



Corso di laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Tesi di laurea in
Meccanica del Veicolo**

Dinamica verticale del veicolo stradale

Relatori:

Prof. Ing. Arcangelo Messina

Ing. Giulio Reina

Laureando:

Antonio Schirinzi



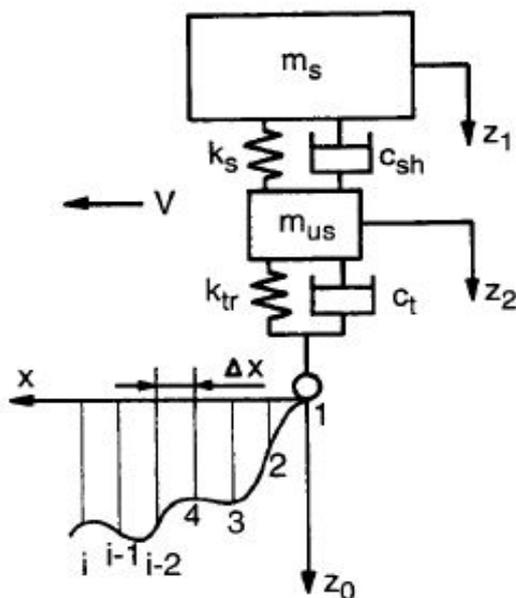
Finalità della ricerca

Il moto verticale di un veicolo causato dall'irregolarità della strada e dalle caratteristiche del pacchetto sospensione-pneumatico è un fattore importante nel progetto di un veicolo per valutarne le prestazioni in termini di comfort e tenuta di strada.

L'obiettivo della ricerca è quello di effettuare uno studio della dinamica verticale di un generico veicolo stradale attraverso l'analisi di un modello ad $\frac{1}{4}$ di veicolo a due gradi di libertà il quale rappresenta un buon compromesso tra semplicità e accuratezza.



Modello 1/4 di veicolo stradale



- m_s è la massa sospesa (Sprung Mass)
- m_{us} è la massa non sospesa (Unsprung Mass)
- k_s è la rigidità della sospensione
- c_{sh} è il coefficiente di smorzamento del sistema sospensivo
- k_{tr} è la rigidità del sistema ruota-pneumatico
- c_t è il coefficiente di smorzamento dello pneumatico

$$m_s \cdot \ddot{z}_1 + c_{sh} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_s \cdot (z_1 - z_2) = 0 \quad (1)$$

$$m_{us} \cdot \ddot{z}_2 + c_{sh} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_s \cdot (z_2 - z_1) + c_t \cdot \dot{z}_2 + k_{tr} \cdot z_2 = F(t) = c_t \cdot \dot{z}_0 + k_{tr} \cdot z_0 \quad (2)$$



Esecuzione della ricerca

Lo studio viene eseguito in due ambienti di lavoro MATLAB R2012a ed MSC ADAMS 2005

Analisi in frequenza



- Vibration Isolation
- Suspension Travel
- Dynamic Tire Deflection
- Accelerazioni

Analisi risposta ad un
generico segnale in
ingresso



- Sinusoidale
- Gradino
- Dosso



Analisi in Frequenza

Equazioni del moto in equazioni di stato

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} z_2 - z_0 \\ \dot{z}_2 \\ z_1 - z_2 \\ \dot{z}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_{tr}}{m_{us}} & -\frac{(c_{sh} + c_t)}{m_{us}} & \frac{k_s}{m_{us}} & \frac{c_{sh}}{m_{us}} \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{c_{sh}}{m_s} & -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_{sh}}{m_s} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_2 - z_0 \\ \dot{z}_2 \\ z_1 - z_2 \\ \dot{z}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ c_t \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \dot{z}_0$$

dove in linea generale si può scrivere

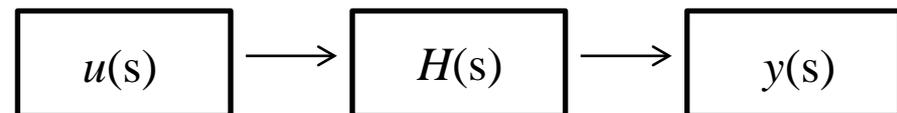
$$\dot{x} = A \cdot x + B \cdot u$$

$$y = C \cdot x + D \cdot u$$



$$s \cdot x(s) = A \cdot x(s) + B \cdot u(s)$$

$$y(s) = C \cdot x(s) + D \cdot u(s)$$



FUNZIONE DI TRASFERIMENTO

$$H(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = C \cdot (s \cdot I - A)^{-1} \cdot B + D$$



Dati in ingresso

Massa sospesa	$m_s = 454.5 \text{ kg}$
Rapporto masse	$m_{us}/m_s = [0.05, 0.10, 0.20]$
Coefficiente di rigidezza di uno pneumatico gonfio (2,45 bar)	$k_{tr1} = 221 \text{ kN/m}$
Coefficiente di rigidezza di uno pneumatico sgonfio (1,47 bar)	$k_{tr2} = 136 \text{ kN/m}$
Rapporto rigidezze	$k_{tr}/k_s = [5, 8, 10]$
Smorzamento del sistema sospensivo	$\xi = [0.1, 0.3, 0.707]$
Coefficiente di smorzamento dello pneumatico alla pressione di 2,45 bar	$c_{t1} = 2.79 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$
Coefficiente di smorzamento dello pneumatico alla pressione di 1,47 bar	$c_{t2} = 3.62 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$

