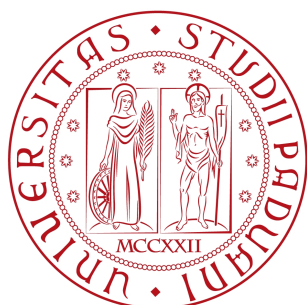


UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
FACOLTÀ DI INGEGNERIA



Finito di scrivere il giorno 18 febbraio 2011 utilizzando L^AT_EX 2_ε.

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA
FACOLTA' DI INGEGNERIA

—
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA DELL'INFORMAZIONE
—

LAUREA TRIENNALE IN INGEGNERIA
DELL'AUTOMAZIONE

APPLICAZIONI DEI CONTROLLI
AUTOMATICI ALL'AUTOMOBILE:
SOSPENSIONI ATTIVE

RELATORE: PROF. ING. MAURO BISIACCO

LAUREANDO: MICHELE SAVIETTO

ANNO ACCADEMICO 2010-2011

ai miei genitori Luciana e Paolo e a mia sorella Veronica

Indice

Introduzione	III
1 Metodi di controllo: Bode e Nyquist	1
1.1 Diagramma di Bode	1
1.2 Diagramma di Nyquist	2
2 Sospensioni	5
3 Progettazione del controllore	9
3.1 Controllore PID	10
3.2 Seconda versione del controllore PID	17
3.2.1 Osservazioni	20
4 Miglioramenti	21
5 Sospensioni passive	29

Introduzione

La funzione delle sospensioni, in qualsiasi tipo di veicolo, è quella di diminuire l'effetto delle irregolarità del terreno sull'abitacolo. Questo compito è però in contrasto con la guidabilità del mezzo stesso. Si consideri come esempio una vettura le cui sospensioni sono “morbide”: queste si deformano molto velocemente, quindi sono in grado di assorbire qualsiasi asperità della strada. Allo stesso tempo però queste influenzano negativamente la guida e il comfort dei passeggeri rendendo la macchina inguidabile. Al contrario, se si irrigidiscono troppo le sospensioni come nel caso delle macchine da Formula 1, si ha una vettura particolarmente prestante per quanto riguarda la tenuta su pista, ma non utilizzabile quotidianamente su strada in quanto non assorbe le irregolarità.

Il settaggio della vettura, ovvero sospensioni morbide oppure dure, va scelto opportunamente in fase di progettazione cercando di garantire il miglior compromesso tra guidabilità e comfort.

Per quanto riguarda la classificazione, a seconda della struttura che caratterizza le sospensioni, si può introdurre la seguente suddivisione:

- sospensioni passive;
- sospensioni attive.

Le sospensioni passive sono le più semplici ed economiche, ed è proprio per questi motivi che sono le più utilizzate nelle vetture. Esse sono composte da un ammortizzatore e da uno smorzatore i cui parametri, rispettivamente K_S e C_S , sono fissi e scelti in fase di progettazione. Sono proprio questi due termini che determinano la morbidezza, o la durezza, di una sospensione. Solitamente si cerca un compromesso tra guidabilità e stabilità del veicolo.

Nelle sospensioni attive, invece, è presente un terzo elemento, un attuatore. Questo attuatore è in grado di generare una forza f per stabilizzare la macchina che va a sommarsi all'effetto della molla e dello smorzatore. Attualmente questo tipo di sospensioni si può trovare su autovetture di classe alta.

In questa tesi viene studiato come progettare un controllore per un sistema di ammortizzazione che impiega le sospensioni attive, eventuali problemi che nascono a causa dell'applicazione di determinati controlli, le possibili soluzioni ed infine eventuali miglioramenti o accorgimenti da tenere in considerazione. Per la progettazione si fa ricorso ai diagrammi di Bode e Nyquist tramite i quali è possibile valutare la bontà della risposta del sistema. Per eseguire le simulazioni dei sistemi via via analizzati si fa ricorso a Matlab e Simulink.

Capitolo 1

Metodi di controllo: Bode e Nyquist

1.1 Diagramma di Bode

Il diagramma di Bode consiste in effetti di due diagrammi, che rappresentano il modulo $|G(j\omega)|$ e la fase $\angle G(j\omega)$ di $G(j\omega)$ al variare di ω . In realtà sugli assi di tali diagrammi non viene riportato semplicemente il valore di ω e di $|G(j\omega)|$, ma $\log \omega$ e $20 \log |G(j\omega)|$ (decibel).

Il diagramma di Bode è tracciato per $\omega \geq 0$, questo non è un problema alle frequenze negative dato che:

$$G(-j\omega) = \overline{G(j\omega)}$$

ovvero:

$$\begin{aligned} |G(-j\omega)| &= |G(j\omega)| \\ \angle G(-j\omega) &= -\angle G(j\omega) \end{aligned}$$

Pur essendo riportati in valore logaritmico nei grafici, si usa riportare sull'asse gli effettivi valori di ω . Un intervallo di pulsazioni compreso tra $\bar{\omega} \leq \omega \leq 10\bar{\omega}$ viene detto decade.

Per tracciare il diagramma di Bode conviene avere la funzione di trasferimento nella forma:

$$G(s) = \frac{n(s)}{d(s)}$$

detta appunto forma di Bode.

Considerando una generica funzione di trasferimento posta in forma di Bode

$$G(s) = \frac{K_B(1 + s\tau_1) \cdots (1 + s\tau_m)}{s^\nu(1 + s\mu_1) \cdots (1 + s\mu_n)}$$

si ottiene che:

$$|G(j\omega)| = \frac{|K_B| |1 + j\omega\tau_1| \dots |1 + j\omega\tau_m|}{|(j\omega)^\nu| |1 + j\omega\mu_1| \dots |1 + j\omega\mu_n|}$$

da cui

$$\begin{aligned} \log |G(j\omega)| &= \log |K_B| + \log |1 + j\omega\tau_1| + \dots + \log |1 + j\omega\tau_m| - \log |s^\nu| \\ &\quad - \log |1 + j\omega\mu_1| - \dots - \log |1 + j\omega\mu_n| \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \arg(G(j\omega)) &= \arg K_B + \arg(1 + j\omega\tau_1) + \dots + \arg(1 + j\omega\tau_m) - \arg((j\omega)^\nu) \\ &\quad - \arg(1 + j\omega\mu_1) - \dots - \arg(1 + j\omega\mu_n) \end{aligned}$$

Quindi il guadagno in decibel si ottiene sommando algebricamente i guadagni corrispondenti ai singoli fattori della funzione di trasferimento, e lo stesso vale per la fase. Ciò consente di semplificare il tracciamento del diagramma a quello di un numero finito di funzioni elementari (costante e polinomi di primo e secondo grado) ottenendo il diagramma finale per somma dei diagrammi elementari.

1.2 Diagramma di Nyquist

Il diagramma di Nyquist di una funzione di trasferimento è un grafico in coordinate polari in cui sono disegnati il modulo e la fase della funzione di trasferimento al variare di ω . Questo diagramma quindi combina in un solo piano i due grafici che compongono il diagramma di Bode (senza conservare la proprietà logaritmica). La curva risultante rappresenta quindi la parte relativa a $\omega \geq 0$, ma dato che $G(-j\omega) = \overline{G(j\omega)}$ l'andamento alle pulsazioni negative si ottiene per simmetria rispetto all'asse reale.

Il diagramma di Nyquist è molto utilizzato per studiare la stabilità dei sistemi retroazionati, facendo ricorso al criterio di Nyquist.

Criterio di Nyquist (versione restrittiva) Sia $G(s) \in \mathbb{R}$ una funzione razionale propria di cui sia noto il diagramma di Nyquist di $G(j\omega)$ per $\omega : -\infty \rightarrow +\infty$ e supponendo che tale diagramma di Nyquist:

1. rimanga sempre al finito, ovvero $\exists R > 0$ tale che il diagramma di Nyquist si mantenga interamente dentro al cerchio (del piano complesso \mathbb{C}) di centro l'origine e raggio R ;

2. non passi mai (nè per valori finiti nè per valori infiniti del parametro ω) per il punto $-1 + j0$.

Sotto queste ipotesi se si indica con N il numero di giri che il diagramma di Nyquist di $G(j\omega)$ compie attorno al punto critico $-1 + j0$ quando ω varia da $-\infty$ a $+\infty$, contato con segno positivo se descritto in verso antiorario, negativo se descritto in verso orario, allora vale:

$$N = n_{G+} - n_{W+}$$

dove n_{G+} = numero di poli in $\Re(s) > 0$ di $G(s)$
 n_{W+} = numero di poli in $\Re(s) > 0$ di $W(s)$

e, conseguentemente, $W(s)$ è BIBO stabile se e solo se

$$N = n_{G+}$$

Infine, se in particolare $G(s)$ è BIBO stabile, $W(s)$ è BIBO stabile se e solo se $N = 0$ (il diagramma di Nyquist di $G(j\omega)$ non compie alcun giro attorno al punto $-1 + j0$). [CRITERIO DI NYQUIST RIDOTTO]

Capitolo 2

Sospensioni

Le sospensioni, come accennato in precedenza, possono essere principalmente di due tipi: attive o passive. La differenza tra questi due tipi è che nelle sospensioni attive è presente un attuatore che, grazie ad un sistema di controllo, va a migliorare il comfort dei passeggeri in presenza di fondo stradale dissestato; nelle seconde invece questo sistema non è presente e il grado di guidabilità e comfort è scelto in fase di progettazione del veicolo e non è modificabile.



Figura 2.1: Schematizzazione sospensione passiva

Per quanto riguarda l'analisi condotta in questa tesi, viene considerato il comportamento di una singola sospensione (modello quarter-car). È possibile anche studiare le sospensioni a coppie, cioè quelle sullo stesso asse

(modello half-car) ed infine tutte e quattro le sospensioni contemporaneamente (modello full-car), dove oltre alle traslazioni verticali sono considerati altri movimenti quali il rollio e il beccheggio.

