



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

---

FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
Corso di Laurea in Ingegneria meccanica e mecatronica

TESI DI LAUREA TRIENNALE

## **Controllo delle oscillazioni di un liquido in un contenitore mediante tecniche di input shaping**

Candidato:  
**Bassa Marco Matteo**

Matricola 609914

Relatore:  
**Prof. Dario Richiedei**

---

Anno Accademico 2011–2012

# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione</b>	<b>5</b>
<b>2</b>	<b>Modellizzazione dei sistemi</b>	<b>7</b>
2.1	Movimentazione lineare . . . . .	8
2.2	Movimentazione con rotazione . . . . .	11
2.3	Sistema di versamento . . . . .	14
<b>3</b>	<b>Controllo del moto</b>	<b>19</b>
3.1	Misurazione dello sloshing . . . . .	19
3.2	Controllo passivo . . . . .	21
3.3	Controllo in catena aperta . . . . .	22
3.3.1	Controllo con approccio ibrido . . . . .	22
3.3.2	Input Shaping . . . . .	25
3.3.3	Shaper robusti . . . . .	28
3.3.4	Altre tecniche di pre-shaping . . . . .	31
3.4	Controllo in catena chiusa . . . . .	31
<b>4</b>	<b>Simulazione</b>	<b>33</b>
4.1	Parametri di simulazione . . . . .	34
4.2	Leggi di moto . . . . .	34
4.2.1	Leggi di moto polinomiali . . . . .	35
4.2.2	Leggi di moto trigonometriche . . . . .	36
4.3	Zero vibration shaper . . . . .	38
4.4	Hybrid-shape approach . . . . .	41
4.5	Introduzione di errori e shaper robusti . . . . .	43
<b>5</b>	<b>Verifica sperimentale</b>	<b>51</b>
5.1	Descrizione dell'apparato . . . . .	51
5.2	Analisi del sistema . . . . .	53
5.3	Movimentazione senza shaping . . . . .	55
5.4	Movimentazione con shaping non robusto . . . . .	58

5.4.1	ZV shaper . . . . .	59
5.4.2	Hybrid-shape . . . . .	62
5.5	Shaper robusti . . . . .	62
5.5.1	Polinomiale di terzo grado . . . . .	62
5.5.2	Polinomiale di settimo grado . . . . .	62
5.5.3	Cicloide . . . . .	62
5.6	Grafici di sintesi . . . . .	67
5.7	Conclusioni . . . . .	69

# Capitolo 1

## Introduzione

Le applicazioni nelle quali è necessario il controllo delle oscillazioni della superficie di un liquido (sloshing) durante il suo trasporto sono molteplici, così come numerose sono le tipologie di tecniche di controllo di volta in volta adottabili. Trai principali esempi si possono ricordare: l'industria del packaging, dove non è solo necessario evitare che il liquido fuoriesca dal proprio contenitore, ma anche minimizzare i tempi di riempimento e di trasporto; il trasporto dei metalli fusi, durante il quale il moto relativo tra il contenitore e il liquido può portare alla formazione di incrostazioni ed inclusioni indesiderate ed una eventuale fuoriuscita determinerebbe un grande problema di sicurezza; le oscillazioni dei liquidi (ad esempio del carburante) presenti nei veicoli terrestri, navali o aerospaziali, che determinando una oscillazione del baricentro del mezzo possono portarlo all'instabilità; lo sloshing indotto da vibrazioni esterne (ad esempio terremoti) in grandi cisterne. A seconda dell'applicazione considerata e delle relative specifiche, l'oscillazione del liquido può essere descritta da differenti modelli; tra i più utilizzati, data la sua semplicità, è quello che lo paragona al moto di un pendolo semplice smorzato. La tecnica di controllo adottata dipende dalla possibilità di effettuare un controllo a catena chiusa (che prevede la misurazione dell'ampiezza dell'oscillazione), dal sistema di movimentazione del liquido (eventuale possibilità di inclinare il contenitore), dalle conseguenze del moto relativo tra il liquido ed il recipiente e dalle specifiche economiche del progetto. Nei più comuni sistemi industriali l'applicazione di un sensore in grado di valutare l'ampiezza dello sloshing ad ognuno dei contenitori movimentati è spesso impossibile, o comporta comunque dei costi rilevanti. In questa tesi sarà fornita una descrizione dei modelli più comunemente adottati per descrivere il moto del liquido durante il suo trasporto ed il suo versamento (capitolo 2), per poi concentrarsi su alcune tecniche di controllo feed-forward (e quindi sensor-less) che permettono di ottenere prestazioni accettabili mantenendo al contempo

dei costi di impianto contenuti (capitolo 3). La validità di tali tecniche di controllo è successivamente verificata tramite delle simulazioni in ambiente Matlab-Simulink (capitolo 4) e dalla sperimentazione in laboratorio su un caso di test specifico (capitolo 5).