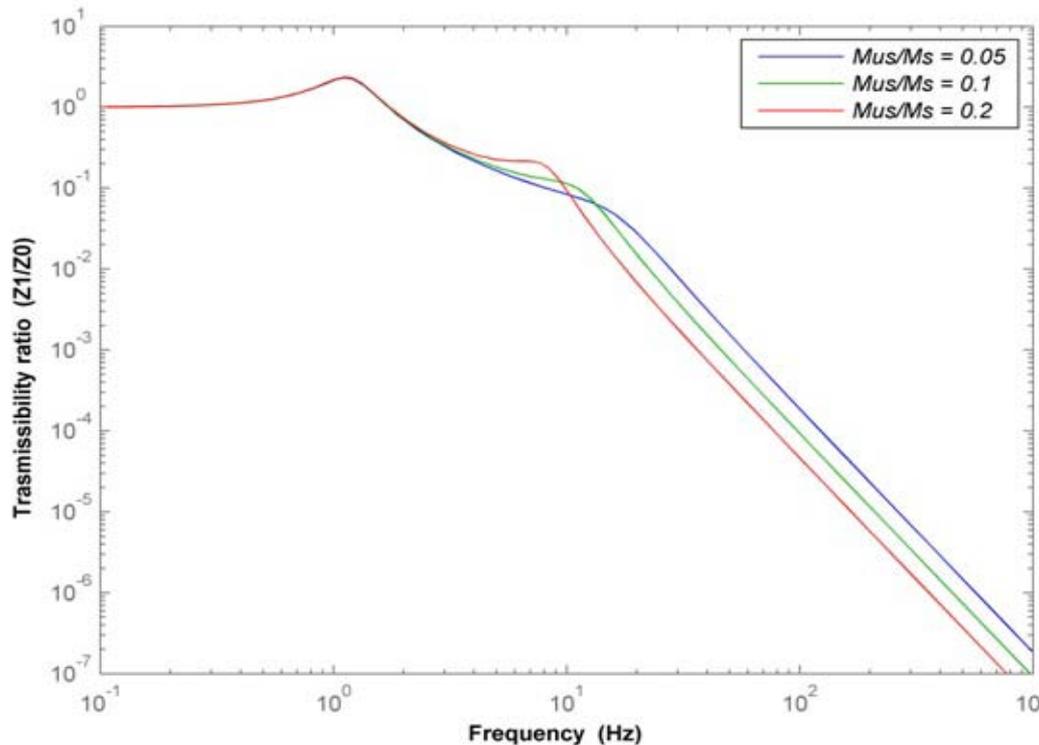


Analisi in frequenza: Vibration Isolation

Funzione di Trasferimento

$$\frac{Z_1}{Z_0}(s) = \frac{(c_{sh} c_t)s^2 + (c_{sh} k_{tr} + c_t k_s)s + k_s k_{tr}}{(m_s m_{us})s^4 + (m_s c_{sh} + m_s c_t + m_{us} c_{sh})s^3 + (m_s k_s + m_s k_{tr} + c_{sh} c_t + m_{us} k_s)s^2 + (c_{sh} k_{tr} + c_t k_s)s + k_s k_{tr}}$$

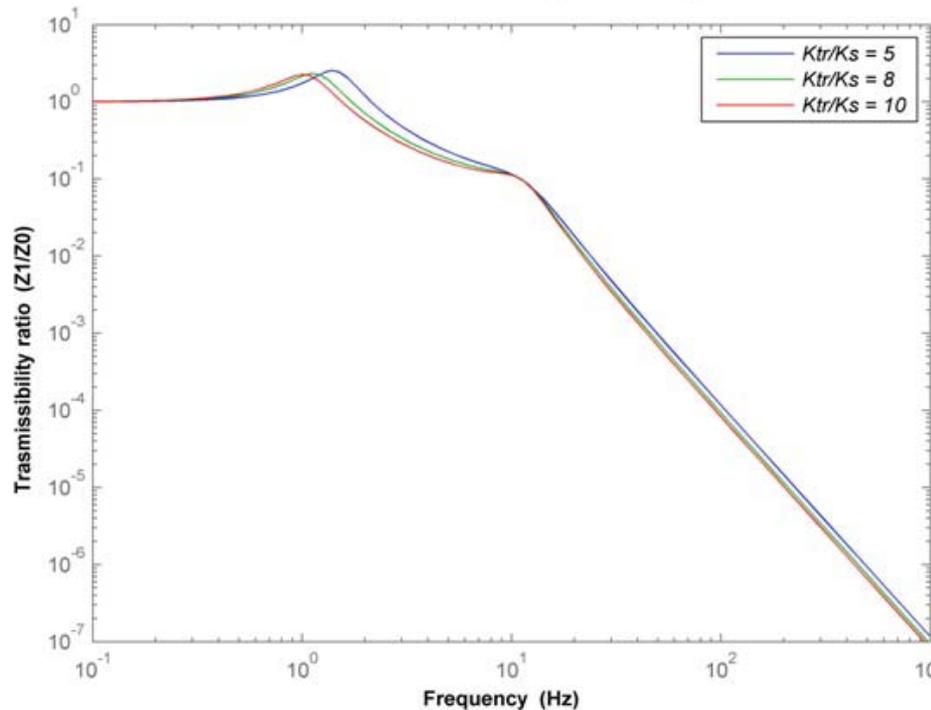
Trasmissibilità al variare del rapporto masse



Un rapporto di masse più basso implica una minore trasmissibilità e quindi un migliore comfort.