In Figura 2.2 è riportato il modello di una sospensione attiva a cui si farà riferimento in seguito. La massa m rappresenta la massa sospesa, pari a circa un quarto della massa dell'intero veicolo (passeggeri compresi), x e y le quote rispetto all'asse di riferimento, considerato quello di una strada ideale, mentre u è la forza generata dall'attuatore e d un disturbo, ovvero rappresenta le irregolarità della pavimentazione stradale rispetto all'asse di riferimento. La molla e lo smorzatore inferiori, con i relativi coefficienti K_R e C_R , fanno riferimento al comportamento elastico del pneumatico, mentre la molla e lo smorzatore con coefficienti K_S e C_S modellizzano molla e ammortizzatore.

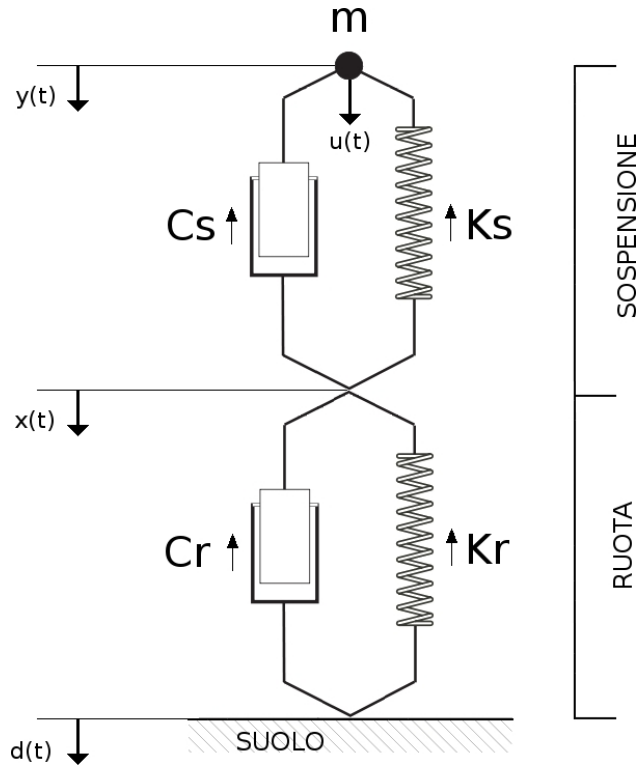


Figura 2.2: Schema del modello di una sospensione attiva

Le equazioni che si ricavano dal modello sono:

$$\begin{cases} m\ddot{x}(t) &= K_R(d(t) - x(t)) + C_R(\dot{d}(t) - \dot{x}(t)) \\ m\ddot{y}(t) &= K_S(x(t) - y(t)) + C_S(\dot{x}(t) - \dot{y}(t)) - u(t) \end{cases}$$

passando alle trasformate di Laplace:

$$\begin{cases} ms^2X(s) &= K_R D(s) - K_R X(s) + C_R s D(s) - C_R s X(s) \\ ms^2Y(s) &= K_S X(s) - K_S Y(s) + C_S s X(s) - C_S s Y(s) - U(s) \end{cases}$$

Con opportune manipolazioni si arriva ad ottenere la funzione di trasferimento complessiva che risulta essere:

$$Y(s) = G_1(s)D(s) + G_2(s)U(s)$$

dove

$$G_1(s) = \frac{s^2 C_S C_R + s(K_S C_R + K_R C_S) + K_S K_R}{d_{G_1}(s)}$$

$$G_2(s) = -\frac{1}{ms^2 + sC_S + K_S}$$

in cui

$$\begin{aligned} d_{G_1}(s) &= s^4 m^2 + s^3(mC_S + mC_R) + s^2(mK_S + mK_R + C_S C_R) \\ &\quad + s(K_S C_R + K_R C_S) + K_S K_R \end{aligned}$$

Capitolo 3

Progettazione del controllore

Per progettare il controllore si considera il comportamento del sistema posto nella forma:

$$Y(s) = G_2(s) \left[U(s) + \frac{G_1(s)}{G_2(s)} D(s) \right]$$

a cui corrisponde lo schema a blocchi riportato in Figura 3.1.

Inizialmente si progetta il controllore considerando $D(s) = 0$, ovvero si definisce la funzione di trasferimento

$$W(s) = \frac{C(s)G_2(s)}{1 + C(s)G_2(s)}$$

dando in ingresso come riferimento segnali a gradino e a rampa. Poi, in un secondo momento, vengono inseriti i disturbi dovuti alla pavimentazione stradale.

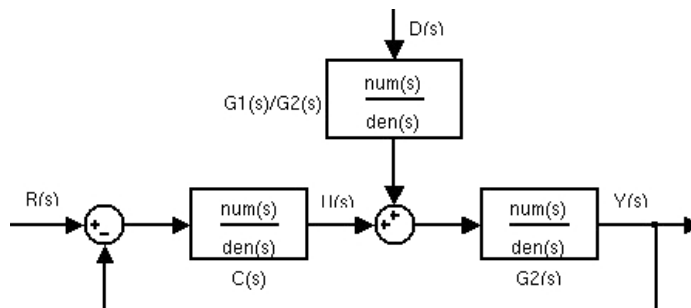


Figura 3.1: Schema a blocchi di un sistema a sospensioni attive

3.1 Controllore PID

Procedendo per tentativi, si è notato dalle simulazioni che le risposte migliori alle sollecitazioni in ingresso si ottenevano con un classico algoritmo PID. È stato definito quindi $C(s)$ come:

$$C(s) = K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s$$

dove K_P , K_I e K_D sono rispettivamente i guadagni delle azioni proporzionale, integrale e derivativa.

Mediante simulazioni sono stati definiti i valori di questi parametri:

$$\begin{aligned} K_P &= -2000 \\ K_I &= -150 \\ K_D &= -991 \end{aligned}$$

in modo da ottenere delle buone risposte ai segnali di prova gradino e rampa. La funzione di trasferimento $W(s)$ ottenuta con i dati appena trovati risulta:

$$W(s) = \frac{3.964(s + 1.94)(s + 0.07802)}{(s + 0.07487)(s^2 + 5.154s + 8.014)}$$

Al termine di secondo grado al denominatore corrispondono i poli complessi coniugati $-2.5770 \pm 1.1718i$. Ciò dovrebbe comportare delle oscillazioni nella risposta del sistema, ma siccome il fattore di smorzamento risulta $\xi = 0.9094$, cioè molto vicino a 1, queste oscillazioni sono impercettibili. Quindi, ai fini pratici della progettazione del controllore, questi due poli non arrecano problemi ed è come se fossero dei poli reali. Gli zeri di $W(s)$ sono:

$$-1.9401, -0.0780$$

mentre i poli sono:

$$-2.5770 + 1.1718i, -2.5770 - 1.1718i, -0.0749.$$

Il corrispondente diagramma di Bode è riportato in Figura 3.2.

Considerando invece la stabilità di $W(s)$ (in ogni caso già evidente dal calcolo dei poli di $W(s)$), in Figura 3.3 viene riportato il diagramma di Nyquist. I poli della funzione di trasferimento sono tutti a parte reale negativa, inoltre il diagramma di Nyquist non compie nessun giro attorno al punto critico $-1 + j0$. Dal Criterio di Nyquist si conclude che il sistema considerato è BIBO stabile.

Le risposte ai due segnali di prova, cioè un gradino ed una rampa, sono riportate rispettivamente in Figura 3.4 e Figura 3.5.

