

STUDIO DEL COMPORTAMENTO DINAMICO DI UN MODELLO HALF CAR CON SOSPENSIONE MAGNETO REOLOGICA

G. Barbaraci^a, P. Ricotta^b, G. Virzì Mariotti^c

*Università di Palermo, Dipartimento di Meccanica,
viale delle Scienze, 90128 Palermo, Italy,*

^a e-mail: barbaraci@dima.unipa.it

^b e-mail: pietro.ricotta1@virgilio.it

^c e-mail: virzi@dima.unipa.it

Sommario

Questo lavoro inizia con la progettazione di massima del pistone di un ammortizzatore a fluido magnetoreologico, effettuata con l'ausilio di Solid Works e del software di simulazione magnetica FEMM. Le dimensioni preliminari sono state assegnate facendo uso delle relazioni teoriche, mentre il software FEMM ha confermato il risultato. È stato poi ricavato il modello matematico di un veicolo, schematizzato come half car, sia in forma di sistema di equazioni differenziali che in forma di spazio di stato. Tramite l'interfaccia SimuLink di MatLab, è eseguito un confronto fra i risultati ottenuti dal sistema in condizioni di funzionamento passivo con quelli in funzionamento semi-attivo.

Scelta la geometria da utilizzare e partendo dal vincolo costituito dal valore di campo magnetico viene effettuata una analisi anche sulla piattaforma Visual Nastran, opportunamente integrata con lo schema di controllo, dimostrando la perfetta coincidenza della risposta al disturbo esterno.

Abstract

This paper begins with the design of the piston of a shock-absorber to magnetorheological fluid, carried out by Solid Works and by the software of magnetic simulation FEMM. The preliminary dimensions have been assigned making use of the theoretical relations, while software FEMM has confirmed the result. The equations of dynamics of a half-car model have been then obtained, both in form of system of differential equations and in form of state space. By the interface SimuLink di MatLab, a comparison is executed between the result obtained for the system in conditions of passive working and those in semi active working. Chosen geometry to use and leaving from the constraint constituted by the value of magnetic field, an analysis is carried out also in Visual Nastran room, demonstrating the perfect coincidence of the answer to the external disturbance.

Parole chiave: Fluidi magnetoreologici, sospensione MR, ammortizzatori

1. INTRODUZIONE

Obiettivo del presente lavoro è quello di dimostrare come l'utilizzo di smorzatori a fluido magnetoreologico in ambito veicolistico possa ridurre l'entità delle oscillazioni delle masse sospesa e non sospesa e ridurre i tempi di assestamento. Alla base del processo logico vi è la determinazione della geometria dell'ammortizzatore e, nello specifico, del nucleo ferromagnetico che costituisce il pistone. Scelta la geometria da utilizzare e partendo dal vincolo costituito dal valore di campo magnetico necessario per ottenere risultati soddisfacenti, viene effettuata una progettazione di massima del pistone: superficie di scorrimento del fluido, geometria del nucleo ferromagnetico, disposizione degli avvolgimenti, numero di spire, corrente circolante, sistema di ancoraggio allo stelo. Questa è effettuata con l'ausilio del software Solid Works e del software di simulazione magnetica FEMM. Tramite

l'interfaccia SimuLink di MatLab si ricava uno schema a blocchi comprensivo dei cicli *if/else if* alla base della struttura di controllo e vengono confrontati i risultati ottenuti dal sistema in condizioni di funzionamento passivo con quelli in funzionamento semi-attivo. Al fine di confrontare e validare i risultati ottenuti è stata elaborata una integrazione tra lo stesso modello implementato sulla piattaforma Visual Nastran e lo schema di controllo realizzato in ambiente SimuLink. Una riflessione finale è dedicata ai miglioramenti conseguibili modificando in modo opportuno la logica di controllo, i parametri di intervento del sistema (per esempio differenziandoli con diversi valori di corrente proporzionali all'entità delle variabili controllate) e la geometria dell'ammortizzatore.

I fluidi controllabili sono materiali le cui caratteristiche chimico-fisiche possono variare in maniera controllata. Negli anni quaranta Jacob Rabinow, ricercatore presso la US National Bureau of Standards, individua le particolari proprietà dei fluidi magneto-reologici (MRF): essi sono in grado di modificare istantaneamente il loro stato (i tempi di transizione sono dell'ordine dei millisecondi), a patto di essere "investiti" da un adeguato campo magnetico. Tale campo magnetico induce sulle particelle un momento magnetico e da questa condizione di non equilibrio si passa ad uno stato energetico equilibrato, di minima energia, tramite il movimento e il riordinamento delle particelle che vanno a formare catene parallele alle linee di forza del campo stesso. Per maggiori spiegazioni sul funzionamento di detti fluidi si rimanda a quanto già detto in lavori precedenti e/o reperibili nella letteratura internazionale.

1.1 Il veicolo su sospensioni elastiche

La scelta dell'abbinamento molla-olio-luci (anche a sezione variabile) di un ammortizzatore tradizionale è frutto, in sede di progetto, di un gran numero di considerazioni dettate dalla destinazione d'uso del veicolo, dalle relative prestazioni conseguibili e anche dalla fascia di utenza cui è destinato.

Con luci a sezione variabile è possibile variare il comportamento del veicolo sulle sospensioni "a scatti", quindi in modo discreto e secondo le impostazioni di fabbrica. Questo sistema meccanico risulta molto complesso in quanto la parte attuativa è costituita da un dispositivo autonomo.