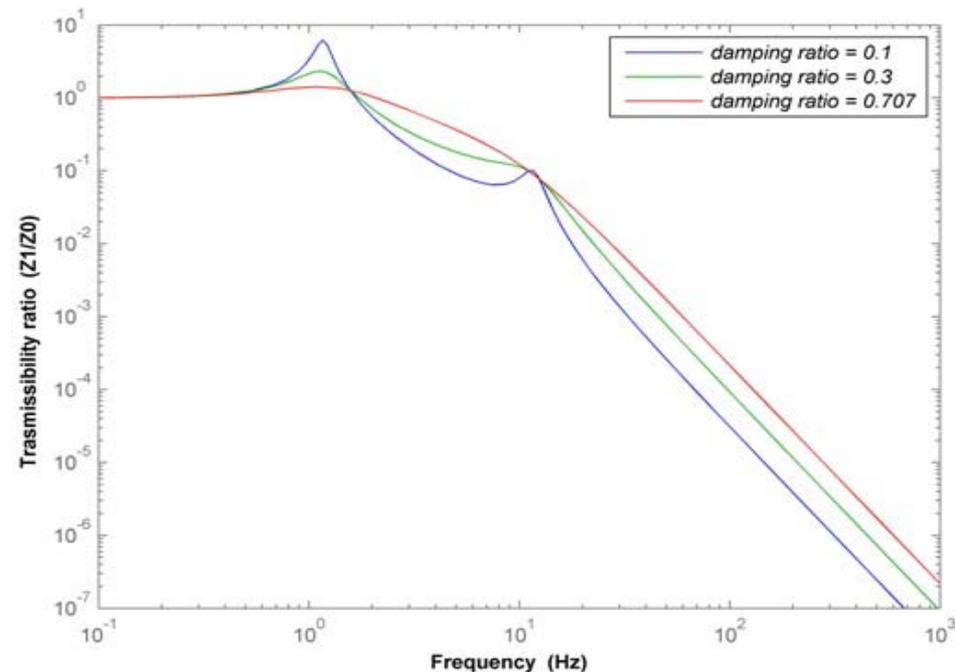


Trasmissibilità al variare del rapporto delle rigidità



A basse frequenze di eccitazione una sospensione più morbida implica una minore trasmissibilità e quindi un migliore comfort

