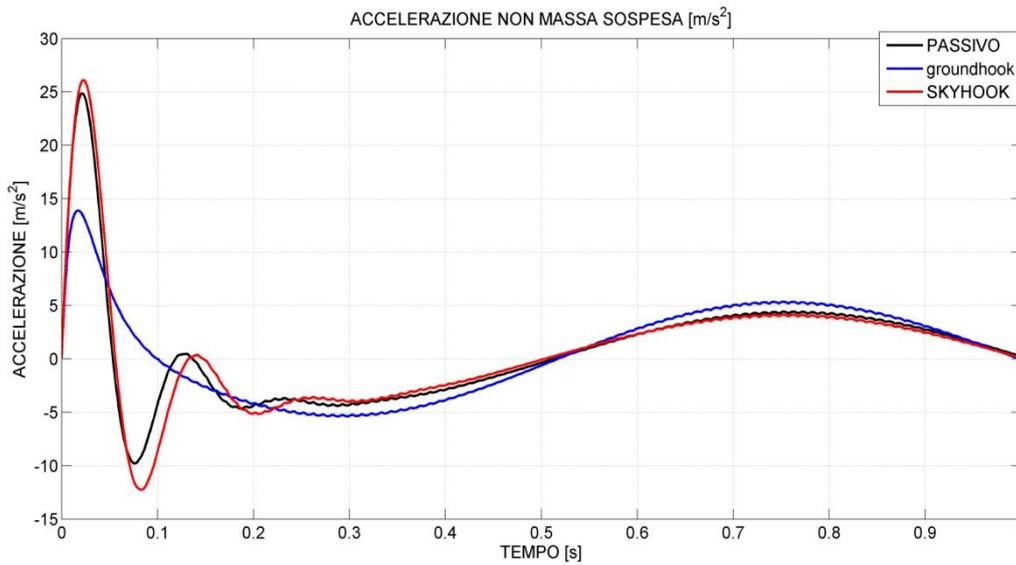


Figura 50: Accelerazione massa non sospesa.

Come descritto in precedenza la strategia skyhook è quella che non ha influenza sul comportamento dinamico della massa non sospesa, infatti la sua risposta in rosso è del tutto simile a quella passiva in nero; ben diverso è invece l'effetto della risposta della massa non sospesa in termini di accelerazione quando si usa la strategia groundhook, infatti le accelerazioni come le oscillazioni sono fortemente ridotte, linea blu, questo si traduce in un migliore tenuta di strada in quanto la risultante delle forze che agisce sulla massa non sospesa è pari al prodotto della massa per l'accelerazione del sistema, e quindi tale risultante è meno variabile rispetto agli altri casi.

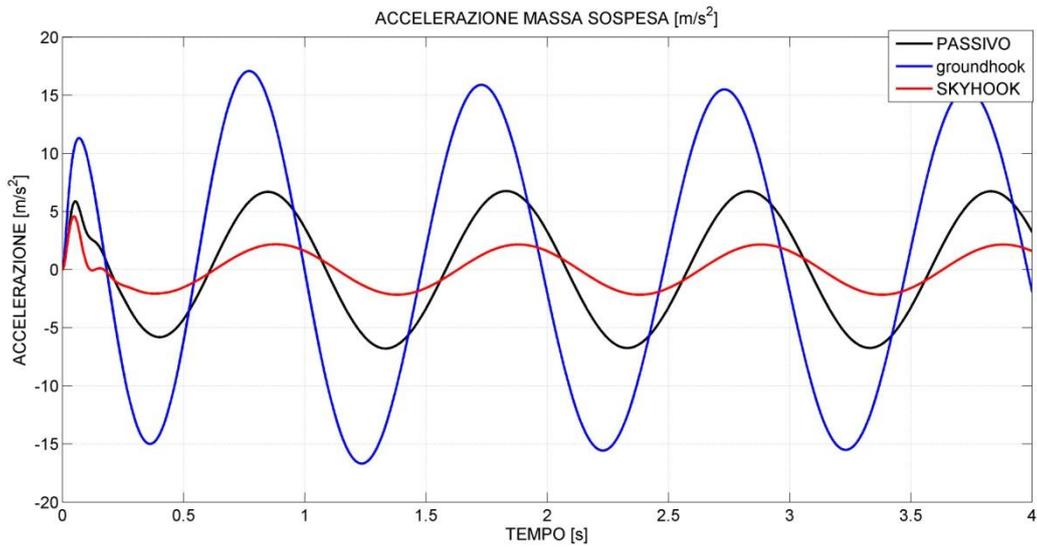


Figura 51: Accelerazione massa sospesa.

In Figura 47 si riporta il grafico dell'accelerazione della massa sospesa, qui come era da attendersi, le sorti si sono rovesciate a favore della tecnologia skyhook, che ha come obiettivo di minimizzare proprio queste accelerazioni, infatti la linea rossa è quella meno ampia di tutte e si mantiene a valori dell'ordine del 0.5g, la tecnica groundhook invece esalta le accelerazioni di tale massa arrivando anche a 2g.

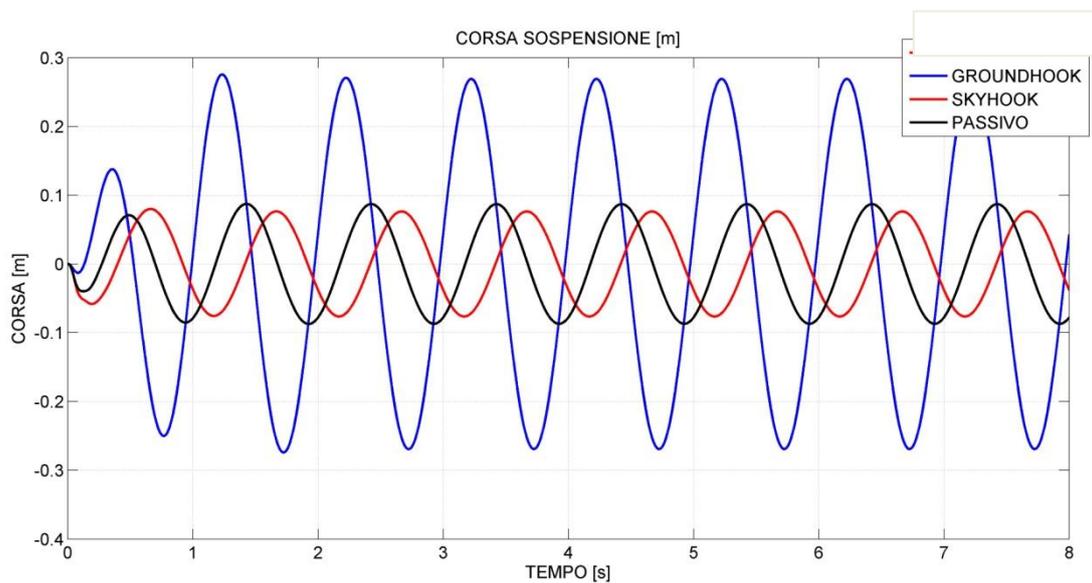


Figura 52: Corsa sospensione.

In Figura 48 si riporta il grafico della corsa della sospensione, si nota subito come tra i tre sistemi vi sia uno sfasamento, infatti la presenza delle sospensioni attive varia proprio il coefficiente di smorzamento, che a sua volta è direttamente responsabile della fase di oscillazione, i sistemi skyhook e passivo sono sostanzialmente confrontabili come ampiezza di oscillazione, il sistema groundhook invece presenta delle oscillazioni molto evidenti, addirittura più elevate dell'ingresso stesso, questo avviene perché la strategia groundhook amplifica molto il moto della massa sospesa che è direttamente collegata alla sospensione tramite i duomi, al contrario la strategia skyhook limita i moti della massa sospesa, ma di contro non amplifica di molto quelli della massa non sospesa, l'effetto netto è migliorativo, almeno a basse frequenze di oscillazione, o meglio a frequenze lontane da quella propria della massa non sospesa.

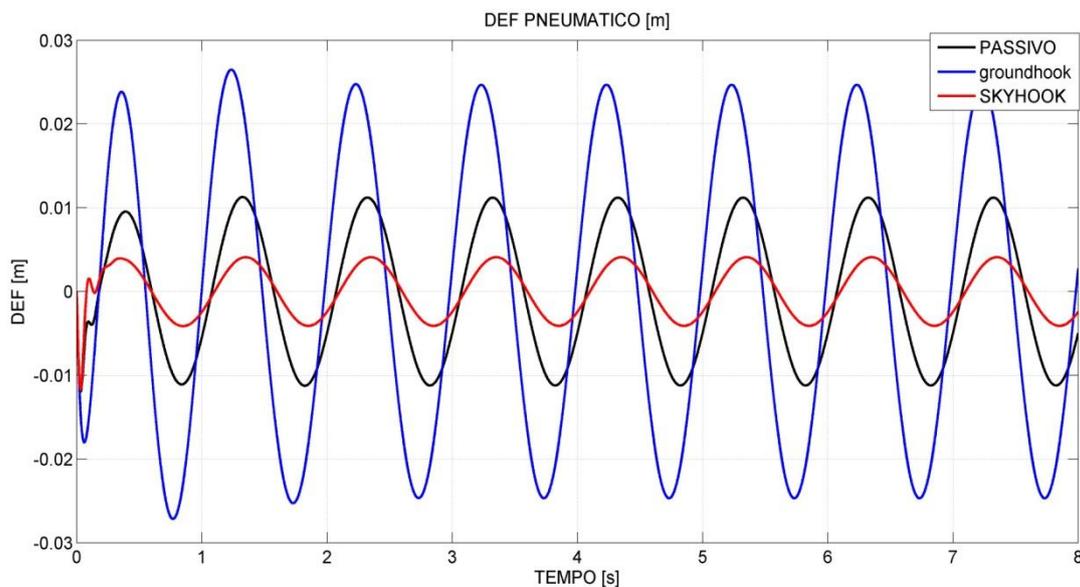


Figura 53: Deformazione pneumatico.

Si potrebbe notare una certa incongruenza con lo scopo ultimo del groundhook, cioè quello di minimizzare la deformazione dello pneumatico e quindi della forza a terra, ma considerando che un sistema groundhook fornisce i suoi migliori risultati nel campo delle alte frequenze si può intuire come a frequenza pari a 1 Hz (molto bassa)

esso sia scadente come prestazione; in una logica adattiva si potrebbe avere che a frequenze adimensionali $\omega = \sqrt{m/K} < 1$ il sistema debba seguire una logica skyhook, mentre per frequenze adimensionali maggiori di 5 esso debba essere esclusivamente groundhook, nel mezzo si può assumere una legge lineare di variazione.

4.2) INGRESSO SINUSOIDALE A 10 Hz, AMP=0.1 m

Si riportano di seguito le figure riguardanti il confronto tra i tre sistemi nel dominio del tempo per un ingresso sinusoidale di 10 Hz e 0.1 m di ampiezza:

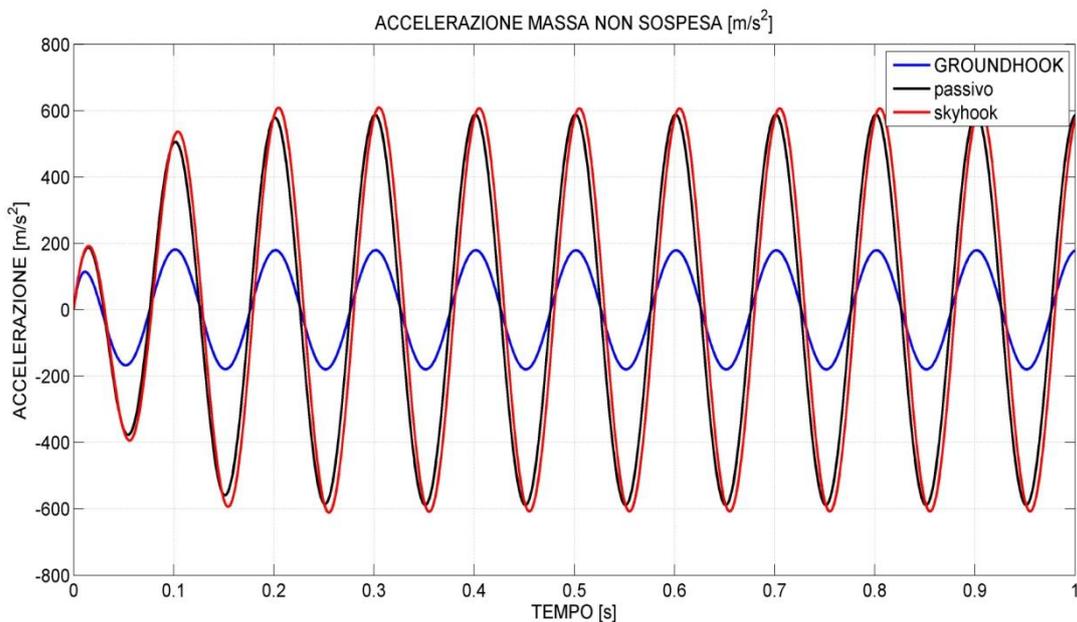


Figura 54: Accelerazione massa non sospesa.

Si conferma anche qui il migliore comportamento della strategia groundhook nel controllo della massa non sospesa, infatti, essa presenta i valori minimi rispetto alla strategia skyhook e passiva; in particolare come conferma del fatto che la strategia skyhook non influisce quasi per niente sul comportamento della massa non sospesa, si ritrova che le linee del sistema passivo e di quello attivo sono molto prossime.

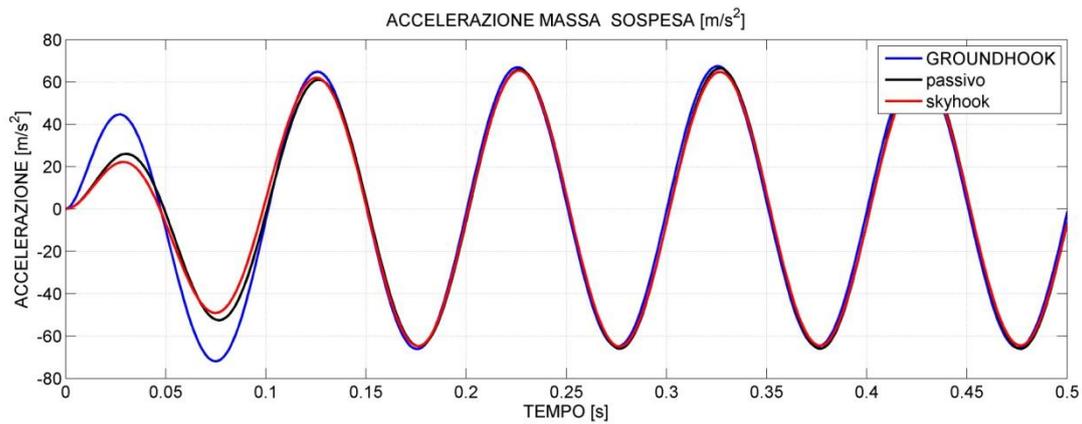


Figura 55: Accelerazione massa sospesa.

Si può notare come la differenza tra i due sistemi sia rinchiusa nel primo decimo di secondo, a vantaggio del sistema skyhook, che tende a minimizzare le accelerazioni della massa sospesa, mentre il sistema peggiore è il groundhook, che è peggiorativo rispetto a questa variabile; come ci si doveva aspettare.

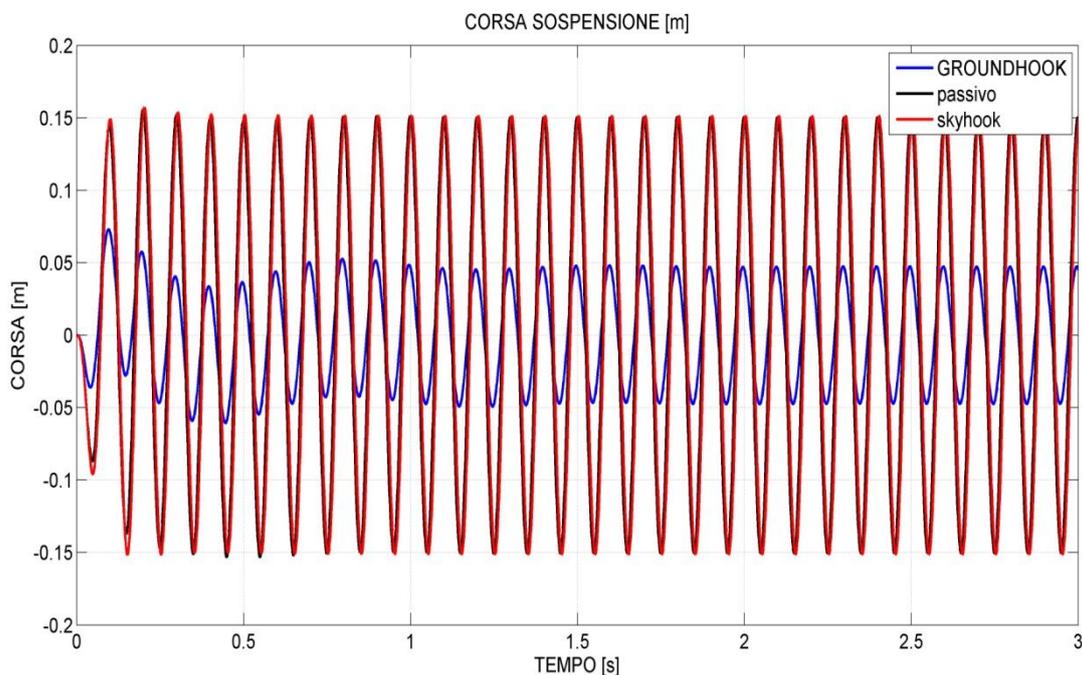


Figura 56: Corsa della sospensione.

Si noti come il sistema groundhook sia fortemente migliore degli altri, mentre i sistemi skyhook e passivo siano praticamente coincidenti, questa caratteristica è dovuta al fatto che il sistema groundhook funziona bene a frequenze alte, prossime a

quelle della massa non sospesa, mentre il sistema skyhook funziona bene a basse frequenze, quelle appunto tipiche delle cassa del veicolo, infatti un sistema adattivo deve poter cambiare smorzamento al variare della frequenza, cioè bisogna assumere che ξ_d sia funzione della frequenza.

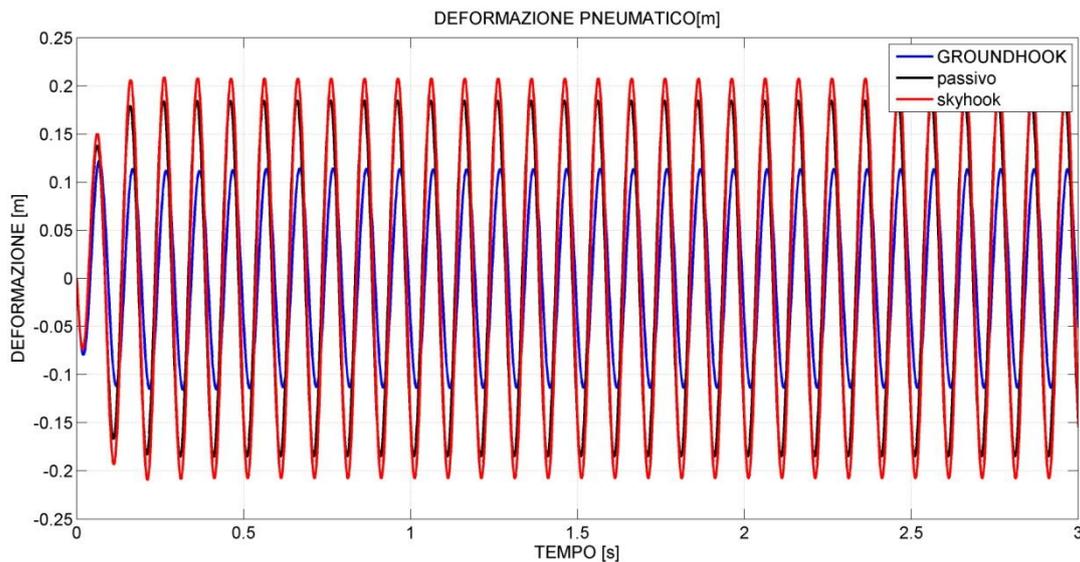


Figura 57: Deformazione dello pneumatico.

Appare evidente con il confronto con la Figura 49 che il sistema groundhook funziona meglio a frequenze elevate, infatti la variazione della forza a terra è in questo caso molto minore che nella tecnica skyhook, che è leggermente peggiorativo rispetto al caso passivo.

4.3) INGRESSO A SCALINO, AMP= 0.1 m

Si forniranno in questo paragrafo le risposte ad un ingresso a gradino di ampiezza 0.1 m in salita.

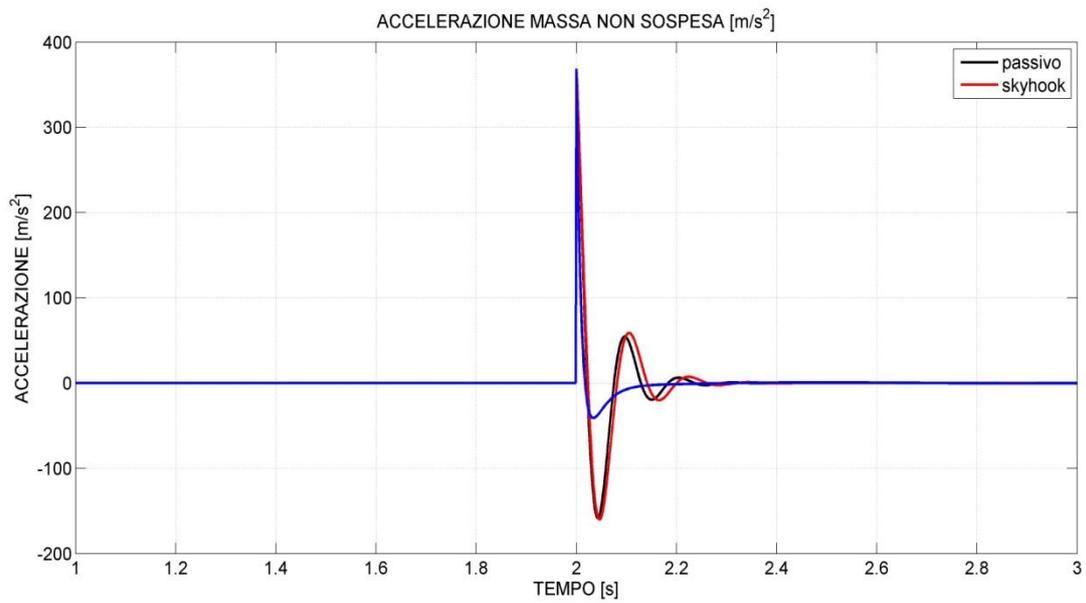


Figura 58: Accelerazione massa non sospesa.

Si può notare, com'era prevedibile, la migliore risposta del sistema groundhook sul comportamento della massa non sospesa che non presenta comportamento oscillatorio al contrario dei due sistemi alternativi.

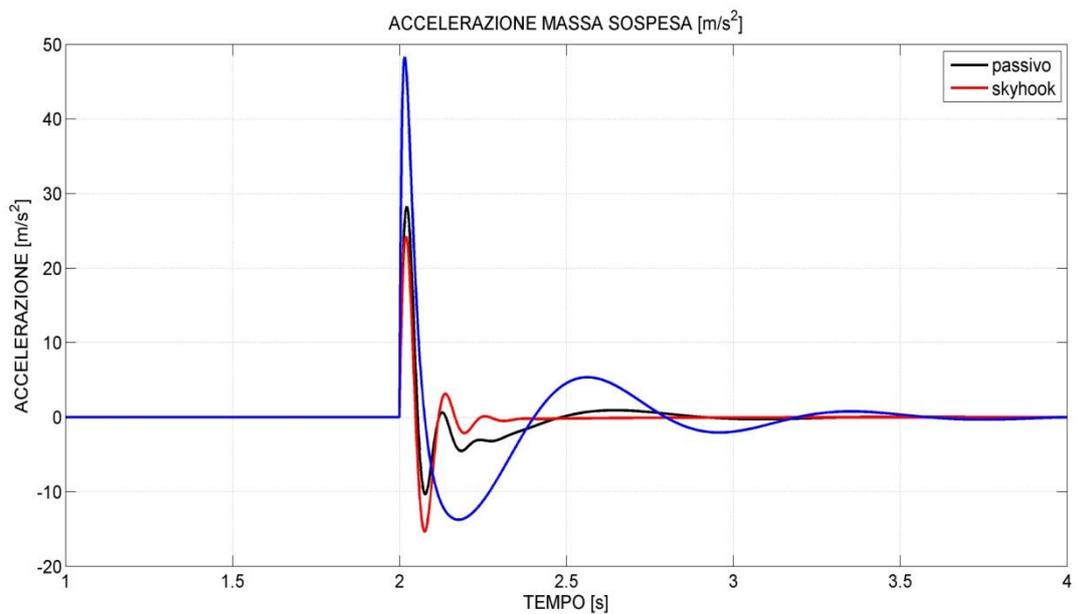


Figura 59: Accelerazione massa sospesa.

Si noti come qui il comportamento è esattamente contrario al precedente, infatti, il sistema che minimizza le accelerazioni è quello skyhook, mentre il sistema groundhook, incapace di controllare la massa sospesa, ne esalta le accelerazioni stesse.

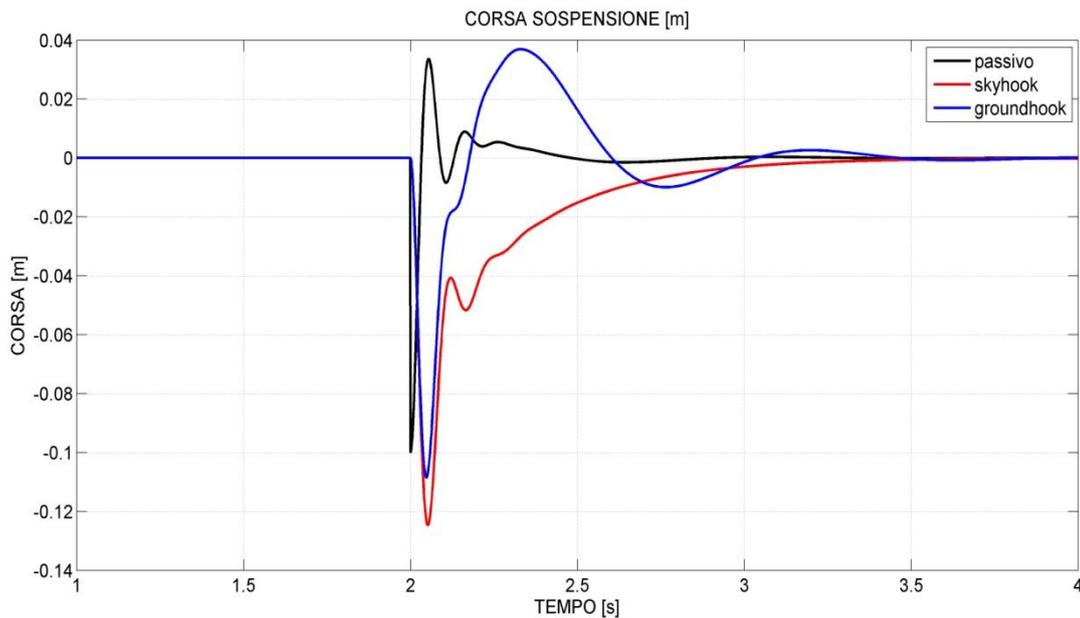


Figura 60: Corsa sospensione.

Il primo impatto sul gradino provoca una repentina compressione della molla, che nel sistema passivo è quasi istantanea, mentre nel sistema skyhook e groundhook è più dolce, in ogni caso il picco negativo minimo in valore assoluto si raggiunge con il sistema groundhook; di contro tale sistema negli istanti successivi presenta una sovra elongazione positiva che è assente nel sistema skyhook, che quindi è migliore nella seconda parte del transitorio.

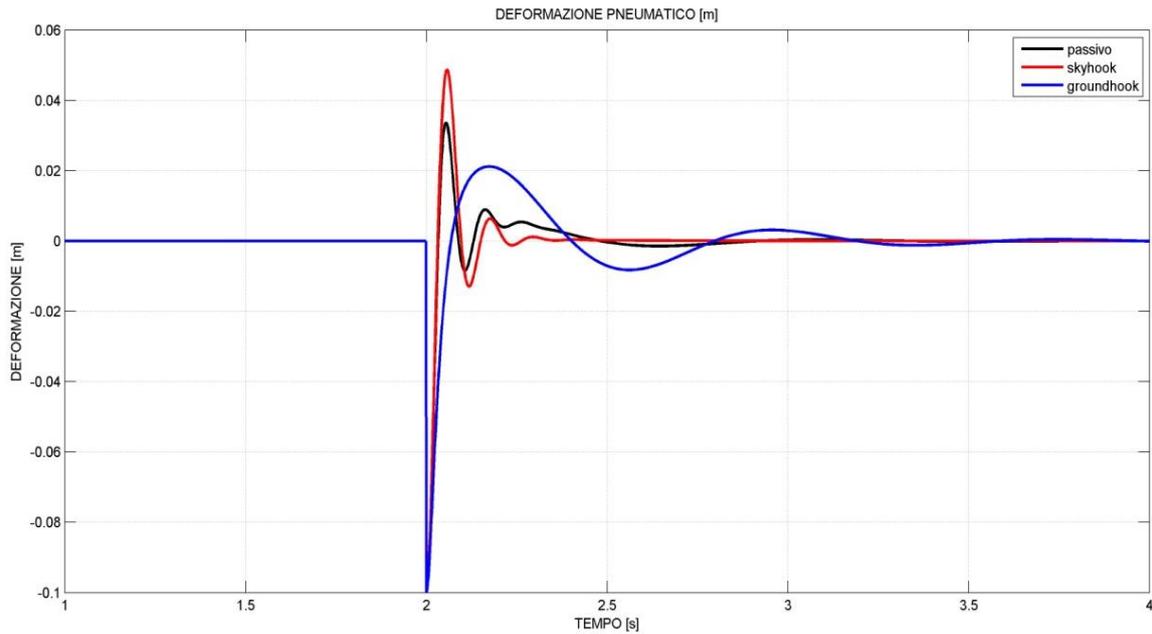


Figura 61: Deformazione pneumatico.