Con la tecnologia MR, la variazione della risposta smorzante dell'ammortizzatore avviene senza modificare la sezione di passaggio offerta al fluido, infatti è il fluido stesso che "controlla" gli smorzamenti a seguito del campo magnetico esterno applicato.

Anche nel caso di componentistica di attuazione molto sofisticata in grado di riprodurre gli effetti di un sistema attivo a fluido MR, il vantaggio dei sistemi a MRF risiede nella compattezza e nella semplicità meccanica. Inoltre, agendo il sistema direttamente sulle caratteristiche reologiche del fluido, non si presentano problemi di inerzia del sistema o di attriti indesiderati ed è possibile operare a una bassa potenza di controllo.

2. PROGETTAZIONE STANTUFFO MAGNETIZZANTE

Per veicolare il campo magnetico attraverso il fluido magneto-reologico, occorre realizzare un circuito magnetico. Tramite il software Solid Works è stato realizzato il modello solido qualitativo del pistone. La geometria del nucleo ferromagnetico è stata ispirata dai rotori dei motori elettrici in corrente continua e, per semplicità di rappresentazione, esso è stato modellato come un blocco unico; in realtà, per la realizzazione fisica è preferibile un pacco di lamelle al fine di limitare le perdite per correnti parassite.

Il gruppo pistone è costituito da due flange aventi la triplice funzione di sorreggere il nucleo ferromagnetico e proteggere gli avvolgimenti dal fluido, ma la più importante è quella di assorbire il carico trasmesso da una flangia all'altra tramite 4 colonne di rinforzo e derivante dal movimento del pistone contro il fluido. Il bloccaggio delle colonne sulle flange può essere garantito in svariati modi, secondo le tecnologie disponibili. Il pistone completo è attraversato da uno stelo, opportunamente forato per consentire il passaggio dei cavi di alimentazione degli avvolgimenti. Il bloccaggio del pistone sullo stelo è garantito da un dado di chiusura con il più adeguato sistema antisvitamento. Le fig. 1 a e b mostrano il layout generale e orientativo.

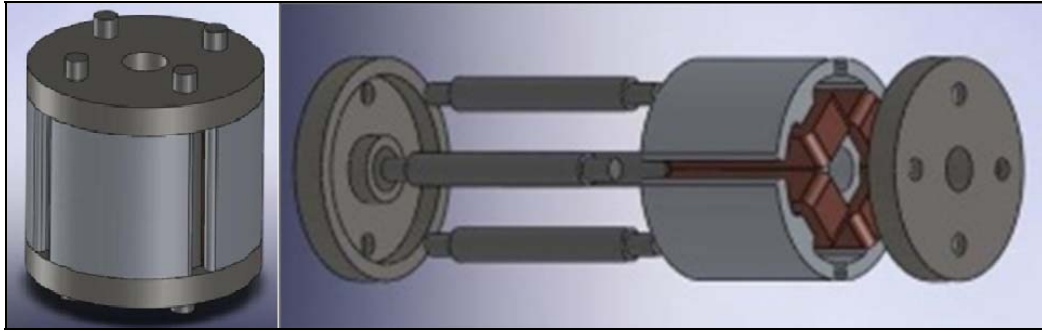


Fig. 1 a Gruppo pistone, assemblato – Fig. 1b Gruppo pistone esploso

Lo schema di fig. 1 rappresenta soltanto un primo approccio alla progettazione completa del pistone; vi sono infatti ampi margini di ottimizzazione: dai sistemi di bloccaggio al peso del dispositivo con la configurazione del circuito magnetico.

La progettazione dello stantuffo inizia fissando il punto di lavoro del fluido, in termini di induzione magnetica e campo magnetico. Tali valori sono determinati partendo dal primo vincolo di progetto, costituito dalla tensione di snervamento necessaria ($Y=80000\text{Pa}$). Riportando il valore di Y sul piano di lavoro del fluido impiegato (per una concentrazione in volume delle particelle polarizzabili pari al 50%), si ricava il valore di campo magnetico (fig. 2b) necessario e quindi il valore dell'induzione magnetica: $H=150000\text{A/m}$, $B=1,2\text{ T}$. (fig. 2a)

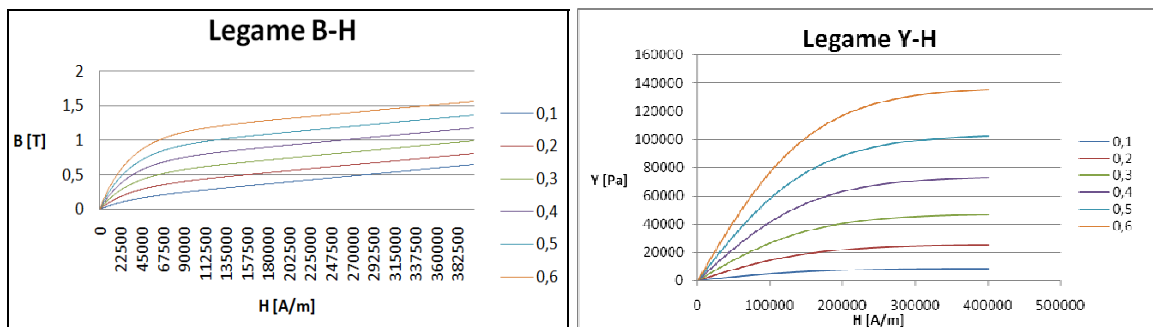


Fig. 2.a - Campo magnetico-induzione magnetica; fig. 2.b legame campo magnetico-Yield Stress (Per diversi valori della concentrazione in volume delle particelle polarizzabili)

La geometria del nucleo ferromagnetico è frutto di diverse simulazioni successive effettuate tramite il software di simulazione magnetica FEMM. Partendo da un generico schema base si è arrivati, step dopo step, alla configurazione utilizzata nel modello solido e riportata in pianta in fig. 3.