## Capitolo 2

# Modellizzazione dei sistemi

L'accelerazione e la rotazione di un contenitore contenente del liquido, inducono in quest'ultimo una oscillazione che può essere descritta come un fenomeno non lineare composto dalla sovrapposizione di più modi. L'ampiezza, la durata e la frequenza naturale di questi modi dipendono dalle caratteristiche del liquido trasportato, dalla sua profondità, dalla struttura del recipiente e dall'accelerazione di gravità. Lo sloshing è generalmente analizzato in una forma semplificata, nella quale nessun capovolgimento avviene, ossia quando la superficie libera rimane intatta. Sono inoltre fatte altre forti ipotesi di lavoro, come: l'incompressibilità del fluido, flusso irrotazionale non viscoso, nessuna velocità ambientale, sistema bidimensionale e piccole ampiezze dell'onda, che consente appunto un'analisi semplificata con la teoria lineare. Essendo la conseguenza principale del fenomeno l'oscillazione orizzontale del centro di massa del liquido, un primo semplice modello meccanico per il sistema è costituito da un pendolo smorzato la cui massa coincide con la massa del liquido, la cui altezza è proporzionale alla profondità di quest'ultimo e che risente della stessa accelerazione di gravità. Tale modello descrive adeguatamente solo il modo di oscillazione fondamentale, che tra i vari modi è quello a frequenza più bassa e con la maggiore ampiezza; ciò non è tuttavia particolarmente limitante, perché si può dimostrare sperimentalmente che l'influenza degli altri modi a frequenza più alta non è, nella maggior parte dei casi, particolarmente significativa e la loro inclusione nel modello porterebbe ad eccessive complicazioni nel sistema di controllo. Quanto detto è valido solo fintanto che il contenitore è simmetrico rispetto ad un asse (ipotesi sempre soddisfatta nei casi qui considerati), altrimenti è presente un modo fondamentale per ogni asse principale della sezione del recipiente.

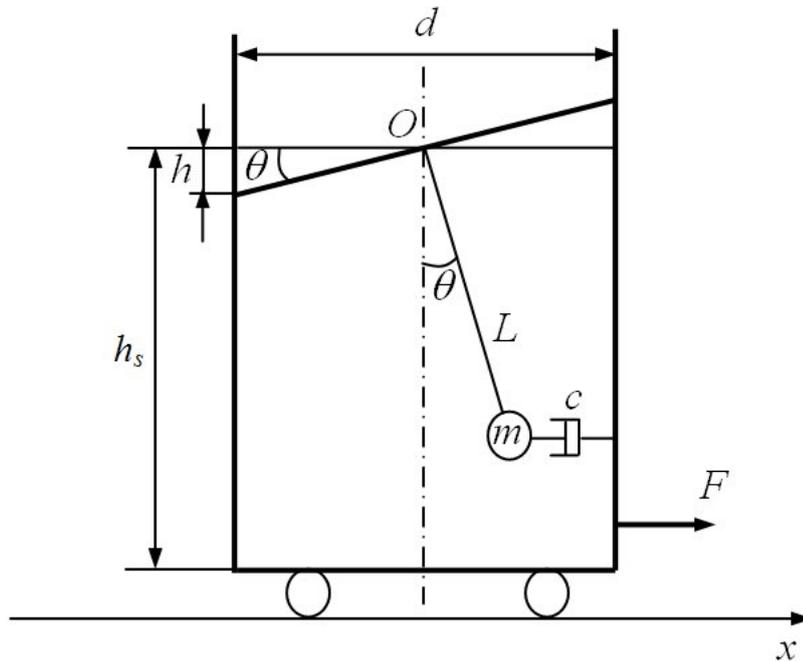


Figura 2.1: Sloshing durante il trasporto

## 2.1 Movimentazione lineare

Se la superficie del liquido è considerata come un piano perpendicolare al pendolo e passante per un fissato punto centrale  $O$  e se l'apparato non prevede la rotazione del contenitore ma solo il suo spostamento lungo una direzione, il sistema può essere rappresentato come in figura 2.1.

Con  $m$  si è indicata la massa del liquido,  $\theta$  è l'angolo di inclinazione della superficie rispetto al contenitore,  $F$  è la forza applicata dal sistema di trasporto,  $L$  è la lunghezza equivalente del pendolo,  $d$  il diametro del recipiente,  $h_s$  l'altezza del liquido a riposo,  $c$  il coefficiente di smorzamento equivalente,  $x$  la posizione del contenitore. Lo scostamento della superficie del liquido dal suo livello statico ai bordi del contenitore può essere facilmente ottenuto da:

$$h = \frac{d}{2} \tan(\theta) \quad (2.1)$$

Il parametro di smorzamento  $c$ , che dipende dalla viscosità del liquido e dall'attrito con le pareti del contenitore, ed il parametro  $L$ , sono generalmente stimati sperimentalmente, ma possono anche essere ricavati analiticamente come verrà visto più avanti.

Il contenitore può essere mosso da un carrello, da un braccio robotico o da un nastro trasportatore. Applicando la legge di newton o le equazioni di Lagrange, si ricavano le seguenti semplici relazioni:

$$(M + m)\ddot{x}(t) + mL\ddot{\theta}(t) \cos \theta(t) - mL\dot{\theta}^2(t) \sin \theta(t) = F(t) \quad (2.2)$$

$$mL^2\ddot{\theta}(t) + cL^2\dot{\theta}(t) \cos^2 \theta(t) + mgL \sin \theta(t) = -mL\ddot{x}(t) \cos \theta(t) \quad (2.3)$$

Dove con M si è indicata la massa complessiva del sistema. Se si applica l'ipotesi di piccola oscillazione le precedenti equazioni possono essere così linearizzate:

$$(M + m)\ddot{x}(t) + mL\ddot{\theta}(t) = F(t) \quad (2.4)$$

$$mL^2\ddot{\theta}(t) + cL^2\dot{\theta}(t) + mgL\theta(t) = -mL\ddot{x}(t) \quad (2.5)$$

E scritte in forma matriciale divengono

$$\begin{bmatrix} M + m & mL \\ mL & mL^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}(t) \\ \ddot{\theta}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & cL^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{\theta}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & mgL \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x(t) \\ \theta(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F(t) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.6)$$