Sostanzialmente i tre sistemi nelle fasi iniziali si equivalgono poiché per tutti vi è una forte compressione dello pneumatico al contatto con l'ostacolo, nella seconda fase del transitorio il sistema groundhook è quello che prevale perché presenta sovra elongazioni minori, ma in compenso raggiunge il regime più tardi degli altri due, circa 1.5 s dopo.

4.4) INGRESSO TIPO "DOSSO"

Il profilo fornito in simulink è nel dominio del tempo, quindi fissando l'ampiezza nello spazio del dosso pari a 3 metri, le rampe di salita e discesa pari a 0.5 m e la velocità del veicolo pari a 30 m/s si è potuto convertire il dosso nello spazio come segnale nel tempo, di seguito si riportano i risultati:

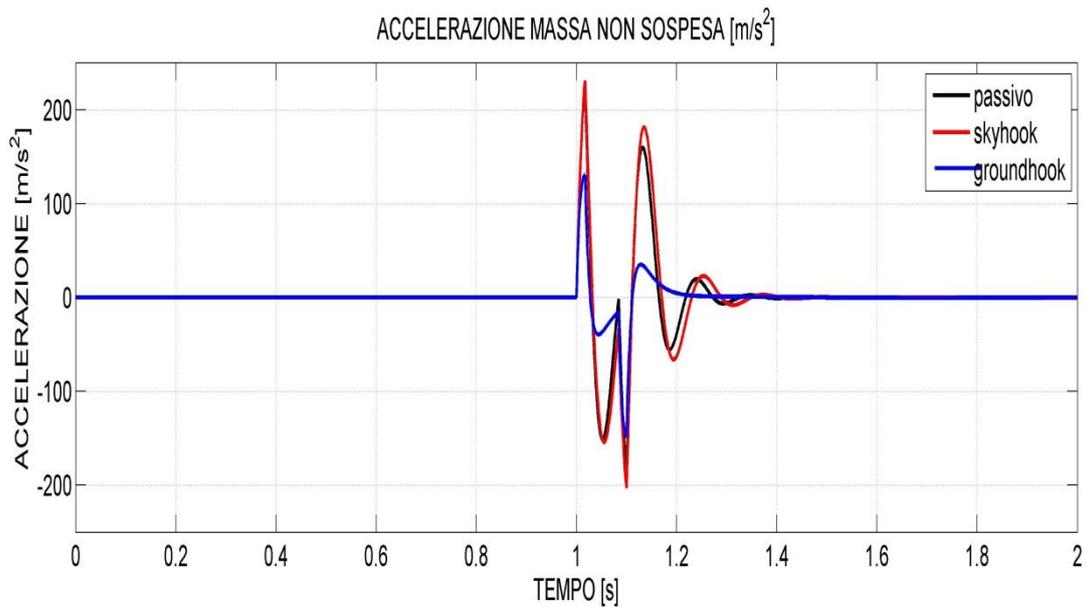


Figura 62: Accelerazione massa non sospesa.

Nell'attraversamento del dosso si notano le minori accelerazioni del sistema groundhook rispetto agli altri, sempre per il discorso che esso punta l'attenzione sulla massa non sospesa, il sistema skyhook invece non presenta per questa variabile evidenti vantaggi.

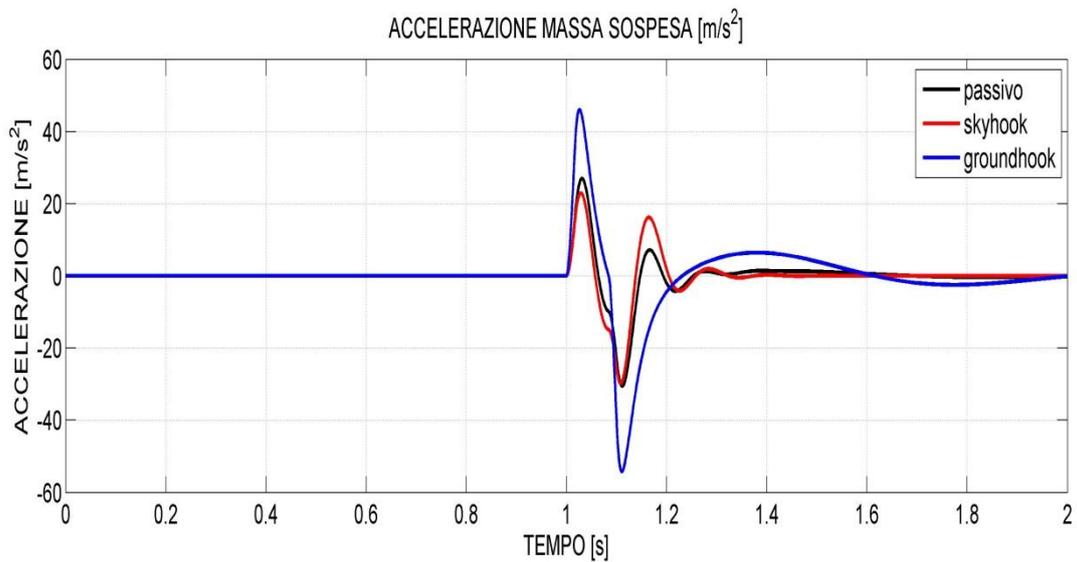


Figura 63: Accelerazione massa sospesa.

Si ritrova qui il comportamento riscontrato negli altri casi, cioè che per la massa sospesa la strategia migliore è quella dello skyhook, il groundhook invece è fortemente peggiorativo.

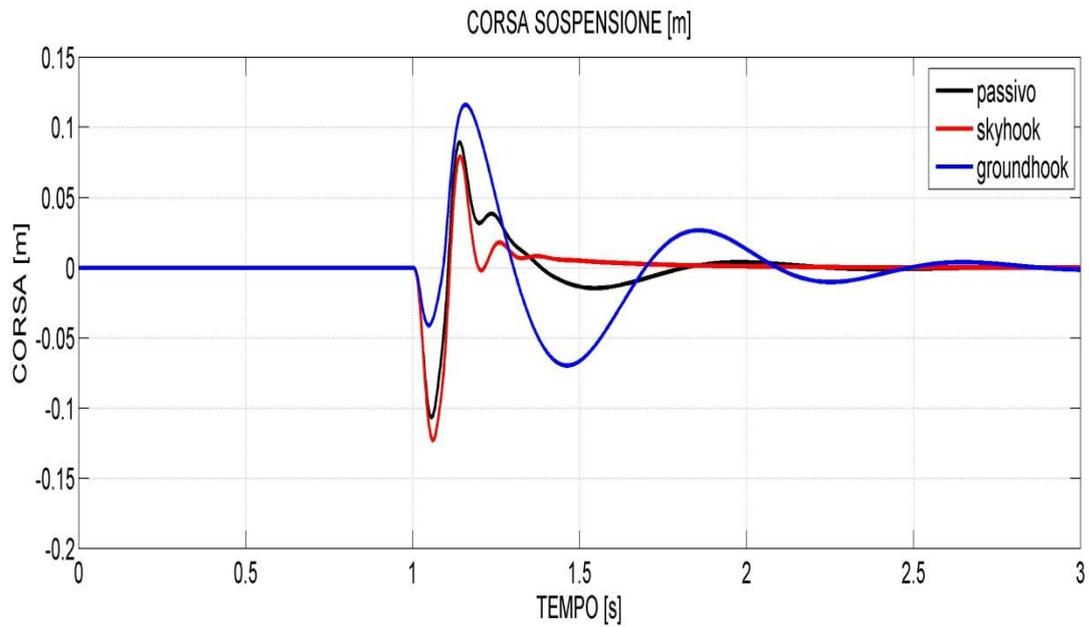


Figura 64:Corsa sospensione.

Durante il primo contatto con il dosso la strategia groundhook si rivela la migliore, poiché presenta un'escursione minore rispetto agli altri due sistemi, di contro una volta abbandonato il dosso essa è la più lenta a ritornare a regime.

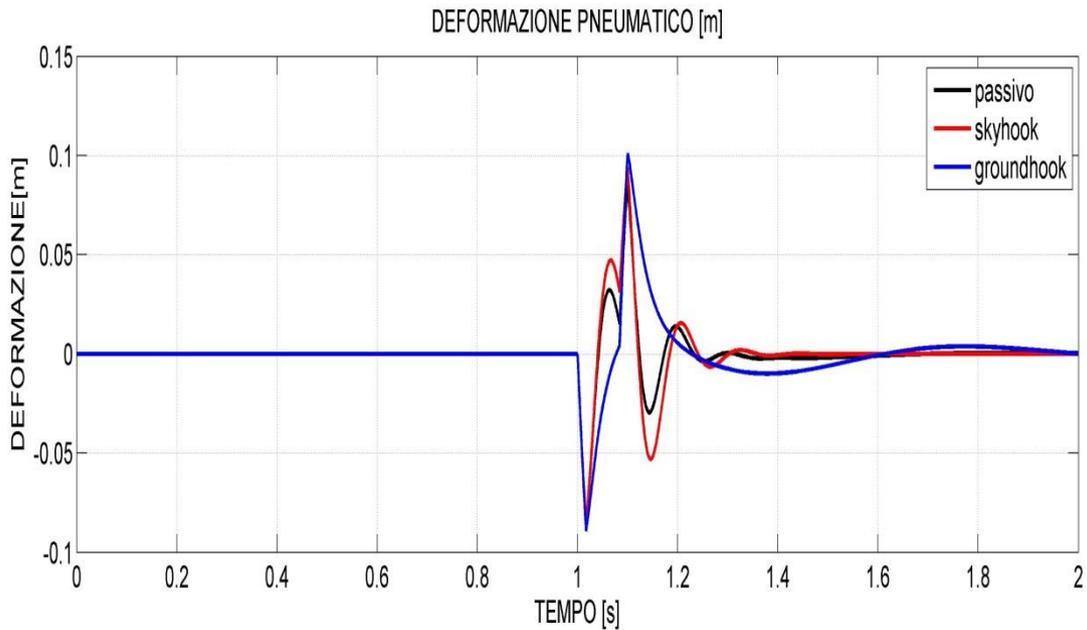


Figura 65: Deformazione dello pneumatico.

La strategia groundhook tende non tanto a ridurre il picco di deformazione, ma a rendere più regolare l'intera curva, che negli altri due casi presenta delle oscillazioni.

4.5) ANALISI NEL DOMINIO DELLA FREQUENZA

Si procederà in questo paragrafo a esaminare le differenze di comportamento tra le tre strategie al variare della frequenza di eccitazione, per fare questo è stata sfruttata la capacità del software matlab a realizzare i diagrammi di Bode delle funzioni di trasferimento di nostro interesse, che nel caso specifico sono:

- 1) Accelerazione Massa sospesa
- 2) Accelerazione massa non sospesa
- 3) Corsa della sospensione
- 4) Deformazione dello pneumatico

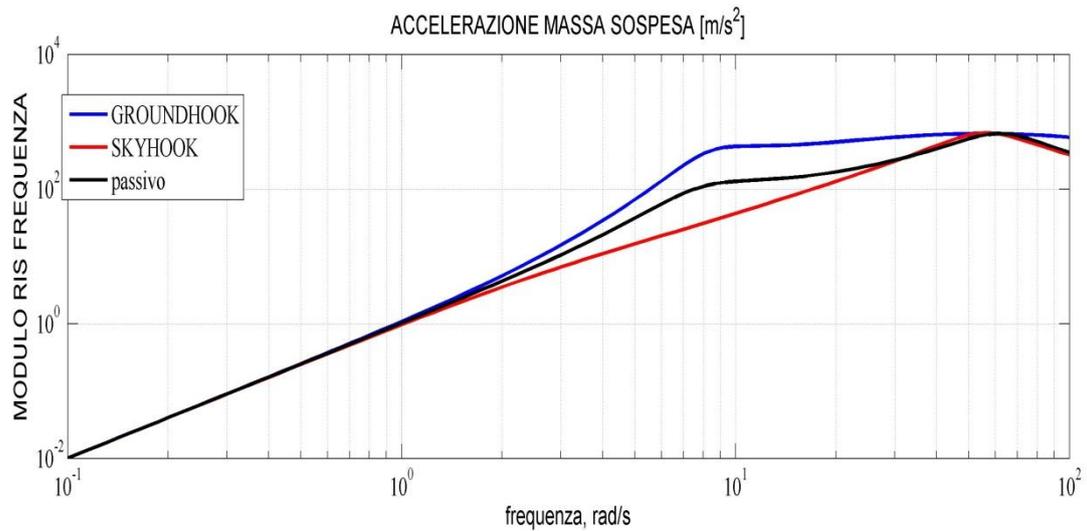


Figura 66: Funzione di trasferimento accelerazione massa sospesa.

Come rilevato nell'analisi nel dominio del tempo la strategia groundhook non limita mai le accelerazioni della massa sospesa, tende solamente ad eguagliare il sistema skyhook verso frequenze molto alte, di contro il sistema skyhook si presta molto bene a controllare le accelerazioni della massa sospesa, in quanto il modulo della risposta in frequenza per lo skyhook è sempre al di sotto degli altri sistemi, tranne a frequenza molto elevate, dove comunque non si ha un peggioramento.

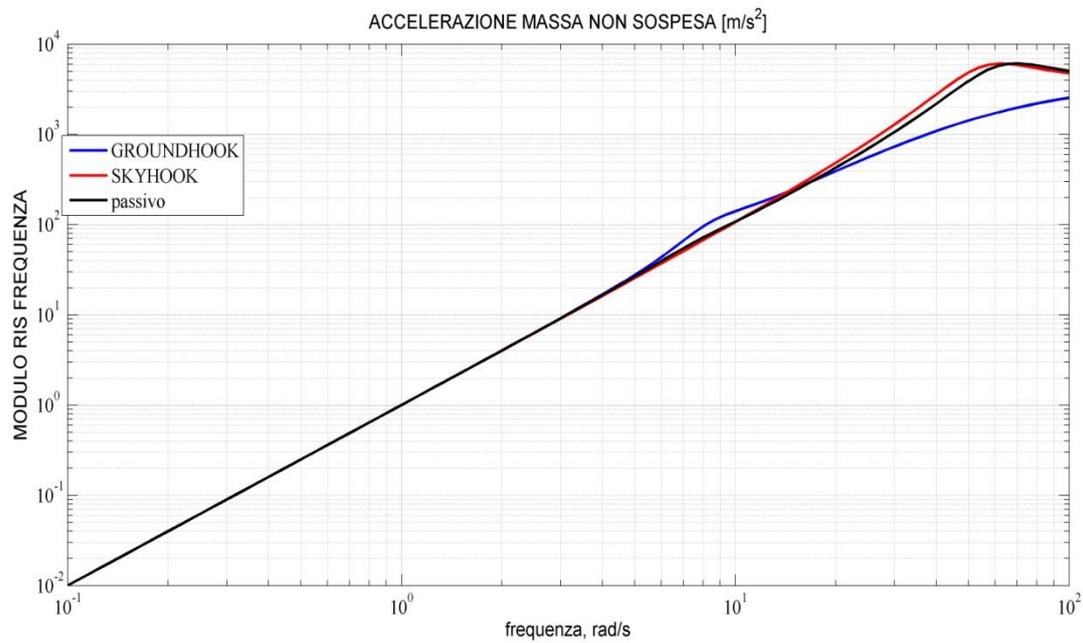


Figura 67: Funzione di trasferimento accelerazione massa non sospesa.

Anche in questo caso riotteniamo conferma di quanto visto nel paragrafo precedente, cioè che il sistema groundhook controlla meglio i moti della massa non sospesa, tranne intorno alle basse frequenze (1 Hz), infatti, come si vede dalla Figura 49 la deformazione dello pneumatico ha un'ampiezza di oscillazione maggiore rispetto agli altri due casi, nonostante si utilizzi il groundhook, ovviamente i moti del pneumatico vengono influenzati dai moti della massa non sospesa, che nella Figura soprastante sono proprio superiori ad 1 Hz rispetto agli altri due sistemi di controllo. La strategia skyhook come al solito non porta vantaggi alla massa non sospesa.

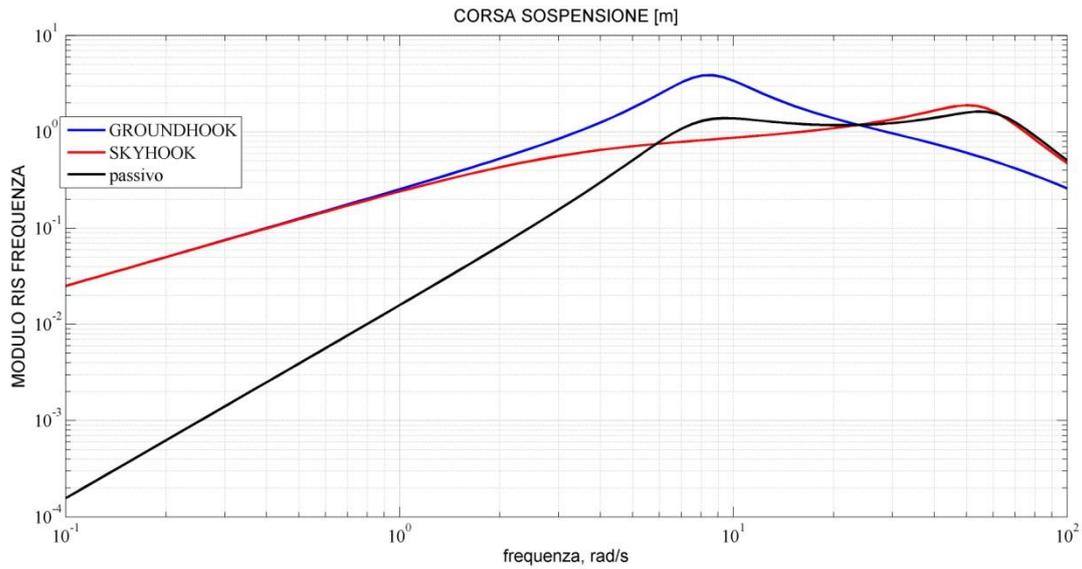


Figura 68: Funzione di trasferimento corsa della sospensione.

Anche in questo caso si riscontra il comportamento poco efficiente del sistema groundhook a frequenze intorno all'Hertz, questo si era già riscontrato in figura 48 con la risposta della corsa della sospensione nel dominio del tempo, che nella strategia groundhook risultava essere maggiore delle altre in modulo; ad alte frequenze la strategia groundhook predomina.

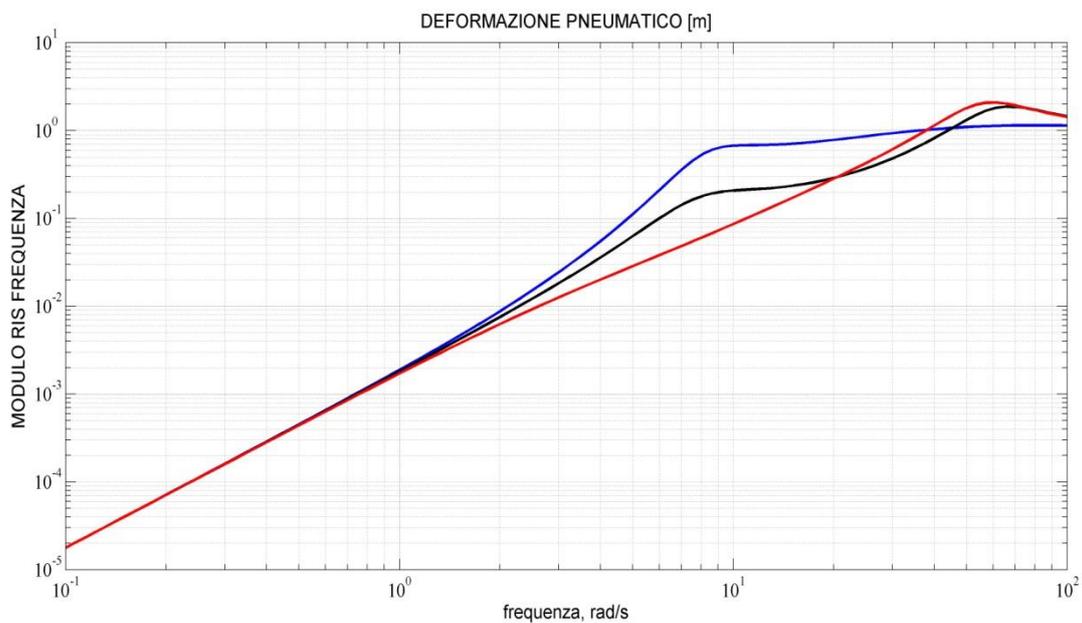


Figura 69: Funzione di trasferimento deformazione dello pneumatico.

Ancora una volta si evidenzia come la risposta groundhook sia la peggiore a basse frequenze mentre proprio intorno ad 1 Hz essa raggiunga il picco di ampiezza, solo a frequenze prossime a quelle della massa non sospesa essa si rivela vincente sulle altre; questo ci invita ancor di più a sviluppare una strategia adattiva che utilizzi un modello sky o ground a seconda della frequenza di eccitazione.

CAPITOLO 5

In questo capitolo si procederà ad un confronto tra il sistema attivo skyhook e quello passivo per i modelli full-car ed half-car.

MODELLO COMPLETO

5.1) INGRESSO SINUSOIDALE AD 4 HZ, AMP= 0.1

Consideriamo qui un ingresso sinusoidale fornito al modello completo e analizziamo il comportamento nel dominio del tempo delle seguenti variabili:

- 1) Accelerazione del baricentro della massa sospesa.
- 2) Accelerazione baricentro della massa non sospesa ant sx.
- 3) Angolo di rollio.
- 4) Angolo di beccheggio.
- 5) Corsa sospensione ant sx.
- 6) Deformazione pneumatico ant sx.

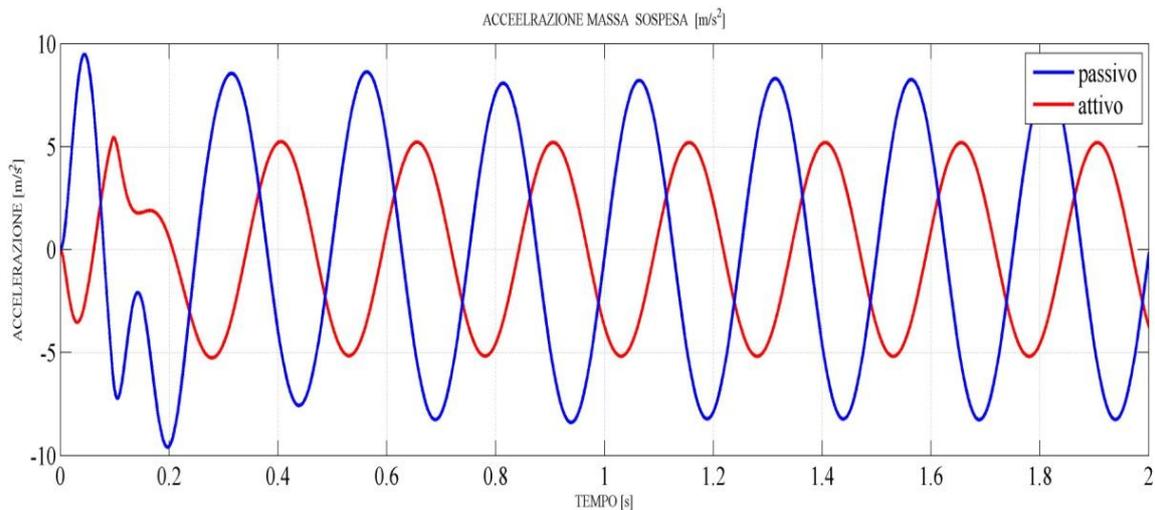


Figura 70: Accelerazione massa sospesa.

Il sistema attivo in questo caso, si rivela molto efficace nel controllare le accelerazioni della massa sospesa, pur essendo vicini alla frequenza di risonanza della stessa, si notino i valori bassi di accelerazione nel transitorio e comunque il più basso valore a regime, dati che lasciano intendere un netto miglioramento del confort di marcia.

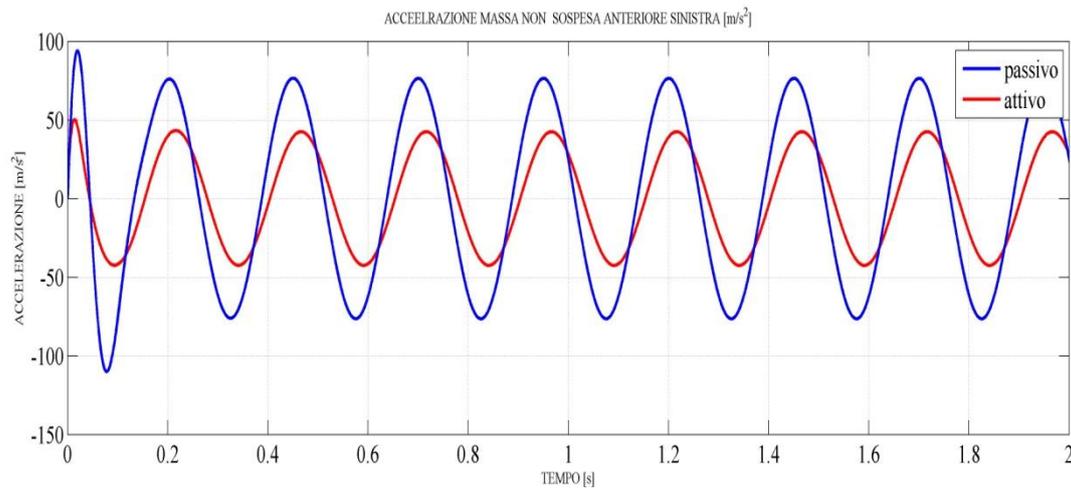


Figura 71: Accelerazione massa non sospesa anteriore sinistra.

Come abbiamo dimostrato in precedenza, il sistema skyhook non permette un controllo della massa non sospesa, ma nonostante ciò l'oscillazione della ruota anteriore sinistra è leggermente minore di quella del sistema passivo, sia come valore di picco sia come regolarità di forma, a regime i due sistemi sostanzialmente si equivalgono, tranne che un leggero ritardo.

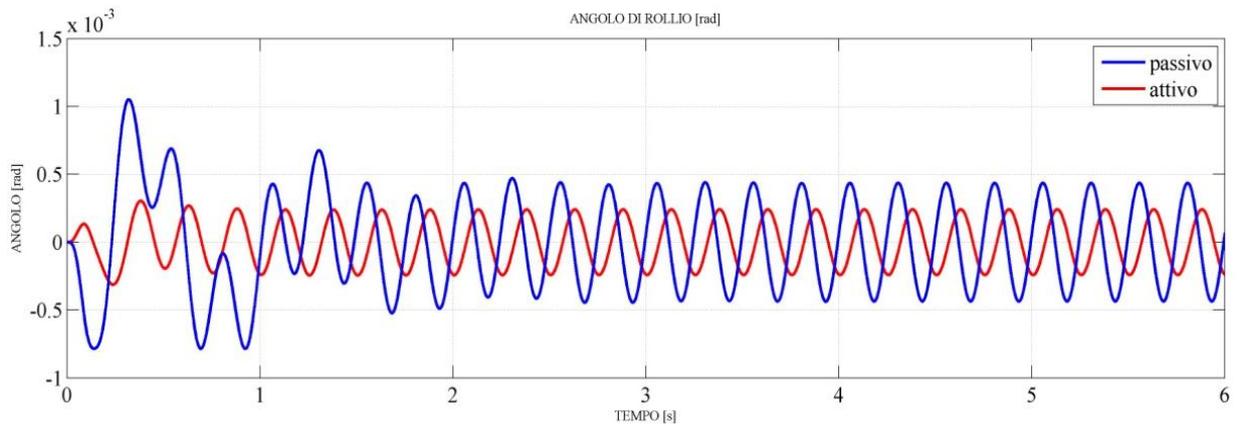


Figura 72: Angolo di rollio.

Appare anche qui evidente il vantaggio del controllo attivo, che diminuisce non solo i moti di cassa verticali ma anche quelli angolari migliorando ulteriormente il confort, con oscillazioni dell'ordine di 0.14° .

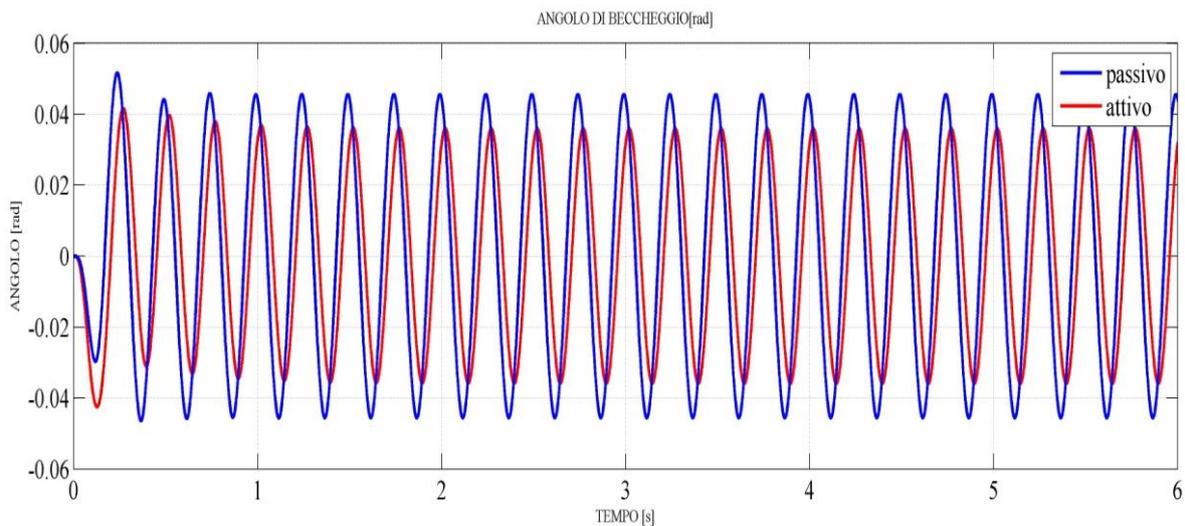


Figura 73: Angolo di beccheggio.

Anche l'angolo di beccheggio, lontani dalla sua frequenza di risonanza di 1.22 Hz, risulta avere dei vantaggi mediante l'uso della strategia skyhook, infatti a parte il picco iniziale più alto del sistema passivo, a regime la risposta ha un valore minore di quella del sistema passivo.