Dopo aver scelto i materiali, occorre definire il tipo di mesh. Il verso della corrente circolante in ogni avvolgimento va scelto in modo da avere il campo magnetico alternativamente entrante e uscente radialmente al nucleo. Lanciata la simulazione e ottenuti i risultati, la direzione del flusso è quella riportata in figura 4.

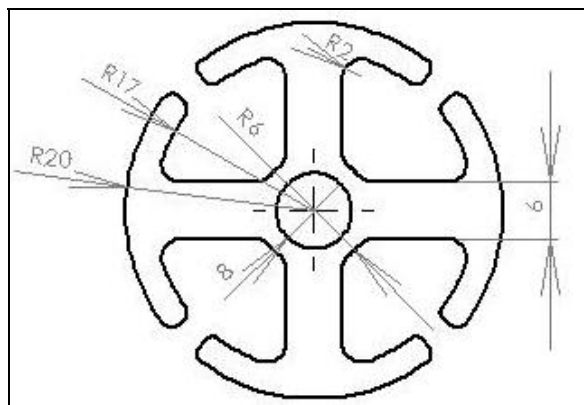


Fig. 3 – dimensioni del nucleo ferromagnetico

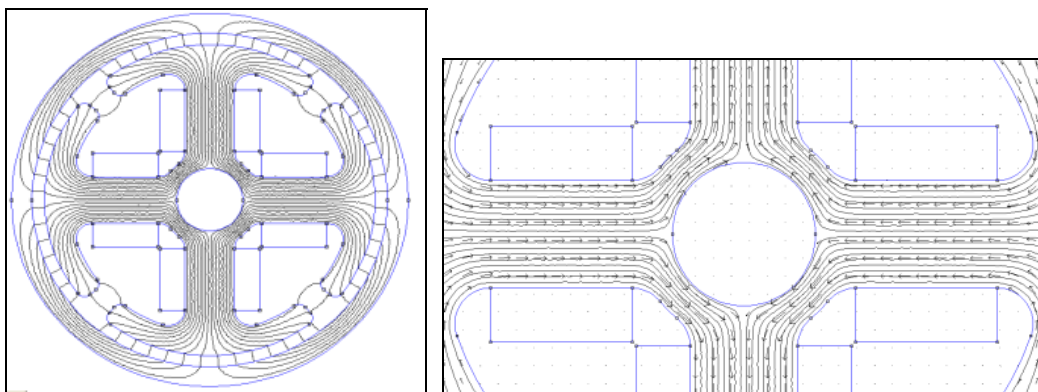
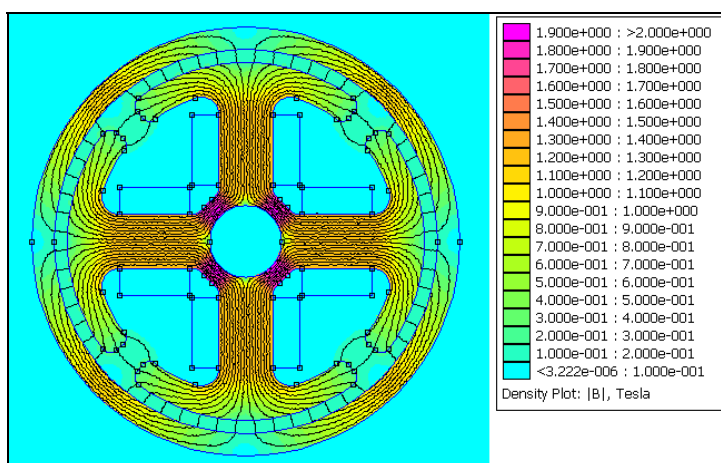
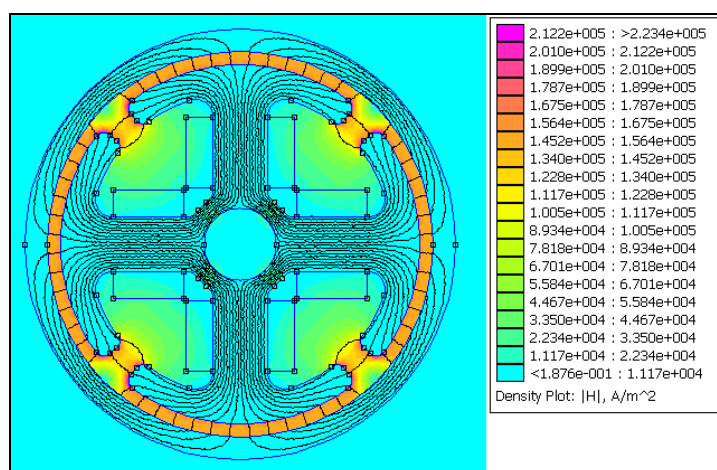


Fig. 4 – Linee del campo magnetico (a destra particolare ingrandito con indicazione del verso)

Dalla figura 4 risalta che le linee del campo magnetico si chiudono perfettamente con il corpo dell'ammortizzatore, con flusso disperso di piccolissima entità. La fig. 5 mostra i risultati per il valore dell'induzione magnetica B , mentre la fig. 6 mostra i risultati per il campo magnetico H .