Dividendo i termini dell' Eq.(2.5) per  $mL^2$  si ottiene

$$\ddot{\theta}(t) + \frac{c}{m}\dot{\theta}(t) + \frac{g}{L}\theta(t) = -\frac{1}{2}\ddot{x}(t) \quad (2.7)$$

da cui si ricava

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{\sqrt{\frac{g}{L}}}{2\pi} \quad (2.8)$$

$$\zeta = \frac{c}{2m} \sqrt{\frac{L}{g}} \quad (2.9)$$

Al fine di rendere facile l'implementazione del modello nell'ambiente di simulazione matlab, è conveniente esprimere la 2.4 e la 2.5 nella forma

$$\begin{aligned}\frac{dX(t)}{dt} &= AX(t) + Bu(t) \\ y(t) &= CX(t) + Du(t)\end{aligned}$$

dove  $X(t)$  è il vettore contenente le variabili di stato,  $u(t)$  il vettore degli ingressi e  $y(t)$  quello delle uscite del sistema. Nel caso particolare, posto  $X(t) = (x(t), \theta(t), \dot{x}(t), \dot{\theta}(t))$ ,  $y(t) = (x(t), \theta(t), \dot{x}(t), \dot{\theta}(t))$ ,  $u(t) = F(t)$  e ponendo al sistema la 2.4 e la 2.5 si ottiene:

$$\begin{aligned}\ddot{x} &= \frac{F}{M} + \frac{cl}{M}\dot{\theta} + \frac{gm}{M}\theta \\ \ddot{\theta} &= -\frac{F}{Ml} - \frac{c(M+m)}{Mm}\dot{\theta} - \frac{g(M+m)}{Ml}\theta\end{aligned}$$

da cui

$$\begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\theta} \\ \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{mg}{M} & 0 & \frac{cl}{M} \\ 0 & -g\frac{M+m}{Ml} & 0 & -\frac{c(M+m)}{Mm} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \\ \dot{x} \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{M} \\ -\frac{1}{Ml} \end{bmatrix} \{F\} \quad (2.10)$$

$$\begin{Bmatrix} x \\ \theta \\ \dot{x} \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \\ \dot{x} \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} F \quad (2.11)$$

Tali matrici sono dette matrici State-space, consentono di descrivere l'evoluzione del sistema mediante degli stati, ovvero informazioni che riassumono, in ogni istante, l'effetto della storia passata del sistema sul suo futuro.

Assunto che il contenitore sia rigido, che il liquido contenuto sia privo di viscosità e incomprimibile (ipotesi mai soddisfatte completamente), è possibile applicare al sistema la teoria del flusso di potenziale. In [1] si ricava l'espressione teorica della frequenza naturale  $f_n$  del primo modo di oscillazione per un contenitore cilindrico:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{R} \epsilon_1 \tanh(\epsilon_1 \frac{h_s}{R})} \quad (2.12)$$

Dove con  $h_s$  è stato indicato il livello statico del liquido, con  $R$  il raggio del contenitore e con  $\epsilon_1$  la radice della derivata prima della funzione di Bessel

del primo tipo ( $\epsilon_1 = 1.841$ ).

Sostituendo quindi il risultato ottenuto dalla (2.12) nella (2.8) si può ricavare il valore di L:

$$L = \frac{g}{(2\pi f_n)^2} \quad (2.13)$$

Diverse analisi sperimentali hanno inoltre portato alla formulazione di espressioni analitiche per il fattore di smorzamento  $\zeta$ , ad esempio Mikishev e Dorozhkin (1961) propongono la relazione:

$$\zeta = 0,79\sqrt{\gamma}\left[1 + \frac{0,318}{\sinh(1,84h/R)}\left(1 + \frac{1-h/R}{\cosh(1,84h/R)}\right)\right] \quad (2.14)$$

dove R è il raggio del contenitore, h la profondità del liquido, il parametro adimensionale  $\gamma$  è analogo ad un numero di Reynolds inverso; detta  $\nu$  la viscosità cinematica del liquido ed  $l$  una dimensione caratteristica del recipiente, esso vale:

$$\gamma = \frac{\nu}{\sqrt{gl^3}} \quad (2.15)$$

Con  $h > 2R$  la (2.12) si riduce a:

$$\zeta = 0,79\sqrt{\gamma} \quad (2.16)$$

Dalla Eq.(2.9) il fattore di smorzamento c si ottiene quindi come:

$$c = 2\zeta m \sqrt{\frac{g}{L}} \quad (2.17)$$

## 2.2 Movimentazione con rotazione

Se il sistema di movimentazione prevede un motore in grado di ruotare il recipiente di un angolo  $\beta(t)$  rispetto ad un asse perpendicolare allo spostamento, il modello assume la forma di un doppio pendolo come mostrato in figura(2.2).

Con m è rappresentata la massa del liquido,  $r_m$  la lunghezza del pendolo equivalente,  $r_L$  la distanza dal centro di rotazione del robot dal centro di rotazione del pendolo, x è la posizione del centro di rotazione del robot mentre  $\theta$  e  $\beta$  sono gli angoli di rotazione del pendolo e del robot rispettivamente.

Posizionando il sistema di riferimento (x,y) nel centro di rotazione del robot possono essere ricavate le seguenti relazioni.