Trasmissibilità al variare del rapporto di smorzamento

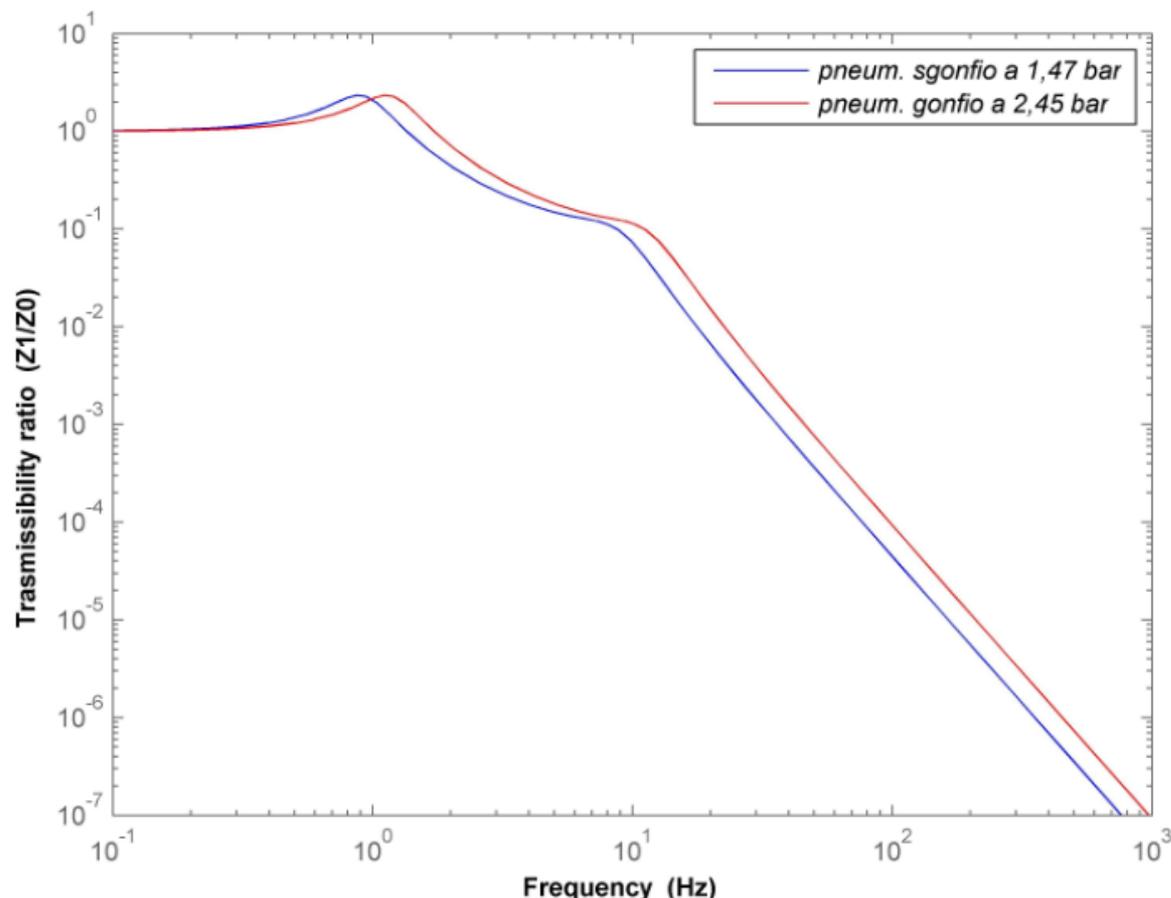


A basse frequenze di eccitazione un minore coefficiente di smorzamento implica una minore trasmissibilità e quindi un miglior comfort.





Trasmissibilità al variare della pressione dello pneumatico



Diminuendo la pressione di gonfiaggio si ha una traslazione della curva verso sinistra

$$f_{n-s} = 1.17 H_z \longrightarrow f_{n-s} = 0.92 H_z$$

$$f_{n-s} = 11.77 H_z \longrightarrow f_{n-s} = 9.23 H_z$$



$$\Delta fn = 21.5 \%$$



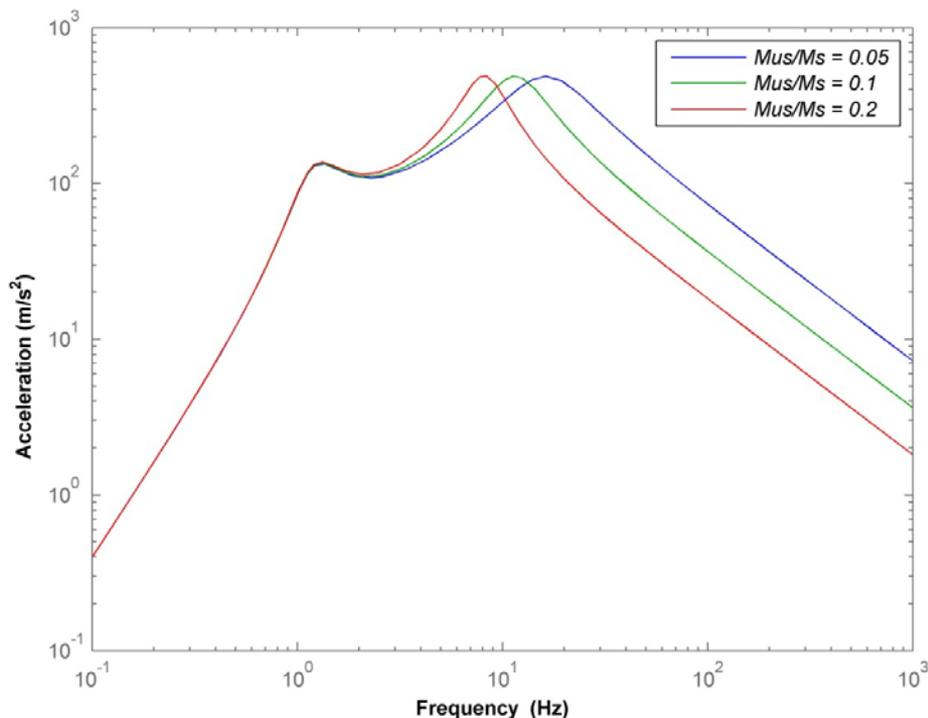
Trasmissibilità in termini di accelerazione