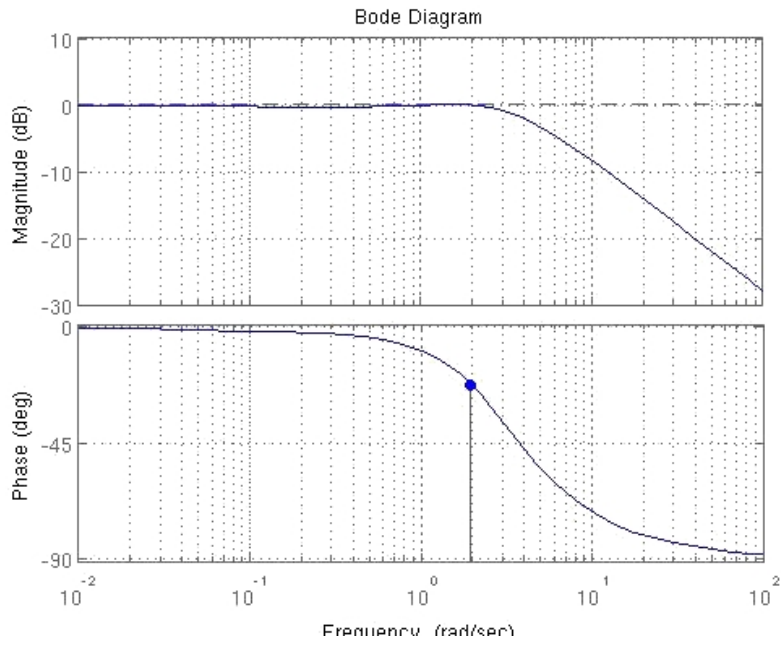


Figura 3.2: Diagramma di Bode di $W(s)$

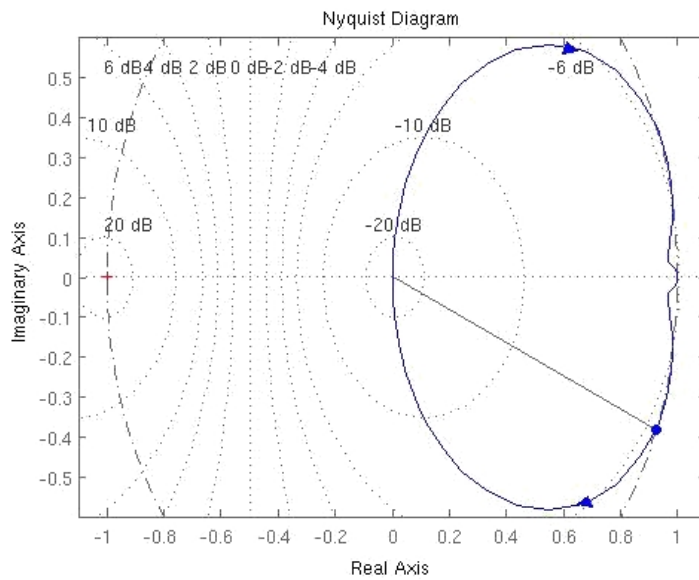


Figura 3.3: Diagramma di Nyquist di $W(s)$

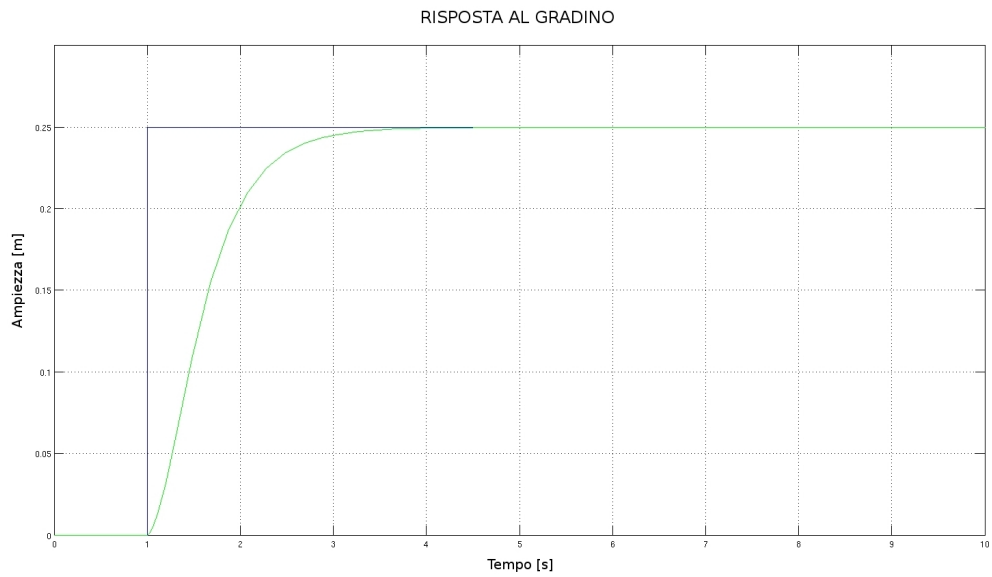


Figura 3.4: Risposta del sistema con controllore PID a $r(t) = 0.25 \cdot \delta_{-1}(t - 1)$

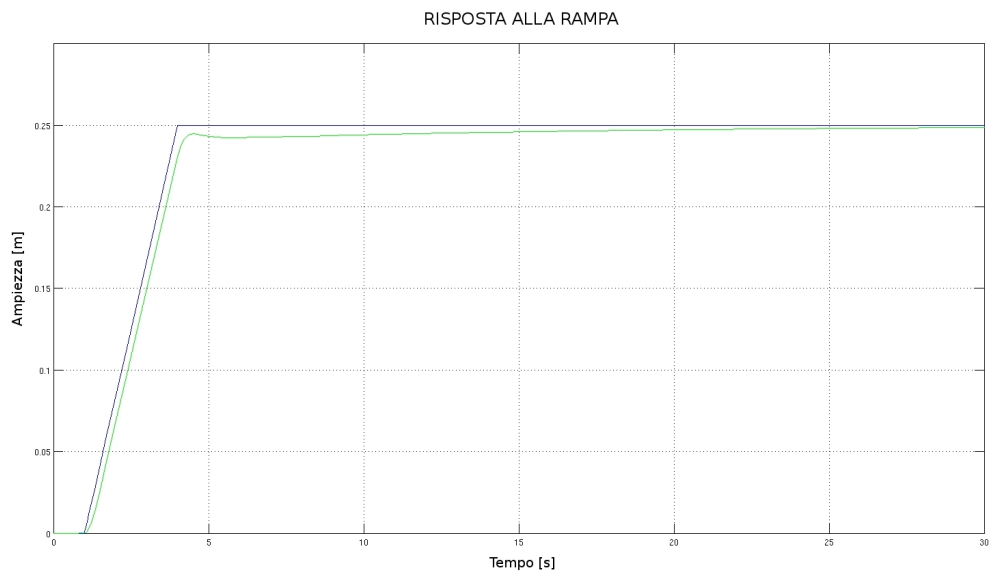


Figura 3.5: Risposta del sistema con controllore PID a $r(t) = 0.08 \cdot \delta_{-2}(t - 1) - 0.08 \cdot \delta_{-2}(t - 4)$

Ora che il sistema ottenuto risponde correttamente, bisogna verificare che le forze in gioco non siano troppo elevate rendendo il progetto non realizzabile fisicamente. Effettivamente si trova che il segnale di controllo $u(t)$ raggiunge valori troppo elevati, dell'ordine di 10^{15} Newton, come riportato in Figura 3.6.

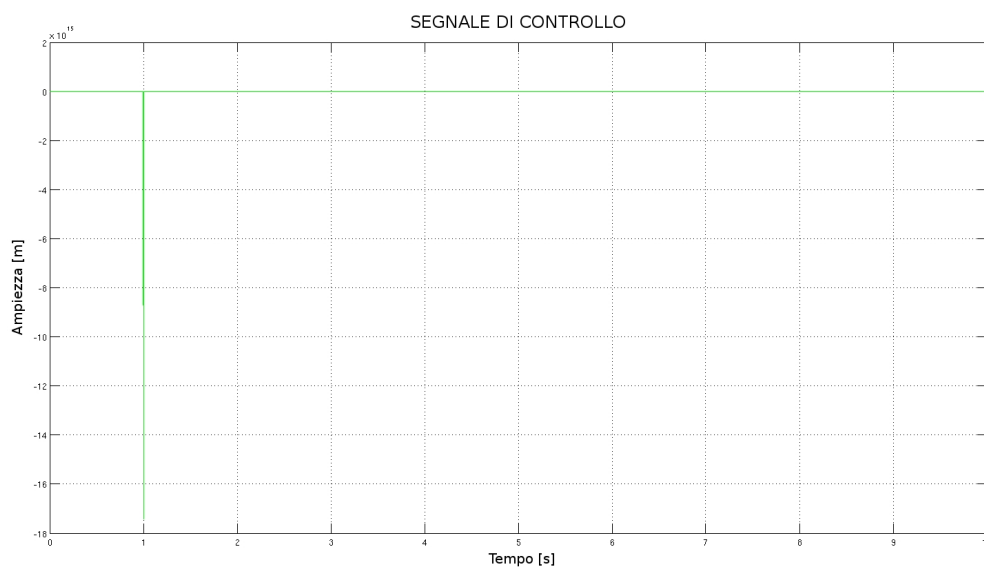


Figura 3.6: Segnale di controllo $u(t)$

È stato aggiunto quindi allo schema Simulink un blocco di saturazione in modo da limitare il segnale in questione. Per fissare gli estremi della saturazione è stato fatto il ragionamento seguente: su ogni sospensione, in condizioni normali, grava un peso di circa 250kg. Nel caso peggiore, ad esempio in una curva, una singola sospensione deve reggere circa il 70% della massa totale del veicolo, in più bisogna considerare la componente dovuta alle accelerazioni, trasmesse tramite il pneumatico, causate dalle irregolarità dell'asfalto. Si arriva così ad un valore indicativo di 1000Kg. Infine si considera il tutto moltiplicato per un fattore di sicurezza 2 che porta al dato conclusivo di 2000Kg, ovvero circa 20000Newton. Come si può vedere da Figura 3.7, l'inserimento della saturazione porta ad un lieve peggioramento della risposta del sistema. Per questo motivo i parametri del controllore sono stati ritirati nuovamente:

$$\begin{aligned} K_P &= -2000 \\ K_I &= -135 \\ K_D &= -1120 \end{aligned}$$

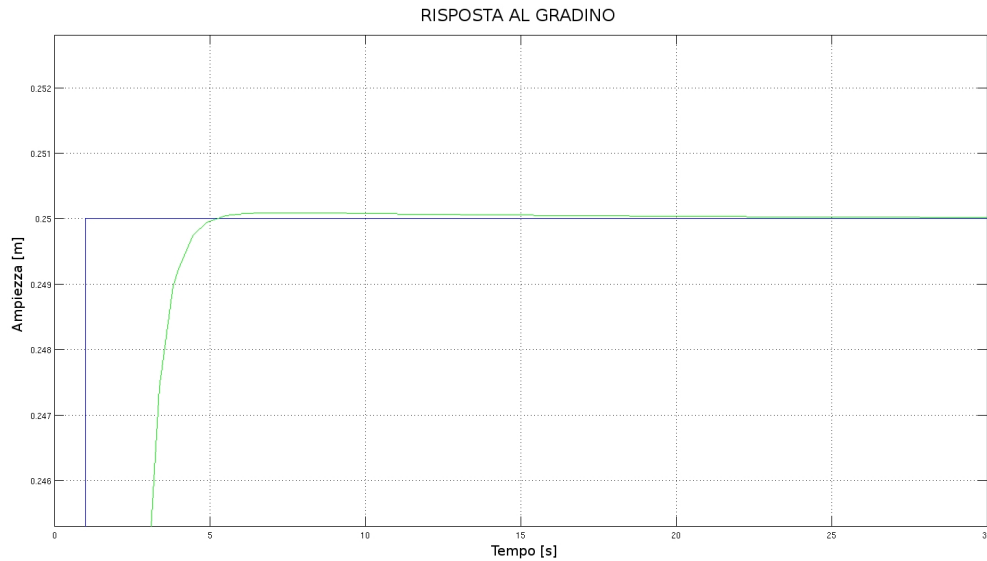


Figura 3.7: Risposta al segnale $r(t) = 0.25 \cdot \delta_{-1}(t - 1)$ con la saturazione del segnale $u(t)$

per ottenere le risposte al gradino e alla rampa riportate in Figura 3.8 e Figura 3.9.