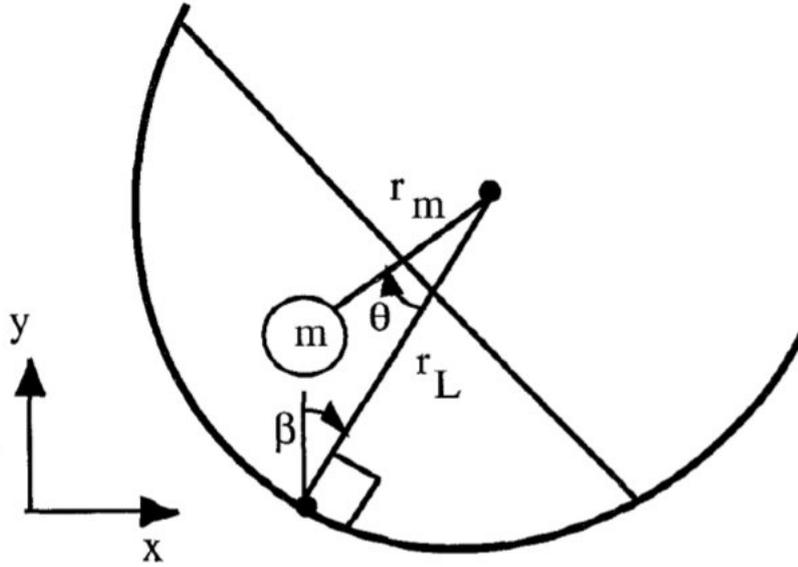


Figura 2.2: Sloshing durante il trasporto con inclinazione

Centro di massa del liquido

$$x_m = x + r_L \sin \beta - r_m \sin(\beta + \theta) \quad (2.18)$$

$$y_m = r_L \cos \beta - r_m \cos(\beta + \theta) \quad (2.19)$$

In forma vettoriale

$$\mathbf{r}_m = x_m \mathbf{i} + y_m \mathbf{j} \quad (2.20)$$

Energia potenziale del sistema

$$V = mgy_m \quad (2.21)$$

Energia cinetica del sistema

$$T = \frac{1}{2} m \mathbf{r}_m * \mathbf{r}_m \quad (2.22)$$

Da cui la lagrangiana

$$L = T - V = \frac{1}{2} m \mathbf{r}_m * \mathbf{r}_m - mgy_m \quad (2.23)$$

Una funzione di dissipazione di potenza di Rayleigh può essere usata per tenere conto delle forze di smorzamento tra il contenitore ed il liquido ( $c_m$  è il coefficiente di Rayleigh):

$$R = \frac{1}{2} c_m \dot{\theta}^2 \quad (2.24)$$

Applicando quindi l'equazione di Lagrange

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} + \frac{\partial R}{\partial \dot{\theta}} = 0 \quad (2.25)$$

Si ottiene il seguente risultato:

$$\ddot{\theta} + \left[ 1 - \frac{r_L}{r_m} \cos \theta \right] \ddot{\beta} + \frac{g}{r_m} \sin(\theta + \beta) - \frac{r_L}{r_m} \dot{\beta}^2 \sin \theta - \frac{\ddot{x}}{r_m} \cos(\theta + \beta) + \frac{c_m}{mr_m^2} \dot{\theta} = 0 \quad (2.26)$$

Le applicazioni nelle quali questo sistema è adottato sono quelle che richiedono un moto relativo nullo tra il liquido ed il suo contenitore; si pensi per esempio al trasporto del metallo fuso, che venendo a contatto con le pareti del contenitore creerebbe un sottile film solidificato e comporterebbe l'inclusione di polvere e materiali contaminanti. Pertanto la condizione di controllo da imporre nella equazione (2.26) è quella di angolo di rotazione relativo nullo:

$$\theta = \dot{\theta} = \ddot{\theta} = 0 \quad (2.27)$$

da cui

$$\ddot{\beta} + \omega_o^2 \sin \beta = \frac{\omega_o^2}{g} \ddot{x} \cos \beta \quad (2.28)$$

dove si è posto

$$\omega_o^2 = \frac{g}{r_m - r_L} \quad (2.29)$$

È da notare come l'equazione (2.28) divenga instabile quando  $r_m \leq r_L$ ; tuttavia il centro di rotazione del contenitore può essere fatto coincidere con il centro di rotazione del pendolo in modo da ottenere  $r_L = 0$ .

L'andamento di  $\beta$  nel tempo può essere determinato integrando l'equazione (2.26); tuttavia, in molte applicazioni real-time, è preferibile avere una soluzione che non richieda l'integrazione numerica. Di particolare interesse è il caso in cui l'accelerazione del sistema è costante e di valore:

$$\ddot{x} = \epsilon g \quad (2.30)$$

dove  $\epsilon$  è generalmente  $< 1$ . L'approccio proposto in [6] prevede l'espansione di  $\beta$  e  $\omega$  in potenze crescenti di  $\epsilon$  come segue:

$$\beta(t, \epsilon) = \epsilon \beta_0(\omega t) + \epsilon^3 \beta_2(\omega t) + \epsilon^5 \beta_4(\omega t) + \dots \quad (2.31)$$

$$\omega = \omega_0 + \epsilon^2 \omega_2 + \epsilon^4 \omega_4 + \dots \quad (2.32)$$

Sostituendo le equazioni (2.28)-(2.30) in (2.26), equagliando i coefficienti di eguali potenze di  $\epsilon$  e risolvendo le risultanti equazioni differenziali con le condizioni iniziali  $\beta(0) = 0$  e  $\dot{\beta}(0) = 0$ , si ottiene:

$$\begin{aligned} \beta(t, \epsilon) = & \epsilon(1 - \cos \omega t) + \frac{\epsilon^3}{192}(-64 + 63 \cos \omega t + \cos 3\omega t) + \\ & + \frac{\epsilon^5}{61440}(12288 - 11985 \cos \omega t - 300 \cos 3\omega t - 3 \cos 5\omega t) + \dots \end{aligned} \quad (2.33)$$

dove

$$\omega = \left(1 + \frac{3\epsilon^2}{16} - \frac{69\epsilon^4}{1024} + \dots\right)\omega_0 \quad (2.34)$$

e le espressioni di  $\beta$  e  $\omega$  così ricavate possono essere usate in applicazioni real-time.

## 2.3 Sistema di versamento

Essendo il processo di versamento del metallo fuso all'interno di uno stampo particolarmente critico e pericoloso, progettare un adeguato sistema di automazione, che tenga conto delle vibrazioni del liquido, è di grande importanza sia dal punto di vista della sicurezza, sia dal punto di vista della qualità del processo. Un esempio di macchina automatica in grado di eseguire tale operazione è riportato in figura(2.3), tratta da [5].