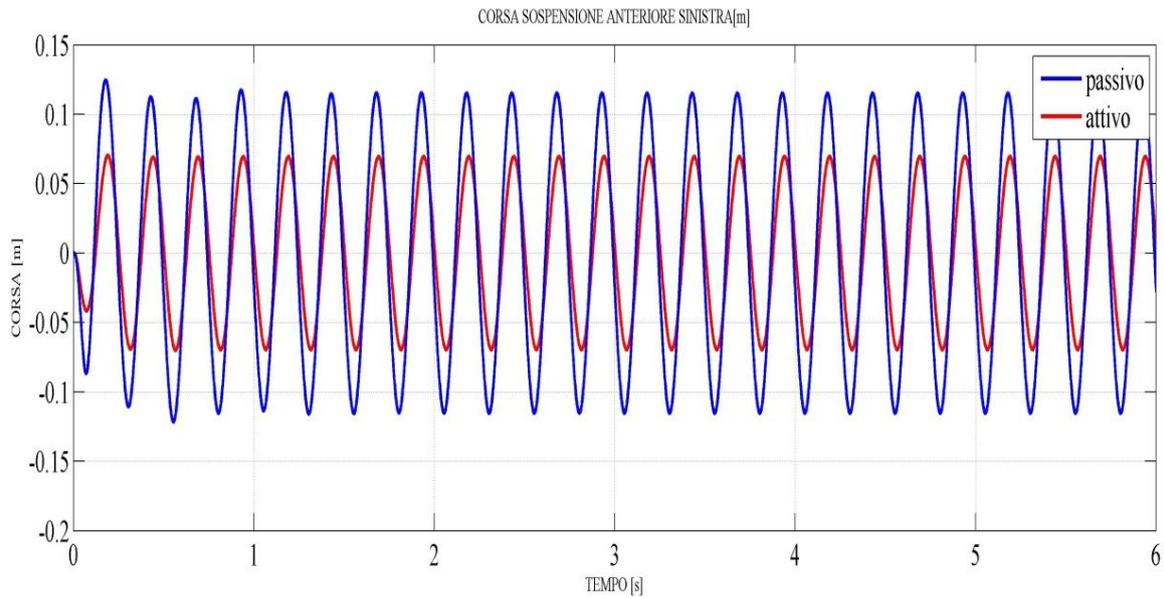


Figura 74: Corsa sospensione.

La corsa della sospensione è fortemente limitata dalla presenza del sistema attivo, che introduce anche un certo ritardo di risposta.

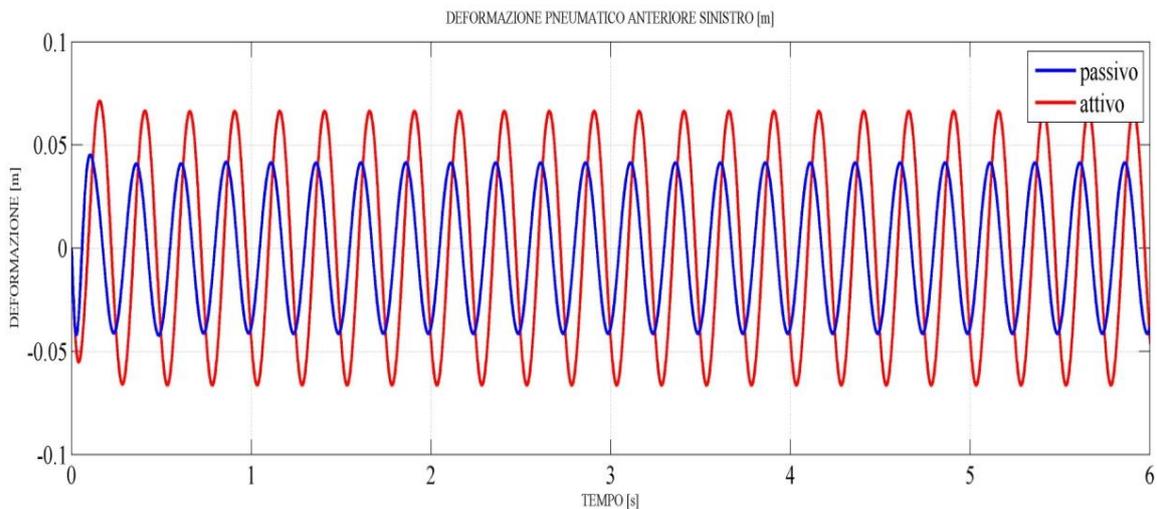


Figura 75: Deformazione del pneumatico anteriore sinistro.

Come ci si poteva aspettare la strategia skyhook non fornisce ottimi risultati per quanto riguarda i moti che riguardano le masse non sospese, in particolare la deformazione dello pneumatico aumenta rispetto al sistema passivo.

5.2) INGRESSO SINUSOIDALE A 10 HZ, AMP= 0.1 m

A questa frequenza siamo in prossimità della risonanza della massa non sospesa.

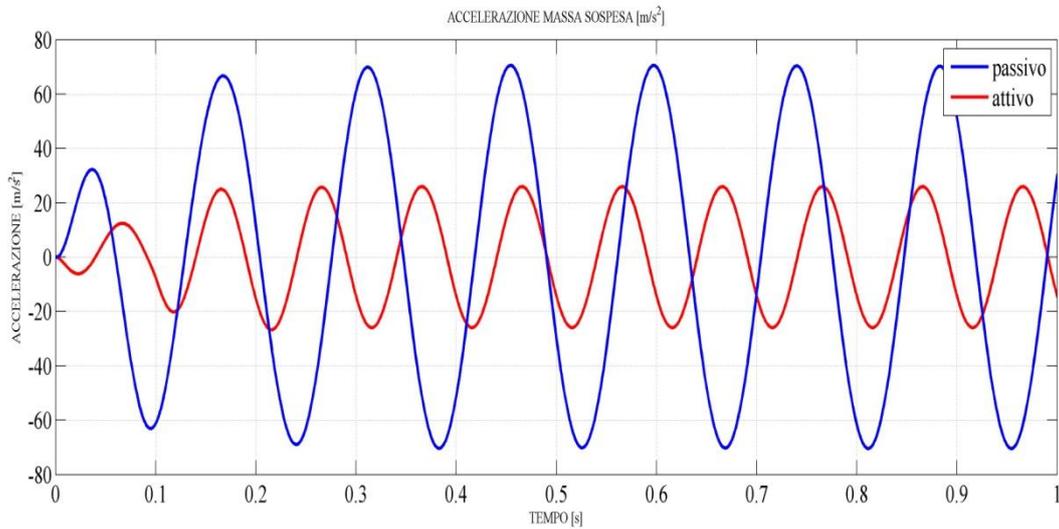


Figura 76: Accelerazione massa sospesa.

Appare evidente il solito vantaggio della strategia skyhook nell'eliminare le accelerazioni della massa sospesa di circa tre volte.

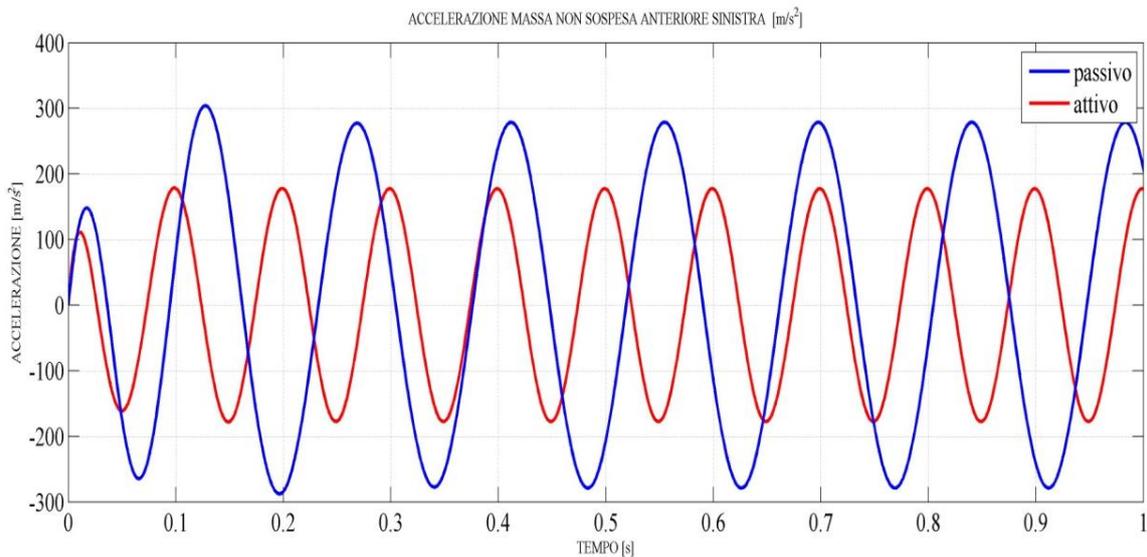


Figura 77: Accelerazione massa non sospesa anteriore sinistra.

Le accelerazioni della massa non sospesa sono elevate poiché vicini alla sua zona di risonanza, ma anche qui il sistema skyhook si rivela migliore rispetto al passivo nel controllare i moti della massa sospesa

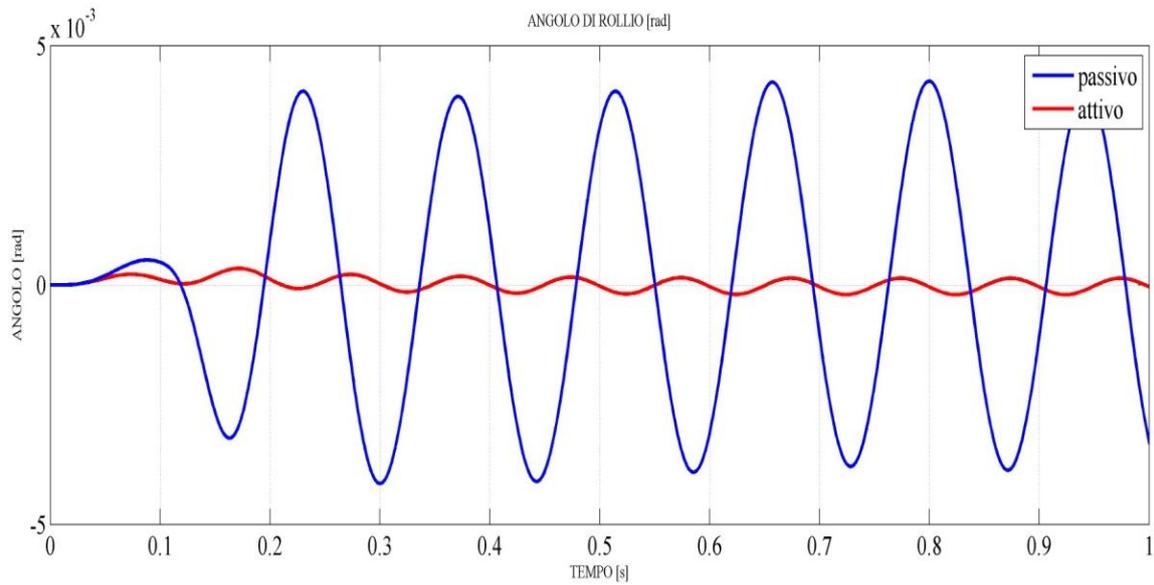


Figura 78: Angolo di rollio.

Ancor più esaltato è il miglioramento del controllo del rollio della vettura rispetto al caso ad 1 Hz, che risulta quasi nullo.

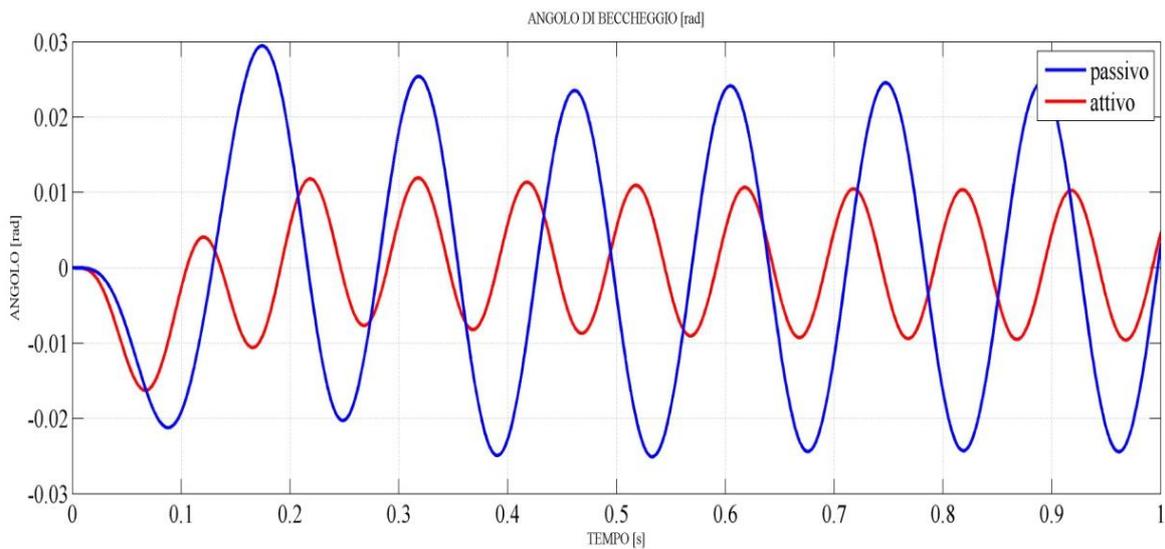


Figura 79: Angolo di beccheggio.

Si noti com'è confermata la tendenza rilevata nel paragrafo precedente del miglioramento del controllo dell'angolo di beccheggio, che risulta ridotto dalla presenza del controllo attivo anche a questa frequenza.

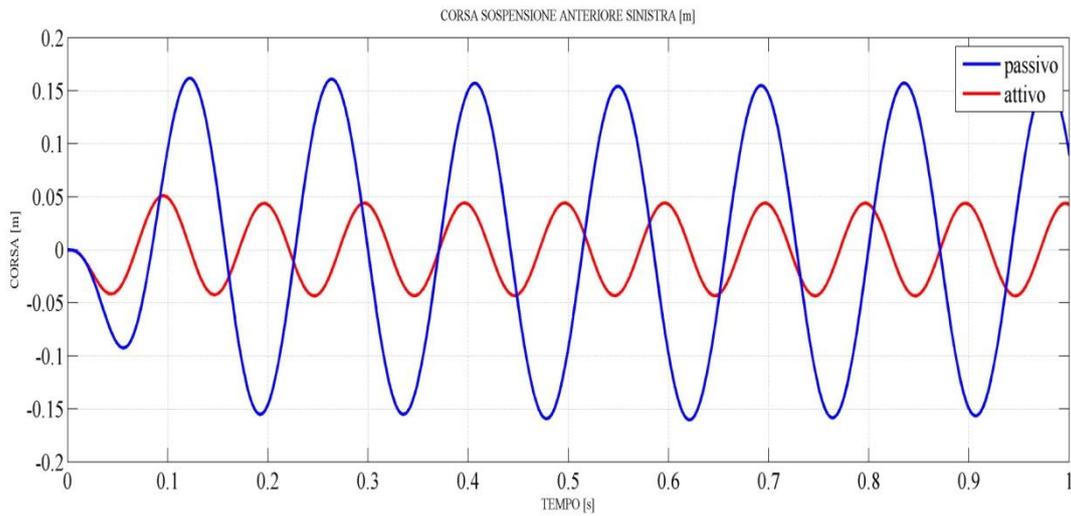


Figura 80: corsa sospensione.

La corsa della sospensione anteriore sinistra appare anch'essa molto migliorata di circa un fattore pari a tre con il controllo attivo.

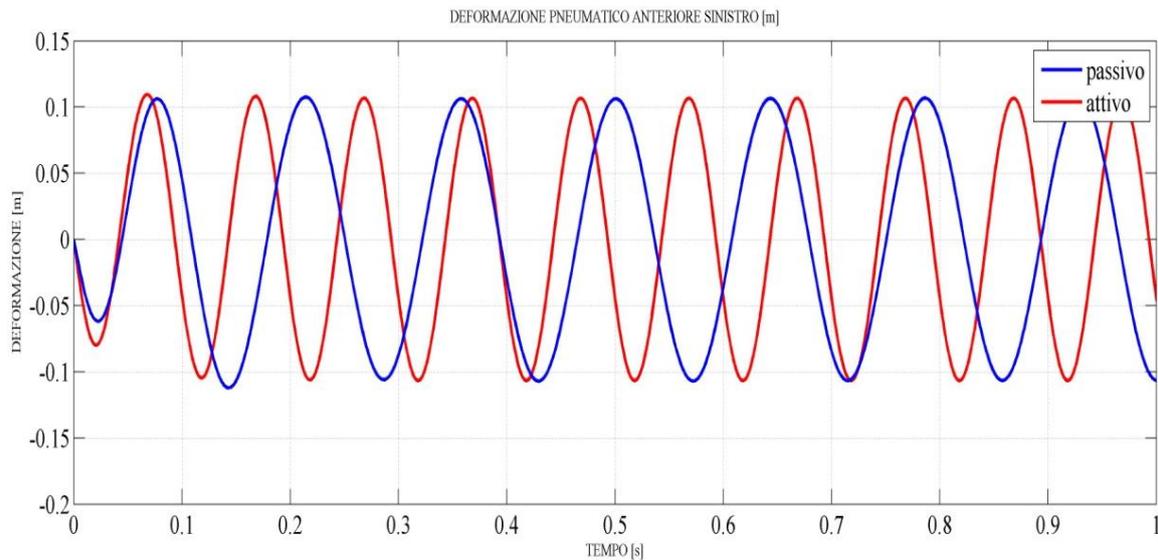


Figura 81: Deformazione pneumatico.

L'effetto del controllo attivo sulla deformazione dello pneumatico si rivela solo per un anticipo di deformazione rispetto al sistema passivo, lasciando sostanzialmente invariata l'ampiezza di deformazione, questo non comporterà quindi un miglioramento delle forze trasmesse a terra.

5.3) INGRESSO A GRADINO

Si fornirà un gradino di ampiezza 0.1 m in ingresso alle quattro ruote con opportuno sfasamento tra asse posteriore e anteriore.

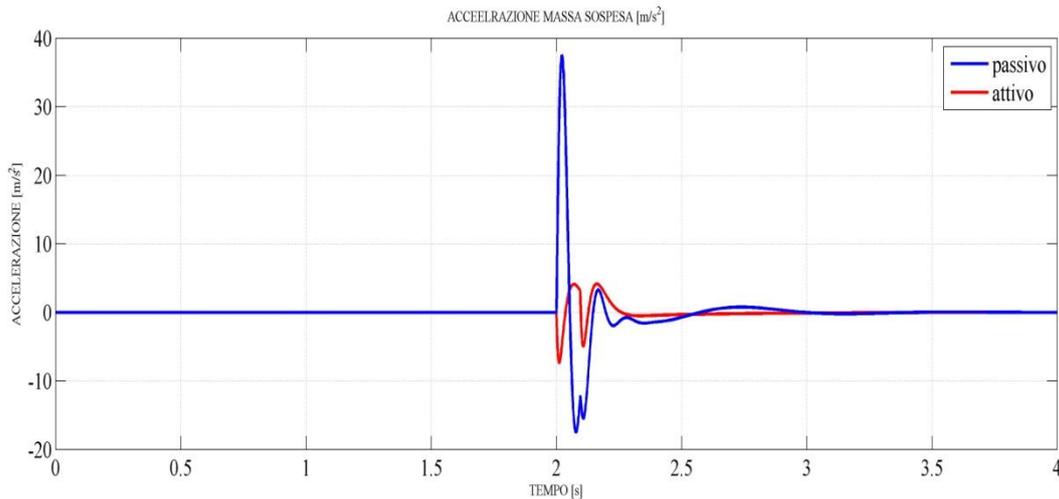


Figura 82: Accelerazione massa sospesa.

Il sistema attivo si rivela molto efficace nel controllo dell'accelerazione della massa sospesa, infatti, elimina il picco iniziale e dopo poche oscillazioni si stabilizza repentinamente rispetto al sistema passivo che ha un transitorio più lungo.

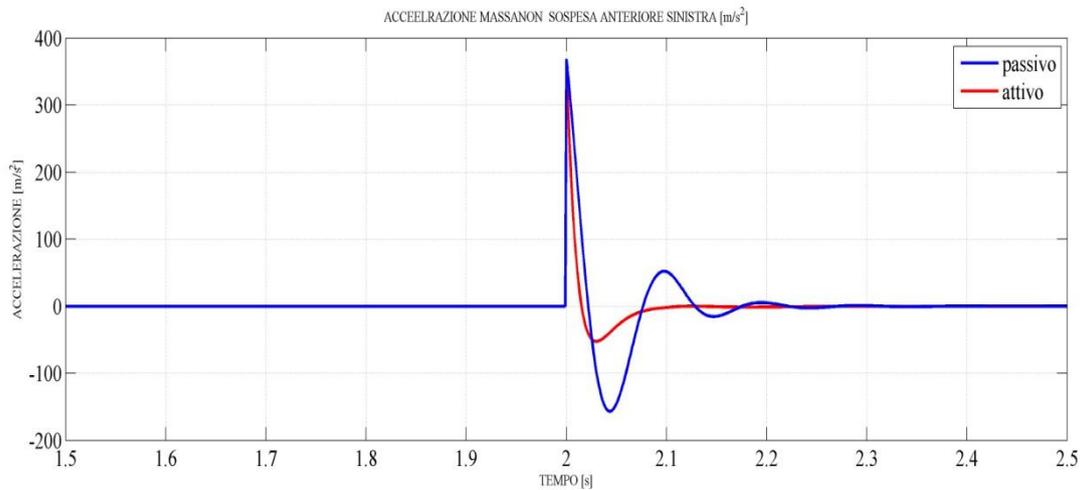


Figura 83: Accelerazione massa non sospesa.

Il controllo dell'accelerazione della massa non sospesa appare limitato poiché i picchi rimangono evidenti, ma c'è una certa maggiore regolarità nella forma della risposta a transitorio, che comunque termina il suo comportamento oscillatorio prima del sistema passivo.

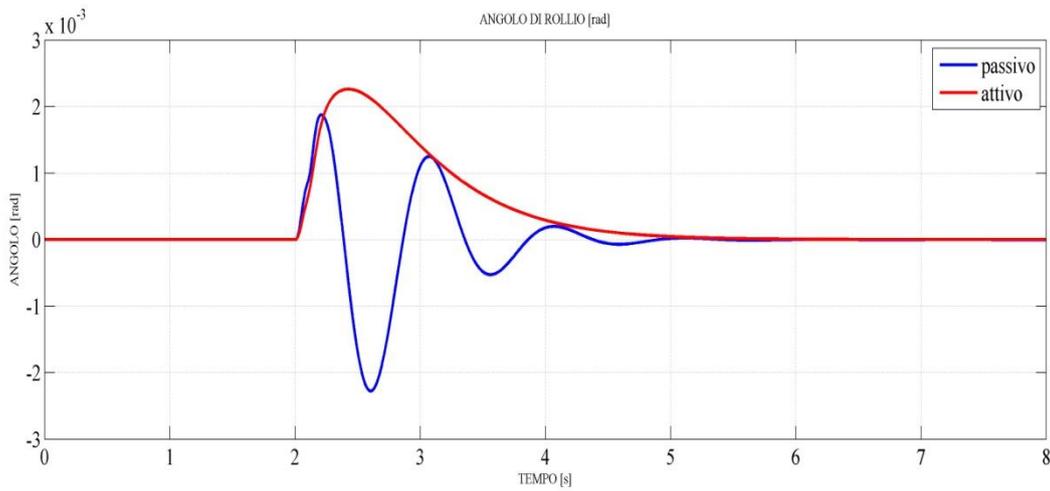


Figura 84: Angolo di rollio.

Anche qui s'intuisce il vantaggio del sistema attivo dalla mancanza delle oscillazioni dell'angolo di rollio.

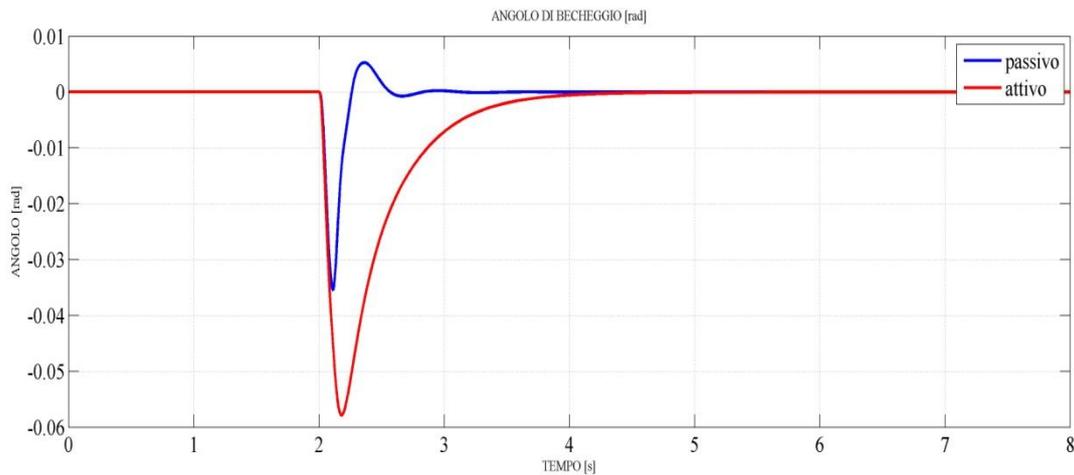


Figura 85: Angolo di beccheggio.

Come nei precedenti paragrafi l'angolo di beccheggio si dimostra variabile critica, poiché tramite questo tipo di controllo esso è esaltato quando si incontrano asperità sia puntuali che continue.

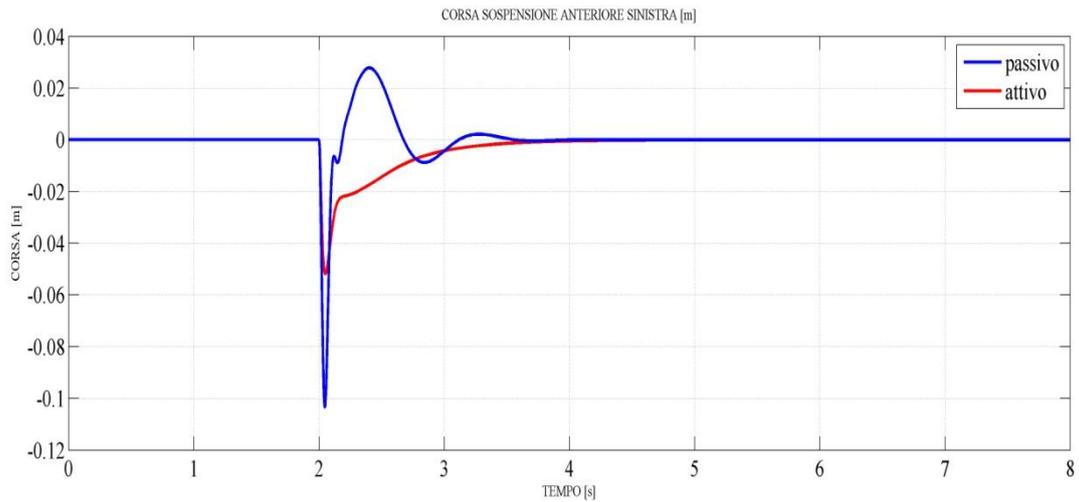


Figura 86: corsa sospensione.

La corsa della sospensione è nettamente migliorata poiché non presenta oscillazione e ha visto ridursi in valore assoluto il suo modulo.

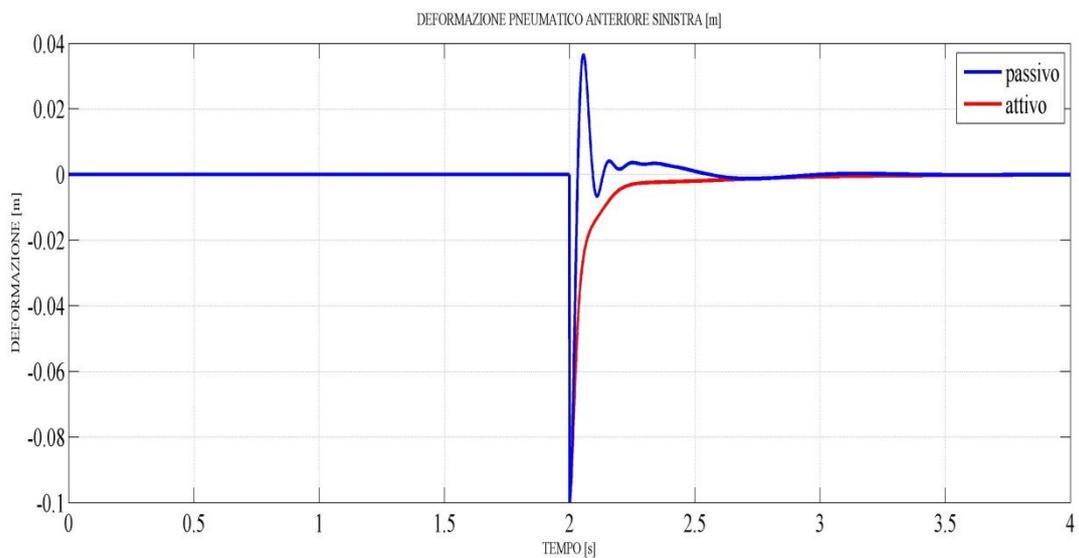


Figura 87: Deformazione pneumatico anteriore sinistro.

Stesso discorso si può dire per la deformazione dello pneumatico che vede l'assenza di oscillazioni, ma nei primi istanti comunque vede una compressione istantanea di pari entità di quella del sistema passivo.