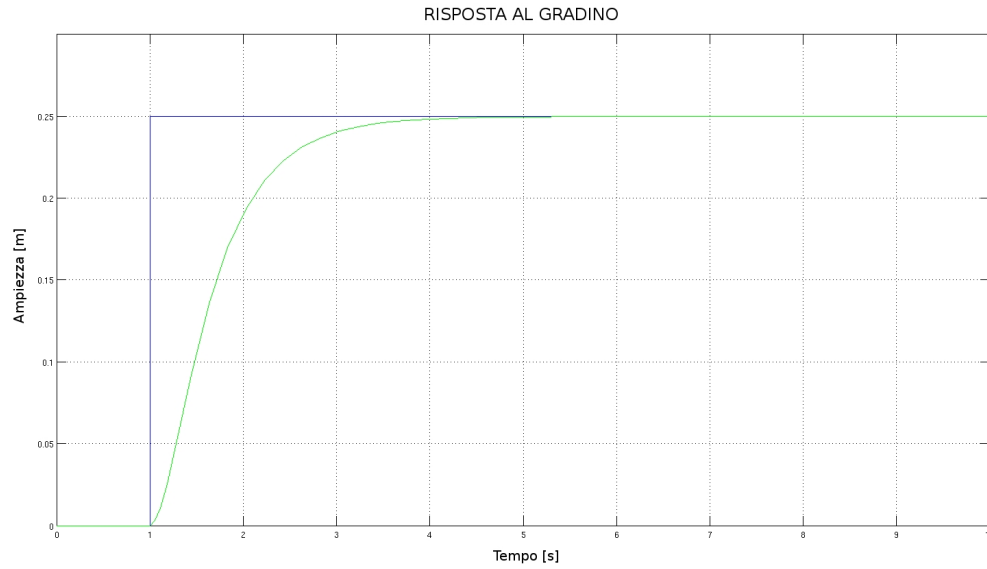
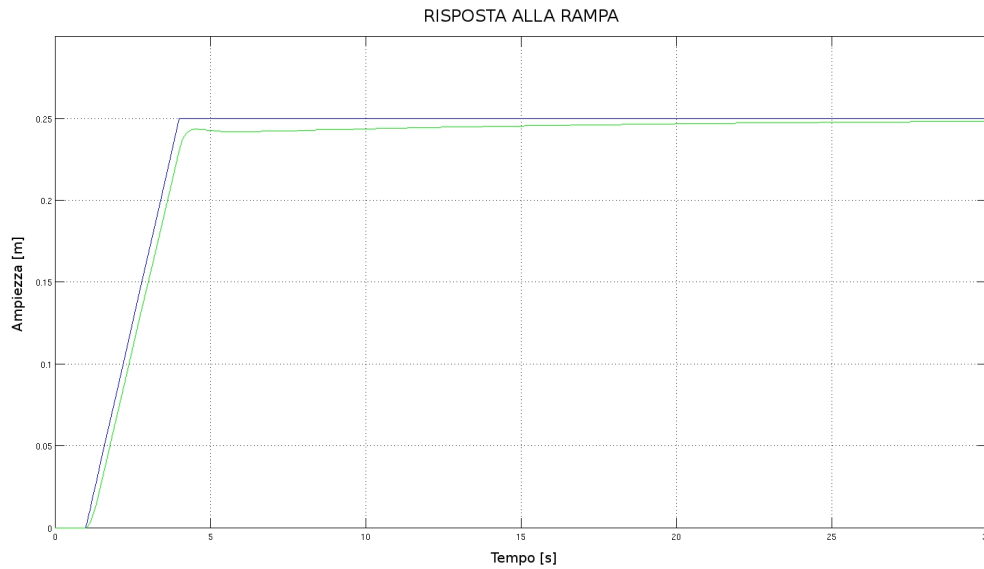
In entrambe le risposte di Figura 3.8 e Figura 3.9 il sistema è più lento rispetto al caso senza saturazione. Questo perchè, non potendo fornire al sistema azioni di controllo troppo elevate, onde evitare fenomeni quali ad esempio overshoot, si deve ridurre l'azione correttiva che porta quindi ad un rallentamento dell'intero sistema. In questo caso, la differenza tra i due sistemi è di qualche decimo di secondo, che non rappresenta un problema per il sistema considerato, dato che non è necessaria una risposta praticamente istantanea.

A questo punto si inseriscono le irregolarità della strada, le quali non hanno frequenze elevate, si può supporre al massimo una decina di *Hertz*. La funzione di trasferimento in questione è:

$$Y(s) = \frac{G_1(s)}{1 + C(s)G_2(s)} D(s)$$

il cui diagramma di Bode è riportato in Figura 3.10.

Come si nota dal diagramma di Bode, le frequenze di interesse non vengono attenuate di molto. Lo schema di riferimento utilizzato nelle simulazioni è riportato in Figura 3.11 e la risposta che si ottiene dal sistema così strutturato è riportata in Figura 3.12.

Figura 3.8: Risposta del sistema con controllore PID a $r(t) = 0.25 \cdot \delta_{-1}(t - 1)$ Figura 3.9: Risposta del sistema con controllore PID a $r(t) = 0.08 \cdot \delta_{-2}(t - 1) - 0.08 \cdot \delta_{-2}(t - 4)$

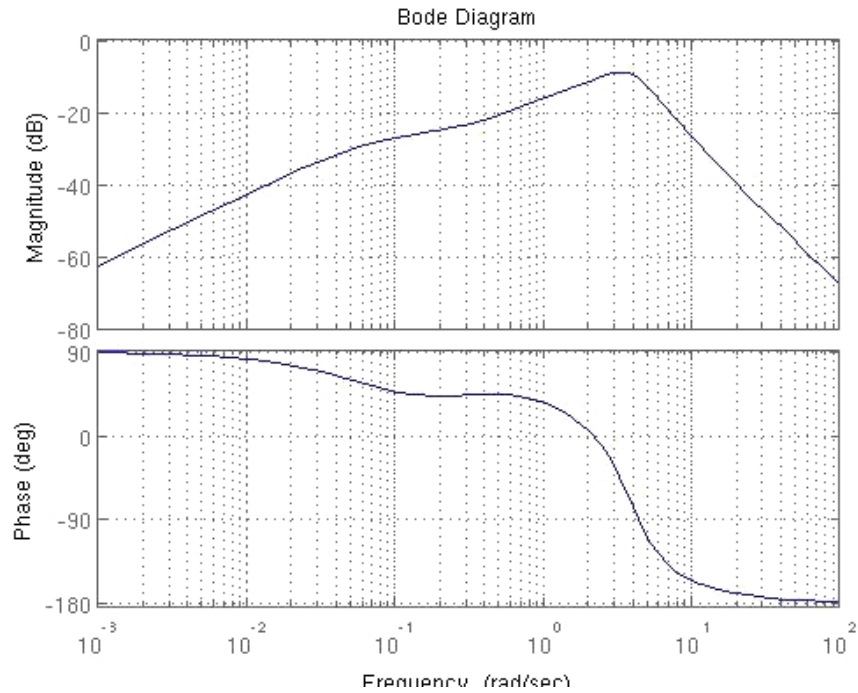


Figura 3.10: Diagramma di Bode di $\frac{G_1(s)}{1+C(s)G_2(s)}$

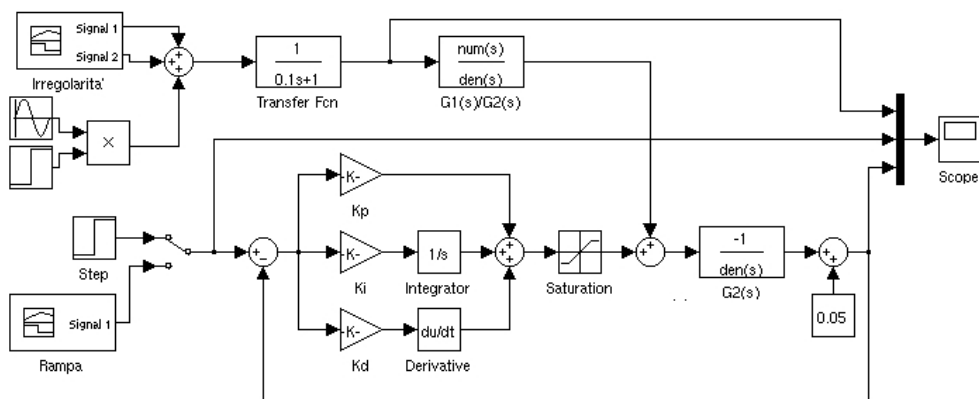


Figura 3.11: Schema generale del sistema

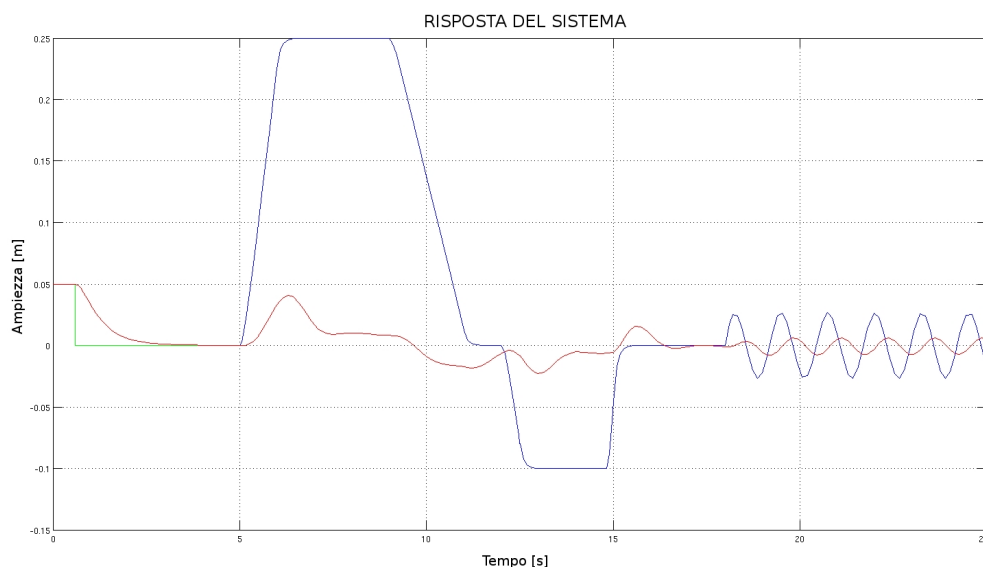


Figura 3.12: Risposta del sistema alle irregolarità della strada

Il sistema viene stimolato inizialmente con un gradino che simula la salita nel veicolo di una persona. Viene quindi impostata l'altezza di riferimento. Successivamente sono stati riprodotti un dosso, una buca ed irregolarità varie della sede stradale. Come si può osservare, l'abitacolo risente in modo molto lieve gli effetti del suolo. Per esempio, se si considera il dosso di 25cm , lo spostamento percepito dai passeggeri è inferiore ai 5cm , quindi si ha una riduzione superiore all'80% dei disturbi.