Funzione di Trasferimento

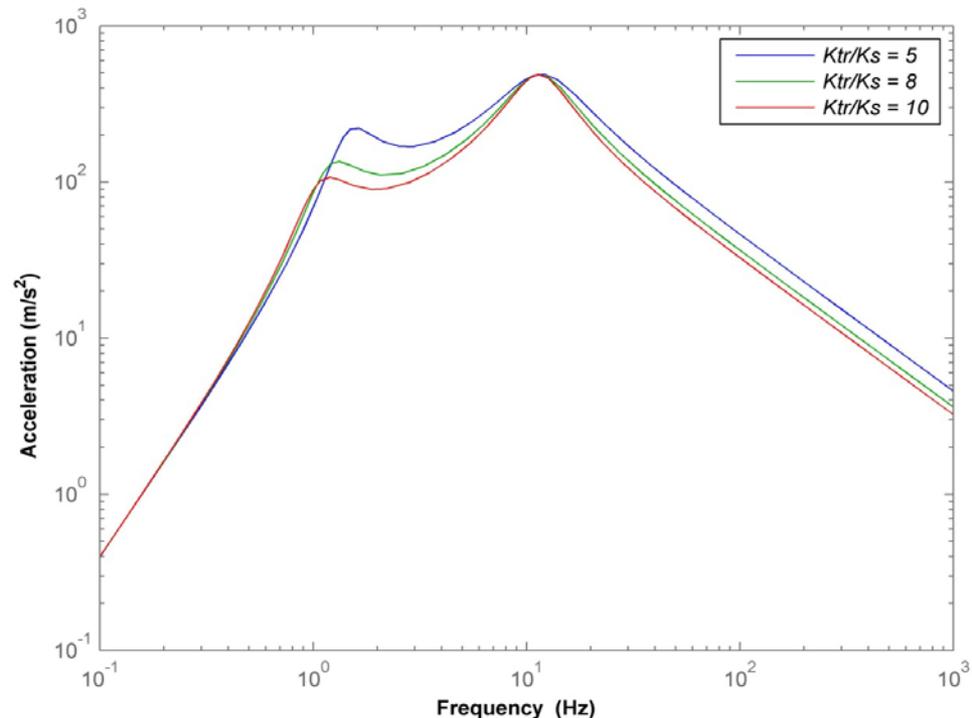


$$H_a(s) = \frac{\ddot{z}_1(s)}{z_0(s)} = s^2 \cdot \frac{z_1(s)}{z_0(s)} = s^2 \cdot H(s)$$

Trasmissibilità in termini di accelerazione al variare del rapporto masse

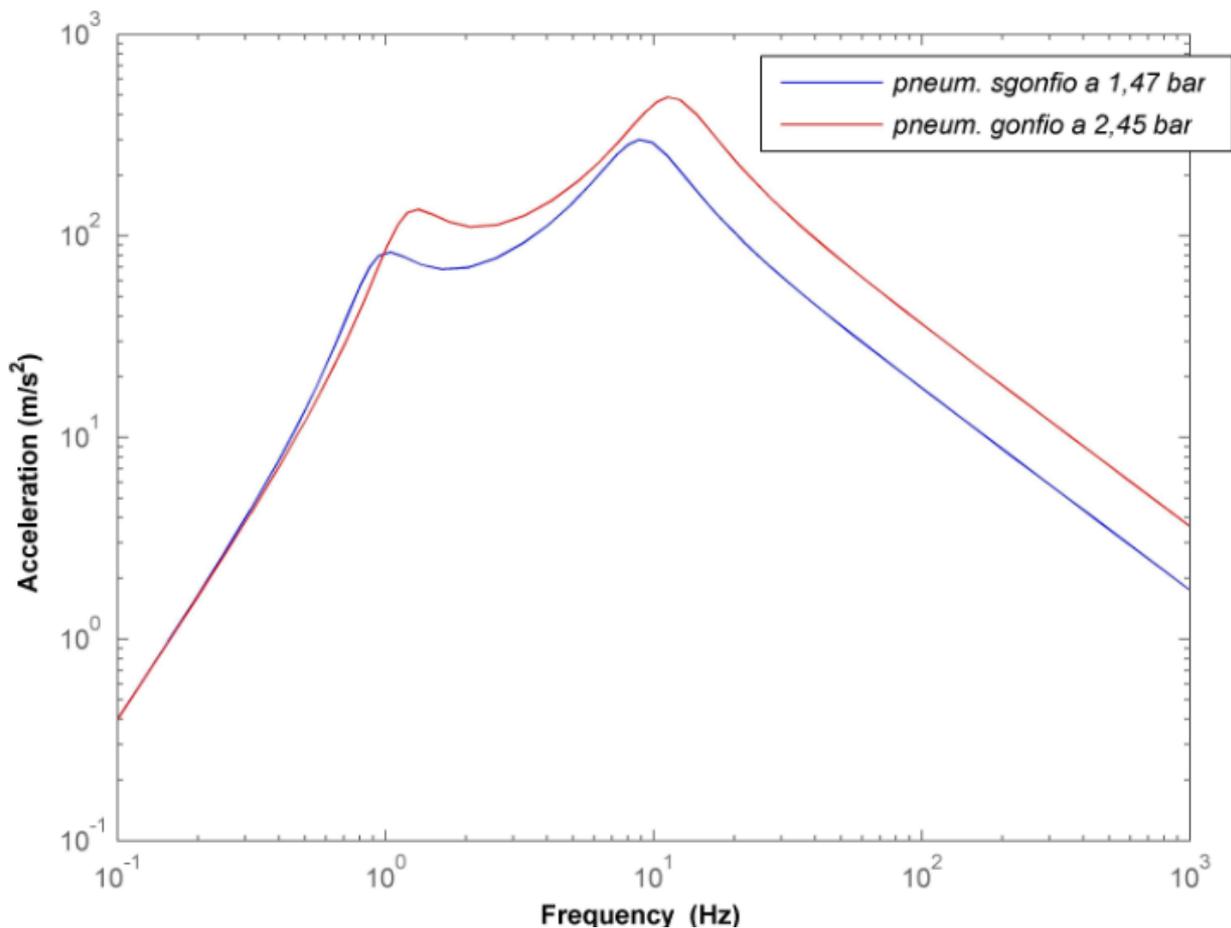


Trasmissibilità in termini di accelerazione al variare di rigidezza





Trasmissibilità in termini di accelerazione al variare della pressione



Uno pneumatico sgonfio implica minore accelerazione e quindi un miglior comfort di guida