5.4) INGRESSO A DOSSO

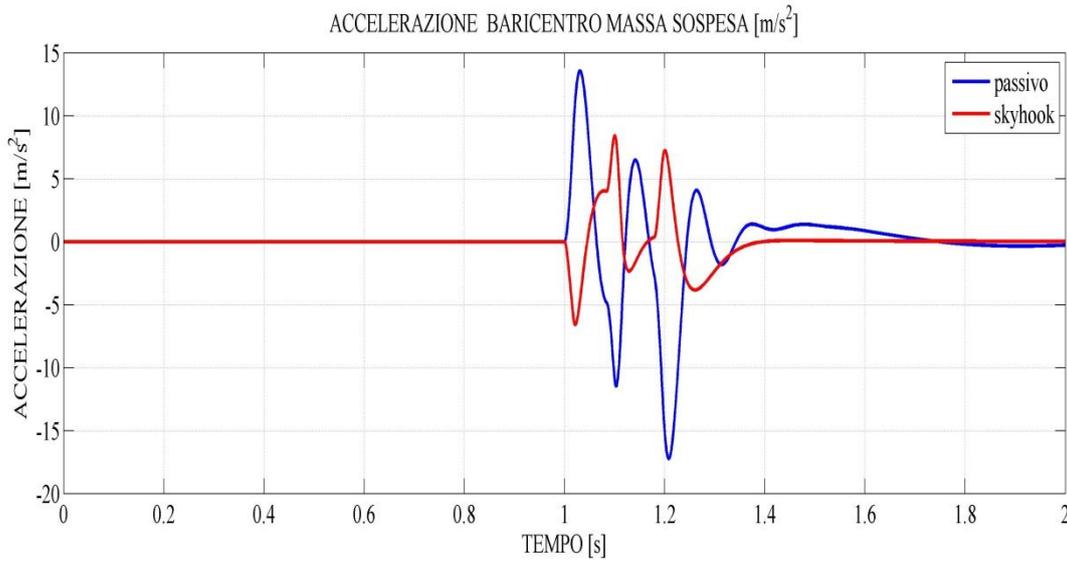


Figura 88: Accelerazione massa sospesa.

Il dosso è percorso a velocità relativamente elevata proprio per aumentare l'effetto del controllo della sospensione, in questo caso si può notare come le accelerazioni dei due sistemi siano opposte, ma quella del sistema skyhook raggiunga valori più bassi in modulo e come si stabilizzi subito verso il regime.

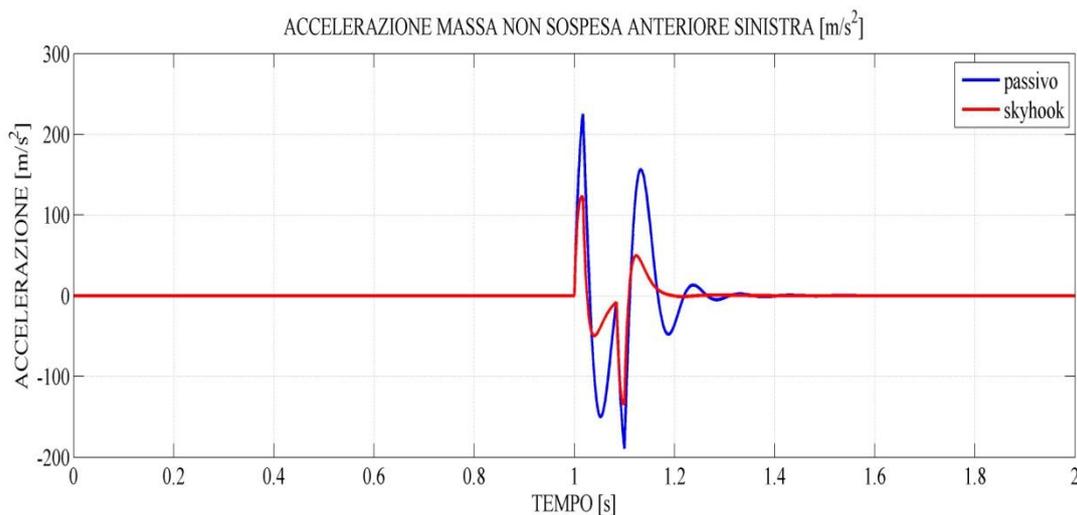


Figura 89: Accelerazione massa non sospesa anteriore sinistra.

La massa non sospesa anteriore sinistra presenta dei lievi vantaggi, infatti, vede ridursi i valori di picco delle accelerazioni, ed inoltre vede un tendenza al regime più rapida del sistema passivo.

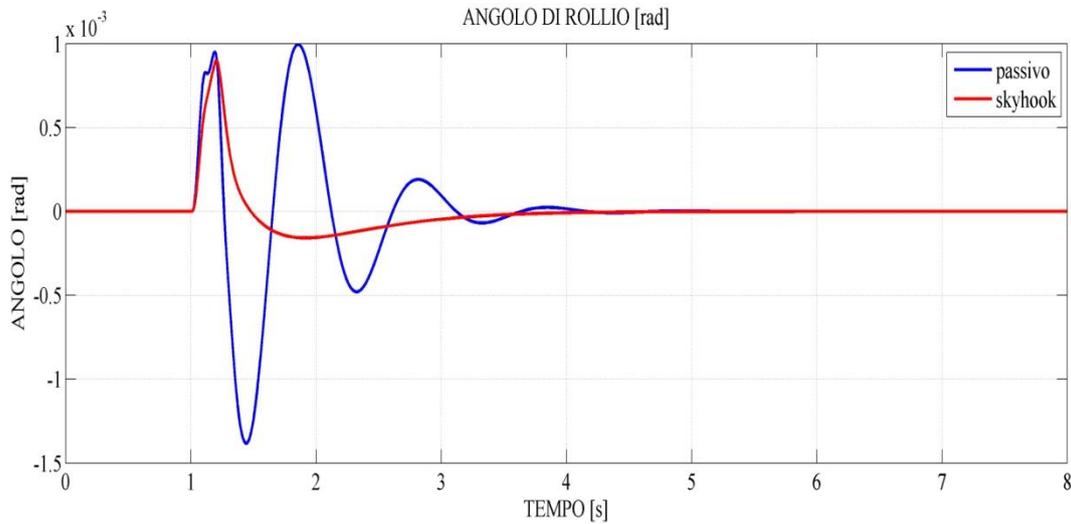


Figura 90: Angolo di rollio.

L'angolo di rollio è notevolmente migliorato poiché tende al regime moto prima di quello del sistema passivo e senza oscillazioni.

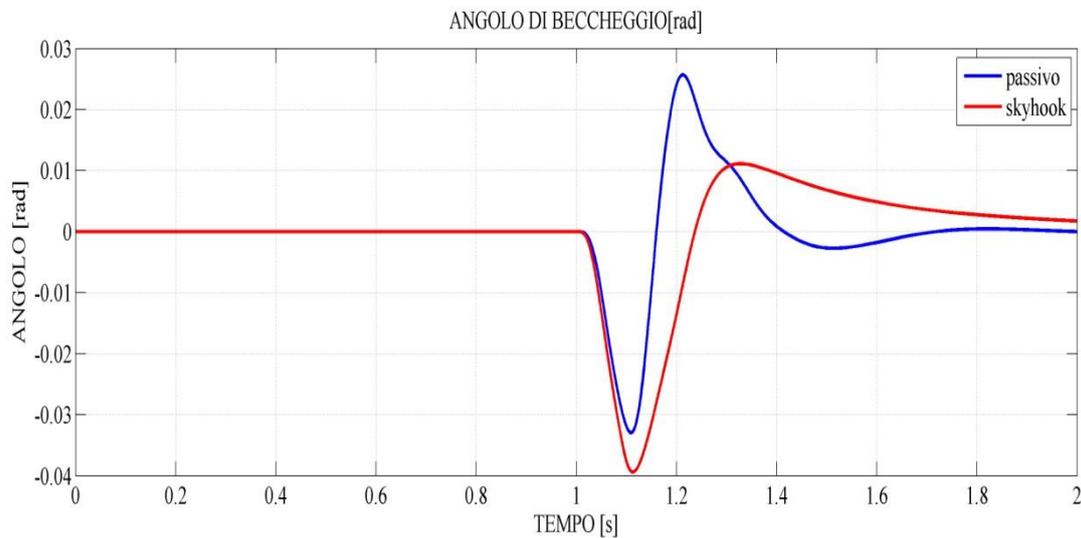


Figura 91: Angolo di beccheggio.

L'angolo di beccheggio al solito è leggermente peggiorato, specialmente negli istanti iniziali e nella sua tendenza a regime che è maggiore rispetto al caso passivo.

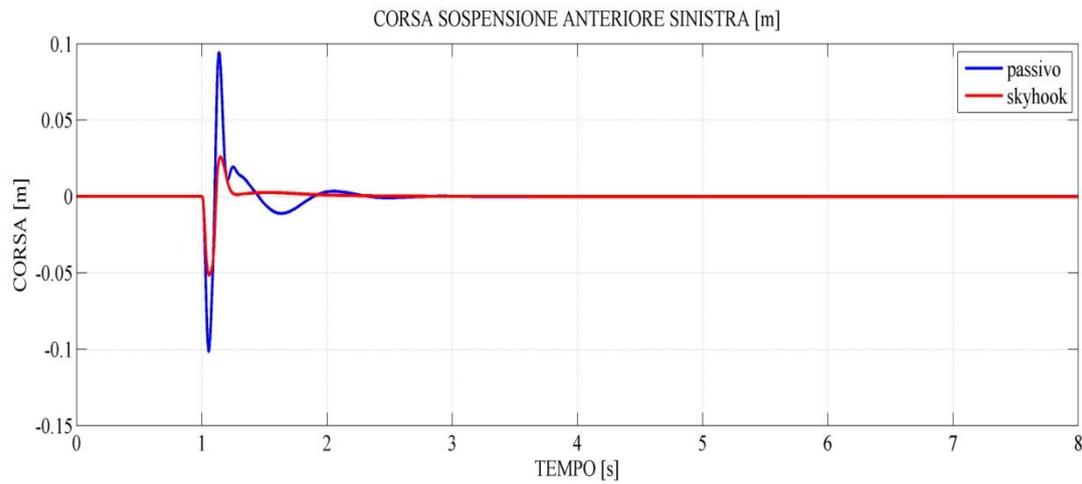


Figura 92: Corsa sospensione anteriore sinistra.

La corsa della sospensione è notevolmente ridotta dalla presenza del sistema skyhook e tende molto prima a regime di quella passiva.

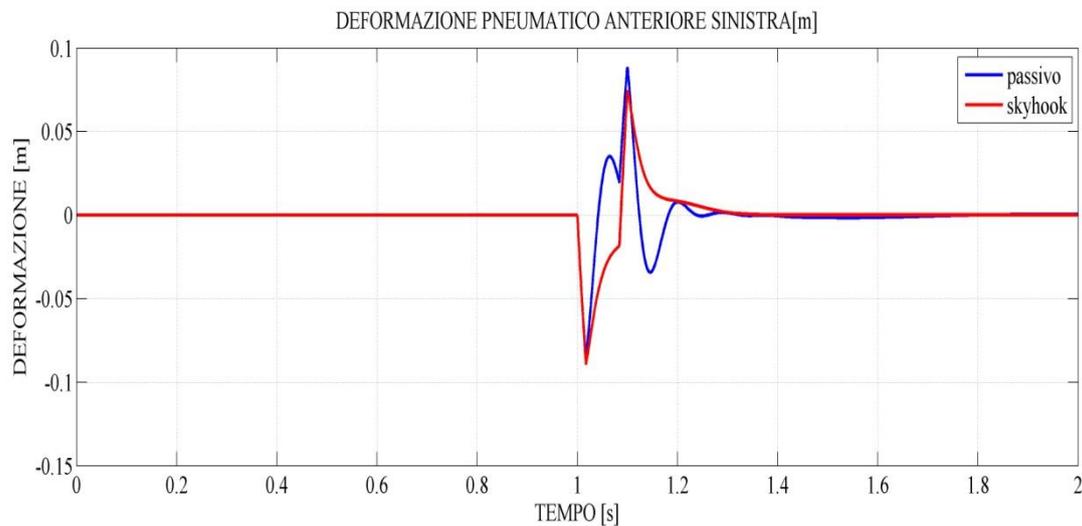


Figura 93: Deformazione pneumatico anteriore sinistro.

La deformazione dello pneumatico non beneficia degli effetti della presenza dello skyhook, tranne che per il fatto di avere una maggiore regolarità nella sua variazione, senza oscillazioni nella risposta.

MODELLO HALF-CAR

5.5) INGRESSO SINUSOIDALE AD 1 Hz, AMP= 0.1 m

Ora si confronterà l'efficacia del sistema attivo sul modello half-car per le stesse variabili viste prima.

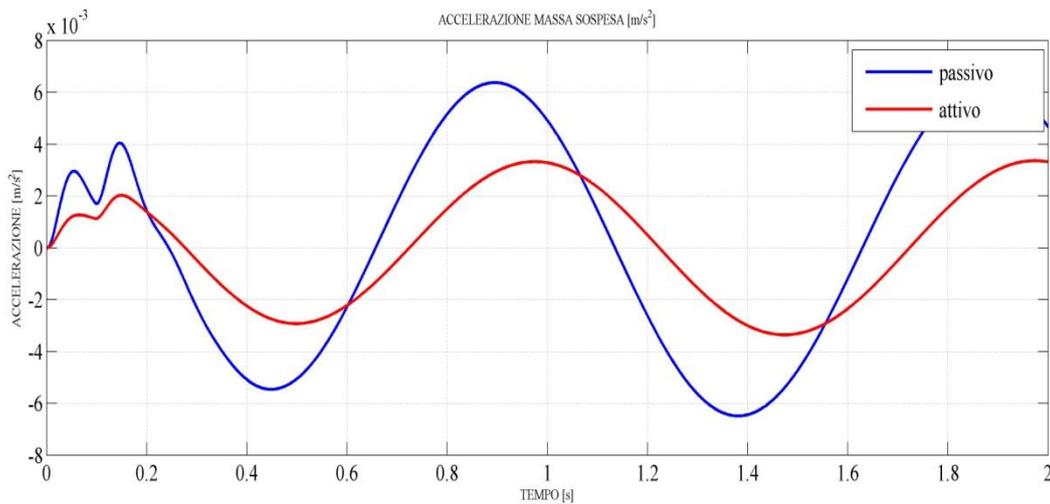


Figura 94: Accelerazione massa sospesa.

L'accelerazione della massa sospesa è ridotta sia in termini di transitorio che come ampiezza a regime, quindi l'utilizzo del sistema skyhook si rivela efficace confermando i risultati del modello completo.

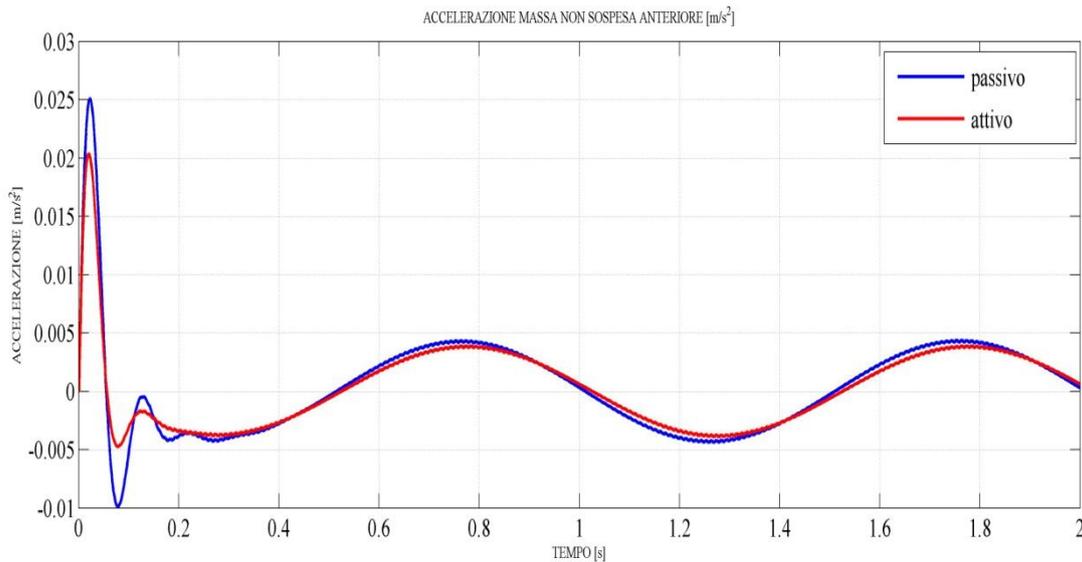


Figura 95: Accelerazione massa non sospesa anteriore .

Com'era da attendersi i risultati a regime non si discostano molto da quelli del sistema non controllato, si nota però un certo miglioramento della risposta nel transitorio, dove scompaiono le oscillazioni e si riducono i picchi di accelerazione.

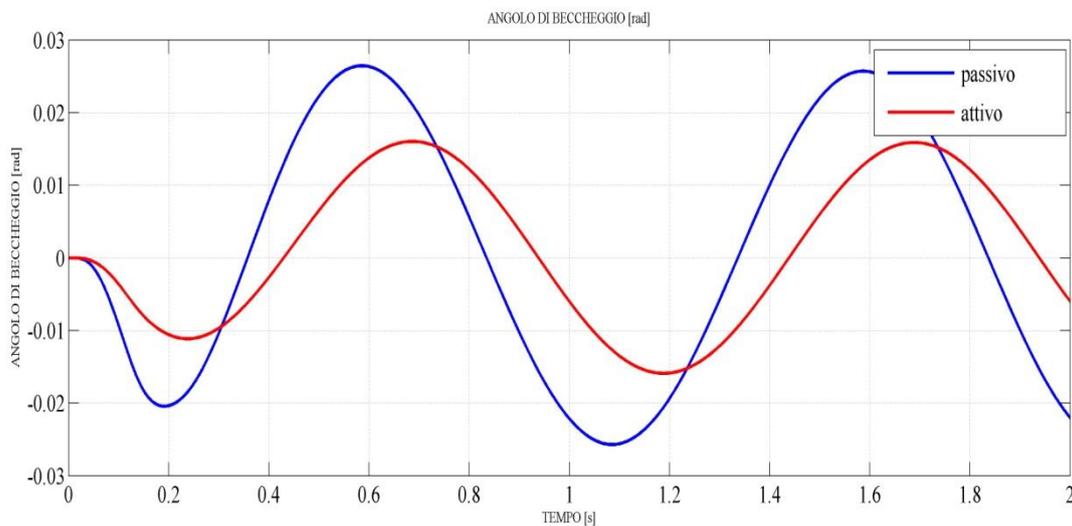


Figura 96: Angolo di beccheggio.

L'angolo di beccheggio risulta migliorato rispetto al sistema passivo, ma viene introdotto anche un ritardo di risposta, l'oscillazione è contenuta entro 1.1°.

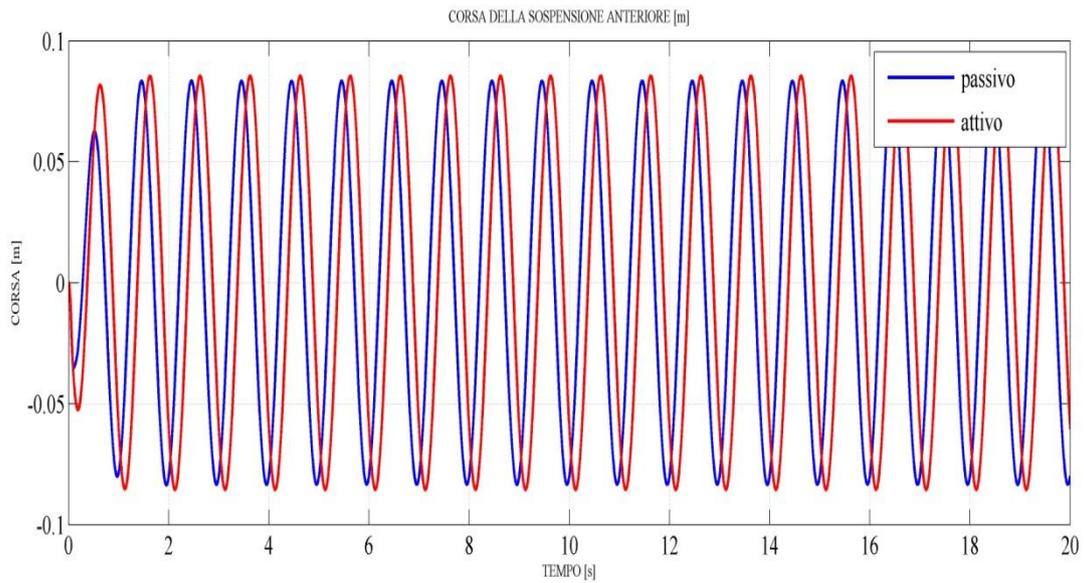


Figura 97: Corsa sospensione anteriore.

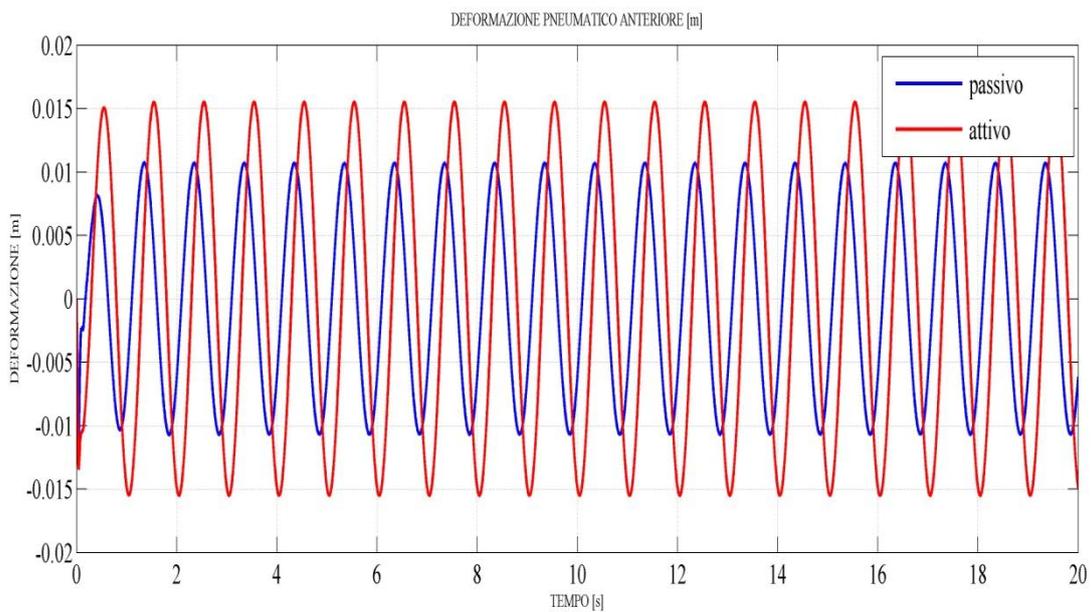


Figura 98: Deformazione pneumatico anteriore.

Sia la corsa della sospensione, che la deformazione dello pneumatico, non presentano evidenti vantaggi, anzi come c'era da aspettarsi la deformazione dello pneumatico è peggiorata rispetto al sistema passivo, poiché questo tipo di controllo non si occupa della massa non sospesa.

5.6) INGRESSO SINUSOIDALE A 10 Hz, AMP= 0.1 m

Confrontiamo ora il sistema attivo e passivo a una frequenza di risonanza prossima a quella del sistema non sospeso.

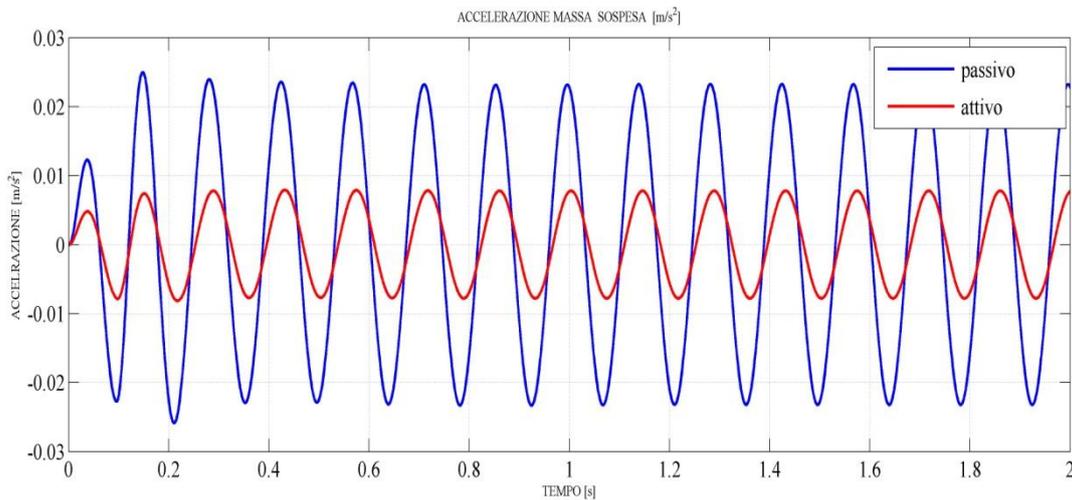


Figura 99: Accelerazione massa sospesa.

A frequenze prossime a quelle della massa non sospesa si riscontrano comunque vantaggi nel controllo delle accelerazioni della massa sospesa quando si usa la strategia skyhook.

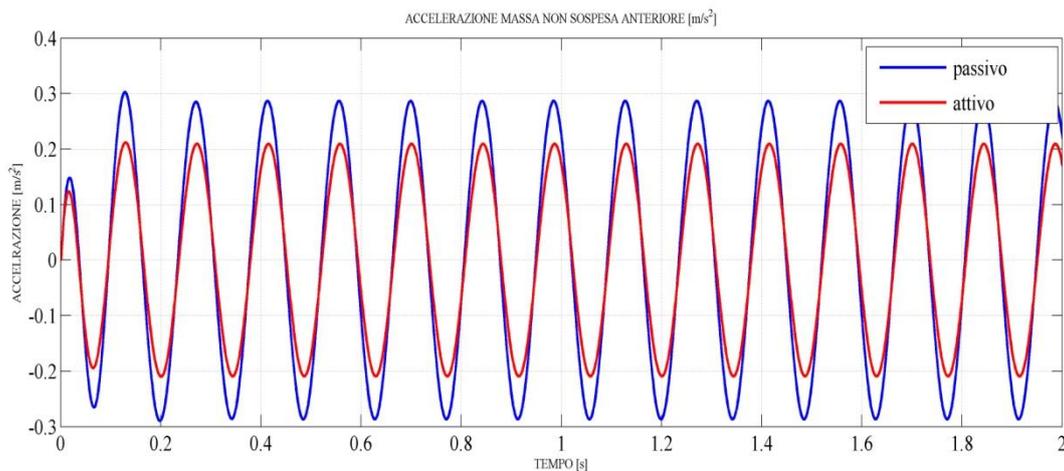


Figura 100: Accelerazione massa non sospesa anteriore.

L'accelerazione della massa non sospesa subisce una certa attenuazione, sicuramente minore di quella subita dalla massa sospesa.

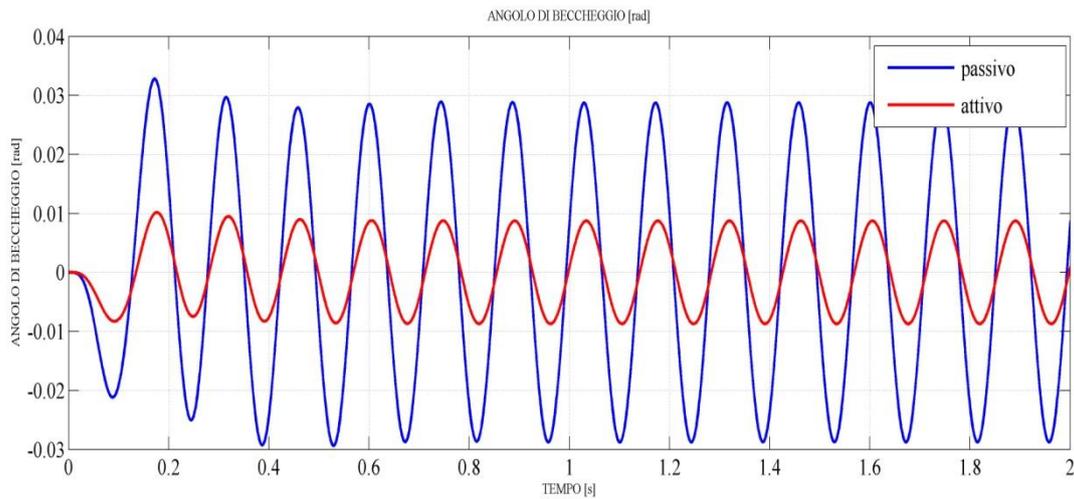


Figura 101: Angolo di beccheggio.

L'angolo di beccheggio migliora notevolmente passando da 1.8° di oscillazione a 0.57° .

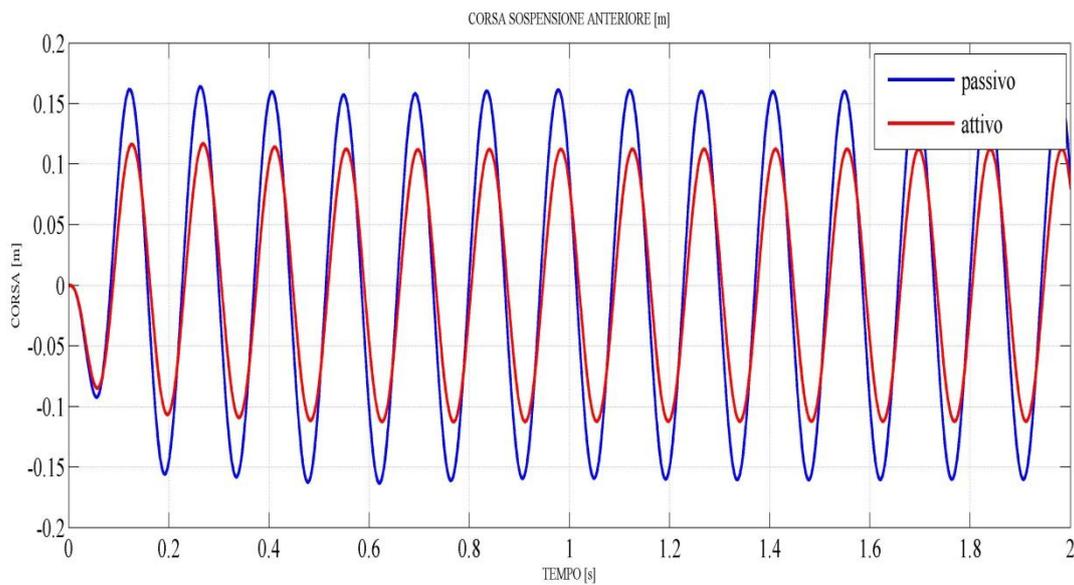


Figura 102: Corsa della sospensione anteriore sinistra.