Fig. 5 - Induzione magnetica B Fig. 6 - Campo magnetico H

Si nota che la sola zona al limite della saturazione è quella in prossimità del foro di passaggio dello stelo; in tutte le altre zone il materiale lavora ampiamente al di sotto del limite di saturazione. Il sistema può essere migliorato con un metodo di ottimizzazione differenziale, cercando un ottimo tra numero di spire e sezione delle espansioni polari. L'altezza delle scarpe polari invece è imposta dal valore di Yield Stress cercato. Lo studio si è posto l'obiettivo di ottenere una tensione tangenziale pari a 80000Pa; è stato raggiunto e superato il valore atteso di $H=150000\text{A/m}$ che percorre il fluido. Lo

schema progettato, sulla base dei dati numerici ricavati tramite le simulazioni al calcolatore, è dunque soddisfacente ai fini dello studio effettuato.

3. MODELLO MATEMATICO HALF CAR

Per modello half-car si intende una schematizzazione del veicolo che sfrutta la simmetria dello stesso rispetto al piano verticale longitudinale. La semplificazione consente lo studio dei fenomeni di beccheggio e le oscillazioni del veicolo lungo l'asse verticale; non è invece idonea allo studio dei movimenti di imbardata e di rollio.

Di seguito viene illustrata la risposta indiciale di un modello half car implementato sul software MatLab-SimuLink, sia in funzionamento passivo che semiattivo, in termini di sussulto e beccheggio della massa sospesa. I nomi dei parametri e delle variabili sono definiti nella tabella 1.

Tab. 1– Identificazione incognite e dati

m_s	Massa sospesa	1200 kg	ϕ	Rotazione attorno al baricentro
m_a, m_p	Massa non sospesa ant. e post.	150 kg	x_g	Altezza baricentro
I	Momento di inerzia	440 kg m ²	x_{sa}	Altezza massa sospesa ant.
k_a, k_p	Costante elastica molle ant. e post.	20 kN/m	x_{sp}	Altezza massa sospesa post.
c_a, c_p	Costante di smorzamento ant. e post.	2500 kg/s	x_a	Altezza massa non sospesa ant.
K_a, K_p	Costante elastica pneumatico ant. e post.	100 kN/m	x_p	Altezza massa non sospesa post.
a	Distanza massa non sospesa ant. dal baricentro	1 m	h_a	Disturbo stradale ant-
b	Distanza massa non sospesa post. dal baricentro	1 m	h_p	Disturbo stradale post.
			F_a	Forza MR ant.
			F_p	Forza MR post.

La figura 7 mostra la schematizzazione del veicolo half-car.

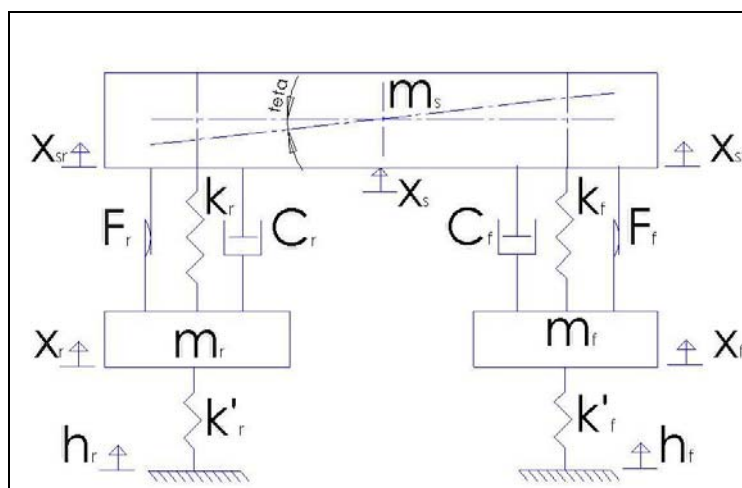


Fig. 7 - Rappresentazione schematica del modello half car

La costante elastica dello pneumatico è stata considerata invariante con la deformazione dello stesso (approssimazione legittima ai fini del conseguimento degli obiettivi fissati) e la sua componente smorzante in direzione radiale si è trascurata in quanto non confrontabile con i valori forniti dagli smorzatori posti tra le masse sospesa e non sospesa. Si ricavano le equazioni del moto per la massa sospesa.

Equilibrio alla traslazione verticale

Avendo posto $x_{sa} = x_s - a\vartheta$ e $x_{sp} = x_s + b\vartheta$ ordinando secondo $x_s, \dot{x}_s, \vartheta, \dot{\vartheta}, x_a, \dot{x}_a, x_p, \dot{x}_p$ e dividendo per m_s si ottiene la seguente equazione differenziale del moto della massa sospesa (traslazione verticale):

$$\ddot{x}_s = -\frac{k_a + k_p}{m_s}x_s - \frac{c_a + c_p}{m_s}\dot{x}_s + \frac{k_a a - k_p b}{m_s}\vartheta + \frac{c_a a - c_p b}{m_s}\dot{\vartheta} + \frac{k_a}{m_a}x_a + \frac{c_a}{m_a}\dot{x}_a + \frac{k_p}{m_p}x_p + \frac{c_p}{m_p}\dot{x}_p + \frac{1}{m_s}F_a + \frac{1}{m_s}F_p \quad (1)$$