3.2 Seconda versione del controllore PID

Come affermato precedentemente però, i disturbi non sono attenuati di molto nella banda di interesse.

È stata considerata allora come funzione di trasferimento del controllore

$$C'(s) = k \frac{(1 + \frac{s}{\tau_1})(1 + \frac{s}{\tau_2})}{s}$$

che non è altro che la fdt di un classico PID scritta nella forma di Bode. I parametri liberi ora sono k , τ_1 e τ_2 , cioè il guadagno e i 2 zeri. A differenza di quanto fatto in precedenza, dove per definire la funzione di trasferimento del controllore si agiva su K_P , K_I e K_D , che nella fdt stessa caratterizzano la posizione degli zeri e del guadagno in modo non molto comprensibile, ora si vanno a tarare direttamente k , τ_1 e τ_2 . Tali parametri sono stati tarati in

modo tale che la funzione di trasferimento tra il disturbo $d(t)$ e l'uscita $y(t)$ attenuasse le frequenze della banda $[1 - 10]Hz$ e allo stesso tempo la risposta al riferimento non peggiorasse. Procedendo per tentativi si è arrivati alla determinazione dei valori:

$$\begin{aligned} k &= -3000 \\ \tau_1 &= 6.022 \\ \tau_2 &= 0.007 \end{aligned}$$

compromesso migliore tra le 2 risposte, il cui andamento è riportato in Figura 3.13.

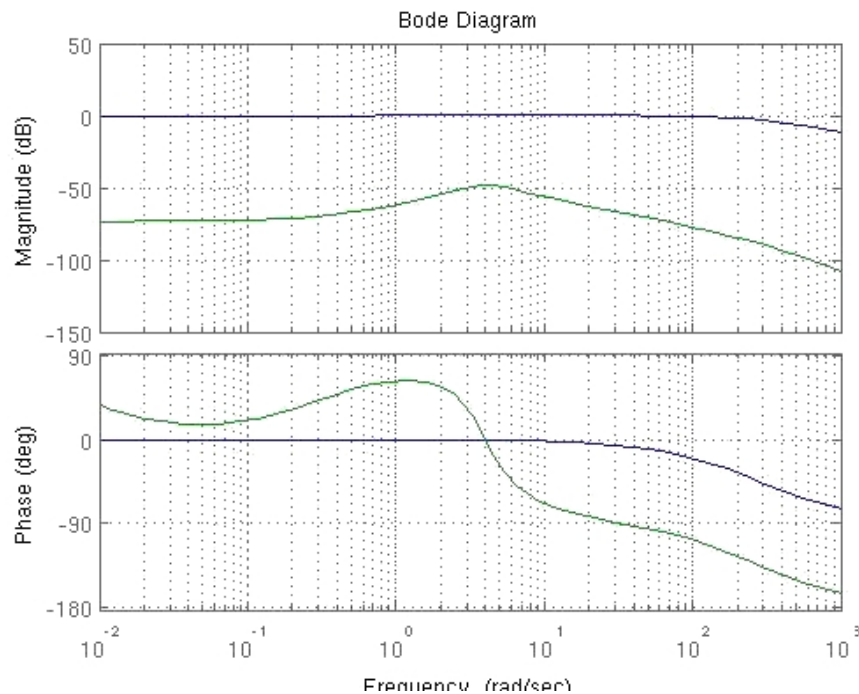


Figura 3.13: Diagramma di Bode di: $W(s) = \frac{C'(s)G_2(s)}{1+C'(s)G_2(s)}$ in blu; $\frac{G_1(s)}{1+C'(s)G_2(s)}$ in verde

A questo punto, con il nuovo controllore ottenuto, si procede alla simulazione che dà come risultato quanto riportato in Figura 3.14, dove l'effetto dei disturbi sull'abitacolo è praticamente impercettibile. Da Figura 3.14 non si riesce a cogliere l'entità del disturbo che agisce sulla vettura, in quanto è stato ridotto notevolmente rispetto al sistema precedente (si veda Figura 3.12). Per vedere come si comporta il mezzo alle irregolarità, in Figura 3.15 è stata riportata la Figura 3.14 effettuando uno zoom sull'asse delle ampiezze.

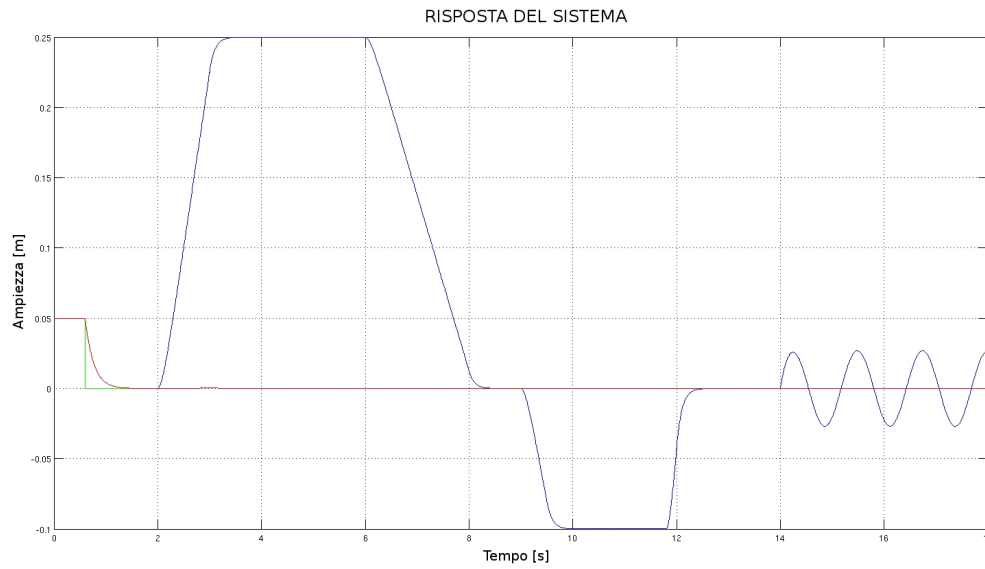


Figura 3.14: Risposta del sistema alle irregolarità della strada con il nuovo $C'(s)$

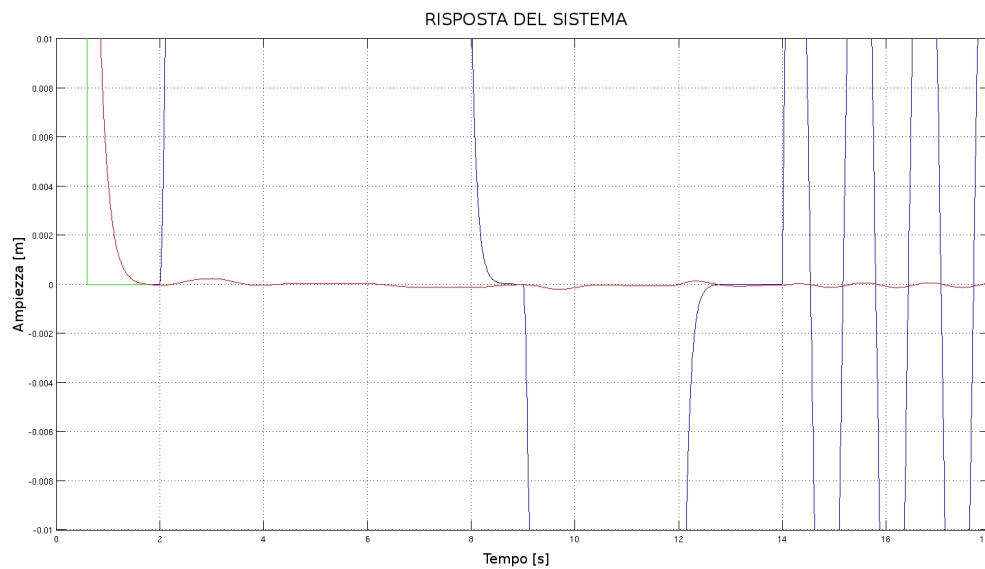


Figura 3.15: Zoom di Figura 3.14

3.2.1 Osservazioni

Durante la progettazione di $C''(s)$, si era arrivati alla definizione di un primo controllore, $C''^*(s)$, caratterizzato dai seguenti parametri:

$$\begin{aligned} k &= -0.01 \\ \tau_1 &= 0.001 \\ \tau_2 &= 0.001 \end{aligned}$$

Il relativo diagramma di Bode è riportato in Figura 3.16.

La risposta al riferimento risultava molto lenta, in quanto la frequenza di taglio era determinata da quel piccolo avvallamento presente tra i 10^{-4} e 10^{-2} Hz. Questo non era assolutamente un problema per i passeggeri in quanto dalle simulazioni, di cui non è possibile riportare i grafici, risultava che da quando veniva applicato il riferimento a quando la risposta arrivava a regime passavano delle ore. Per cui la variazione dell'altezza dell'abitacolo non veniva percepita dai passeggeri. Pur essendo i disturbi attenuati sufficientemente, questa soluzione è stata scartata in quanto c'è un enorme spreco di energia per mantenere le molle delle sospensioni compresse.