Osserviamo come la corsa della sospensione sia a questa frequenza controllata meglio rispetto a quando vi era l'ingresso a 1 Hz, parliamo comunque di riduzioni dell'ordine di 4 cm di corsa.

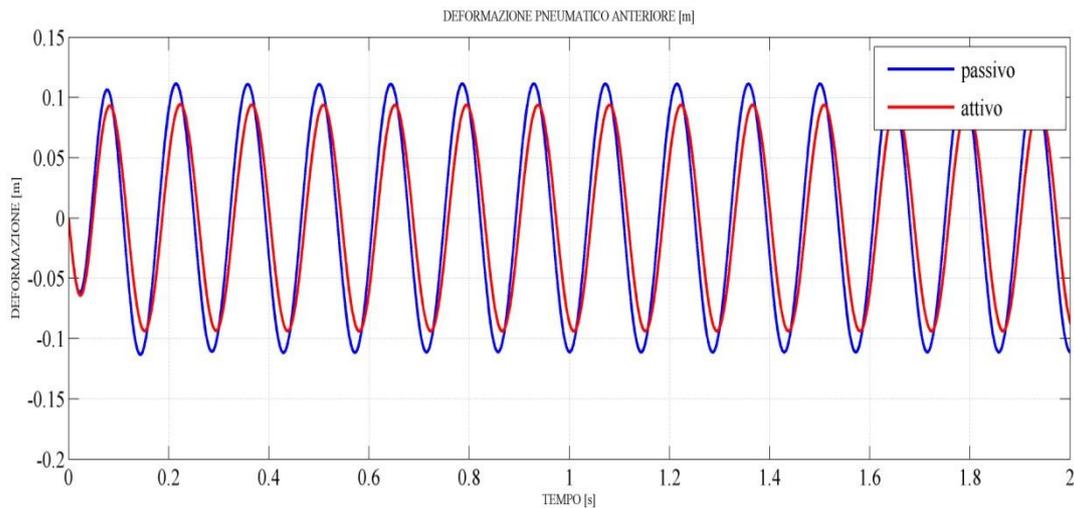


Figura 103: Deformazione dello pneumatico anteriore sinistro.

La deformazione dello pneumatico non è soggetto a particolari modifiche, confermando il comportamento rilevato nell'ingresso precedente.

5.7) INGRESSO A GRADINO, AMP= 0.1 m

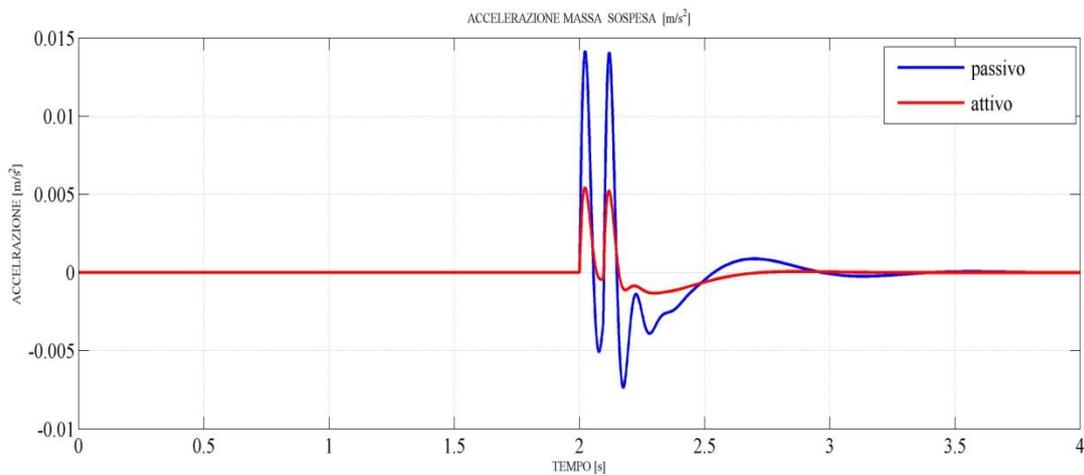


Figura 104: Accelerazione massa sospesa.

Fornendo al sistema un ingresso a gradino di 0.1 m, si osservano gli evidenti vantaggi del controllo attivo, infatti oltre ad avere un transitorio più corto del sistema passivo, i picchi di accelerazione della massa sospesa sono molto ridotti, contribuendo a migliorare il confort del passeggero.

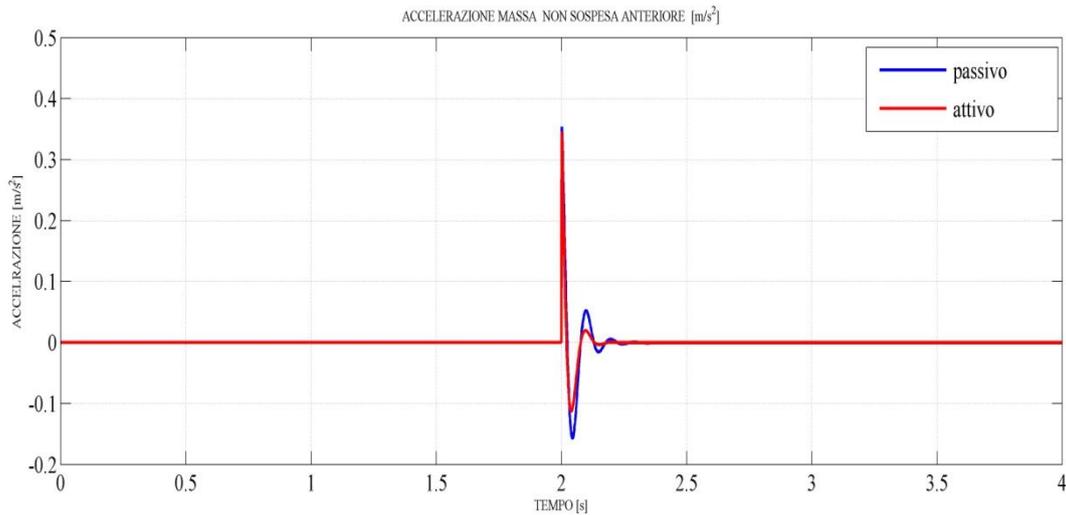


Figura 105: Accelerazione massa non sospesa anteriore.

La massa non sospesa non presenta variazioni nel transitorio, tranne che per una tendenza a tornare a regime in maniera un po più rapida e con dei picchi leggermente più bassi.

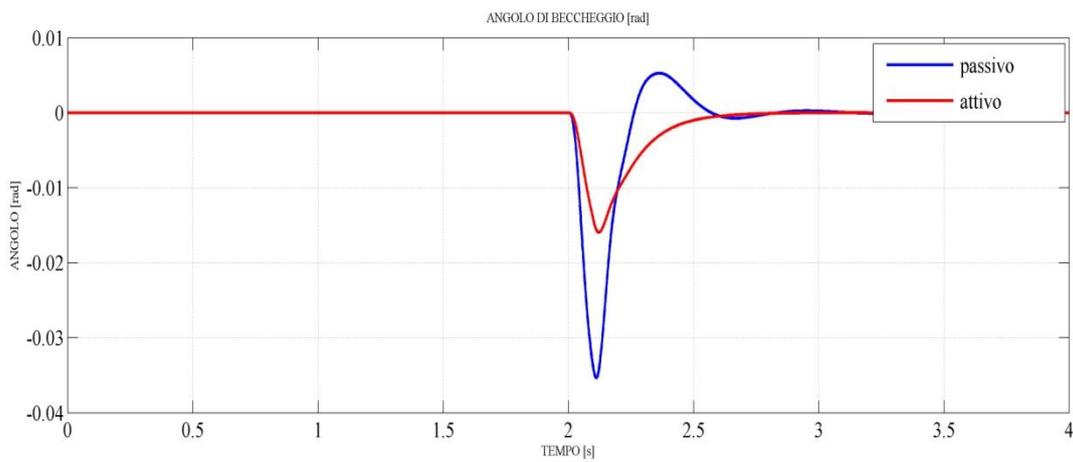


Figura 106: Angolo di beccheggio.

Anche l'angolo di beccheggio migliora notevolmente sia come tempo di messa a regime, e sia come picco di oscillazione.

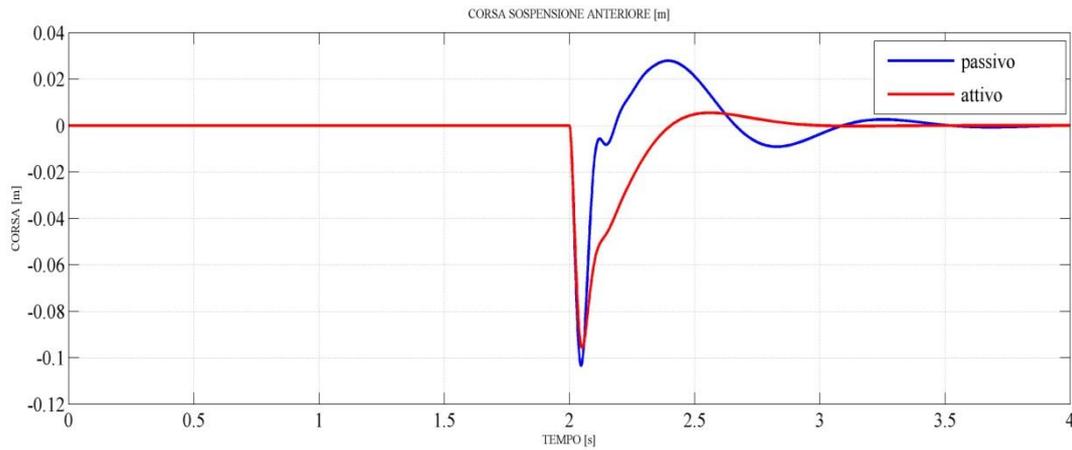


Figura 107: Corsa della sospensione anteriore.

La corsa della sospensione presenta vantaggi evidenti per quanto riguarda la seconda parte del transitorio, in cui la sovra elongazione è molto ridotta come il tempo di messa a regime.

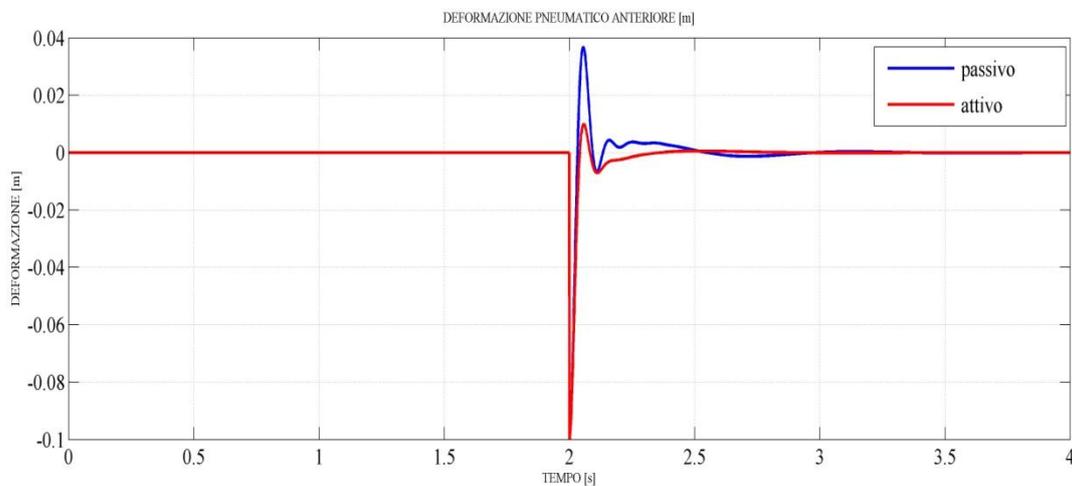


Figura 108: Deformazione dello pneumatico anteriore.

Stesse osservazioni fatte per la corsa della sospensione possono essere fatte per lo pneumatico, infatti, il primo picco di compressione è sostanzialmente identico nei due casi, ma in seguito il comportamento è migliore.

CAPITOLO 6

6.1) MONOSOSPENSIONE CON SMORZATORE INERZIALE

Si possono realizzare sospensioni che perdendo leggermente in efficacia alle bassissime frequenze, in realtà si comportano bene su un ampio range di frequenze, senza introdurre controlli attivi o semi-attivi, stiamo parlando degli smorzatori dinamici inerziali.

Tali sistemi sono costituiti da un sistema massa-molla-smorzatore aggiuntivo alla monosospensione e posto sulla massa non sospesa o sospesa, in questo modo, tarandoli opportunamente si possono ridurre le ampiezze delle accelerazioni della massa sospesa in corrispondenza di una frequenza di risonanza, a patto però di introdurre nel sistema una nuova frequenza di risonanza la cui ampiezza dipende dal valore dello smorzamento del sistema inerziale, di seguito si riporta lo schema del sistema [2]:

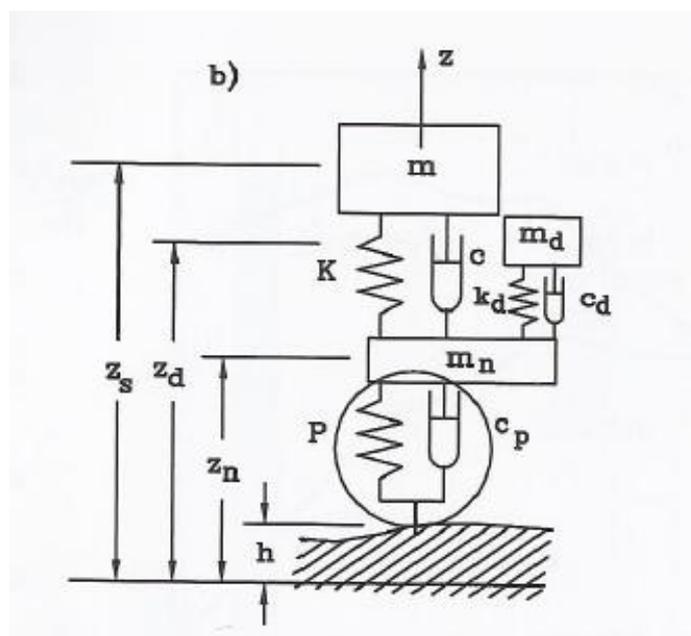


Figura 109: Modello di monosospensione con smorzatore inerziale.

È stato implementato il seguente sistema in forma matriciale ricondotto ad una forma di stato canonica per ottenere tramite ambiente Matlab le risposte in frequenza:

$$A = \begin{bmatrix} -c/m_s & -k/m_s & 0 & 0 & c/m_s & k/m_s \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_d/m_d & -k_d/m_d & c_d/m_d & k_d/m_d \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ c/m_n & k/m_n & c_d/m_n & k_d/m_n & -(c + c_p)/m_n & -(P + k_d)/m_n \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ P/m_n \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ -c/m_s & -k/m_s & 0 & 0 & c/m_s & k/m_s \\ 0 & 0 & -c_d/m_d & -k_d/m_d & c_d/m_d & k_d/m_d \\ c/m_n & k/m_n & c_d/m_n & k_d/m_n & -(c + c_p)/m_n & -(P + k_d)/m_n \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ P/m_n \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Si è sollecitato il sistema con un ingresso prossimo alla frequenza di risonanza della massa non sospesa, circa 10 Hz, e si sono analizzate le variabili di stato seguenti:

- 1) Accelerazione massa sospesa.
- 2) Accelerazione massa non sospesa.
- 3) Corsa della sospensione.
- 4) Deformazione dello pneumatico.

Il tuning dei parametri si è ottenuto senza una vera e propria ottimizzazione, ma per tentativi, con l'obiettivo di utilizzare lo smorzatore inerziale in luogo di un ammortizzatore classico, il che ha portato a un sistema tarato nella seguente maniera:

	M_s/M_{us}	M_s/M_d	P/K	C(Ns/m)	$(K_D/M_D)^{0.5}$	$C_d(Ns/m)$
PASSIVO	10	-----	4	1732	-----	-----
INERZIALE	10	20	4	0	4.8	48

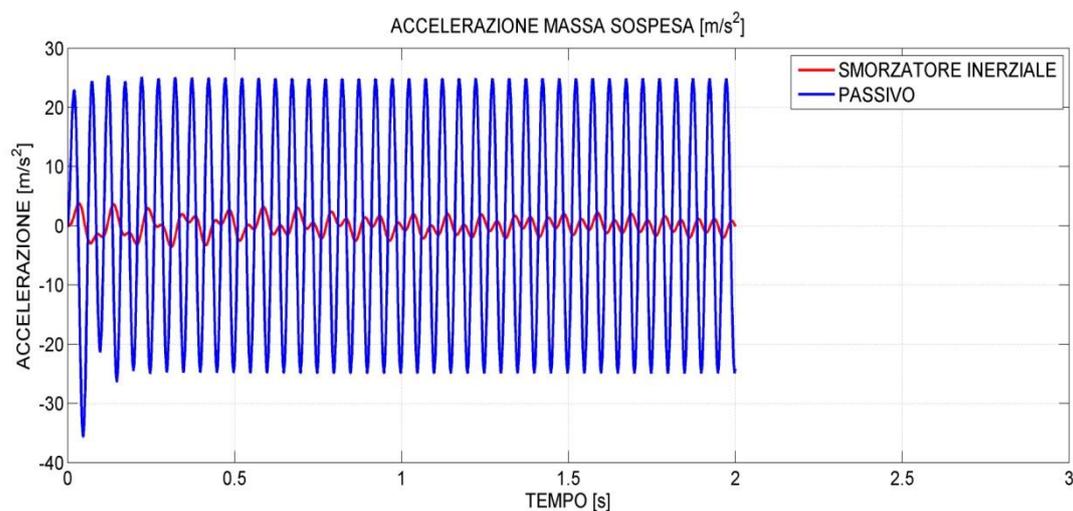


Figura 110: Accelerazione massa sospesa.

Si vede subito il miglioramento del comportamento dell'accelerazione della massa sospesa rispetto al sistema passivo che si riduce in modulo di un fattore pari a 10, si nota solo una maggiore irregolarità del segnale rispetto al sistema passivo, comunque

il confort migliora notevolmente in luogo di un ammortizzatore classico con

smorzamento ottimo, che è pari a $\sqrt{\frac{6*Ms*K}{8}}$.

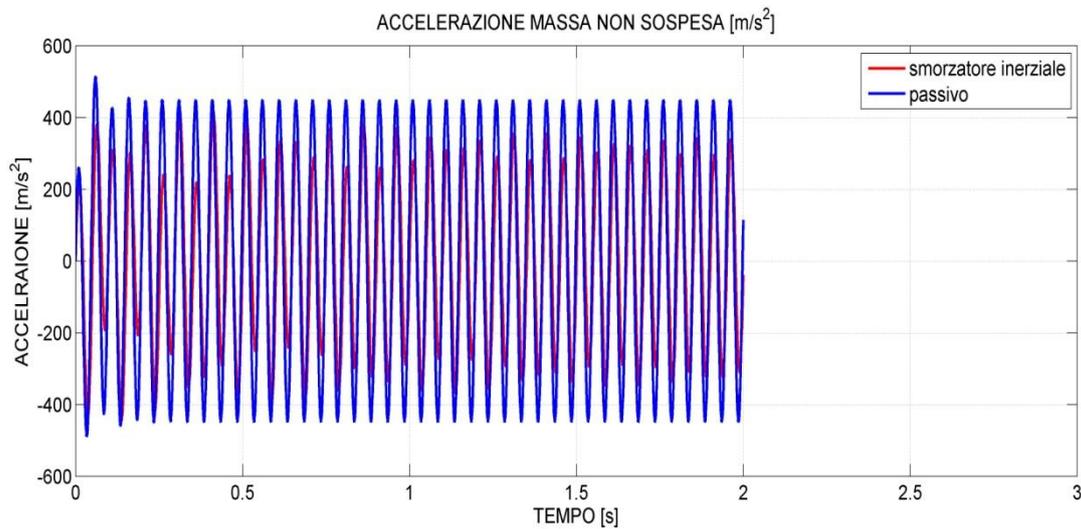


Figura 111: Accelerazione massa non sospesa.

Per l'accelerazione della massa non sospesa non si notano miglioramenti evidenti come nel caso precedente, infatti questa tecnica si occupa di migliorare in particolare l'accelerazione della massa sospesa, a regime vi è una certa tendenza alla riduzione dell'ampiezza di oscillazione comunque, anche se minima.

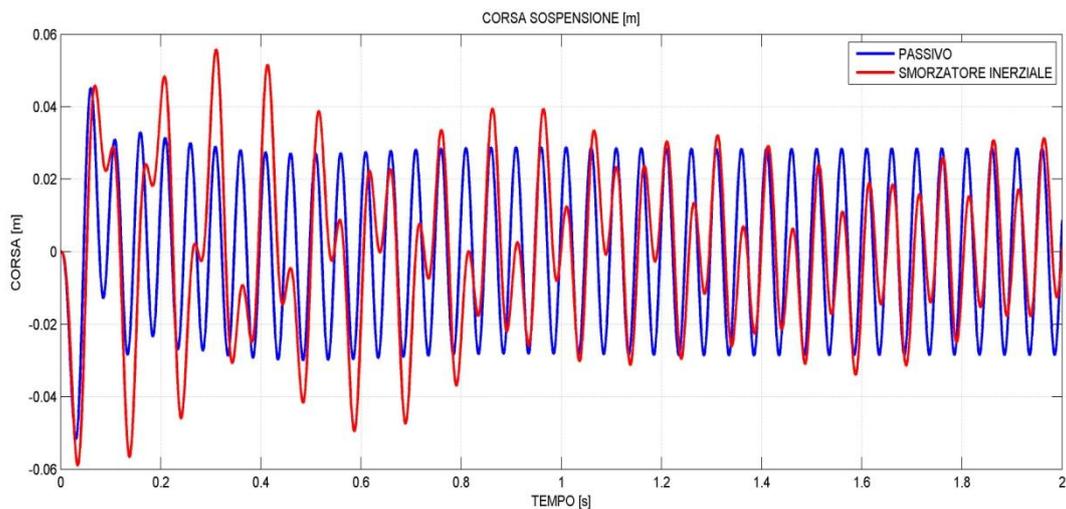


Figura 112: Corsa sospensione.

La corsa della sospensione non mostra segni di un comportamento migliore nel transitorio iniziale, anzi, dopo 1s però il sistema tende a riportarsi a valori confrontabili con quelli del sistema passivo.

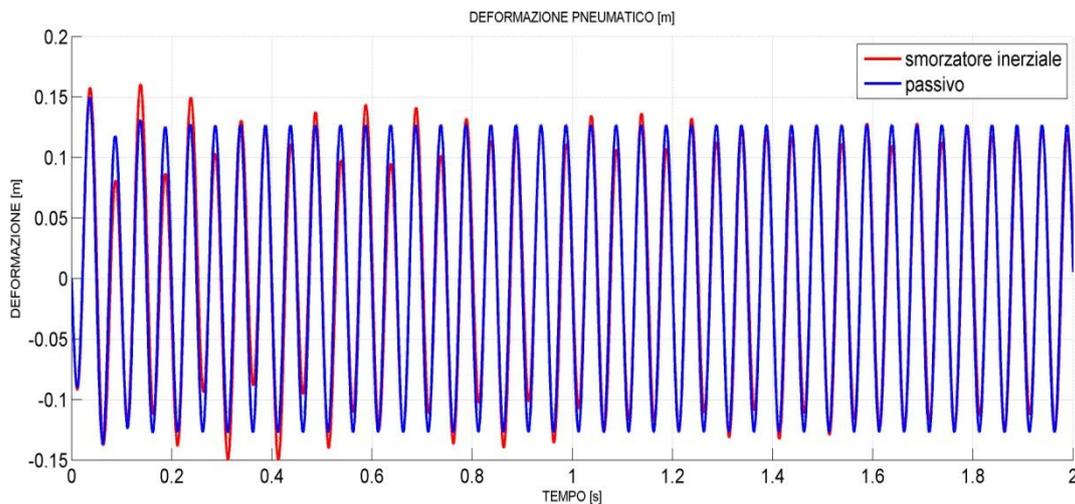


Figura 113: Deformazione dello pneumatico.

La deformazione dello pneumatico segue le vicende della corsa della sospensione, in cui da un transitorio iniziale peggiore si passa poi ad un comportamento a regime confrontabile con il sistema passivo, segno che ci mostra come il sistema inerziale non intacchi in maniera negativa il comportamento delle variabili che reggono la massa non sospesa.

Ora vedremo più in generale il comportamento del modello quarter-car nella sua risposta in frequenza per le stesse variabili viste prima:

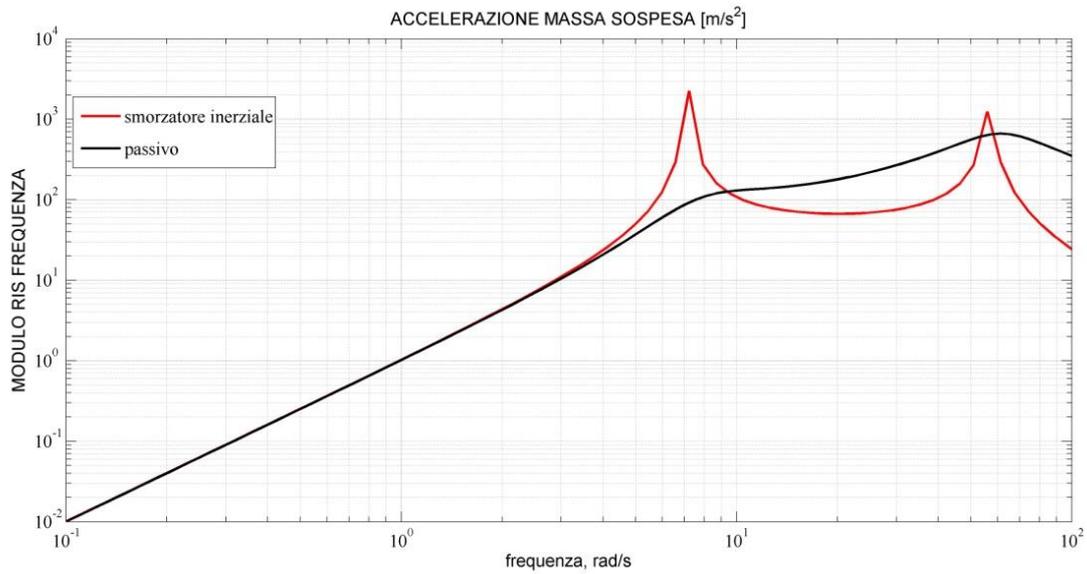


Figura 114: Accelerazione massa sospesa.

Come detto in precedenza il sistema inerziale funziona bene su un ampio range di alte frequenze che vanno da 10 Hz a 50 Hz, sono evidenti due picchi, uno a bassa frequenza 7 Hz, e l'altro a circa 60 Hz, all'interno di questo range, come confermato nel dominio del tempo, il comportamento della massa sospesa è nettamente migliore.

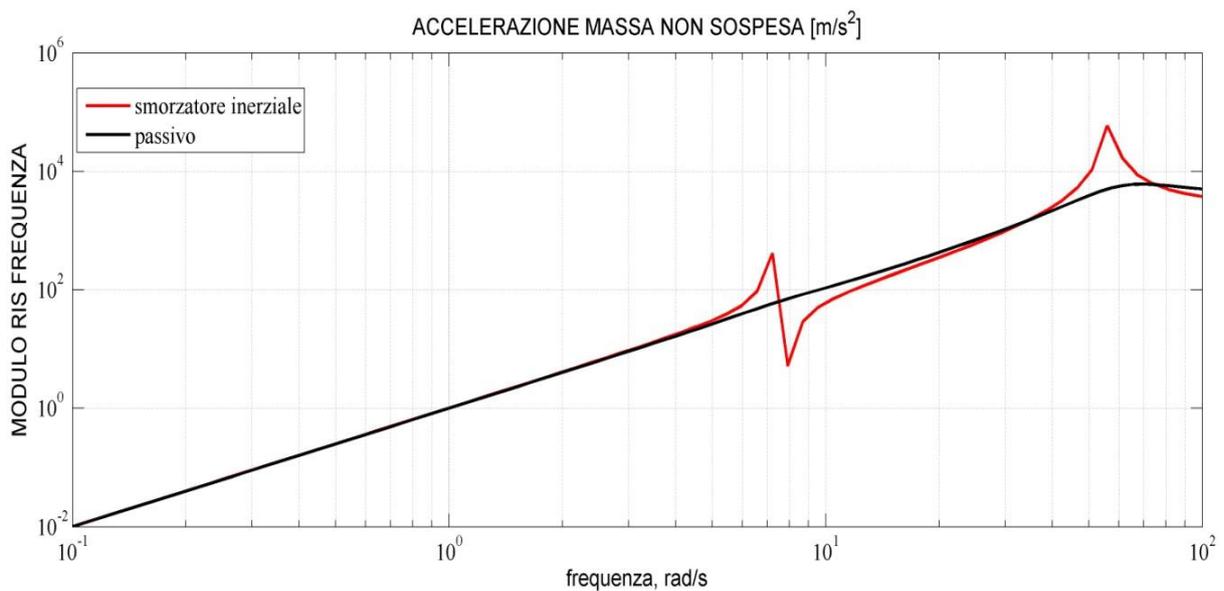


Figura 115: Accelerazione massa non sospesa.

Anche qui si rivedono gli stessi risultati dell'analisi nel dominio del tempo, con l'attenuazione della risposta intorno alla frequenza di 10 Hz, come prima intorno agli 8 Hz abbiamo l'amplificazione massima, per poi avere la coincidenza dei due sistemi a circa 60 Hz, ed infine avere un netto peggioramento del sistema inerziale a frequenza superiore.