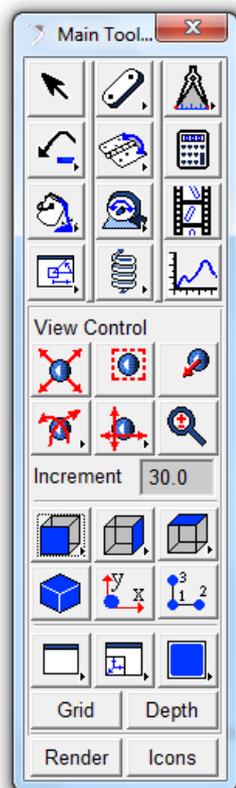


$$\Delta fn = 21.5 \%$$

$$\Delta acc = 38.5 \%$$



Modello ¼ di veicolo in MSC ADAMS



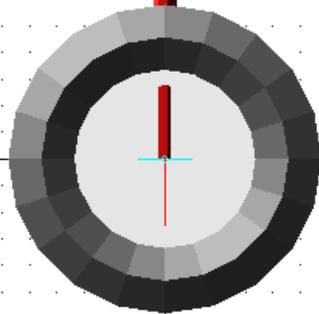
Massa sospesa



Sistema sospensivo
molla + smorzatore



Massa non sospesa
pneumatico + accessori

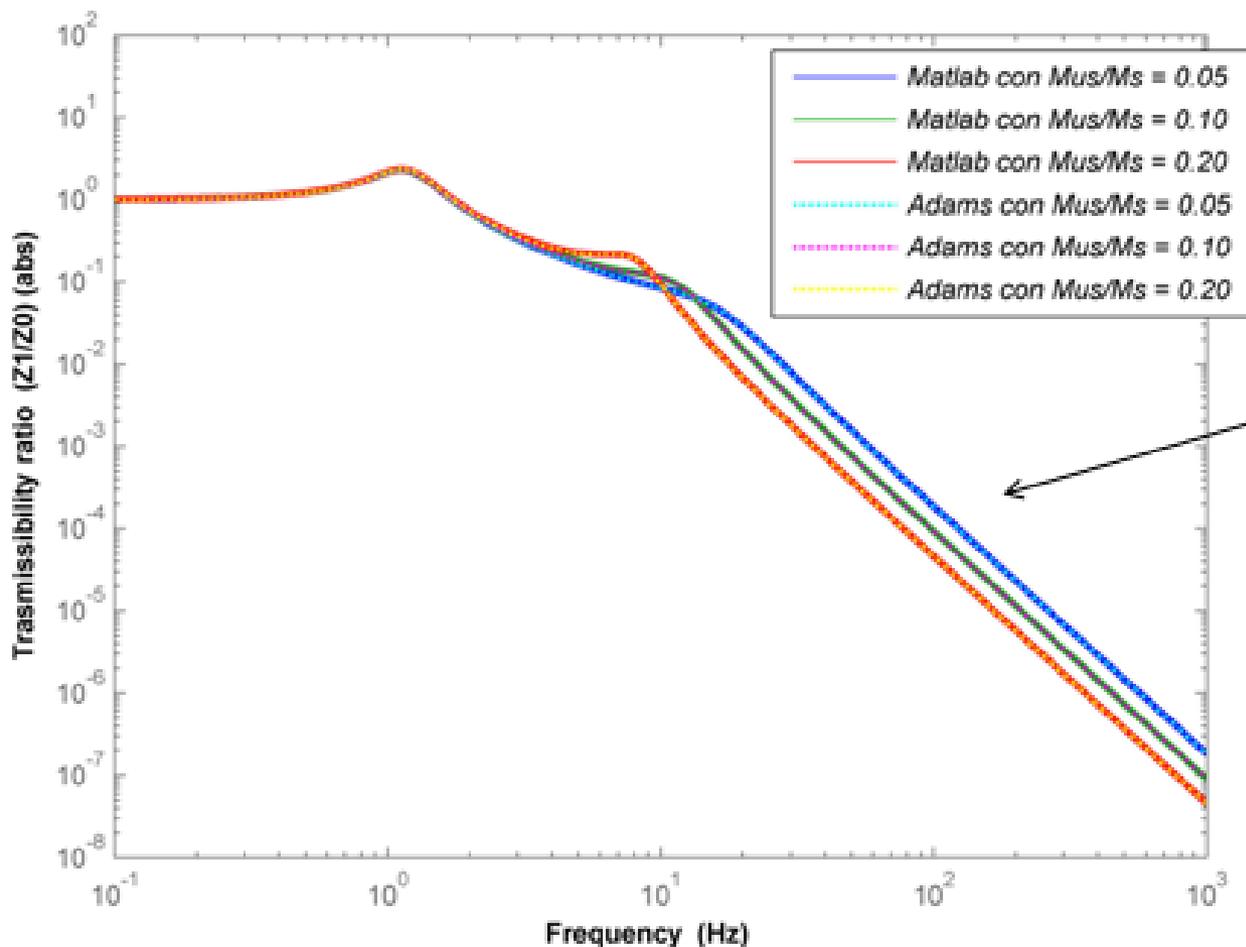


part.MARKER_23
part.MARKER_19

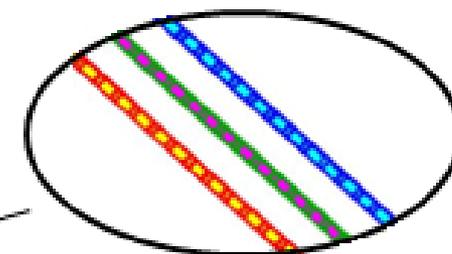


Confronto Matlab – MSC Adams: Vibration Isolation

Confronto Matlab - Adams



zoom

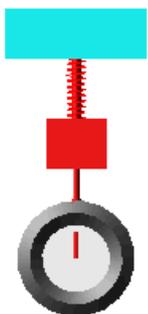


Stessi risultati si ottengono per l'analisi in frequenza relativa alla *Suspension Travel* e *Dynamic Tire Deflection* e le *Accelerazioni*