Equilibrio alla rotazione:

$$\ddot{\vartheta} - \frac{k_a a - k_p b}{I}x_s + \frac{c_a a - c_p b}{I}\dot{x}_s - \frac{k_a a^2 + k_p b^2}{I}\vartheta - \frac{c_a a^2 + c_p b^2}{I}\dot{\vartheta} - \frac{k_a a}{I}x_a - \frac{c_a a}{I}\dot{x}_a + \frac{k_p b}{I}x_p + \frac{c_p b}{I}\dot{x}_p - \frac{a}{I}F_a + \frac{b}{I}F_p \quad (2)$$

Equilibrio alla traslazione verticale massa sospesa anteriore

$$\ddot{x}_a = \frac{k_a}{m_a}x_s + \frac{c_a}{m_a}\dot{x}_s - \frac{k_a a}{m_a}\vartheta - \frac{c_a}{m_a}\dot{\vartheta} - \frac{k_a + K_a}{m_a}x_a - \frac{c_a}{m_a}\dot{x}_a + \frac{K_a}{m_a}h_a - \frac{1}{m_a}F_a \quad (3)$$

Equilibrio alla traslazione verticale massa sospesa posteriore

$$\ddot{x}_p = \frac{k_p}{m_p}x_s + \frac{c_p}{m_p}\dot{x}_s + \frac{k_p b}{m_p}\vartheta + \frac{c_p}{m_p}\dot{\vartheta} - \frac{k_p + K_p}{m_p}x_p - \frac{c_p}{m_p}\dot{x}_p + \frac{K_p}{m_p}h_p - \frac{1}{m_p}F_p \quad (4)$$

Il sistema di equazioni differenziali può essere posto in forma matriciale, indicando con $\mathbf{z}$ il vettore di stato, $\mathbf{F}$ il vettore dei segnali di controllo, $\mathbf{h}$ il vettore del disturbo stradale, $\mathbf{A}$ la matrice della dinamica del sistema, $\mathbf{B}$ la matrice del disturbo magneto-reologico, $\mathbf{G}$ la matrice del disturbo proveniente dal manto stradale e $\mathbf{C}$ la matrice che “seleziona” l’uscita del sistema.

$$\begin{aligned} \mathbf{z} &= \begin{bmatrix} x_s \\ \dot{x}_s \\ \vartheta \\ \dot{\vartheta} \\ x_a \\ \dot{x}_a \\ x_p \\ \dot{x}_p \end{bmatrix} \\ \mathbf{F} &= \begin{bmatrix} F_r \\ F_f \end{bmatrix} \\ \mathbf{h} &= \begin{bmatrix} h_a \\ h_p \end{bmatrix} \end{aligned} \quad \mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_a + k_p}{m_s} & -\frac{c_a + c_p}{m_s} & \frac{k_a a - k_p b}{m_s} & \frac{c_a a - c_p b}{m_s} & \frac{k_a}{m_s} & \frac{c_a}{m_s} & \frac{k_p}{m_s} & \frac{c_p}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_a - k_p}{I} & \frac{c_a a - c_p b}{I} & -\frac{k_a a^2 - k_p b^2}{I} & -\frac{c_a a^2 + c_p b^2}{I} & -\frac{k_a a}{I} & -\frac{c_a a}{I} & \frac{k_p b}{I} & \frac{c_p b}{I} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_a}{m_a} & \frac{c_a}{m_a} & -\frac{k_a a}{m_a} & -\frac{c_a a}{m_a} & -\frac{k_a + K_a}{m_a} & -\frac{c_a}{m_a} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_p}{m_p} & \frac{c_p}{m_p} & \frac{k_p b}{m_p} & \frac{c_p b}{m_p} & 0 & 0 & -\frac{k_p + K_p}{m_p} & -\frac{c_p}{m_p} \end{pmatrix} \quad (5)$$

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{m_s} & \frac{1}{m_s} \\ 0 & 0 \\ -\frac{a}{I} & \frac{b}{I} \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_a} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_p} \end{pmatrix} \quad \mathbf{G} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{K_a}{m_a} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_p}{m_p} \\ 0 & \frac{1}{m_p} \end{pmatrix} \quad \mathbf{C} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Quindi, il problema si “riduce” alla soluzione della seguente equazione differenziale, con relativa trasformazione d’uscita:

$$\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{z} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} + \mathbf{G} \cdot \mathbf{w} ; \mathbf{y} = \mathbf{C} \cdot \mathbf{z} \quad (6)$$

È stato considerato un veicolo in marcia rettilinea, senza disturbi di massa, sollecitato dalla derivata prima dell’impulso di Dirac (gradino di Heaviside ampiezza $h=0,1\text{m}$ alla velocità di 72 km/h). Si ipotizza l’installazione di un set di accelerometri utili a ricavare le variabili di controllo. Manipolando e combinando tra loro in modo opportuno i segnali provenienti da tali sensori, si ricavano i valori della velocità di scorrimento del fluido all’interno del pistone (differenza tra la velocità dello stantuffo e la velocità della parte superiore del corpo ammortizzatore, cioè quella fissata al telaio del veicolo). Attraverso due cicli *if/else if* di MatLab (uno per ogni ammortizzatore), opportunamente integrati nello schema a blocchi e fissando la soglia di intervento del controllo al valore di $0,06\text{ m/s}$ (al fine di scongiurare risultati incoerenti e illogici), il layout risultante è riportato in figura 8.