Le vibrazioni del liquido, causate dalla rotazione del suo contenitore, possono essere accuratamente descritte da un modello bidimensionale ai parametri distribuiti, ma anche in questo caso verrà analizzato un modello semplificato che compara il moto della superficie del liquido alle oscillazioni di un pendolo smorzato. Le vibrazioni si instaurano sia nella fase di versamento, sia nella fase di ritorno (backward tilting). Il sistema può pertanto essere schematizzato come in figura(2.4)

Con  $m$  è stata indicata la massa del fluido, con  $J = ml^2$  il momento di inerzia,  $c$  il coefficiente equivalente di viscosità,  $l$  la lunghezza equivalente del pendolo,  $\eta$  l'angolo di inclinazione,  $\psi$  l'angolo di vibrazione del liquido,  $D$  la distanza tra il centro di rivoluzione del contenitore  $O_r$  ed il centro di gravità  $O_g$ ,  $O$  è il fulcro del pendolo,  $\theta_g$  l'angolo tra il segmento  $O_r O_g$  e una linea orizzontale.

Impostando il bilanciamento dei momenti di inerzia rispetto al fulcro  $O$  del pendolo, si ricava l'equazione(2.35)

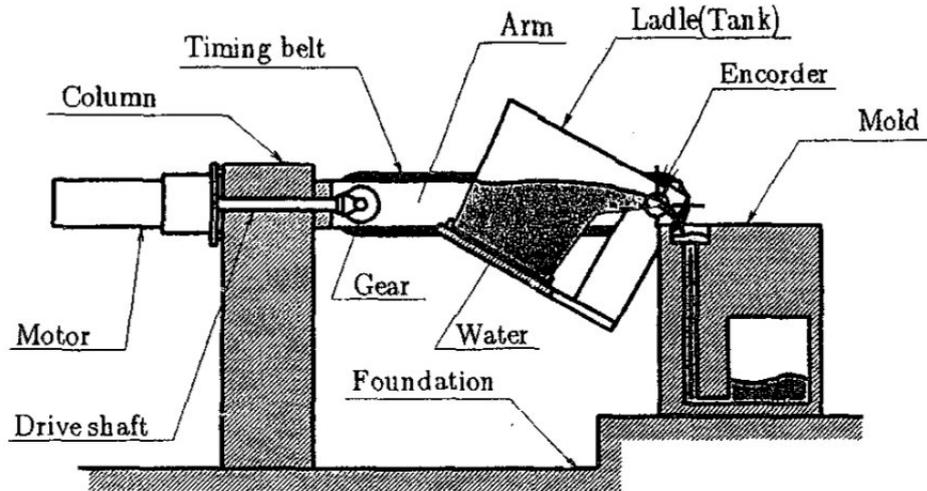


Figura 2.3: Schema di una macchina automatica per il versamento di un metallo fuso in uno stampo

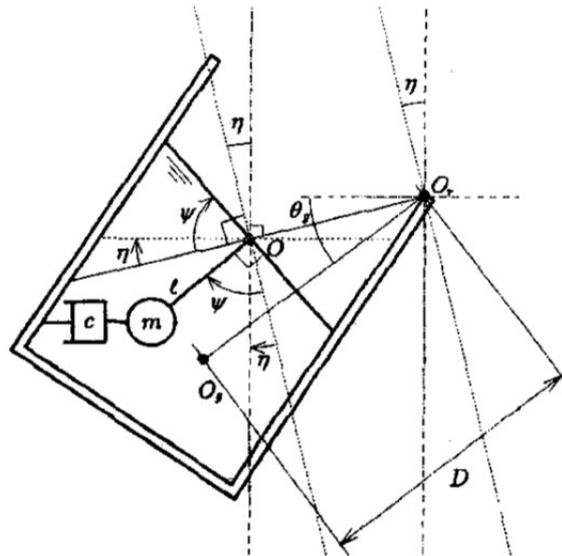


Figura 2.4: Modello del pendolo per il controllo durante rotazione all'indietro del contenitore

$$\begin{aligned}
J \frac{d^2(\eta + \psi)}{dt^2} = & -m \frac{d^2(D \cos \theta_g) \eta}{dt^2} l \sin(\eta + \psi) - m \frac{d^2(D \sin \theta_g) \eta}{dt^2} l \cos(\eta + \psi) \\
& -c \frac{d(l(\eta + \psi))}{dt} l \cos(\eta + \psi) - mgl \sin(\eta + \psi)
\end{aligned} \tag{2.35}$$

Nella quale il termine sinistro rappresenta il momento di inerzia, il primo ed il secondo a destra dell' '=' rappresentano i momenti dovuti rispettivamente alla componente verticale ed alla componente orizzontale della forza esterna generata dalla rotazione del contenitore, il terzo termine è il momento generato dalla forza di attrito viscoso ed il quarto quello dovuto alla forza di gravità.