Confronto Matlab – MSC Adams: Ingresso Sinusoidale

Last_Run Time= 3.0000 Frame=0302



Segnale sinusoidale avente un'ampiezza di 35 mm, una lunghezza d'onda pari a 3 m

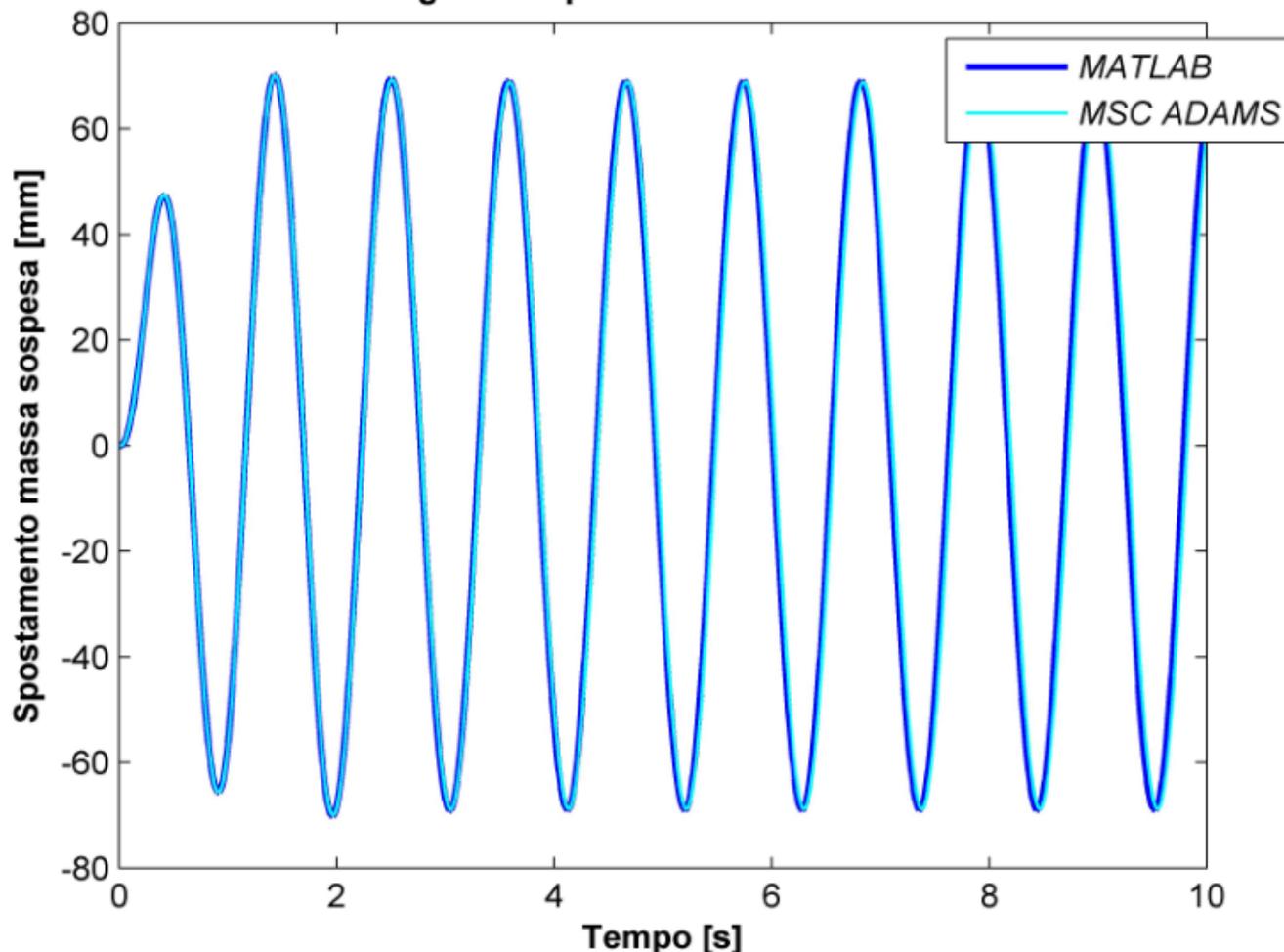


“sine_2d”



Confronto Matlab – MSC Adams: Ingresso Sinusoidale

Segnali di tipo sinusoidale in Uscita

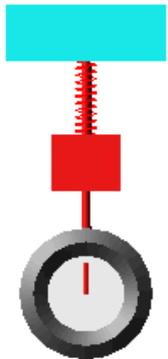


Il confronto Matlab – MSC Adams è soddisfatto dato che i due segnali di uscita sono sovrapposti