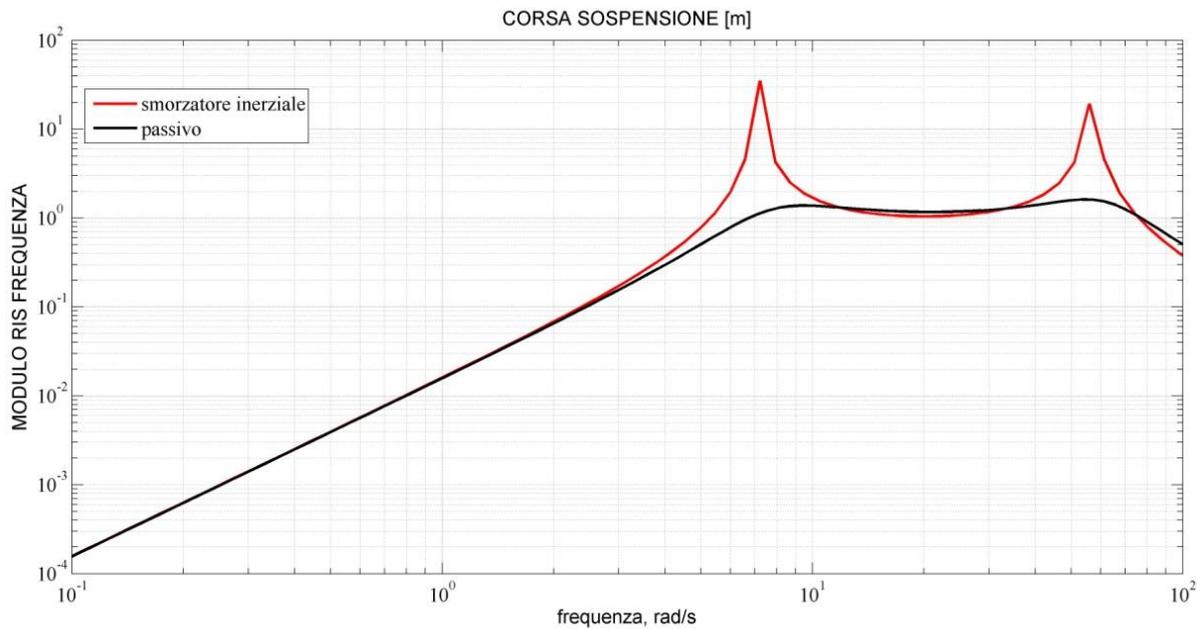


Figura 116: Corsa sospensione.

Anche qui intorno a 10 Hz abbiamo lo stesso comportamento dei due sistemi che continuano a coincidere per tutto il range ottimale di frequenza 10-60 Hz, intorno agli 8 Hz e a 70 Hz la massima amplificazione di ampiezza.

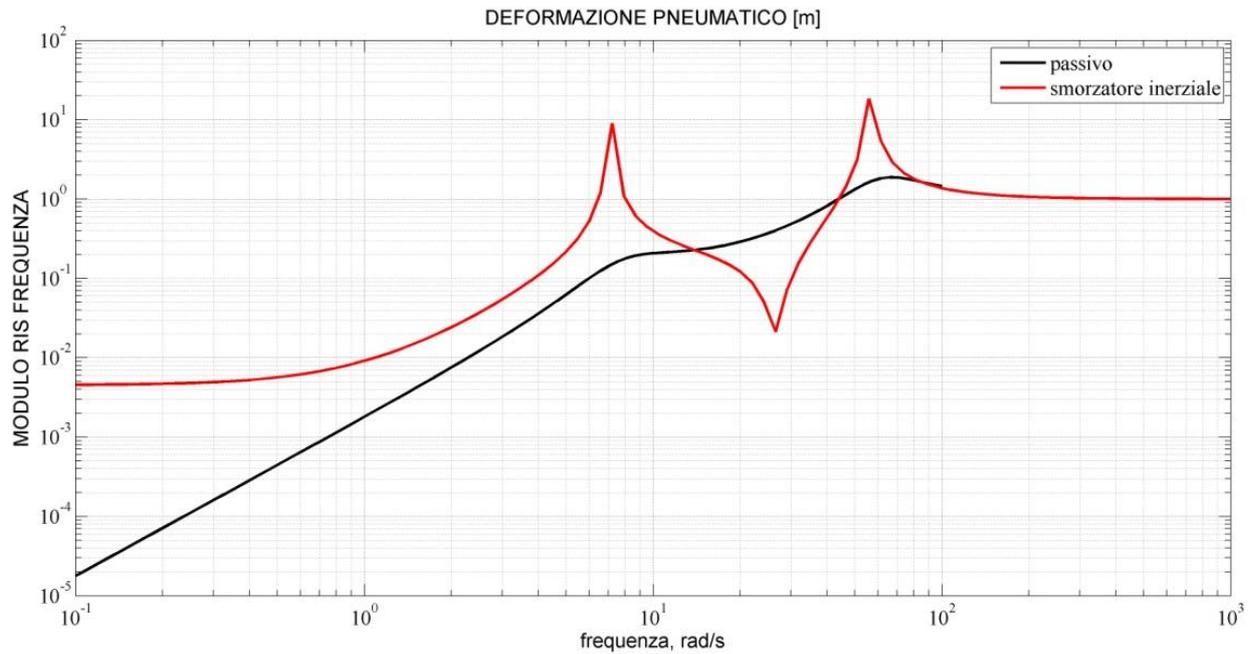


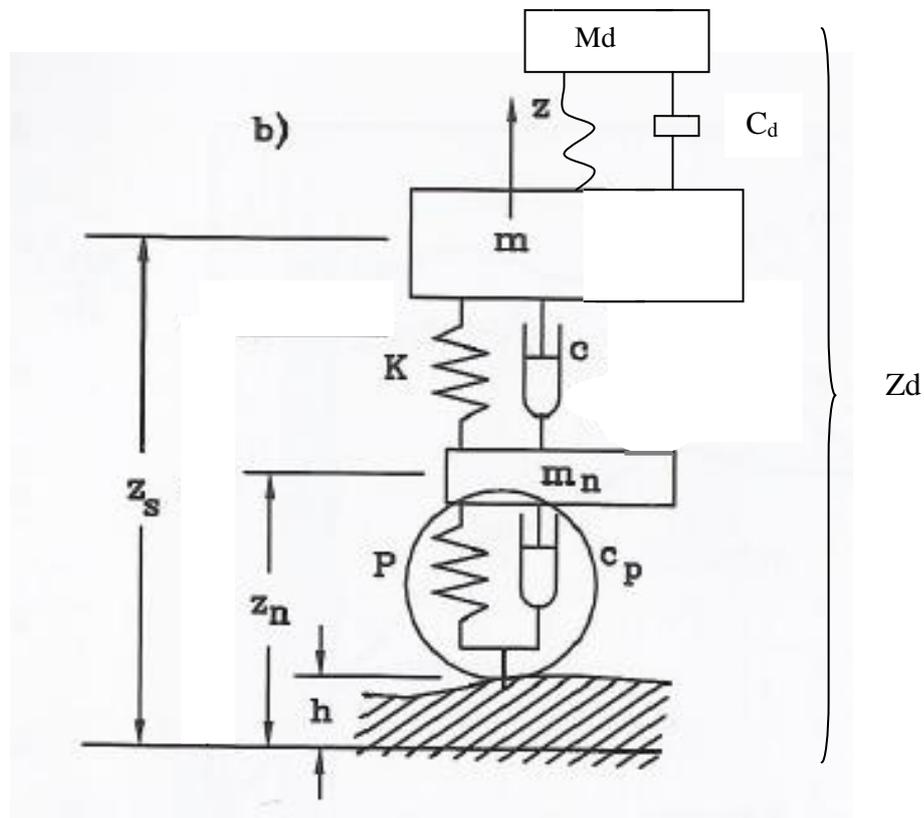
Figura 117: Deformazione pneumatico.

Il comportamento dello pneumatico è molto variabile secondo la frequenza di eccitazione, infatti, a bassissime frequenze peggiora notevolmente, aumentando fino a raggiungere un picco poco prima dei 10 Hz, poi si presenta una regione ottimale molto più ridotta rispetto a quella dell'accelerazione della massa sospesa in cui il sistema inerziale migliora molto, raggiungendo un picco negativo di risposta, per poi ritornare a peggiorare intorno ai 100 Hz.

Si può dimostrare che se la molla della sospensione ha una bassa rigidità, il picco di accelerazione della massa sospesa si presenta a frequenza molto bassa, dove esso può essere molto marginale come importanza, e inoltre vi s'introducono notevoli vantaggi legati al basso costo del sistema inerziale, evitando di avere un elemento compreso tra la massa sospesa e non sospesa.

6.2) MASS DAMPER SU MASSA SOSPESA

Il modello di riferimento è il seguente:



Appiccando il metodo delle energie per scrivere le equazioni che reggono il sistema e poi passando alla forma di stato, scegliendo come variabili velocità e posizione rispettivamente di Z_s , Z_n e Z_d , otteniamo le seguenti matrici:

$$\begin{bmatrix} -c/m_s & -k/m_s & c/m_s & k/m_s & c_d/m_s & k_d/m_s \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ c/m_n & k/m_n & -c/m_n & -k/m_n & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ c_d/m_d & k_d/m_d & 0 & 0 & -c_d/m_d & -k_d/m_d \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ P/m_n \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ -c/m_s & -k/m_s & c/m_s & k/m_s & c_d/m_s & k_d/m_s \\ c/m_n & k/m_n & -c/m_n & -k/m_n & 0 & 0 \\ c_d/m_d & k_d/m_d & 0 & 0 & -c_d/m_d & -k_d/m_d \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ P/m_n \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Di seguito si riporta la tabella riepilogativa dei dati di simulazione presentati nel prossimo paragrafo:

	Ms/Mus	Ms/Md	P/K	C(Ns/m)	$(K_D/M_D)^{0.5}$	Cd(Ns/m)
PASSIVO	10	-----	4	1732	-----	-----
INERZIALE Ms	10	20	4	1732	4.8	48
INERZIALE Mus	10	20	4	1732	4.8	48

6.3) DISPOSIZIONE DEL MASS DAMPER

Si è ritenuto utile indagare sulle variazioni che la locazione del mass damper, all'interno del modello quarter-car, potesse portare al sistema; in particolare si sono confrontati tre casi:

- 1) Quarter-car passivo con smorzamento ottimo.
- 2) Quarter-car con smorz. ottimo e mass damper su massa sospesa.
- 3) Quarter-car con smorz. ottimo e mass damper su massa non sospesa.

Si riportano di seguito i diagrammi delle risposte in frequenza delle classiche quattro variabili di stato osservate in questo lavoro di tesi per i tre sistemi sopra elencati:

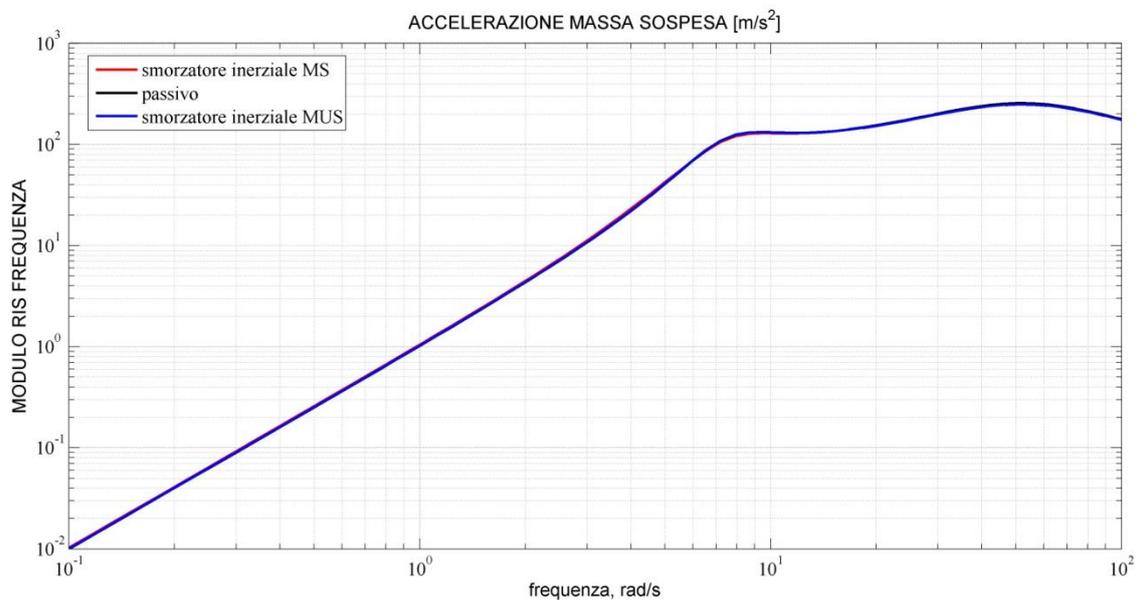


Figura 118: Accelerazione massa sospesa.

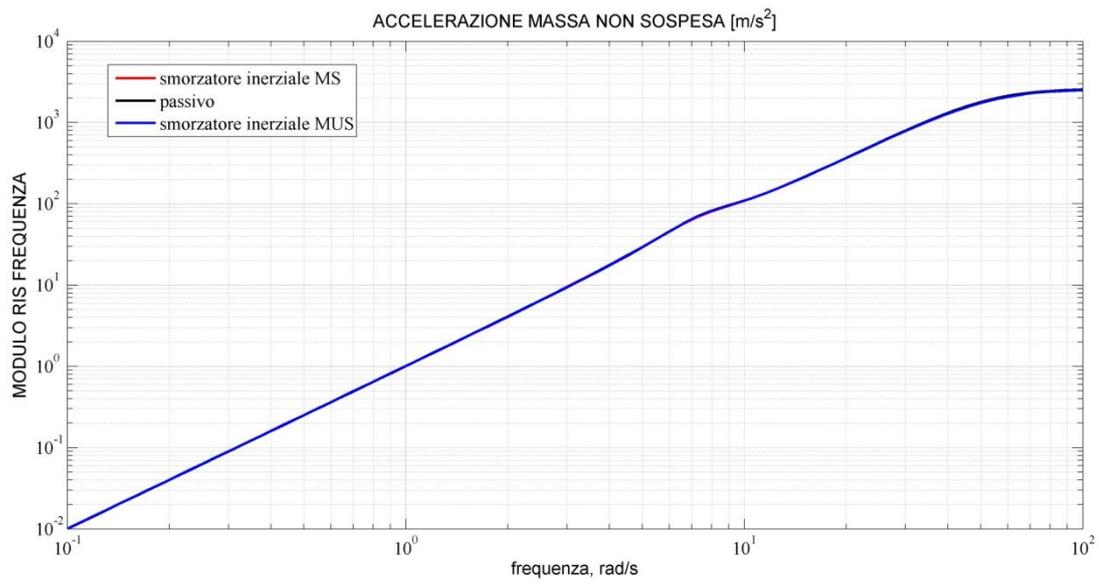


Figura 119: Accelerazione massa non sospesa.

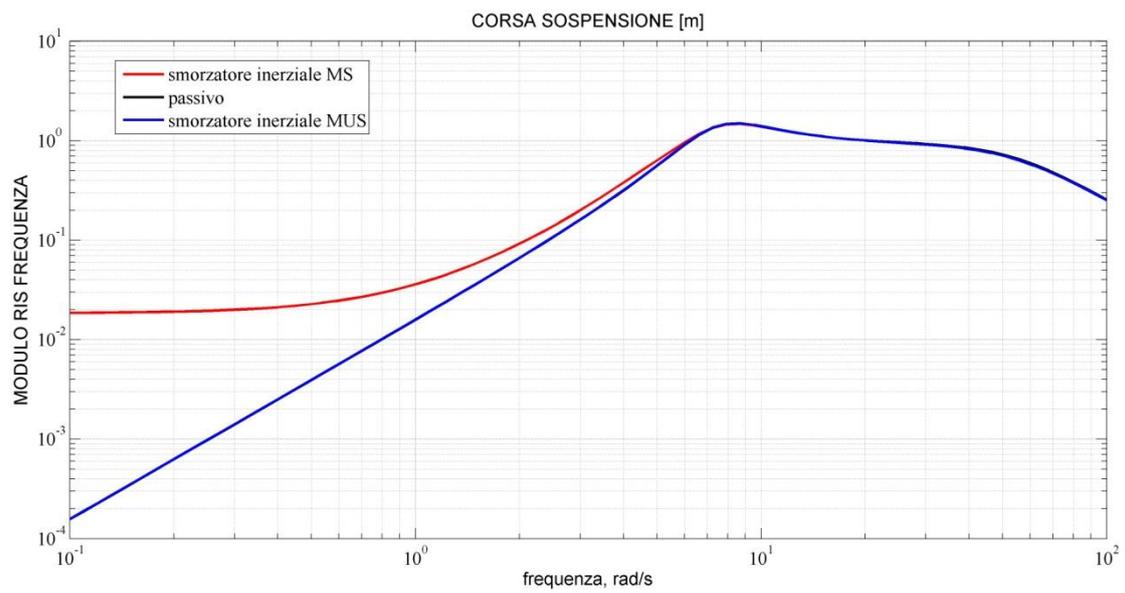


Figura 120: Corsa sospensione.

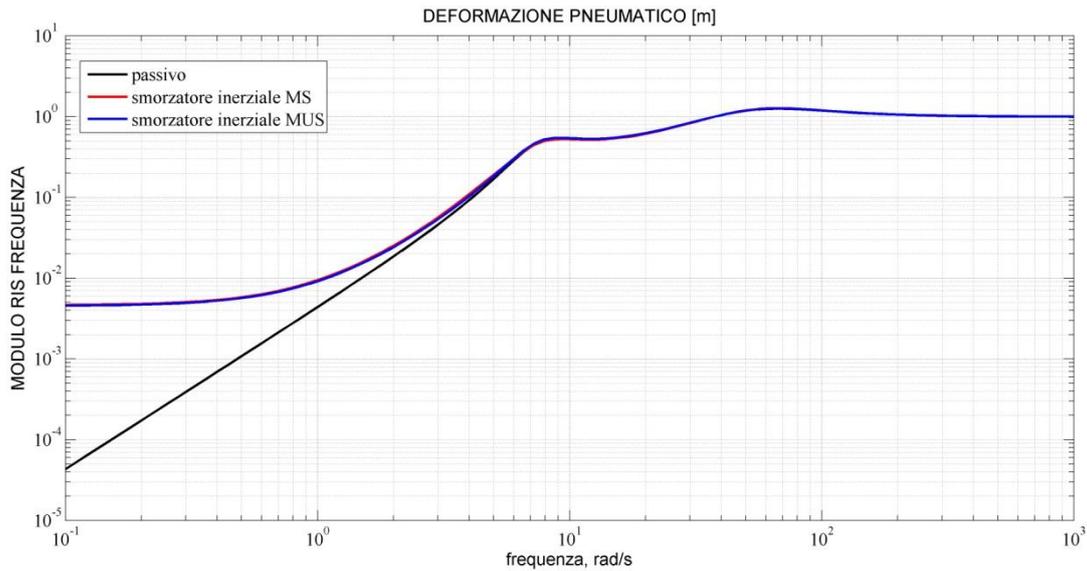


Figura 121: Deformazione pneumatico.

Si può notare che il sistema dotato del mass damper ovunque si collochi esso ha lo stesso comportamento, cioè sembra indifferente collocarlo sulla massa sospesa o su quella non sospesa; inoltre nel paragrafo 6.1 abbiamo scoperto che se si sostituisce lo smorzatore passivo con la tipologia mass damper si ottengono evidenti vantaggi per quanto riguarda il confort, se però questo sistema viene adottato in aggiunta ad uno smorzatore tradizionale tarato con smorzamento ottimo si verifica una condizione insolita, cioè il sistema passivo domina quello con lo smorzamento inerziale, in altre parole è come se quello inerziale non ci fosse.

Si è ritenuto utile indagare ulteriormente su questo comportamento d'interazione tra i due sistemi, quindi si sono effettuate delle simulazioni con vari valori di smorzamento dell'ammortizzatore passivo, $c=[100,1000,3000]$ e con uno smorzatore inerziale posto sulla massa sospesa, di seguito sono mostrati i diagrammi riepilogativi puntando l'attenzione solo sull'accelerazione della massa sospesa:

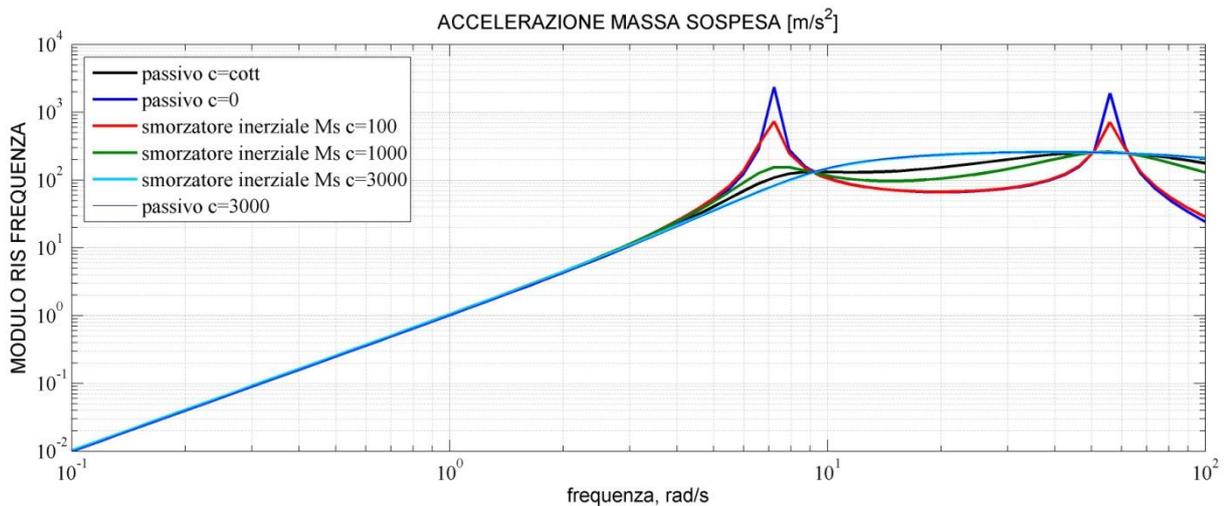


Figura 122: Confronto accelerazione massa sospesa.

Abbiamo sei curve in figura, che rappresentano il comportamento dell'accelerazione della massa sospesa per un sistema passivo con smorzamento ottimo (linea nera), un sistema passivo senza smorzamento (linea blu), le linee di colore rosso, verde, celeste rappresentano un sistema ibrido passivo-inerziale con valori dell'ammortizzatore passivo che vanno da 100 a 3000; si è notato un fatto particolare, vale a dire, ogni volta che lo smorzamento assume valori maggiori o uguali a quelli dello smorzamento ottimo passivo è indifferente applicare o no lo smorzatore inerziale, infatti le curve per i due sistemi ottenute con valore di $c=3000$ si sovrappongono, essendo lo smorzamento ottimo pari a 1732, quindi aumentando lo smorzamento passivo si abbassa il primo picco, ma si tende a peggiorare il comportamento per le frequenze comprese tra 10 e 50 Hz, ed inoltre si abbassa il secondo picco; in aggiunta confrontando la risposta in frequenza di un sistema passivo senza ammortizzatore e di uno con smorzatore inerziale senza ammortizzatore passivo otteniamo la seguente figura:

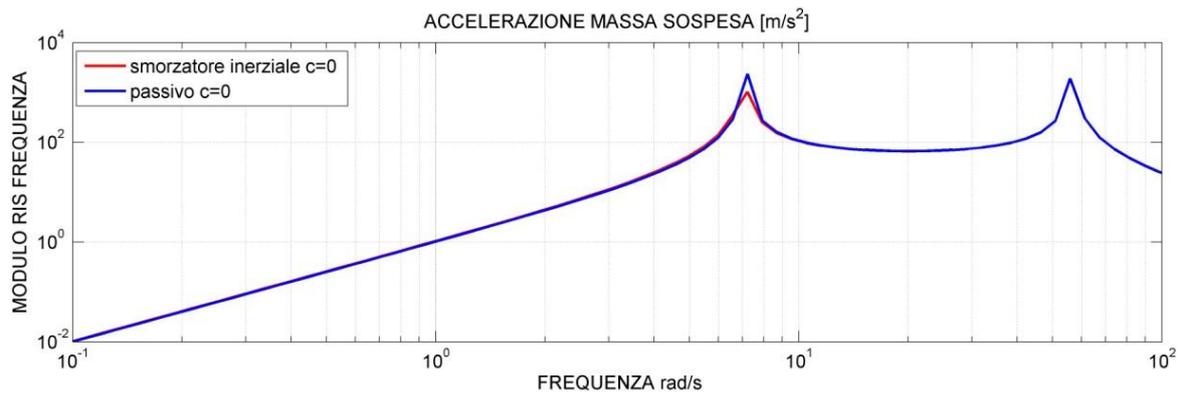


Figura 123: Accelerazione massa sospesa.

Si nota come la funzione dello smorzatore inerziale sulla massa sospesa sia quella di abbassare il primo picco rispetto ad un sistema passivo senza smorzamento, se invece adottassimo su una sospensione passiva uno smorzamento ottimo otterremmo un migliore comportamento a bassa frequenza ed un peggiore comportamento ad alta frequenza, come rilevato nel paragrafo 6.1, figura 110.

Non resta che da indagare sull'effettiva insensibilità della posizione del mass damper sulla vettura, abbiamo già visto (figure 114 a 117) che se adottiamo uno smorzamento pari a quello ottimo di una sospensione passiva, il sistema passivo domina la dinamica e annulla la presenza di quello inerziale, ovunque esso sia collocato, quindi si sono effettuate delle analisi in cui il valore di smorzamento passivo è stato posto a 100 e si sono confrontate le risposte in frequenza dei sistemi dotati di mass damper sulla massa sospesa e su quella non sospesa:

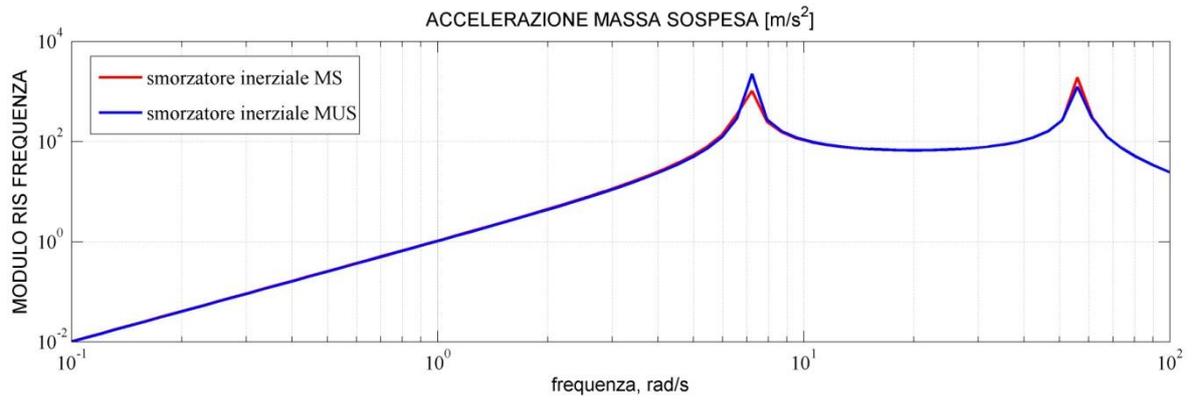


Figura 124: Accelerazione massa sospesa.

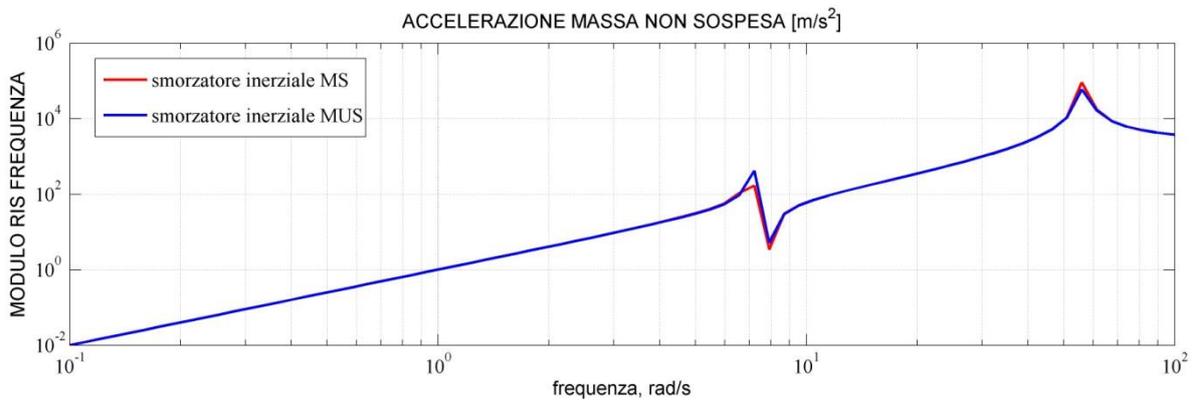


Figura 125: Accelerazione massa non sospesa.

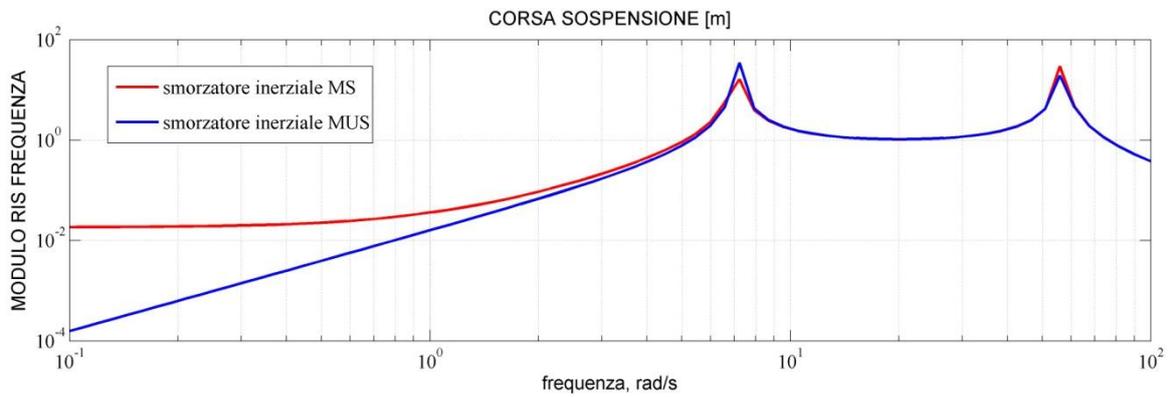


Figura 126: Corsa sospensione .