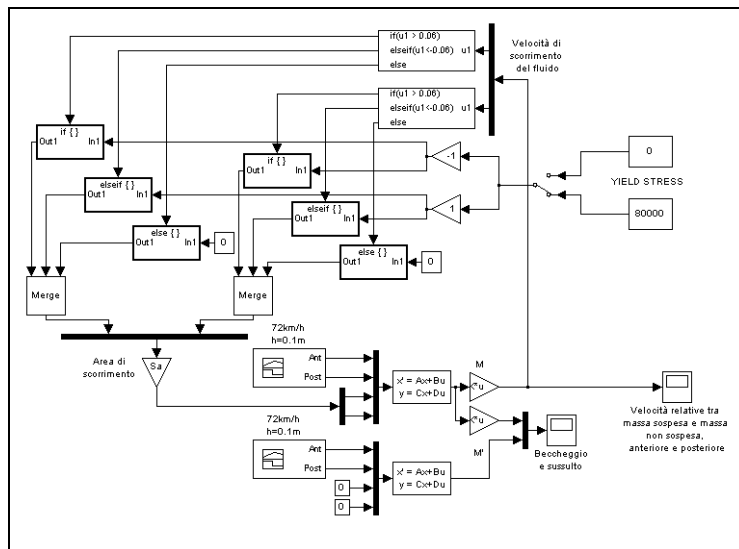


Fig. 8 - Schema del modello di controllo

Le matrici $\mathbf{M}$ e $\mathbf{M}'$ sono matrici di trasformazione di coordinate. La matrice $\mathbf{M}$ è costruita in modo da ricavare, a partire dalle variabili di stato già introdotte, le velocità di scorrimento del fluido nell’ammortizzatore, la matrice $\mathbf{M}'$ serve soltanto a “selezionare” le uscite di nostro interesse.

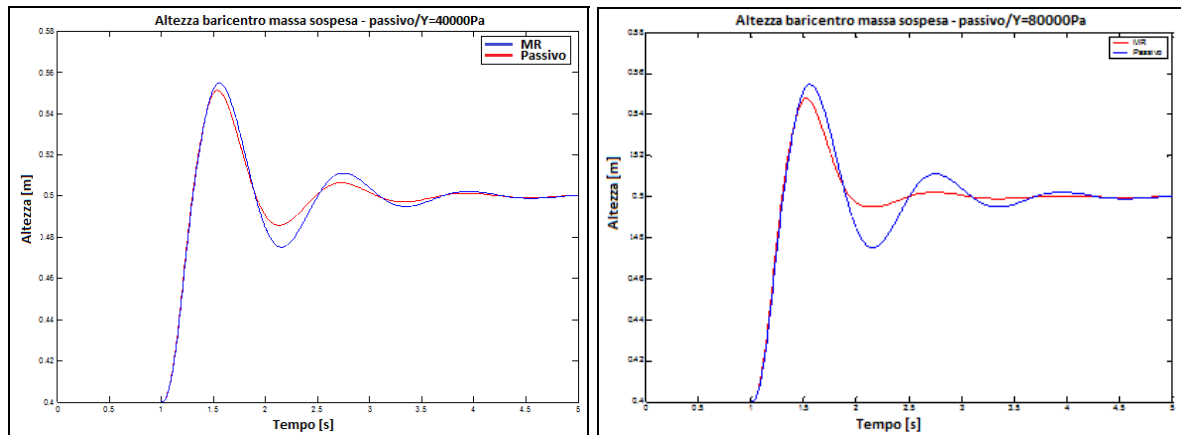
Per ottenere gli andamenti di tutte le variabili, la matrice $\mathbf{C}$ è stata modificata ed è stata costruita la matrice $\mathbf{M}$, utile a ricavare la velocità relativa tra corpo ammortizzatore e stantuffo (velocità di scorrimento del fluido).

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad \mathbf{M} = \begin{pmatrix} 0 & -1 & 0 & a & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -b & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (7)$$

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_a - \dot{x}_{sa} \\ \dot{x}_p - \dot{x}_{sp} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{x}_a - \dot{x}_s + a \cdot \dot{\theta} \\ \dot{x}_p - \dot{x}_s - b \cdot \dot{\theta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & -1 & 0 & a & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -b & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_s \\ \dot{x}_s \\ \theta \\ \dot{\theta} \\ x_a \\ \dot{x}_p \end{pmatrix} \quad (8)$$

Il blocco *gain* a valle dei cicli *if/else if* moltiplica il segnale per il valore della sezione di scorrimento del fluido, calcolata come illustrato nel seguito della trattazione, ponendo gli ammortizzatori anteriori uguali a quelli posteriori.

Nelle due figure 9a e 9b sono messi a confronto gli andamenti di beccheggio e sussulto in modalità *passiva* con i grafici del sistema controllato con Yield Stress pari a 40000Pa (Fig. 9 a) e 80000Pa (Fig. 9b).



Figg. 9a 9b - Altezza baricentro: confronto tra sistema passivo e Y=40000Pa e Y=80000Pa

Si noti come, anche con un modesto valore di Yield stress, i benefici in termini di picchi di oscillazione e di tempi di assestamento del sistema siano già apprezzabili, a tutto vantaggio del comfort di marcia. Appare allora evidente come, agendo sui valori di Yield stress e quindi sui valori di corrente in ingresso agli avvolgimenti del nucleo ferromagnetico dello stantuffo, sia possibile aumentare lo smorzamento delle oscillazioni.