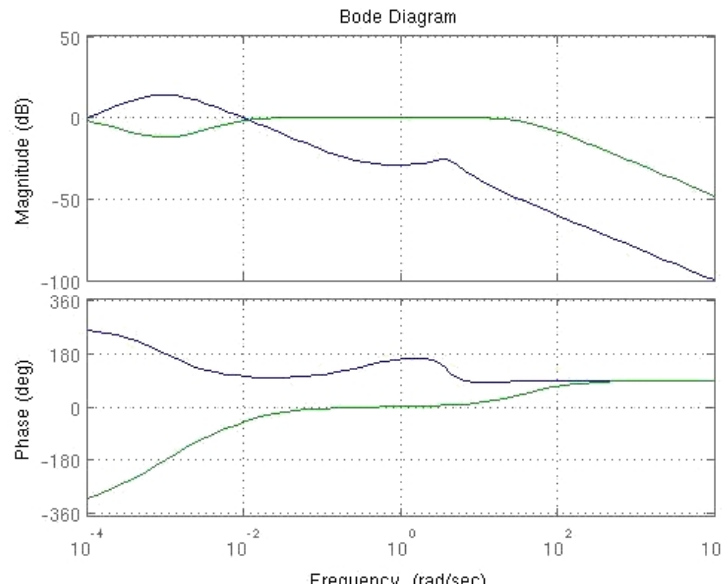


Figura 3.16: Diagramma di Bode di: $W(s) = \frac{C''^*(s)G_2(s)}{1+C''^*(s)G_2(s)}$ in verde; $\frac{G_1(s)}{1+C''^*(s)G_2(s)}$ in blu

Capitolo 4

Miglioramenti

Arrivati a questo punto si ha un controllore che fa lavorare il sistema correttamente.

Si può però considerare il seguente fatto: è vero che il sistema risponde correttamente agli stimoli e attenua i disturbi in modo efficace, ma se si va a vedere l'ingresso di controllo a regime, non è nullo. Ciò comporta uno spreco di energia in quanto l'attuatore deve mantenere compressa o espansa la sospensione. Inoltre, può verificarsi che la strada presenti un cambiamento di livello, che però dal sistema viene interpretato come disturbo. Quindi non viene variato il riferimento, ma si fa lavorare inutilmente l'attuatore.

Un esempio potrebbe essere quando vengono asfaltate le strade. Prima di asfaltare viene levato l'asfalto vecchio realizzando un vero e proprio gradino. Questo gradino, per come è stato progettato il sistema fin'ora, viene interpretato come disturbo e le sospensioni vengono mantenute espanse per tutta la durata di questo tratto. Quello che deve accadere invece è che il riferimento cambi in modo che il segnale di controllo a regime risulti $u(t) = 0$. Un altro esempio può essere invece, al contrario, una leggera salita. Anche in questo caso gli attuatori lavorano inutilmente sprecando energia, in più, se il dislivello è di una certa entità, c'è il rischio di danneggiare la parte inferiore della macchina.

In Figura 4.1 è riportato il grafico di $u(t)$ quando sul sistema agisce il disturbo $d(t) = -0.25 \cdot \delta_{-1}(t - 6)$. Nel grafico di Figura 4.1 si fa riferimento al sistema che fa uso del controllore PID, in quanto con l'ultimo controllore progettato Simulink fa degli errori di calcolo e non è apprezzabile il fenomeno appena descritto. Dato che lo scopo è puramente illustrativo, non crea problemi il fatto di osservare questo fenomeno su un controllore progettato in precedenza piuttosto che sull'ultimo.

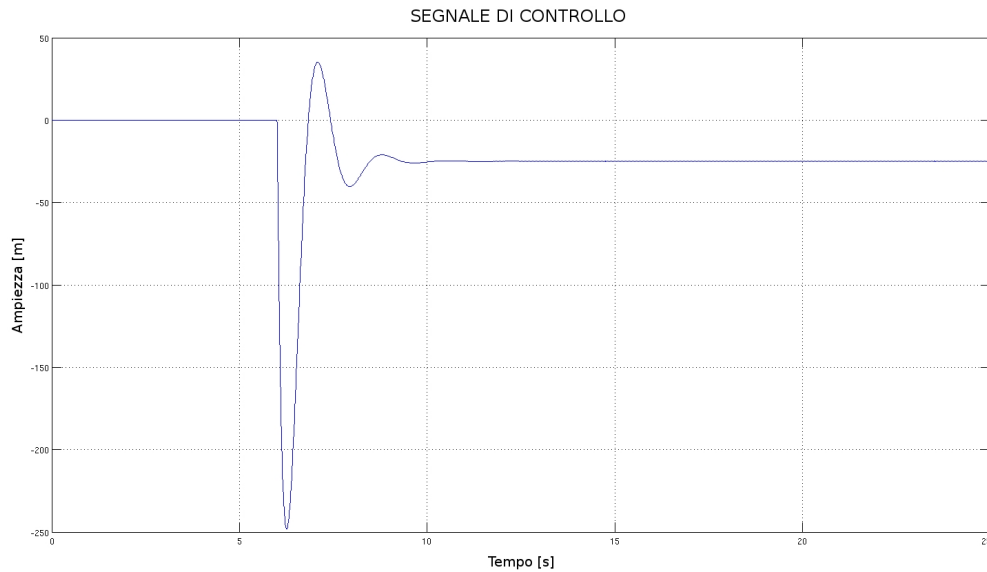


Figura 4.1: Segnale di controllo $u(t)$

Quindi ciò che bisogna ottenere è che ad un gradino del disturbo il segnale di controllo sia nullo a regime. Questo si ottiene imponendo che la funzione di trasferimento tra segnale di controllo e disturbo valutata in 0 sia pari a 0, ovvero $U(0)/D(0) = 0$.

La funzione di trasferimento in questione risulta:

$$H(s) = \frac{U(s)}{D(s)} = -\frac{G_1(s)C(s)}{1 + G_2(s)C(s)}$$

dove $C(s)$ è il nuovo controllore che si sta progettando.

Ora si impone la condizione per ottenere $u(t) = 0$ a regime:

$$H(0) = \frac{U(0)}{D(0)} = -\frac{G_1(0)C(0)}{1 + G_2(0)C(0)} = 0$$

da cui si ricava che

$$C(0) = 0$$

cioè $C(s)$ deve avere uno zero nell'origine.

Con il controllore appena definito

$$C(s) = s$$

se si fa una simulazione per avere un'idea grossolana dell'effetto che si ottiene, si nota come l'altezza della vettura si assesta al valore del gradino, come

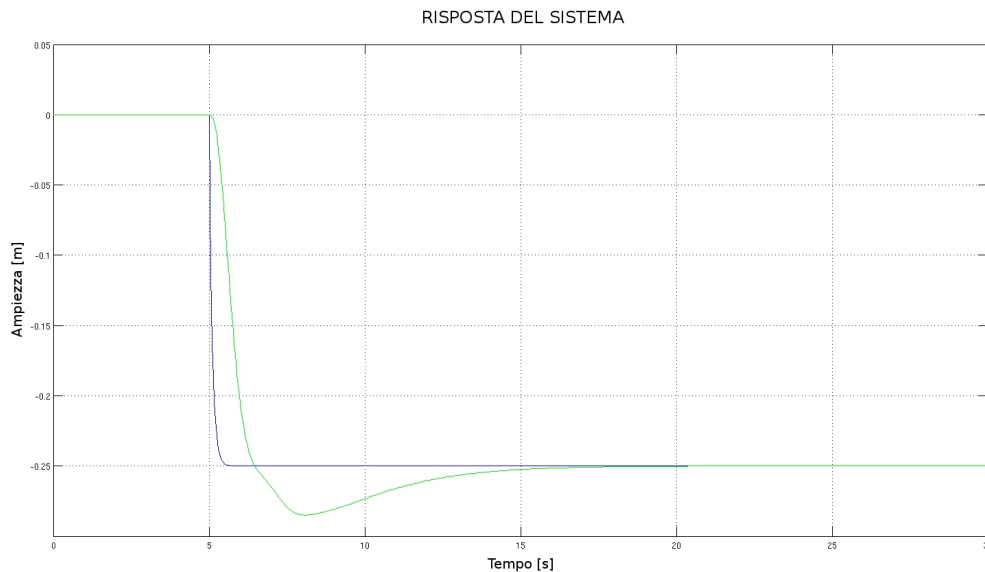


Figura 4.2: Risposta del sistema al disturbo $d(t) = -0.25 \cdot \delta_{-1}(t - 5)$

riportato in Figura 4.2.

É sicuramente una risposta che può essere migliorata, però si nota già come gli attuatori a regime siano a riposo.

Il diagramma di Bode della funzione di trasferimento tra $Y(s)$ e $D(s)$ che risulta con $C(s)$ appena progettato è riportato in Figura 4.3. La banda di frequenze $[1 - 10]Hz$ è poco attenuata, per cui bisogna modificare $C(s)$ aggiungendo zeri, poli e guadagno dove necessario, in modo da aumentare l'attenuazione in questa banda, sempre però mantenendo lo zero nell'origine. Per tentativi, si arriva alla struttura definitiva del controllore:

$$C'(s) = K \frac{s}{s\tau + 1}$$

dove i coefficienti valgono $K = -70$ e $\tau = 1$. Con questi valori si ottiene il diagramma di Bode riportato in Figura 4.4. Dai due diagrammi di Bode effettivamente non si riescono a cogliere sostanziali differenze tra $C'(s)$ rispetto a $C(s)$, differenze che invece si possono notare nella risposta che dà il sistema sottoposto a simulazione. In Figura 4.5 si nota come il sistema non abbia più una sottoelongazione significativa, come nel caso precedente, a scapito però di un andamento meno uniforme. Per quanto riguarda i tempi di risposta non ci sono sostanziali differenze per quanto riguarda il tempo di salita, mentre il tempo di assestamento viene nettamente ridotto.