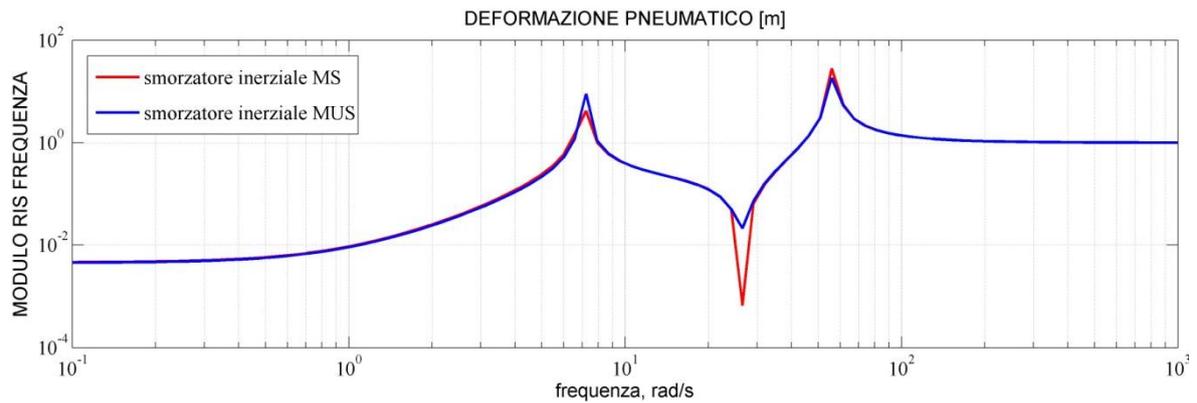


Figura 127: Deformazione pneumatico.

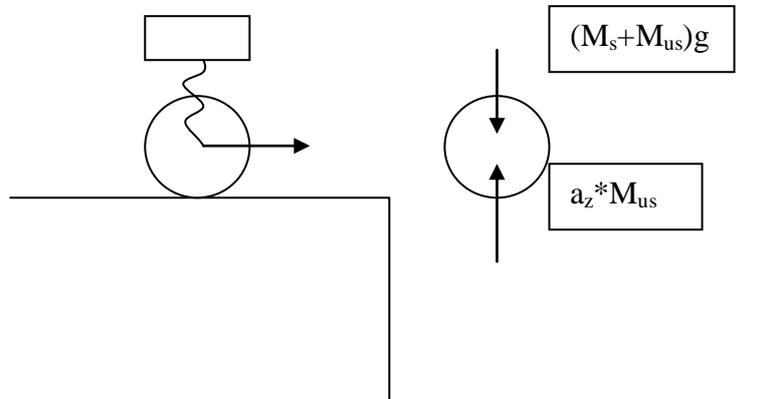
Si può notare come effettivamente la scelta della posizione del mass damper a livello di sollecitazioni sia poco influente, infatti le accelerazioni della massa sospesa e non sospesa sono piuttosto simili tra loro, l'unica variabile che subisce uno spostamento degno di nota è la deformazione del pneumatico con un evidente picco negativo; quindi appare chiaro che la scelta su dove collocare il mass damper deve essere fatta prendendo in considerazione un altro aspetto, di seguito sviluppato.

Un esempio concreto di applicazione di mass-damper lo si trova anche in F1, a bordo della Renault R26 del 2006, che ponendo uno smorzatore inerziale nel muso della vettura cerca di ridurre le oscillazioni di beccheggio della vettura durante i passaggi repentini da zone della pista veloci a zone lente, in questo modo si mantiene un bilanciamento ottimale per più tempo, oltre ad un miglior sfruttamento delle gomme, in figura seguente si riporta uno schema del dispositivo:



Figura 128: Sistema mass-damper sulla R26.

Come si può notare il dispositivo è stato inserito sulla massa sospesa, avendo rilevato prima l'insensibilità del dispositivo alla posizione d'installazione, viene da chiedersi come scegliere una o l'altra soluzione, per capire ciò possiamo fare questo ragionamento. Supponiamo di avere uno pneumatico con una massa pari a quella non sospesa, sul quale grava una massa sospesa, e che rotola senza strisciare su di una pista che presenta un gradino, come in figura seguente:



Se immaginiamo di fare l'equilibrio alla traslazione verticale della ruota non appena essa perde il contatto con il terreno, ruota che è soggetta al proprio peso e a quello della massa sospesa, e che vede un'inerzia diretta verso l'alto a causa della sua accelerazione verso il basso scopriamo che l'accelerazione verticale della ruota è data da:

$$a_z = \left(1 + \frac{M_s}{M_{us}}\right) * g$$

Scopriamo che se la massa non sospesa è grande (mass damper posto su di essa) l'accelerazione che ne risulta è più piccola, poiché noi vogliamo che per questioni di scarico di forze direzionali sul terreno il contatto ruota terreno debba essere il più fedele possibile, vorremmo nei nostri sistemi un'accelerazione più alta possibile della massa non sospesa, ovviamente compatibilmente con le sollecitazioni inerziali che agiscono sul mozzo e sui cuscinetti, quindi appare chiaro come si di interesse posizionare il mass damper sulla massa sospesa invece che su quella non sospesa, da qui si intuisce la scelta effettuata dagli ingegneri Benetton.

CAPITOLO 7

SVILUPPI FUTURI

7.1) MODELLO MULTIBODY DI UNA SOSPENSIONE A QUADRILATERO DEFORMABILE

Nel modello fino ad ora trattato, sia che si tratti del modello quarter, half o full car, non si è tenuto conto della reale geometria delle sospensioni, ovvero dei suoi reali punti di attacco alla cassa del veicolo, della disposizione del cinematismo che permette il grado di libertà di scuotimento verticale della ruota ed inoltre non si è tenuto conto che i vincoli sospensione cassa non sono infinitamente rigidi, ma hanno delle specifiche caratteristiche di rigidità che influenzano profondamente il confort e la guidabilità dell'auto, cedendo in maniera più o meno marcata quando su tali elementi si scarica una determinata forza; un esempio recente lo si può trovare nella Range Rover sport, in cui il consueto braccio triangolare inferiore del quadrilatero deformabile è stato sostituito da due bielle, una disposta longitudinalmente che lavora come “braccio tirato” ed è ancorata al telaio tramite un silentblock grande e morbido, che filtra e ritrae la ruota quando incontra ostacoli nella direzione del moto, la seconda biella è disposta trasversalmente alla prima e conta su attacchi al telaio estremamente rigidi per garantire la massima tenuta e precisione in appoggio. Queste caratteristiche consentono un elevato confort e una precisione di alto livello che si sommano alle ottime qualità in senso strutturale e di gestione dell'angolo di camber, anche in presenza di grossi ostacoli, che fanno del quadrilatero deformabile la sospensione tra le più utilizzate su veicoli di alta gamma, nella figura sottostante si vede la sospensione appena descritta con indicate le due bielle [3]:

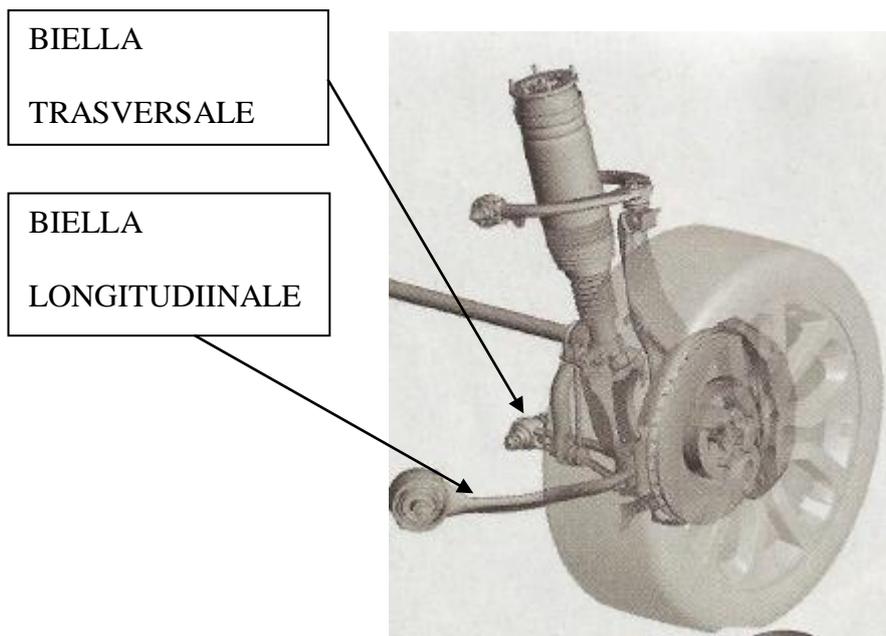


Figura 129: Sospensione anteriore Range Rover.

In sostanza, quindi, possiamo dire che fino ad ora ci siamo occupati del comportamento elastico-smorzante della sospensione, ipotizzando che il moto delle masse non sospese avvenisse in maniera perfettamente perpendicolare al suolo, come brevemente descritto in precedenza questo non è vero, una ruota che incontra un ostacolo oltre a spostarsi verticalmente vede variare i suoi angoli caratteristici e le sue grandezze geometriche caratteristiche in relazione alla vettura (semipasso, semicarreggiata), quindi se si deve progettare un sistema sospensivo adeguato non si può prescindere dall'analisi del comportamento elasto-cinematico della sospensione, tale comportamento governando gli angoli di lavoro della ruota nelle diverse condizioni di funzionamento, ha un ruolo rilevante nel determinare le caratteristiche di direzionalità del veicolo; normalmente per studiare il comportamento di una sospensione si diagrammano le variazioni di semipasso, semicarreggiata, campanatura in funzione dello scuotimento verticale, e proprio in questo ambito rivestono

particolare importanza i modelli di simulazione; in una prima approssimazione si possono schematizzare gli elementi della sospensione come aste collegate tra loro mediante coppie cinematiche (cerniere cilindriche, sferiche ecc.), un meccanismo così fatto è in grado di simulare il comportamento cinematico della sospensione durante gli scuotimenti e tiene esclusivamente conto degli organi elastici e smorzanti principali, molle ed ammortizzatori.

In un approccio di seconda approssimazione le coppie cinematiche sono sostituite da opportuni elementi elastici; e così è possibile analizzare le nuove deformazioni del sistema e quindi le variazioni rispetto allo scuotimento sopra citato, in questo modo si è introdotto il comportamento elasto-cinematico della sospensione [2].

È stato possibile grazie al software di simulazione multibody ADAMS disegnare una sospensione quadrilatero deformabile e ricavare alcuni grafici caratteristici considerando il comportamento elasto-cinematico con due valori di rigidità delle boccole che ancorano la sospensione al telaio, e confrontare i risultati per rendersi conto di come effettivamente le deformazioni di elementi critici come gli snodi siano cruciali per il comportamento della sospensione, di seguito si riporta lo schema del sistema disegnato in ADAMS [4]:

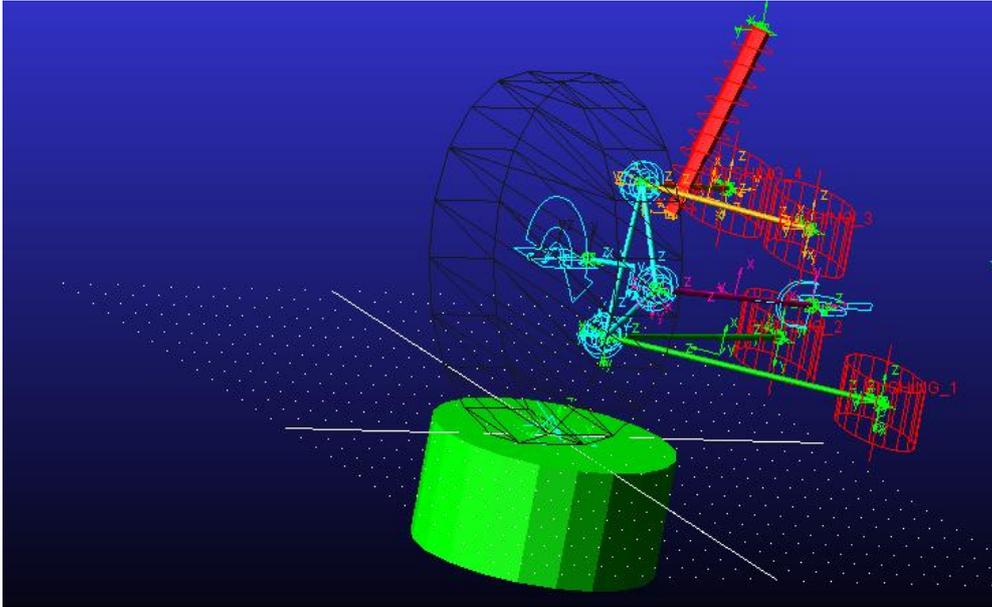


Figura 130: Schema sospensione quadrilatero deformabile.

In questa figura si ritrovano tutti gli elementi elencati in precedenza, aste rigide, giunti sferici tra montante, braccio inferiore e superiore, infinitamente rigidi e poi le boccole elastiche che ancorano il quadrilatero alla scocca, rappresentate da ellissoidi in rosso, l'elemento verde è un attuatore che simula il moto verticale o di scuotimento cui sottoporre la sospensione per poi ricavarne gli angoli caratteristici.

L'obiettivo di questo lavoro di tesi non era lo sviluppo reale di una sospensione attiva, ma con questo paragrafo si son volute mostrare le potenzialità d'analisi dei software multibody, in questo modo una volta implementato un sistema attivo su ADAMS si possono effettuare dei confronti con il sistema passivo come è stato fatto in simulink, ma tenendo conto di molti più fattori e ottenendo molte più uscite di quelle ricavabili in simulink, si è ritenuto istruttivo sviluppare una sospensione tipica senza particolari innovazioni e ottenere per ogni variabile due grafici, uno relativo alla presenza di giunti infinitamente rigidi, l'altro relativo alla presenza delle boccole deformabili e valutare i comportamenti differenti dei due sistemi:

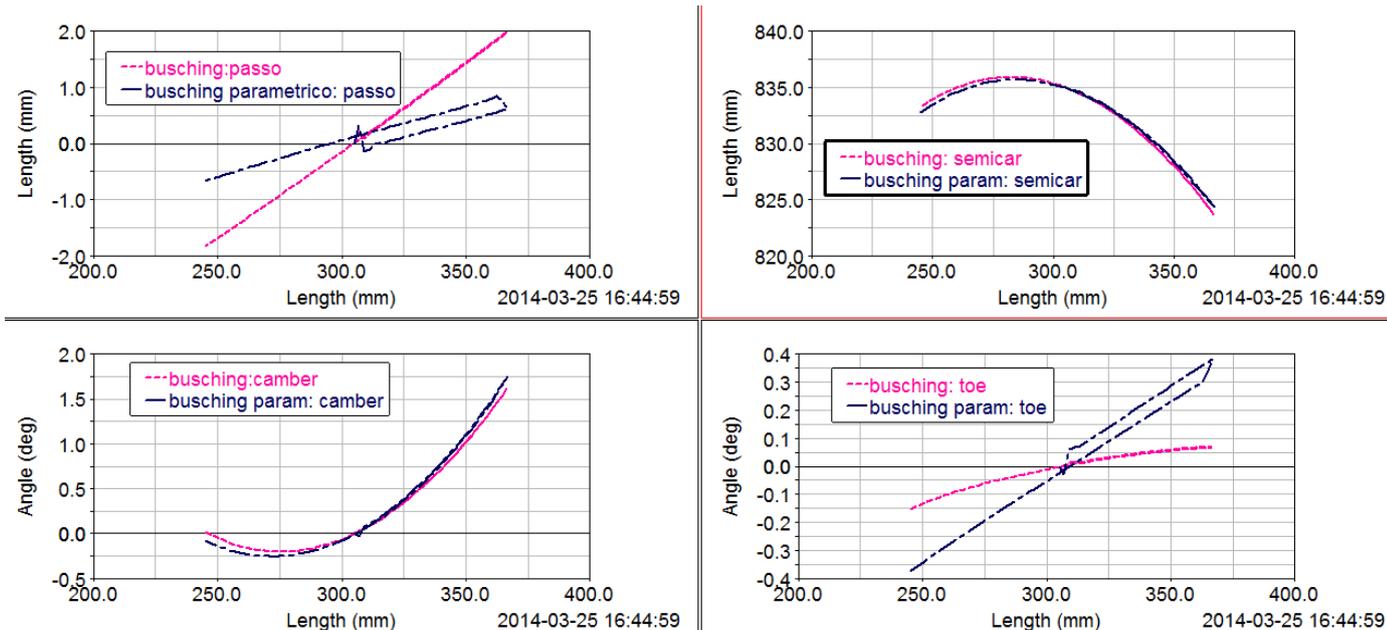


Figura 131: Grandezze caratteristiche della sospensione in funzione dello scuotimento.

Le curve in rosa fanno riferimento a dei bushing che hanno un'uguale rigidezza nelle tre direzioni x, y, z e pari a 10^7 N/m; le curve in blu invece fanno riferimento a dei bushing che hanno $7.5 \cdot 10^5$ N/m di rigidezza lungo l'asse x, $6 \cdot 10^5$ N/m lungo y e 10^7 N/m lungo z; si può notare come a causa dei differenti valori di rigidezza il passo e l'angolo di toe siano molto diversi tra le due simulazioni.

7.2) TELAIO DEFORMABILE

In questo lavoro di tesi si è ipotizzato che la scocca del veicolo fosse modellabile come una piastra infinitamente rigida ai cui estremi erano posti gli attacchi delle sospensioni; nella realtà la scocca del veicolo essendo un corpo reale è dotato di deformabilità strutturale che è fondamentale nel determinare il comportamento direzionale e vibratorio del veicolo; inoltre bisogna assicurarsi che le deformazioni subite dalla scocca non siano eccessive da impedire l'apertura o chiusura delle portiere o da modificare il comportamento cinematico delle sospensioni, infatti è ben nota la regola dei progettisti di vetture, specialmente sportive, di avere un telaio rigido come un ferro da stiro e di concentrare tutta la deformabilità nel sistema sospensivo, in questo modo mettendo a punto le sospensioni si impartisce al veicolo in modo univoco e determinato il suo comportamento [2].

Vi sono due tipi di rigidità che caratterizzano il funzionamento del veicolo, quella flessionale e quella torsionale; la prima è definita come rapporto tra carico utile applicato e la freccia causata dalla stesso in prossimità della mezzeria del veicolo, la seconda è il rapporto tra la coppia di rollio applicata ai mozzi dell'asse anteriore e la rotazione ottenuta, avendo bloccato i mozzi posteriori, in tutto questo la tiranteria delle sospensioni deve essere sostituita da elementi più rigidi possibili in modo da poter caratterizzare univocamente la scocca del veicolo; si può pensare di misurare la rigidità torsionale e flessionale della scocca nuda, poi quella che si ottiene aggiungendo i vetri e infine quella completa, riportiamo di seguito una tabella di valori tipici di rigidità torsionale e flessionale per una vettura [2]:

ANNO	$K_{T,N}$ (daNm/rad)	$K_{T,V}$ (daNm/rad)	$K_{T,C}$ (daNm/rad)	$K_{F,N}$ (daNm/mm)	$K_{F,V}$ (daNm/mm)	$K_{F,C}$ (daNm/m m)
2000	57.300	70.700	79.600	630	640	670

Le lettere n, v, c stanno per nuda, con vetri e completa.

Di seguito si riportano due immagini tratte da [2] di prove mediante le quali si caratterizzano la rigidità torsionale e quella flessionale:

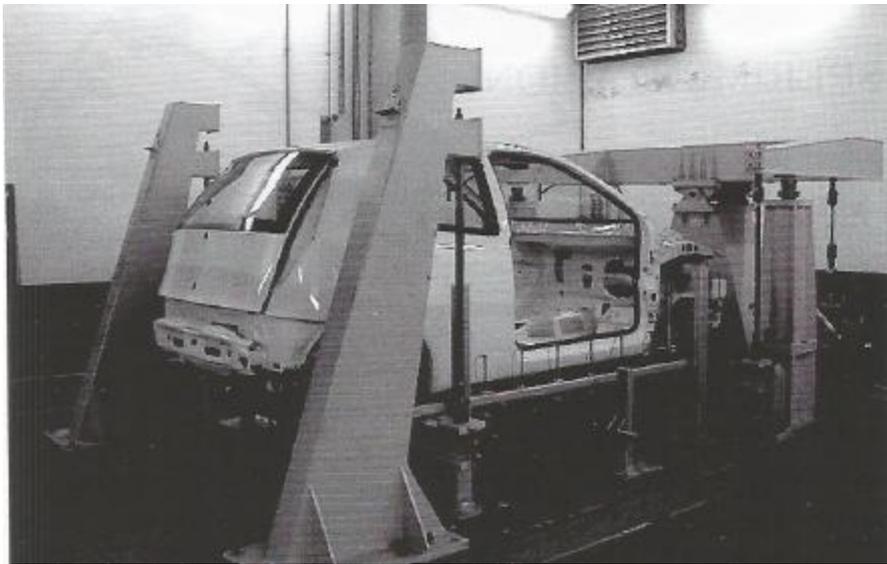


Figura 132: Banco prova per la rigidità torsionale.

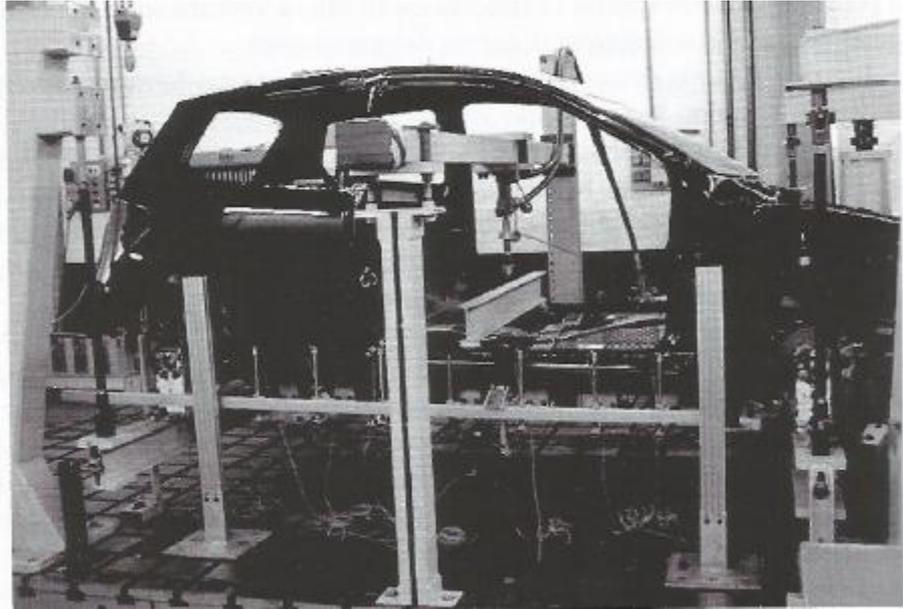
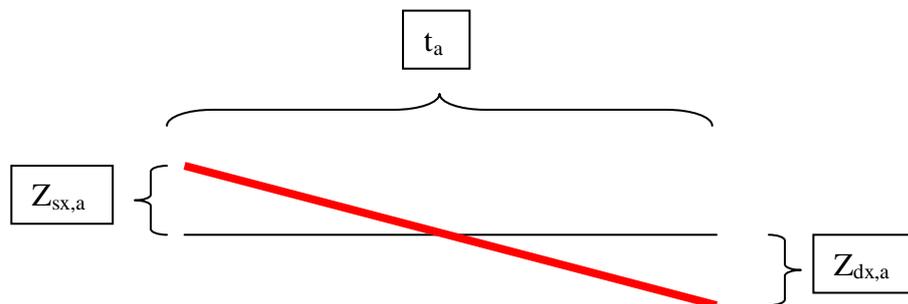


Figura 133: Banco prova per la rigidità flessionale.

Esiste una formula che permette il calcolo della rigidità torsionale che è la seguente:

$$K_T = \frac{M_X}{\tan^{-1} \frac{Z_{dx,a} + Z_{sx,a}}{t_a} + \tan^{-1} \frac{Z_{dx,p} + Z_{dx,a}}{t_p}}$$

Dove i termini in $Z_{ii,i}$ rappresentano le variazioni di quota dei trasduttori posti sui duomi anteriori indicati con il pedice a, mentre quelli indicati con p sono posti sui longheroni posteriori, si misura lo scostamento relativo tra anteriore e posteriore.



Per schematizzare il comportamento telaistico della vettura si può pensare di schematizzare la parte anteriore della scocca, quella che va dall'assale anteriore al baricentro, e quella posteriore, che va dal baricentro all'assale posteriore con due molle di torsione ed eventualmente due smorzatori che approssimano lo smorzamento interno dei materiali della scocca, in questo modo lo spostamento dei duomi non è più univocamente definito dall'angolo di rollio imposto alla cassa in corrispondenza del baricentro, ma l'assale anteriore avrà una sua rotazione diversa da quella della sezione baricentrica e diversa da quella posteriore, e quindi nel caso di struttura non molto rigida dovremmo osservare scostamenti rispetto al caso esaminato in questo lavoro di tesi, ovviamente il tutto andrà poi confrontato con dei risultati sperimentali per validare i modelli; si riporta in Figura seguente lo schema di riferimento per il modello descritto:

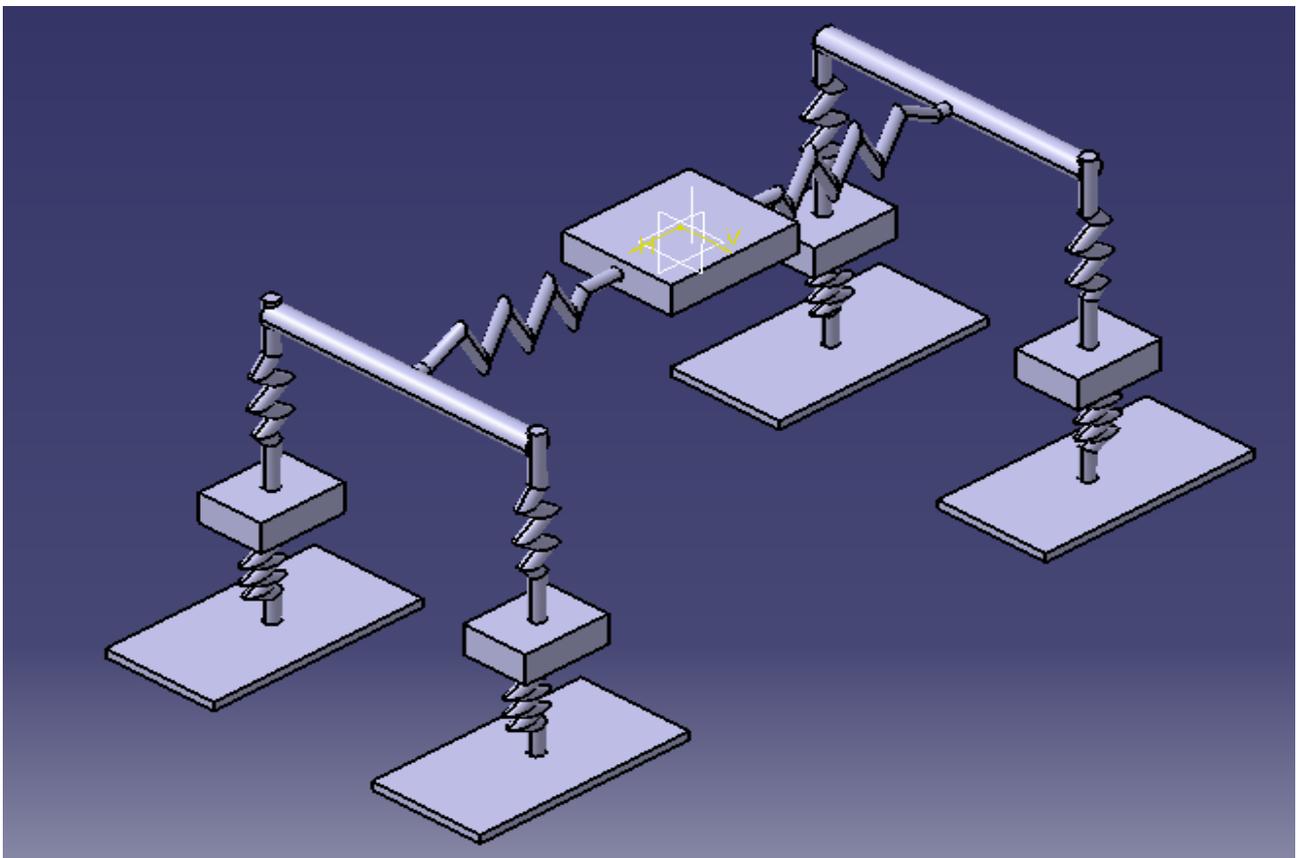


Figura 134: Modello con rigidità torsionale della scocca.

Per semplicità di rappresentazione non si sono rappresentati gli smorzatori delle sospensioni e quelli che schematizzano lo smorzamento dello pneumatico, sono visibili la massa sospesa, al centro, dotata delle caratteristiche inerziali di traslazione lungo l'asse verticale e di rotazione dovute a beccheggio e rollio; il sistema sospensivo, le quattro masse non sospese, il terreno in corrispondenza degli pneumatici e infine le molle di torsione tra parte anteriore, baricentro e posteriore della vettura.

Volendo anticipare alcune tendenze tipiche e volendo inquadrare il fenomeno nei suoi aspetti principali possiamo dire che a causa dei trasferimenti di carico da un lato all'altro della vettura, l'assale che assorbirà maggiore carico sarà quello più rigido e quindi sarà soggetto ad angoli di deriva maggiori, e quindi al comportamento sottosterzante o sovrasterzante della vettura stessa, si può dimostrare che il rapporto tra i trasferimenti di carico tra gli assali è:

$$R_t = \frac{\left(\frac{2}{k_{tc} + k_{tt}} + \frac{1}{k_{ta}}\right)}{\left(\frac{2}{k_{tc} + k_{tt}} + \frac{1}{k_{tp}}\right)}$$

Possiamo renderci conto come questo rapporto sia dominato dalle sospensioni e dalle barre antirollio se la rigidità del telaio e della scocca sono molto alte, se la struttura del veicolo non è sufficientemente rigida, sarà quest'ultima a dominare il comportamento della vettura, si badi bene che avere un elemento rigido come si è visto comporta che la maggior parte del carico passi proprio per quel corpo, quindi se si è riusciti ad imprimere a telaio e scocca delle rigidità elevate, bisogna assicurarsi che anche le resistenze di tali elementi siano aumentate di pari passo, infatti si possono notare delle rotture del tetto per fatica in una scocca portante quando essa è accoppiata con un pavimento molto flessibile.