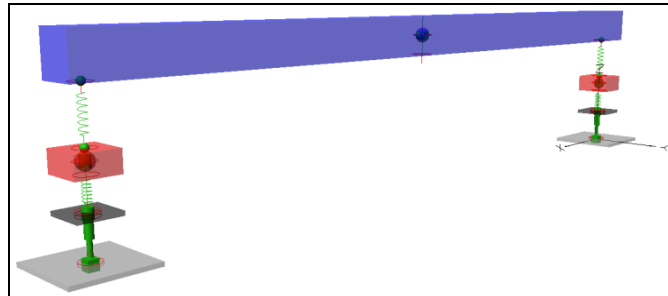


Fig. 10 - Modello half car

4. SIMULAZIONE VISUAL NASTRAN

Al fine di rendere validi i risultati ottenuti finora, è stato realizzato il modello half car (geometricamente molto semplificato ma dinamicamente valido) anche sul software di simulazione dinamica Visual Nastran (fig.10). L'elemento nero è l'asfalto, collegato alla base (in grigio) tramite un attuatore di spostamento. L'elemento rosso rappresenta la massa non sospesa ed è collegato all'asfalto e alla massa sospesa tramite due spring/damper tarati come nel modello SimuLink. Il disturbo stradale è introdotto nel sistema come spostamento dell'asfalto operato dai due attuatori.

Con le identiche condizioni di disturbo dal manto stradale, i risultati ottenuti rispecchiano fedelmente quelli ricavati tramite MatLab. L'architettura del sistema controllato è stata elaborata tramite una integrazione dei due software MatLab e Visual Nastran. In figura 11 si riporta il confronto tra i grafici ottenuti tramite Simulink e Matlab. Il ritardo di tempo evidenziato dal grafico è dovuto alla diversa pendenza del disturbo applicato con il software Visual Nastran. Tale ritardo dell'andamento è valutabile in circa $4 \cdot 10^{-2}$ s, sostanzialmente indipendente dal livello di Yield Stress applicato e non influente ai fini della valutazione del confronto effettuato.

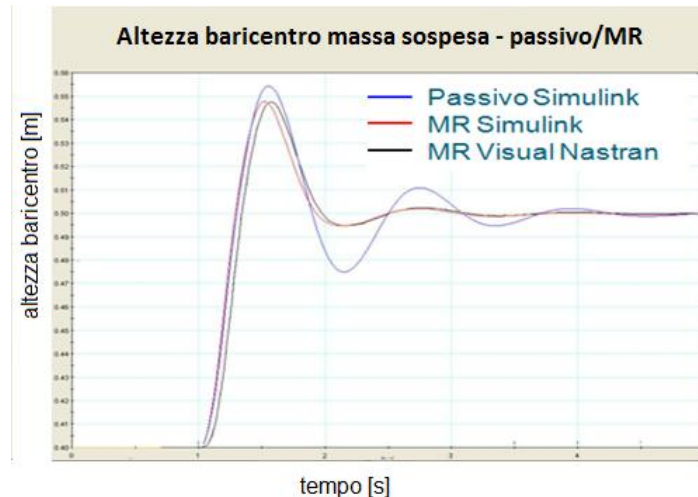


Fig. 11 - Altezza baricentro massa sospesa $Y=80000\text{Pa}$ – controllo integrato MatLab-Visual Nastran

L'analisi dei dati mostra la diminuzione del valore massimo dell'oscillazione delle masse sospese anteriori e posteriori, con decremento medio (ad ogni incremento di Y pari a 10000Pa) del 2,24% per l'anteriore e del 2,37% per il posteriore e decremento massimo del 4,31% per l'anteriore e del 3,57% per il posteriore. Si ha invece un aumento della velocità: ad ogni variazione di 10000Pa del valore di Yield Stress si ha un incremento percentuale massimo pari all'1,5% per la massa anteriore e al 4,43% per quella posteriore. Anche le accelerazioni aumentano (incremento medio ant. 0,5% e post. 1,53%, incremento massimo ant. 0,81% e post 2,73%) a causa del fatto che la costante di smorzamento ottima, inserita in questa serie di simulazioni, è quella che rende minima l'accelerazione massima della massa sospesa. Una nota importante è rappresentata dalla notevole riduzione dei tempi di assestamento della massa sospesa: il sistema si porta a regime (in un intervallo pari a $\pm 5\%$ della massima elongazione) in un tempo, rispetto al sistema passivo, ridotto di circa il 20% per $Y=40000\text{Pa}$ e di circa il 50% per $Y=80000\text{Pa}$.

5. CONCLUSIONI

Questo studio ha avuto come corpo centrale l'analisi della risposta al disturbo esterno di un modello half car, equipaggiato con ammortizzatori a controllo magnetico. Grazie al confronto delle variabili controllate tra il funzionamento in regime passivo e in regime semiattivo, tale analisi ha consentito di evidenziare i vantaggi derivanti dall'utilizzo di un sistema di sospensioni adattative con ammortizzatori a fluido magneto-reologico.