Confronto Matlab – MSC Adams: Risposta al Dosso

Last_Run Time= 0.0000 Frame=0002



Segnale rettangolare avente un'ampiezza di 30 mm

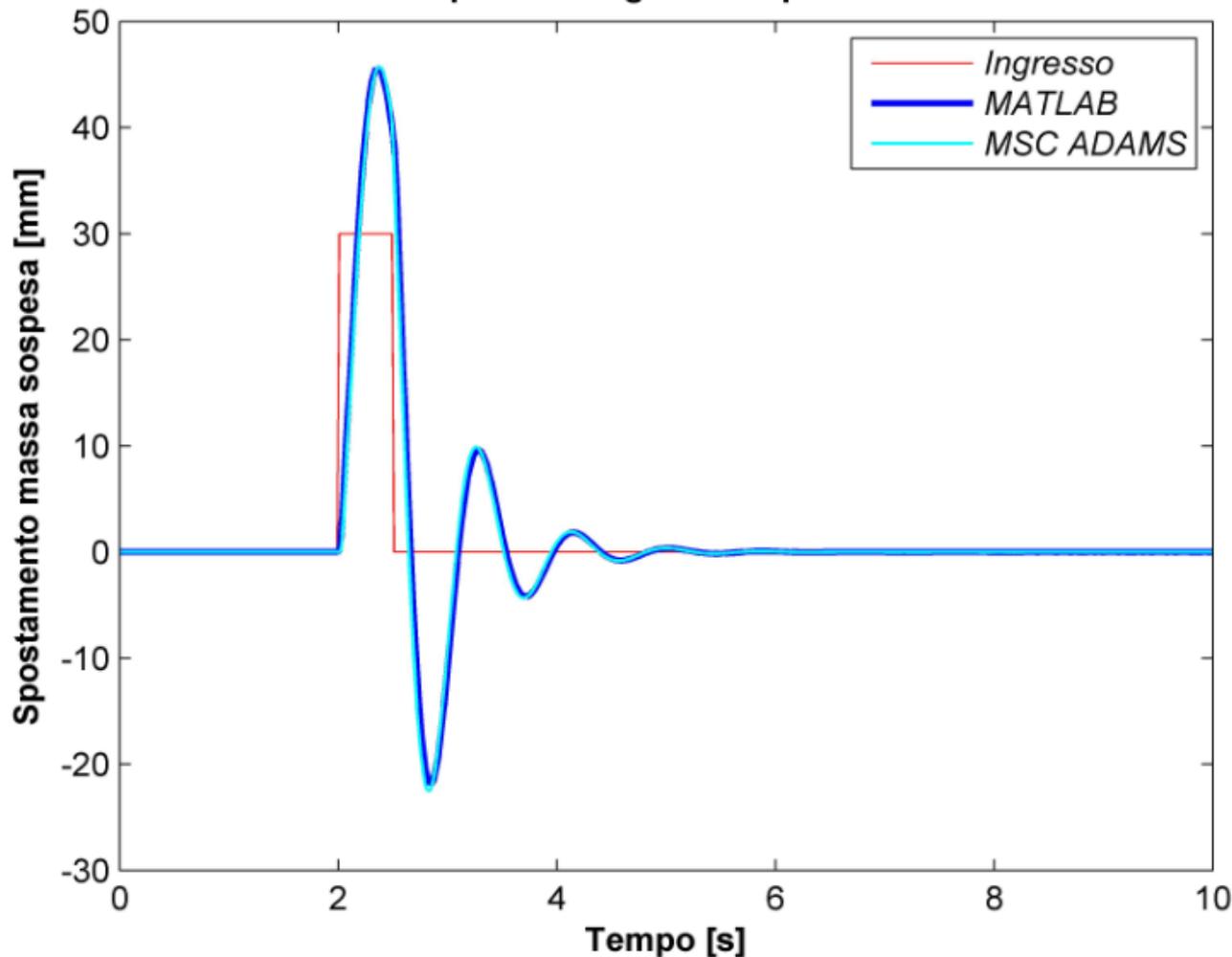


2d_roof.rdf



Confronto Matlab – MSC Adams: Risposta al Dosso

Risposta al segnale di tipo Dosso



Il confronto Matlab – MSC Adams è soddisfatto dato che i due segnali di uscita sono sovrapposti



Conclusioni

- L'analisi in frequenza del modello ha permesso di valutare l'influenza dei parametri sulle prestazioni del sistema.
- Il comfort del veicolo migliora riducendo le masse non-sospese e la rigidità della sospensione, a discapito della tenuta di strada.
- Dunque, il progetto di una sospensione automobilistica scaturirà da un compromesso tra comfort e tenuta di strada a seconda del tipo di autovettura (sportiva/passeggero).
- E' possibile monitorare le frequenze naturali del sistema per avere una indicazione circa la pressione di gonfiaggio dello pneumatico.
- I due modelli sviluppati in ambiente MATLAB e MSC ADAMS hanno fornito risultati confrontabili.
- Tra gli sviluppi futuri, si provvederà ad effettuare delle analisi sperimentali attraverso un opportuno sistema di acquisizione di bordo per rilevare le accelerazioni del sistema e valutare possibili strategie di controllo attivo delle sospensioni.



Grazie a tutti per
l'attenzione