La(2.35) può essere linearizzata ottenendo, per piccoli valori dell'oscillazione, la(2.36).

$$\ddot{\psi} = -\frac{c}{m} \dot{\psi} - \frac{g}{l} \psi - \frac{c}{m} \dot{\eta} - \frac{g}{l} \eta - \frac{D \sin \theta_g + l}{l} \ddot{\eta} \tag{2.36}$$

E quindi, la funzione di trasferimento  $G(s)$  tra l'angolo di oscillazione del liquido  $\psi$  e l'angolo di inclinazione del contenitore  $\eta$  diviene:

$$G(s) = \frac{\psi(s)}{\eta(s)} = -\frac{\left(\frac{D \sin \theta_g + l}{l}\right) s^2 + \frac{c}{m} s + \frac{g}{l}}{s^2 + \frac{c}{m} s + \frac{g}{l}} \tag{2.37}$$

Dalla quale deriva, come in (2.8) e (2.9)

$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{g}{l}} \tag{2.38}$$

$$\zeta = \frac{c}{2m} \sqrt{\frac{l}{g}} \tag{2.39}$$

Dove  $\omega_n$  è una frequenza angolare naturale e  $\zeta$  è un indice di smorzamento. Il valore  $D \sin \theta_g$  è assunto come costante per piccoli angoli di inclinazione, quindi i parametri  $l, c$  e  $D \sin \theta_g$  possono essere identificati per via sperimentale o per mezzo di un modello ai parametri distribuiti come in [5]. Sempre in [5] la validità di questo modello è dimostrata confrontando le simulazioni da esso ricavate con le simulazioni ottenute da un modello ai parametri distribuiti (SOLA-MAC model): come mostrato in figura(2.5) le due simulazioni sono pressochè sovrapposte.

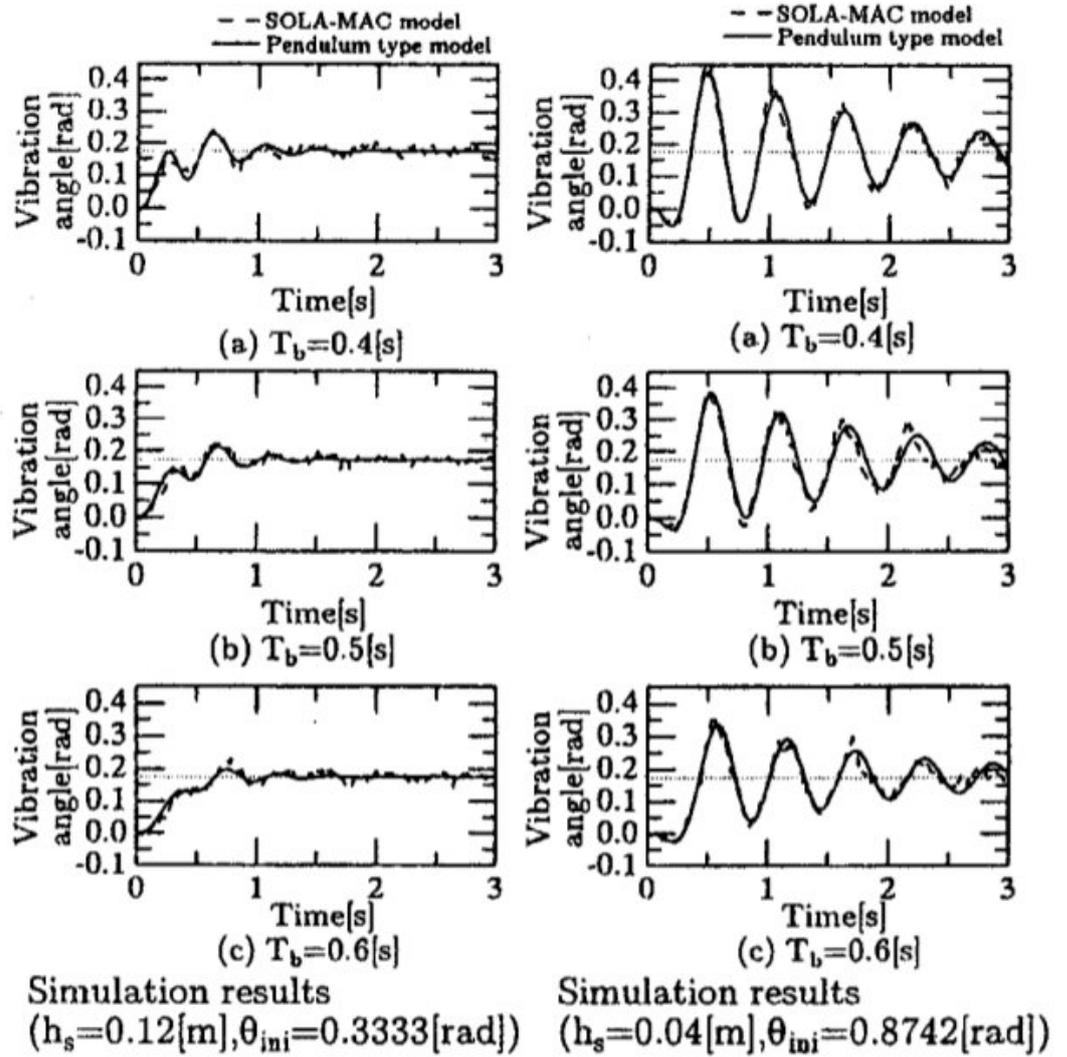


Figura 2.5: Confronto tra le simulazioni ottenute con il modello del pendolo ed il modello ai parametri distribuiti

# Capitolo 3

## Controllo del moto

### 3.1 Misurazione dello sloshing

Nei sistemi di controllo che prevedono un segnale di retroazione non solo legato alla posizione/inclinazione del contenitore, ma anche all'ampiezza effettiva dello sloshing, e negli apparati sperimentali che vogliono verificare l'effettiva efficacia della tecnica di controllo messa in atto, devono essere presenti opportuni sensori in grado di rilevare l'innalzamento/abbassamento della superficie del liquido rispetto al suo punto di riposo lungo i bordi del contenitore.

**Misurazione basata sulla pressione:** un primo modo per misurare l'elevazione di un liquido una volta nota la sua densità, consiste nel misurare la pressione che esso esercita sul fondo del contenitore (nel caso particolare lungo i bordi di questo). Tale metodo, efficace in condizioni statiche, si rivela inadeguato quando si instaurano vibrazioni nel liquido in quanto la pressione esercitata dal fluido non dipende solo dalla sua altezza ma anche dalla direzione e dalla velocità del suo flusso.