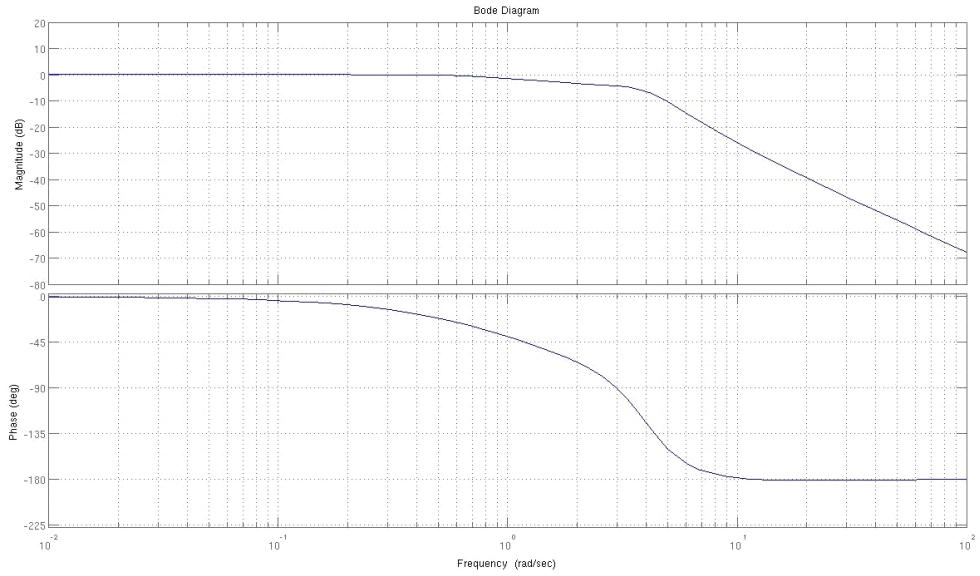


Figura 4.3: Diagramma di Bode di $\frac{G_1(s)}{1+C(s)G_2(s)}$

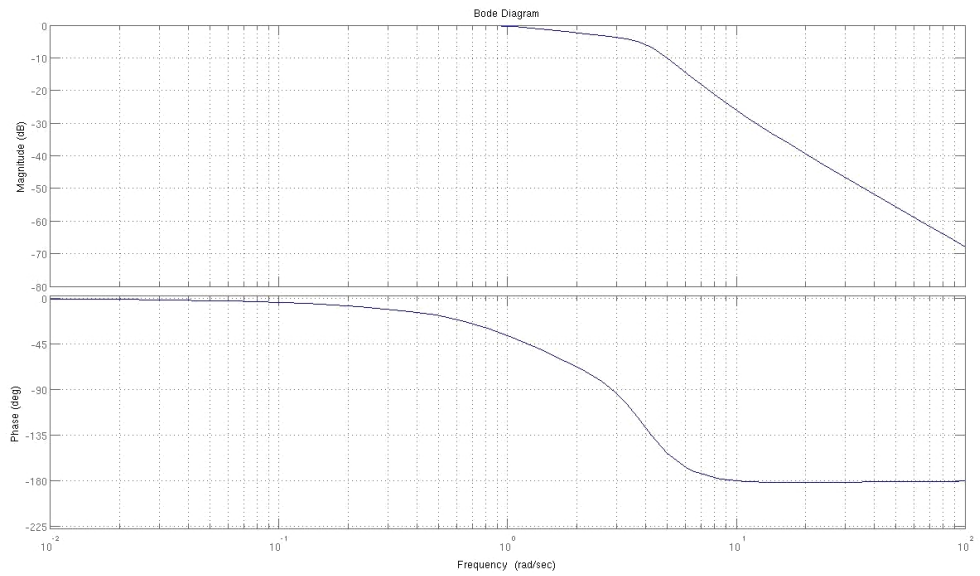


Figura 4.4: Diagramma di Bode di $\frac{G_1(s)}{1+C'(s)G_2(s)}$

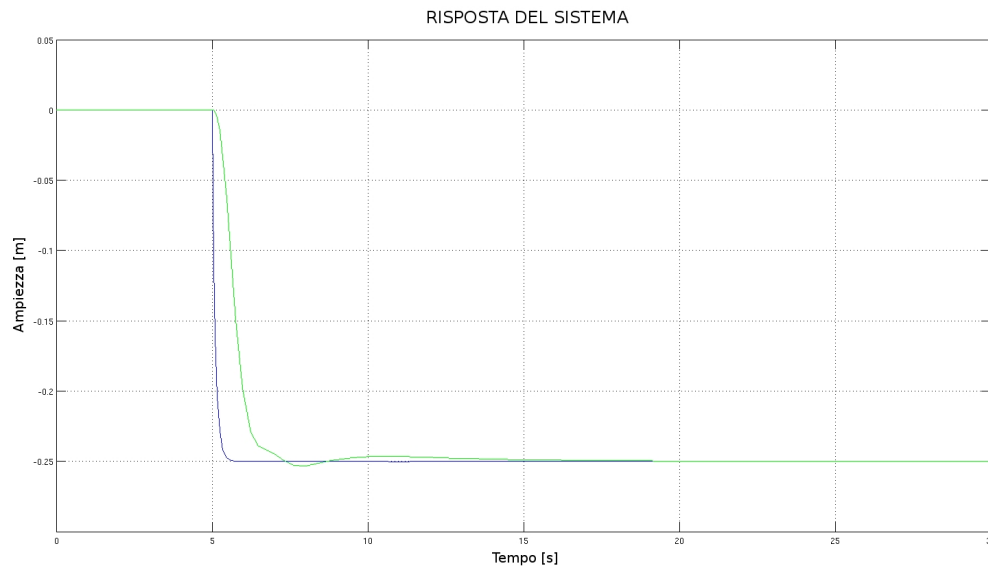


Figura 4.5: Risposta del sistema al disturbo $d(t) = -0.25 \cdot \delta_{-1}(t - 5)$

Provando a migliorare ulteriormente la risposta si è arrivati alla definizione del controllore:

$$C'''(s) = \frac{s(1000s + 1)}{(0.01s + 1)^2}$$

il cui diagramma di Bode è riportato in Figura 4.6. In questo caso la fdt nella banda di interesse è sensibilmente cambiata, tanto da avere un'attenuazione di circa $40dB$. Come si può notare da Figura 4.7 la risposta del sistema è molto lenta, 30 secondi non sono sufficienti per raggiungere il riferimento. Ciò non è un problema per i passeggeri, che in questo modo non percepiscono il dislivello tanto è il tempo perchè il veicolo si adegui a tale variazione, però per oltre 30 secondi si ha uno spreco di energia.

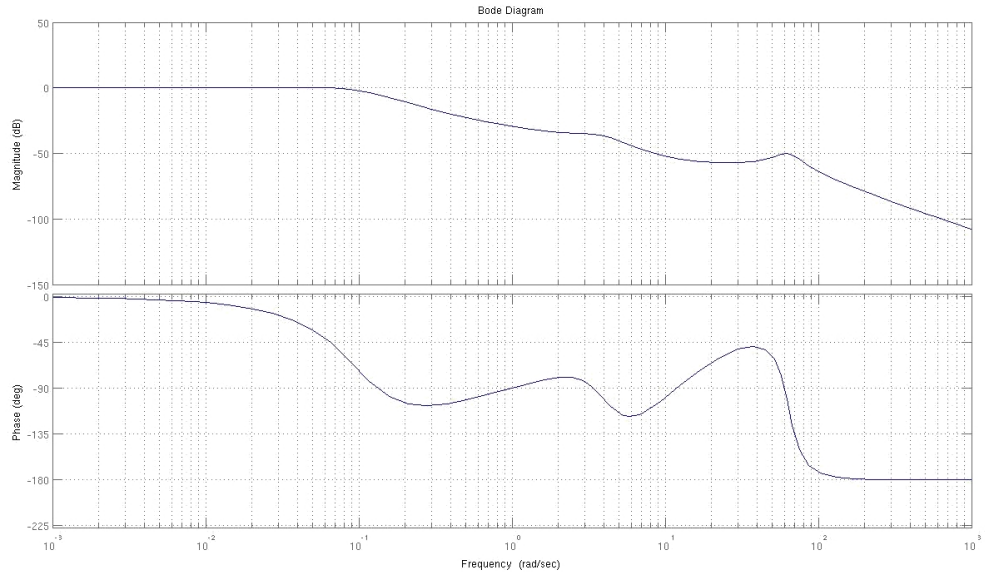


Figura 4.6: Diagramma di Bode di $\frac{G_1(s)}{1+C''(s)G_2(s)}$

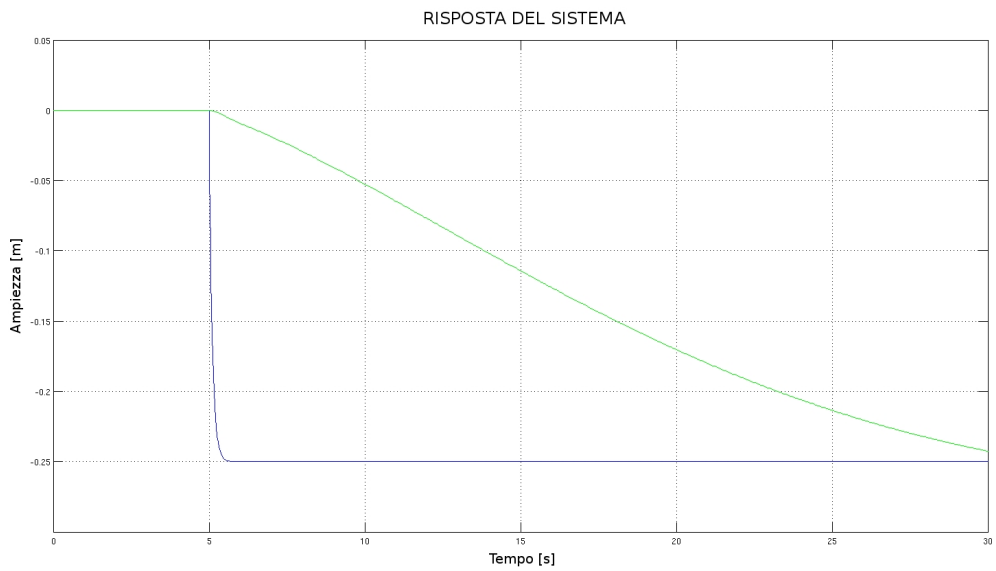


Figura 4.7: Risposta del sistema al disturbo $d(t) = -0.25 \cdot \delta_{-1}(t - 5)$

Per tentare di ridurre il tempo della risposta del sistema è stata cercata una soluzione per il controllore tenendo in considerazione esclusivamente la risposta del sistema e tralasciando l'attenuazione ai disturbi. La funzione di trasferimento che si ottiene è:

$$C'''(s) = -120 \frac{s(s+1)}{(0.01s+1)^2}$$

In questo modo la risposta del sistema, come si può vedere in Figura 4.8, è molto più rapida rispetto alla precedente, ma non così veloce da far percepire ai passeggeri il dislivello.