L'obiettivo del lavoro è, tramite l'impiego della tecnologia MR, quello di ridurre l'ampiezza delle oscillazioni delle masse sospese e di portate le stesse alla condizione di regime in un tempo inferiore a quello impiegato da un sistema passivo. Le variabili di controllo utilizzate per perseguire l'obiettivo sono le velocità relative tra massa sospesa e massa non sospesa, cioè la velocità di scorrimento del fluido all'interno del corpo ammortizzatore. Il valore minimo della velocità relativa che fa intervenire il sistema di controllo è stato fissato in $0,06\text{m/s}$ (sia in estensione che in compressione) per evitare errori computazionali che comporterebbero risultati illogici e incoerenti con la teoria applicata.

L'implementazione dello stesso modello dinamico su due software distinti e la conseguente coincidenza dell'evoluzione dello stato rende valido quanto esposto nel presente lavoro. Inoltre, gli ottimi risultati ottenuti con la simulazione magnetica del nucleo ferromagnetico rendono ancora più evidente la validità del metodo utilizzato e la realizzabilità di un modello fisico collaudabile.

I risultati cui si è pervenuti derivano da un preciso percorso logico; esso prende le mosse dalla necessità di svincolarsi da alcuni limiti propri dei sistemi passivi, prosegue con la definizione degli obiettivi prestazionali da perseguire e si evolve fino al loro raggiungimento attraverso una serie di step di progettazione.

A completamento di quanto esposto, si vogliono sottolineare i notevoli margini di miglioramento del sistema adottato. Infatti, pur essendo pervenuti ad un modello teoricamente efficiente e tecnicamente realizzabile (ma non testato fisicamente), il sistema finale è sicuramente modificabile tramite un processo di ottimizzazione differenziale in grado di migliorarne diversi aspetti: logica di controllo, livelli di intervento dei segnali di controllo, dimensione del nucleo ferromagnetico, numero di spire degli avvolgimenti, livelli di corrente, sistema di chiusura del nucleo, fissaggio del pistone allo stelo, etc.

Oltre all'analisi della risposta del modello dinamico anche ad altri andamenti del disturbo proveniente dal manto stradale, un successivo e interessante step consiste nell'analisi della risposta di un modello full car, in modo da evidenziare i vantaggi riscontrabili anche in termini di rollio in curva.

Per quanto concerne la parte magnetica, sarebbe necessario effettuare un confronto tra due ottimi: sistema shear mode e sistema flow mode.

Lo studio effettuato riguarda un campo applicativo relativamente giovane e poco esplorato. Sono, infatti, ancora poche le case costruttrici che adottano tale sistema su vetture di serie. Poiché si tratta di un argomento ad oggi in fase di approfondimento, la realizzazione di un programma di prove sperimentali su prototipi di monosospensione a fluido magneto-reologico potrebbe rappresentare una notevole spinta di sviluppo e, in particolare, fornirebbe alcune importanti indicazioni circa eventuali miglioramenti da apportare al procedimento adoperato per l'analisi della tecnologia MRF.

BIBLIOGRAFIA

- [1] G. Marannano, G. Virzì Mariotti, S. Sagona - Ottimizzazione di un freno a fluido magnetoreologico per uso automobilistico - *Atti XXXVIII Convegno Nazionale AIAS*, Torino, 9-11 settembre 2009
- [2] Rabinow, J., "Magnetic fluid torque and force transmitting device", *US Patent 2,575,360*, 1951.
- [3] MRF-140CG Magneto-Rheological Fluid, *Lord Technical Data*, Lord Corporation Materials Division.
- [4] Filisko, F.E., Henley, S., 1999, "Flow profiles of electrorheological suspensions: An alternative model for ER activity", *Journal of Rheology*, Volume 43, Issue 5, pp. 1323-1336.
- [5] Carlson, J.D., Catanzarite, D.M. & Clair, K.A.S. 1996, "Commercial magneto-rheological fluid devices", *International Journal of Modern Physics B*, vol. 10, no. 23-24, pp. 2857-2865.
- [6] Foister, R.T., "Magnetorheological Fluids", *US Patent 5,667,715*, 1997, General Motors Corporation.
- [7] Jolly, M.R., Bender, J.W. & Carlson, J.D. 2000, "Properties and applications of commercial magnetorheological fluids", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 10, no. 1, pp. 5-13.
- [8] Ly, H.V., Reitich, F., Jolly, M.R., Banks, H.T., Ito, K., "Simulations of particle dynamics in Magnetorheological fluids", *Journal of Computational Physics* 155 (1), pp. 160-177 1999.
- [9] Genc, S. & Phulé, P.P. 2002, "Rheological properties of magnetorheological fluids", *Smart Materials and Structures*, vol. 11, no. 1, pp. 140-146.
- [10] Carlson, J.D., "What makes a good MR Fluids?", *8th International Conference on Electrorheological (ER) Fluids and Magnetorheological (MR) Suspensions*, Nice, July 2001.
- [11] Carlson, J.D., "Designing with MR fluids", *Engineering note*, Lord Corporation, Materials Division.
- [12] Jolly, M.R., Carlson, J.D. & Muñoz, B.C. 1996, "A model of the behaviour of magnetorheological materials", *Smart Materials and Structures*, vol. 5, no. 5, pp. 607-614.
- [13] G. Genta, *Meccanica dell'autoveicolo*, Levrotto e Bella, Torino 2000;
- [14] Miao Yu, X.M. Dong, S.B. Choi, C.R. Liao, Human simulated intelligent control of vehicle suspension system with MR dampers, *Journal of sound and vibration-Elsevier*, 2009, Vol. 319, pag. 753-767.