**Misurazione su base capacitiva:** questo metodo si basa sulla differenza di permittività elettromagnetica tra aria ed acqua per misurare l'elevazione del fluido. Sui bordi del contenitore sono montate due strisce metalliche tra loro parallele e parzialmente immerse nel fluido (figura 3.1); essendo la capacità del condensatore equivalente dipendente dalla permittività del mezzo tra le due armature, l'oscillazione dell'acqua determina una variazione della capacità, opportunamente rapportabile all'incremento/decremento della sua quota. Anche in questo caso il sensore è accurato per misurazioni statiche ma in condizioni dinamiche, a causa della permanenza di un film di liquido sulle armature anche ad oscillazione conclusa, risulta inadeguato.

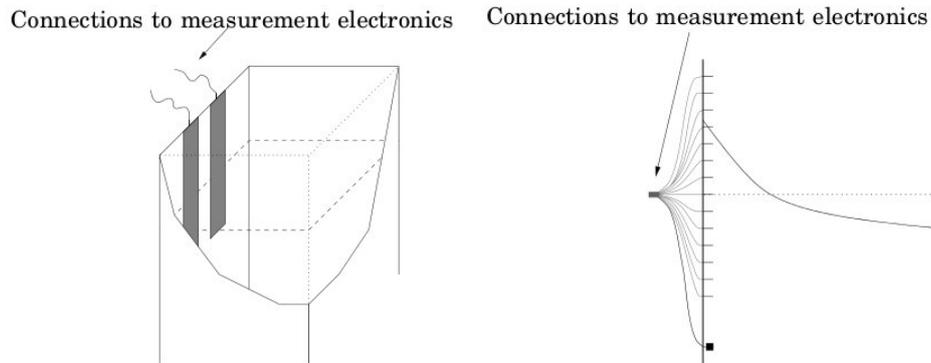


Figura 3.1: Misurazione su base capacitiva e con contatti elettrici

**Misuratore di distanza ad ultrasuoni:** analogamente ai casi precedenti i sensori ad ultrasuoni si rivelano adeguati solamente per misurazioni statiche o con lente oscillazioni.

**Misura basata su contatti elettrici:** il sensore è in questo caso costituito da un numero finito di contatti elettrici posizionati ad intervalli regolari di altezza lungo il bordo del contenitore (figura 3.1); grazie alla capacità del liquido di condurre la corrente elettrica si può risalire all'elevazione del liquido dal numero di contatti messi in conduzione. La discretizzazione del valore dell'uscita può però creare problemi di precisione, soprattutto per oscillazioni molto lente; inoltre anche la permanenza di un film di liquido lungo i bordi del recipiente può portare a problemi minori.

**Misura tramite sensore ad infrarossi:** un emettitore di laser infrarossi è puntato verticalmente sulla superficie del liquido; una telecamera ad infrarossi è orientata con un angolo di  $11^\circ$  rispetto ad esso (figura 3.2). In base alla distribuzione e all'intensità del raggio riflesso si può risalire all'altezza del fluido. Per permettere una misurazione corretta la superficie del liquido non deve essere riflettente. La misurazione si rivela accurata anche a grandi velocità di oscillazione.

**Misura tramite computer vision:** questa tecnica prevede un contenitore trasparente o parzialmente trasparente lungo una faccia parallela alla direzione dell'oscillazione. Una telecamera, puntata perpendicolarmente ad esso, invia ad un computer immagini prelevate ad intervalli regolari della

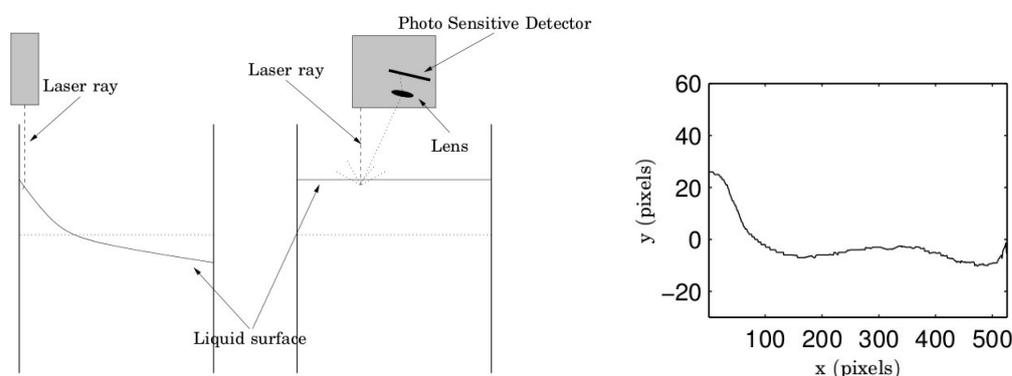


Figura 3.2: Misurazione con sensore ad infrarossi ed esempio di profilo da computer vision

superficie del fluido; queste sono quindi processate da un software che estrae l'andamento della superficie del liquido (Figura 3.2). Le misurazioni così ottenute risultano precise sia per piccole che per grandi oscillazioni.

## 3.2 Controllo passivo

Lo smorzamento del sistema causato dagli effetti viscosi del liquido è generalmente piccolo anche per recipienti di grande dimensione. Un semplice modo per aumentare il coefficiente di smorzamento  $\zeta$  e migliorare quindi il comportamento dinamico del sistema, consiste nell'applicare lungo i margini interni del contenitore dei deflettori (semplici alette). Quest'ultimi, se posizionati ad una quota prossima all'altezza statica del liquido, determinano l'insorgere di forze di trascinamento dipendenti dalla viscosità e dalla densità del fluido, dall'area dei deflettori e dalla componente della velocità del liquido perpendicolare all'area dei deflettori. Una analisi più approfondita dell'argomento può essere trovata per esempio in [1] o in [2]. Questa tecnica presenta l'indiscutibile vantaggio di non comportare grandi costi nè di installazione nè di manutenzione, ma può non essere sufficiente a soddisfare le specifiche di progetto o non essere compatibile con le caratteristiche del contenitore. Pertanto saranno di seguito analizzate tecniche di controllo attivo, ossia basate sull'opportuno inserimento (o sottrazione) di energia al (dal) sistema da controllare sulla base della misura della variabile di controllo o di apposite tecniche di feed-forward.