CONCLUSIONI

Dall'analisi svolta possiamo dedurre che effettivamente per le normali autovetture i moti di rollio e beccheggio non influenzano significativamente i moti di scuotimento verticale, tanto è vero che nel Capitolo 3 abbiamo riscontrato un buon grado di approssimazione tra il modello semplificato ad un quarto di veicolo e quelli più complessi a metà veicolo e a veicolo completo, questo confronto ci ha fornito comunque una solida base per validare i tre modelli che come mostrato hanno dato risultati concordanti tra loro.

Nel Capitolo 4 ci si è occupati della validazione dei vari modelli, in particolare si sono confrontate due forme del modello quarter car per assicurarsi che tale modello fosse corretto e fosse disponibile come riferimento per gli altri di grado più complesso, almeno per quanto riguarda il moto a regime; questo primo confronto ha fornito risultati molto buoni poiché le due versioni del sistema a un quarto fornivano risposte perfettamente sovrapposte, e questo ci permette di concludere che i due sistemi sono perfettamente equivalenti.

Un secondo step di confronti è stato quello che ha visto in campo i modelli half e full car confrontati con il modello quarter e tra loro; la prima parte ha visto fornire ai sistemi un ingresso sinusoidale di 1 Hz con ampiezza 0.1m, nel paragrafo 3.3 si è confrontato il modello quarter car con il modello half car e si è visto come le differenze tra i due modelli siano di lieve entità e a regime vi sia per alcune variabili (es. spostamento baricentro massa sospesa) solo un ritardo temporale dovuto alle dimensioni del sistema half car, quindi si può concludere che il modello quarter approssima bene rispetto all'half car ingressi a bassa frequenza. Nel paragrafo 3.4 si è confrontato il modello quarter car con il modello full car sottoposto a quattro ingressi

non sfalsati tra lato dx e sx, in questo modo non si eccitavano in maniera significativa i moti di rollio, dai grafici si vede come anche in questo caso la dinamica del sistema sia ben approssimata dal modello un quarto. Infatti il movimento del baricentro del corpo vettura risente di un piccolo sfasamento tra i due sistemi, ma non presenta significative variazioni di ampiezza. Alcune lievi differenze in termini per lo più di ritardi si notano nella corsa della sospensione e nella deformazione dello pneumatico, il comportamento della massa non sospesa è praticamente identica tra i due sistemi; anche in questo caso ad ostacoli non sfalsati il modello ad un quarto risulta essere soddisfacente come prima approssimazione di studio per i moti verticali.

Nel paragrafo 3.5, per completezza si sono confrontati modelli half e full car, si è deciso di riportare i grafici relativi alle differenze tra i due sistemi poiché gli scostamenti erano davvero minimi, infatti l'ordine di grandezza è di circa 10^{-4} m; quindi possiamo concludere che utilizzare un modello half in luogo di un modello full è una opzione praticabile con risultati molto fedeli al sistema più complesso.

A questo punto si è deciso di indagare gli eventuali limiti del modello ad un quarto prima sottoponendo i due sistemi ad un ingresso a gradino e poi aumentando la sollecitazione in due maniere, portando la frequenza a 10 Hz e sfalsando gli ostacoli di 0.5 m tra lato dx e sx sia per l'ingresso a gradino che per la sinusoide; si è in seguito provveduto a confrontare due tipi di variabili, quelle complessive che riguardano la massa sospesa in termini di accelerazioni e spostamenti, quelle relative alla prima ruota che incontra l'ostacolo (ant sx) e quelle relative all'ultima ruota che incontra l'ostacolo (post dx); in questo modo si sono cercati eventuali influenze del moto di cassa e delle 4 masse non sospese sulla singolo quarto di veicolo; le differenze maggiori le incontriamo nel confronto con la ruota posteriore dx poiché essa risente nel transitorio iniziale degli ostacoli incontrati dalle altre ruote, che non è

possibile modellare con il quarto di veicolo; possiamo quindi concludere che il modello un quarto anche in questo caso per così dire asimmetrico è una buona approssimazione dei moti della massa sospesa, per quella non sospesa bisogna essere cauti, poiché è possibile ottenere dei buoni risultati considerando il moto a regime, come detto prima per il transitorio bisogna stare attenti a quale ruota si considera per l'analisi, possiamo ritenere quindi soddisfacente l'implementazione del modello ad un quarto per analizzare la dinamica verticale della sospensione.

L'utilizzo della strategia di controllo attivo skyhook e groundhook hanno evidenziato che con un approccio attivo possiamo aumentare di molto il confort dei passeggeri e che può migliorare anche la forza trasmessa a terra verticalmente, in questo modo otteniamo minore variabilità delle forze longitudinali che il veicolo può scaricare a terra, in particolare si può adottare una strategia per così dire "ibrida" tra il sistema skyhook e groundhook, volta a coprire le inefficienze di una o dell'altra strategia prese singolarmente; i risultati positivi per la strategia skyhook sono stati confermati anche dai modelli completo e half-car, specie nel controllo del rollio e del beccheggio.

Si è poi deciso di implementare un sistema più semplice a livello pratico da realizzare, lo smorzatore inerziale, per verificare se entro un range di frequenze soddisfacente potesse portare dei vantaggi confrontabili con quelli ricavati dal sistema attivo, si è quindi visto che "sintonizzando" lo smorzatore su una frequenza intermedia tra quella della massa sospesa e non sospesa la sua accelerazione è stata ridotta ma essendo il sistema ora a tre gradi di libertà è stata introdotta una nuova frequenza propria, tuttavia questo tipo di ammortizzatore se opportunamente tarato su di una sospensione molto morbida può essere una valida alternativa agli ammortizzatori convenzionali dato il suo basso costo e semplicità del sistema. In definitiva si è potuto apprezzare come il controllo attivo delle sospensioni sia una via apprezzabile per migliorare il

confort e la guidabilità di una vettura, a patto di scegliere opportunamente i coefficienti di smorzamento e la legge di controllo del sistema.

APPENDICE

Script in Matlab del modello ad ¼ in forma di stato:

```
%PROGRAMMA PRINCIPALE DA LANCIARE PER IL CALCOLO DELLE INCOGNITE
%CINEMATICHE DI UN MODELLO DI VETTURA AD 1/4 in forma di stato

clc
clear all
ingresso=input('scegliere il tipo di ingresso: 1) seno 1Hz 2) random 3) seno
10Hz');
%DEFINIZIONE PARAMETRI

% CONDIZIONI INIZIALI SPOSTAMENTO VELOCITÀ in coordinate vere
cin_x=[0;0];%condizioni iniziali nel modello reale per lo spostamento
cin_xpunto=[0;0];%condizioni iniziali nel modello reale per la velocità

%rigidezze molle massa sospesa
k=16000;
%rigidezza molle massa non sospesa
kus=64000;

%costanti di smorzamento massa sospesa
c=000;
%costante smorzamento massa non sospesa
cus=00;
%costanti smorzamento SKYHOOK E GROUNDHOOK
cs=000;
cg=00;
%grandezze inerziali
Ms=250;
Mus=25;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%MATRICE DELLE MASSE
M=[Ms 0;0 Mus];
%MATRICE DELLE RIGIDEZZE
%prima riga
EL11=k;
EL12=-k;
%seconda riga
EL22=k+kus;
K=[EL11 EL12;EL12 EL22];
%MATRICE DI SMORZAMENTO
%prima riga
EL11=cs+c;
EL12=-cg-c;
%seconda riga
EL21=-cs-c;
EL22=(cg+cus+c);
C=[EL11 EL12;EL21 EL22];
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCOLO DETERMINANTI MATRICE MASSE,RIGIDEZZE E SMORZAMENTO
determinante_K=det(K);
determinante_M=det(M);
determinante_C=det(C);
```

```

%termine noto
H2=[0;cus];
H1=[0;kus];
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCOLO FREQUENZE PROPRIE E AUTOVETTORI DEL SISTEMA A 1 GDL
%D=autovalori V= autovettori
[V,D] = eig(K,M,'chol'); %risolve il problema generalizzato agli autovalori con
fattorizzazione di cholesky
D_Hz=1/(2*pi)*D^0.5;%FREQUENZE NATURALI IN HERTZ
%MATRICE DELLA DINAMICA

A=[0 1 0 0;-k/Ms -(cs+c)/Ms k/Ms (cg+c)/Ms;0 0 0 1;k/Mus (cs+c)/Mus -(k+kus)/Mus
-(cg+cus+c)/Mus];

B=[0;0;0;kus/Mus];

%MATRICI DELLE USCITE
C1=[0 0 1 0];%variabile di stato deformazione pneumatico
D1=[-1];

C2=[1 0 -1 0];%variabile di stato corsa sospensione
D2=[0];

C3=[-k/Ms -(cs+c)/Ms k/Ms (cg+c)/Ms];%variabile di stato accelerazione massa
sospesa
D3=[0];

C4=[k/Mus (cs+c)/Mus -(k+kus)/Mus -(cg+cus+c)/Mus];%variabile di stato
accelerazione massa non sospesa
D4=[kus/Mus];

%CALCOLO USCITE:num e den delle rispettive funzioni di trasferimento

[n1a,d1a]=ss2tf(A,B,C1,D1,1);
[n2a,d2a]=ss2tf(A,B,C2,D2,1);
[n3a,d3a]=ss2tf(A,B,C3,D3,1);
[n4a,d4a]=ss2tf(A,B,C4,D4,1);

%SEGNALE DI INGRESSO
if ingresso==1
    ta=[0:0.001:20];
    Amp=0.1;
    wa=Amp*sin(6.28*ta);
elseif ingresso==2%SEGNALE DI INGRESSO RANDOM
    ta=[0:0.001:1];
    Amp=4.8E-6;% metri
    vel=24.4;%m/s
    sigma=sqrt(2.*pi*Amp*vel);
    rand('seed',5);
    wa=sigma*randn(size(ta));
elseif ingresso==3
    ta=[0:0.001:2];
    Amp=0.1;
    wa=Amp*sin(2*62.8*ta);
elseif ingresso==4
    [w,ta] = gensig('pulse',100,10,0.001);
    wa=w*0.1;

```

```

end
%simulazione della risposta di interesse nel dominio del tempo

y1_pass=lsim(n1a,d1a,wa,ta);%deformazione pneumatico
y2_pass=lsim(n2a,d2a,wa,ta);%corsa sospensione
y3_pass=lsim(n3a,d3a,wa,ta);%accelerazione massa sospesa
y4_pass=lsim(n4a,d4a,wa,ta);%accelerazione massa non sospesa

%GRAFICI RISPOSTA NEL DOMINIO DEL TEMPO
figure(1)
subplot(321),plot(ta,y1_pass,'b'),grid on
title('DEFORMAZIONE PNEUMATICO [m]');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m]');
subplot(322),plot(ta,y2_pass,'b'),grid on
title('CORSA SOSPENSIONE [m]');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m]');
subplot(323),plot(ta,y3_pass,'r'),grid on
title('ACCELERAZIONE BARICENTRO MASSA SOSPEA [m/s^2]');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m/s^2]');
subplot(324),plot(ta,y4_pass,'r'),grid on
title('ACCELERAZIONE BARICENTRO MASSA NON SOSPEA [m/s^2]');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m/s^2]');
%
%
%
%GRAFICI RISPOSTA IN FREQUENZA
figure(2),
freq=logspace(-1,3,100);
[mag1,phase1]=bode(n1a,d1a,freq);
subplot(321),
loglog(freq,mag1,'b');grid on %variabile di stato deformazione pneumatico
title('DEFORMAZIONE PNEUMATICO [m]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

[mag2,phase2]=bode(n2a,d2a,freq);
subplot(322),loglog(freq,mag2,'b');grid on %variabile di stato corsa sospensione
title('CORSA SOSPENSIONE [m]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

[mag3,phase3]=bode(n3a,d3a,freq);
subplot(323),loglog(freq,mag3,'r');grid on %variabile di stato accelerazione
massa sospesa
title('ACC MASSA SOSPEA[m/s^2]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

[mag4,phase4]=bode(n4a,d4a,freq);
subplot(324),loglog(freq,mag4,'r');grid on %variabile di stato accelerazione
massa non sospesa
title('ACC MASSA NON SOSPEA[m/s^2]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

if ingresso==1
    if (cs|cg)>0 && (cg>cs)
        save('risultati_quarter_car_attivo_groundhook_seno_FS_1Hz');
    elseif (cs|cg)>0 && (cg<cs)
        save('risultati_quarter_car_attivo_skyhook_seno_FS_1Hz');
    else
        save('risultati_quarter_car_passivo_seno_FS_1Hz_');
    end
elseif ingresso==2

```

```

    if (cs|cg)>0 && (cg>cs)
        save('risultati_quarter_car_attivo_groundhook_random_FS');
    elseif (cs|cg)>0 && (cg<cs)
        save('risultati_quarter_car_attivo_skyhook_random_FS');
    else
        save('risultati_quarter_car_passivo_random_FS');
    end
elseif ingresso==3

    if (cs|cg)>0 && (cg>cs)
        save('risultati_quarter_car_attivo_groundhook_seno_FS_20Hz');
    elseif (cs|cg)>0 && (cg<cs)
        save('risultati_quarter_car_attivo_skyhook_seno_FS_20Hz');
    else
        save('risultati_quarter_car_passivo_seno_FS_20Hz');
    end
elseif ingresso==4

    if (cs|cg)>0 && (cg>cs)
        save('risultati_quarter_car_attivo_groundhook_FS_bump');
    elseif (cs|cg)>0 && (cg<cs)
        save('risultati_quarter_car_attivo_skyhook_FS_bump');
    else
        save('risultati_quarter_car_passivo_FS_bump');
    end
end
end

```

Script in Matlab del modello ad $\frac{1}{4}$ con mass-damper su massa non sospesa:

```

%%MODELLO IN FORMA DI STATO MASS-DAMPER SU MASSA NON SOSPESA
clc
clear all
ingresso=input('digitare nome segnale in ingresso');
%DEFINIZIONE PARAMETRI

% CONDIZIONI INIZIALI SPOSTAMENTO VELOCITÀ in coordinate vere
cin_x=[0;0];%condizioni iniziali nel modello reale per lo spostamento
cin_xpunto=[0;0];%condizioni iniziali nel modello reale per la velocità

% VELOCITÀ DI PERCORRENZA
vel=30; %m/s
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%rigidezze molle massa sospesa
k=16000;
%rigidezza massa non sospesa
kp=64000;
%costanti di smorzamento massa sospesa
c=00;
%costante somrzamento massa non sospesa
cp=00;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%rigidezza massa inerziale non sospesa
kd=288;

%smorzamento massa inerziale non sospesa
cd=48;

```

```
%%%%%%%%%grandezze inerziali
```

```
ms=250;  
mus=25;  
md=12.5;
```

```
%MATRICE DELLE MASSE
```

```
M=[ms 0 0 ;0 md 0;0 0 mus];
```

```
%MATRICE DELLE RIGIDEZZE
```

```
%prima riga
```

```
EL11=k;  
EL12=0;  
EL13=-k;
```

```
%seconda riga
```

```
EL22=kd;  
EL23=-kd;
```

```
%terza riga
```

```
EL33=kd+k+kp;
```

```
%MATRICE RIGIDEZZE
```

```
K=[EL11 EL12 EL13;EL12 EL22 EL23;EL13 EL23 EL33];  
determinante_K=det(K);  
determinante_M=det(M);
```

```
%MATRICE DI SMORZAMENTO
```

```
%prima riga
```

```
EL11=c;  
EL12=0;  
EL13=-c;
```

```
%seconda riga
```

```
EL22=cd;  
EL23=-cd;
```

```
%terza riga
```

```
EL33=cd+c+cp;
```

```
%MATRICE DI SMORZAMENTO
```

```
C=[EL11 EL12 EL13;EL12 EL22 EL23;EL13 EL23 EL33];  
determinante_C=det(C);
```

```
%CALCOLO FREQUENZE PROPRIE E AUTOVETTORI DEL SISTEMA A 7 GDL
```

```
%D=autovalori V= autovettori
```

```
[V,L] = eig(K,M,'chol'); %risolve il problema generalizzato agli autovalori con  
fattorizzazione di cholesky
```

```
D_Hz=1/(2*pi)*L^0.5;%FREQUAENZE NATURALI IN HERTZ
```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
MATRICI IN FORMA DI STATO%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
MATRICE DELLA DINAMICA

A=[-c/ms -k/ms 0 0 c/ms k/ms
    1 0 0 0 0 0
    0 0 -cd/md -kd/md cd/md kd/md
    0 0 1 0 0 0
    c/mus k/mus cd/mus kd/mus -(c+cd)/mus -(k+kp)/mus
    0 0 0 0 1 0];
B=[0;0;0;0;kp/mus;0];

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
MATRICI DELLE USCITE%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
C1=[0 0 0 0 0 1];%variabile di stato deformazione pneumatico
D1=[-1];

C2=[0 1 0 0 0 -1];%variabile di stato corsa sospensione
D2=[0];

C3=[A(1,:)];%variabile di stato accelerazione massa sospesa
D3=[0];

C4=[A(5,:)];%variabile di stato accelerazione massa non sospesa
D4=[kp/mus];

C5=[A(3,:)];%variabile di stato accelerazione massa INERZIALE non sospesa
D5=[0];

%CALCOLO USCITE:num e den delle rispettive funzioni di trasferimento

[n1a,d1a]=ss2tf(A,B,C1,D1,1);
[n2a,d2a]=ss2tf(A,B,C2,D2,1);
[n3a,d3a]=ss2tf(A,B,C3,D3,1);
[n4a,d4a]=ss2tf(A,B,C4,D4,1);
[n5a,d5a]=ss2tf(A,B,C5,D5,1);

%SEGNALE DI INGRESSO
if ingresso==1
    ta=[0:0.001:20];
    Amp=0.1;
    wa=Amp*sin(6.28*ta);
elseif ingresso==2%SEGNALE DI INGRESSO RANDOM
    ta=[0:0.001:1];
    Amp=4.8E-6;% metri
    vel=24.4;%m/s
    sigma=sqrt(2.*pi*Amp*vel);
    rand('seed',5);
    wa=sigma*randn(size(ta));
elseif ingresso==3
    ta=[0:0.001:2];
    Amp=0.1;
    wa=Amp*sin(2*62.8*ta);
elseif ingresso==4
    [w,ta] = gensig('pulse',100,10,0.001);
    wa=w*0.1;
end

```

```

%simulazione della risposta di interesse nel dominio del tempo

y1=lsim(n1a,d1a,wa,ta);%deformazione pneumatico
y2=lsim(n2a,d2a,wa,ta);%corsa sospensione
y3=lsim(n3a,d3a,wa,ta);%accelerazione massa sospesa
y4=lsim(n4a,d4a,wa,ta);%accelerazione massa non sospesa
y5=lsim(n5a,d5a,wa,ta);%accelerazione massa INERZIALE non sospesa

%GRAFICI RISPOSTA NEL DOMINIO DEL TEMPO
figure(1)
subplot(321),plot(ta,y1,'b'),grid on
title('DEFORMAZIONE PNEUMATICO [m]');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m]');
subplot(322),plot(ta,y2,'b'),grid on
title('CORSA SOSPENSIONE [m]');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m]');
subplot(323),plot(ta,y3,'r'),grid on
title('ACCELERAZIONE BARICENTRO MASSA SOSPEA');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m/s^2]');
subplot(324),plot(ta,y4,'r'),grid on
title('ACCELERAZIONE BARICENTRO MASSA NON SOSPEA');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m/s^2]');

figure(2)
subplot(321),plot(ta,y5,'r'),grid on
title('ACCELERAZIONE BARICENTRO MASSA INERZIALE');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m/s^2]');

%
%
%
%GRAFICI RISPOSTA IN FREQUENZA
figure(3),
freq=logspace(-1,3,100);
[mag1,phase1]=bode(n1a,d1a,freq);
subplot(321),
loglog(freq,mag1,'b');grid on %variabile di stato deformazione pneumatico
title('DEFORMAZIONE PNEUMATICO [m]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

[mag2,phase2]=bode(n2a,d2a,freq);
subplot(322),loglog(freq,mag2,'b');grid on %variabile di stato corsa sospensione
title('CORSA SOSPENSIONE [m]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

[mag3,phase3]=bode(n3a,d3a,freq);
subplot(323),loglog(freq,mag3,'r');grid on %variabile di stato accelerazione
massa sospesa
title('ACC MASSA SOSPEA[m/s^2]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

[mag4,phase4]=bode(n4a,d4a,freq);
subplot(324),loglog(freq,mag4,'r');grid on %variabile di stato accelerazione
massa non sospesa
title('ACC MASSA NON SOSPEA[m/s^2]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

figure(4)
[mag5,phase5]=bode(n5a,d5a,freq);

```

```

subplot(321),loglog(freq,mag5,'r');grid on %variabile di stato accelerazione
massa inerziale non sospesa
title('ACC MASSA INERZIALE [m/s^2]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

if ingresso==1

    save('risultati_quarter_car_passivo_seno_FS_1Hz_INERZIALI_cott');

elseif ingresso==2

    save('risultati_quarter_car_passivo_random_FS_INERZIALI_cott');

elseif ingresso==3

    save('risultati_quarter_car_passivo_seno_FS_20Hz_INERZIALI_cott');
elseif ingresso==4

    save('risultati_quarter_car_passivo_gradino_INERZIALI_cott');

end

```

Script in Matlab del modello ad $\frac{1}{4}$ con mass-damper su massa sospesa:

```

%% MASS DAMPER SU MASSA SOSPESA
clc
clear all
ingresso=input('digitare nome segnale in ingresso');
%DEFINIZIONE PARAMETRI

% CONDIZIONI INIZIALI SPOSTAMENTO VELOCITÀ in coordinate vere
cin_x=[0;0];%condizioni iniziali nel modello reale per lo spostamento
cin_xpunto=[0;0];%condizioni iniziali nel modello reale per la velocità

% VELOCITÀ DI PERCORRENZA
vel=30; %m/s
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%PARAMETRI MASSA SOSPESA E NON SOSPESA%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%rigidezze molle massa sospesa
k=16000;
%rigidezza massa non sospesa
kp=64000;
%costanti di smorzamento massa sospesa
c=0;
%costante smorzamento massa non sospesa
cp=00;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%PARAMETRI MASSE INERZIALI SOSPESA E NON SOSPESA%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

%rigidezza massa inerziale non sospesa
kd=288;

%smorzamento massa inerziale non sospesa
cd=48;

%%%%%%%%%grandezze inerziali

ms=250;
mus=25;
md=12.5;

%MATRICE DELLE MASSE

M=[ms 0 0 ;0 mus 0;0 0 md];

%MATRICE DELLE RIGIDEZZE
%prima riga
EL11=k+kd;
EL12=-k;
EL13=-kd;

%seconda riga
EL22=k+kp;
EL23=0;

%terza riga
EL33=kd;

%MATRICE RIGIDEZZE
K=[EL11 EL12 EL13;EL12 EL22 EL23;EL13 EL23 EL33];
determinante_K=det(K);
determinante_M=det(M);

%MATRICE DI SMORZAMENTO

%prima riga
EL11=c+cd;
EL12=-c;
EL13=-cd;

%seconda riga
EL22=c;
EL23=0;

%terza riga
EL33=cd;
%MATRICE DI SMORZAMENTO
C=[EL11 EL12 EL13;EL12 EL22 EL23;EL13 EL23 EL33];
determinante_C=det(C);

```

```

%CALCOLO FREQUENZE PROPRIE E AUTOVETTORI DEL SISTEMA A 7 GDL
%D=autovalori V= autovettori
[V,L] = eig(K,M,'chol'); %risolve il problema generalizzato agli autovalori con
fattorizzazione di cholesky
D_Hz=1/(2*pi)*L^0.5;%FREQUAENZE NATURALI IN HERTZ

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%MATRICE DELLA DINAMICA

A=[-c/ms -k/ms c/ms k/ms cd/ms kd/ms
    1 0 0 0 0 0
    c/mus k/mus -c/mus (-k-kp)/mus 0 0
    0 0 1 0 0 0
    cd/md kd/md 0 0 -cd/md -kd/md
    0 0 0 0 1 0];
B=[0;0;kp/mus;0;0;0];

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%MATRICE DELLE USCITE%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
C1=[0 0 0 1 0 0];%variabile di stato deformazione pneumatico
D1=[-1];

C2=[0 1 0 -1 0 0];%variabile di stato corsa sospensione
D2=[0];

C3=[A(1,:)];%variabile di stato accelerazione massa sospesa
D3=[0];

C4=[A(3,:)];%variabile di stato accelerazione massa non sospesa
D4=[kp/mus];

C5=[A(5,:)];%variabile di stato accelerazione massa INERZIALE
D5=[0];

%CALCOLO USCITE:num e den delle rispettive funzioni di trasferimento

[n1a,d1a]=ss2tf(A,B,C1,D1,1);
[n2a,d2a]=ss2tf(A,B,C2,D2,1);
[n3a,d3a]=ss2tf(A,B,C3,D3,1);
[n4a,d4a]=ss2tf(A,B,C4,D4,1);
[n5a,d5a]=ss2tf(A,B,C5,D5,1);

%SEGNALE DI INGRESSO
if ingresso==1
    ta=[0:0.001:20];
    Amp=0.1;
    wa=Amp*sin(6.28*ta);
elseif ingresso==2%SEGNALE DI INGRESSO RANDOM
    ta=[0:0.001:1];
    Amp=4.8E-6;% metri
    vel=24.4;%m/s
    sigma=sqrt(2.*pi*Amp*vel);
    rand('seed',5);
    wa=sigma*randn(size(ta));
elseif ingresso==3
    ta=[0:0.001:2];
    Amp=0.1;

```

```

    wa=Amp*sin(2*62.8*ta);
elseif ingresso==4
    [w,ta] = gensig('pulse',100,10,0.001);
    wa=w*0.1;
elseif ingresso==5
    ta=[0:0.001:20];
    Amp=0.1;
    wa=Amp*sin(6.28*ta);
end
%simulazione della risposta di interesse nel dominio del tempo

y1=lsim(n1a,d1a,wa,ta);%deformazione pneumatico
y2=lsim(n2a,d2a,wa,ta);%corsa sospensione
y3=lsim(n3a,d3a,wa,ta);%accelerazione massa sospesa
y4=lsim(n4a,d4a,wa,ta);%accelerazione massa non sospesa
y5=lsim(n5a,d5a,wa,ta);%accelerazione massa INERZIALE non sospesa

%GRAFICI RISPOSTA NEL DOMINIO DEL TEMPO
figure(1)
subplot(321),plot(ta,y1,'b'),grid on
title('DEFORMAZIONE PNEUMATICO [m]');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m]');
subplot(322),plot(ta,y2,'b'),grid on
title('CORSA SOSPENSIONE [m]');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m]');
subplot(323),plot(ta,y3,'r'),grid on
title('ACCELERAZIONE BARICENTRO MASSA SOSPESA');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m/s^2]');
subplot(324),plot(ta,y4,'r'),grid on
title('ACCELERAZIONE BARICENTRO MASSA NON SOSPESA');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m/s^2]');

figure(2)
subplot(321),plot(ta,y5,'r'),grid on
title('ACCELERAZIONE BARICENTRO MASSA INERZIALE');
xlabel('TIME,t(sec)');ylabel('[m/s^2]');

%
%
%
%GRAFICI RISPOSTA IN FREQUENZA
figure(3),
freq=logspace(-1,3,100);
[mag1,phase1]=bode(n1a,d1a,freq);
subplot(321),
loglog(freq,mag1,'b');grid on %variabile di stato deformazione pneumatico
title('DEFORMAZIONE PNEUMATICO [m]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

[mag2,phase2]=bode(n2a,d2a,freq);
subplot(322),loglog(freq,mag2,'b');grid on %variabile di stato corsa sospensione
title('CORSA SOSPENSIONE [m]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

[mag3,phase3]=bode(n3a,d3a,freq);
subplot(323),loglog(freq,mag3,'r');grid on %variabile di stato accelerazione
massa sospesa
title('ACC MASSA SOSPESA[m/s^2]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

```

```

[mag4,phase4]=bode(n4a,d4a,freq);
subplot(324),loglog(freq,mag4,'r');grid on %variabile di stato accelerazione
massa non sospesa
title('ACC MASSA NON SOSPESA[m/s^2]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

figure(4)
[mag5,phase5]=bode(n5a,d5a,freq);
subplot(321),loglog(freq,mag5,'r');grid on %variabile di stato accelerazione
massa inerziale non sospesa
title('ACC MASSA INERZIALE[m/s^2]');
xlabel('frequenza, rad/s');ylabel('MODULO RIS FREQUENZA');

if ingresso==1

    save('risultati_quarter_car_passivo_seno_FS_1Hz_INERZIALI');

elseif ingresso==2

    save('risultati_quarter_car_passivo_random_FS_INERZIALI');

elseif ingresso==3

    save('risultati_quarter_car_passivo_seno_FS_20Hz_INERZIALI');
elseif ingresso==4

    save('risultati_quarter_car_passivo_gradino_INERZIALI');
elseif ingresso==5

    save('risultati_quarter_car_passivo_ris');

end

```

Bibliografia

- [1] G. A. Pignone, U. R. Vercelli, "Motori ad alta potenza specifica", Nada Editore, 1995

- [2] G. Morello, L. Genta, "L' Autotelaio, VOL. 1 e 2" . Levrotto&Bella, 2007

- [3] Rivista mensile Autotecnica, mese marzo 2014

- [4] Cheli, "Cinematica e dinamica dei sistemi multibody, Vol. 2", CEA, 2009

- [5] A. Galip Ulsoy, H. Peng, "Automotive Control System", Cambridge University press, 2012

- [6] R. Rajamani, Vehicle Dynamics and Control, Springer, 2006

- [7] Guiggiani, "Dinamica del Veicolo", Città Studi, 2007

Sitografia

- [1] <http://www.bmw.it/it/footer/q-and-a/glossario/ddc.html>

- [2] <http://m.audi-future-lab-mobility.de/en/atp/Fahrwerk/Fahrwerksregelsysteme/adaptive-air-suspension>

- [3] http://www.maseratiamerica.com/maseratimonthly/MM_200507_03.aspx