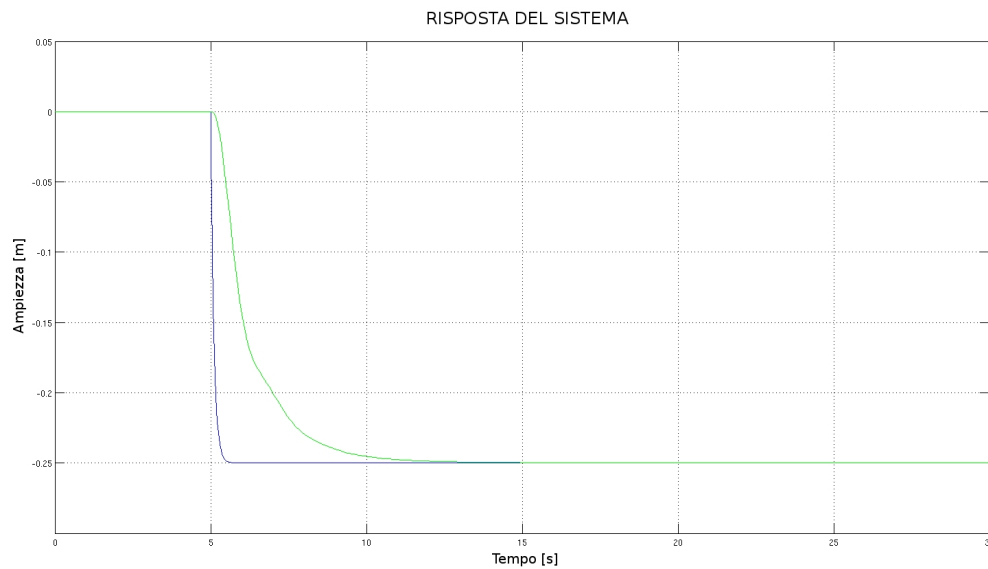


Figura 4.8: Risposta del sistema al disturbo $d(t) = -0.25 \cdot \delta_{-1}(t - 5)$

Per quanto riguarda invece il disturbo, la Figura 4.9 riporta il relativo diagramma di Bode dove si vede che, nella banda di frequenze interessate, il disturbo non è attenuato di molto.

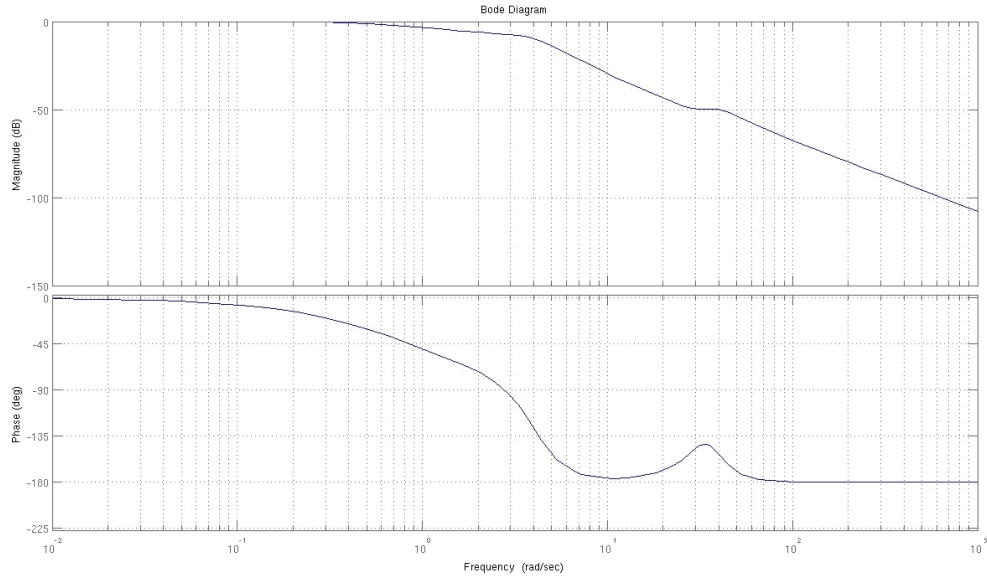


Figura 4.9: Diagramma di Bode di $\frac{G_1(s)}{1+C'''(s)G_2(s)}$

Si può concludere che le condizioni di avere una buona attenuazione ai disturbi ed una buona risposta del sistema sono apparentemente in contrasto. Per cui se si cerca di migliorare la prima, la seconda non fa che peggiorare, e viceversa. Tuttavia, avendo diversi gradi di libertà, e potendo aggiungerne altri a piacimento se necessario, si presume che esista una soluzione che sia soddisfacente dal punto di vista di entrambe le problematiche.

Capitolo 5

Sospensioni passive

Considerando la funzione di trasferimento complessiva di una sospensione ricavata in precedenza:

$$Y(s) = G_1(s)D(s) + G_2(s)U(s)$$

si può notare che ponendo $U(s) = 0$, cioè annullando l'effetto dell'attuatore, si ottiene il modello di una classica sospensione passiva. In Figura 5.1 è riportata la risposta di una sospensione passiva ad un dosso, della stessa entità di quelli applicati nelle simulazioni precedenti.

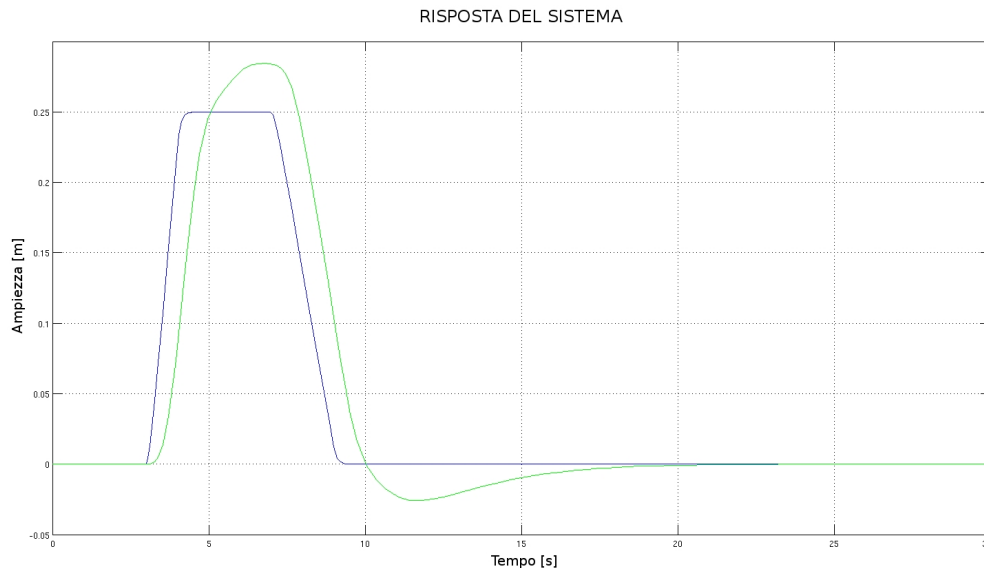


Figura 5.1: Risposta di una sospensione passiva ad un dosso

Come si può notare, l'uso delle sospensioni attive migliora notevolmente il comfort dei passeggeri. Ora, in Figura 5.2, viene proposta la risposta di una sospensione passiva alle irregolarità della strada applicate in precedenza alle sospensioni attive. In questo modo si possono confrontare gli effetti dei due differenti sistemi sottoposti agli stessi disturbi: sospensioni passive in Figura 5.2 e sospensioni attive in Figura 3.12.

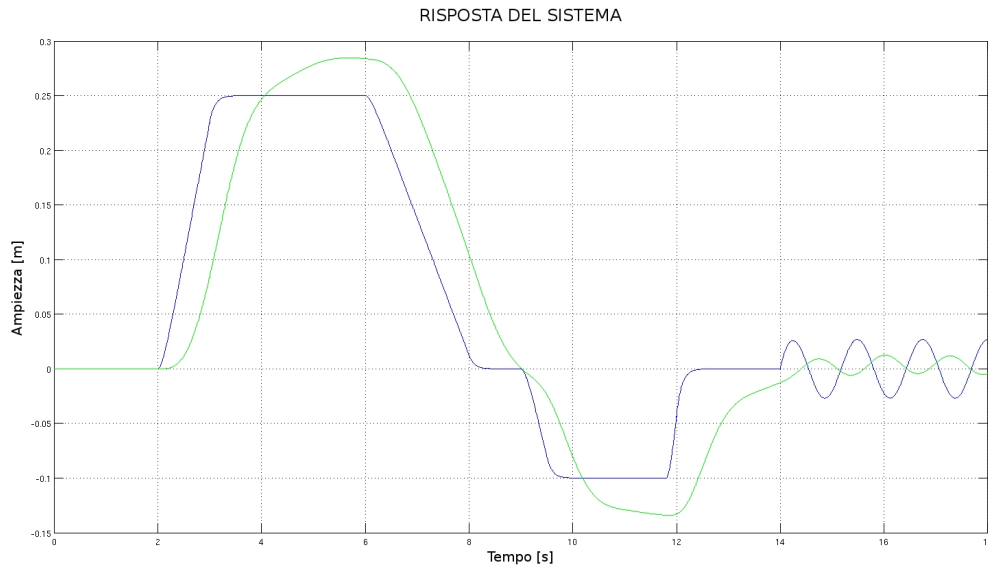


Figura 5.2: Risposta di una sospensione passiva alle irregolarità della strada