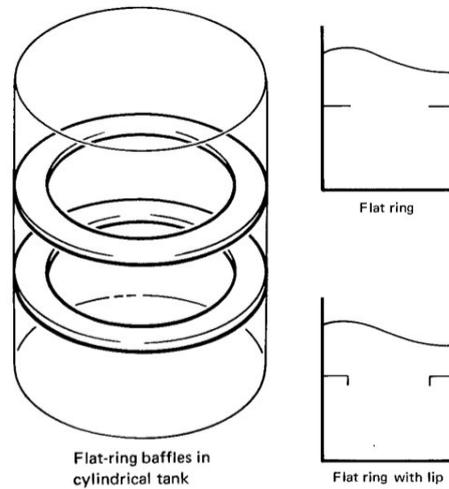


Figura 3.3: Deflettori per lo smorzamento passivo delle oscillazioni del liquido

### 3.3 Controllo in catena aperta

Nella realtà industriale implementare uno dei sensori analizzati nel paragrafo 3.1 ad un contenitore è spesso economicamente improponibile. Sono quindi frequentemente utilizzati sistemi di controllo che non prevedono la misura dell'ampiezza dello sloshing, ma solo la misurazione della posizione nello spazio e dell'eventuale rotazione del contenitore. In [4] sono ad esempio illustrate delle metodologie di controllo basate sulla formulazione di leggi di moto ad-hoc, in grado di minimizzare il tempo di trasporto o l'energia impiegata, rispettando specifici vincoli sull'accelerazione massima del contenitore e sull'altezza massima dell'oscillazione. Tuttavia, ogni volta che è applicata una tecnica di controllo in catena aperta, la qualità del controllo dipende dalla capacità del modello di descrivere adeguatamente il sistema.

#### 3.3.1 Controllo con approccio ibrido

In [3] è presentata tale tecnica e analizzato l'apparato sperimentale presentato in figura (3.3).

Il sistema (Automatic Pouring Robot) è dotato di 4 gradi di libertà: il contenitore può essere mosso nello spazio e ruotato in una direzione per consentire il versamento del liquido. Ognuno dei movimenti è azionato da servomotori AC dotati di encoder che permette di controllarne il posizionamento; ad ognuno di questi può essere associata la funzione di trasferimento

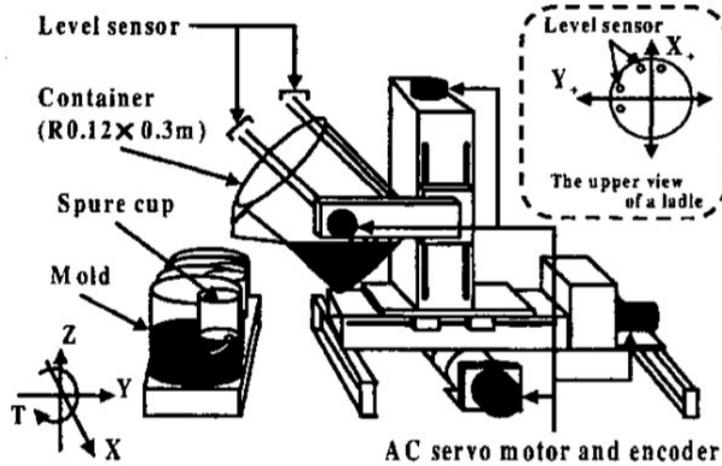


Figura 3.4: Illustrazione di un robot per il versamento automatico

tra la tensione di ingresso  $e(t)$  e la posizione  $y(t)$ :

$$G(s) = \frac{Y(s)}{E(s)} = \frac{K_m}{s(T_m s + 1)} \quad (3.1)$$

nella quale i parametri  $T_m$  e  $K_m$  sono determinati analizzando la risposta a gradino dei motori.

Il controllo applicato è definito ibrido in quanto mira a soddisfare sia specifiche nel dominio della frequenza (guadagno di margine, guadagno di fase ecc) sia specifiche nel dominio del tempo (sovraelongazione, risposta nel transitorio, restrizioni sugli input ecc). Essendo la modellizzazione della dinamica tridimensionale dei fluidi piuttosto complicata, questo sistema non contempla un particolare modello, ma considera solamente la frequenza naturale dell'oscillazione (2.12) per modellare la risposta in frequenza. Si considera inoltre che il contenitore compia un percorso di andata con un livello di liquido  $h_i$  ed uno di ritorno con un livello  $h_f$ ; pertanto, dipendendo la frequenza naturale dall'altezza del liquido, la (2.12) è calcolata per entrambi i casi. I controllori per il movimento nelle direzioni X,Y,Z e l'ungo l'asse di ribaltamento T, possono essere disegnati separatamente, tenendo conto che il movimento verticale del recipiente non influenza l'andamento dello sloshing e che quindi il controllore Z terrà conto solamente delle caratteristiche del motore.

Comprendendo l'equazione del motore un integratore, per il relativo controllo è sufficiente un controllore proporzionale (caratterizzato dalla costante

$K_1 = K_P$ ) per evitare degli offset di posizionamento. Per ridurre l'influenza dei modi di oscillazione ad alta frequenza ed il rumore è poi applicato un filtro passa basso:

$$K_2 = \frac{1}{T_i s + 1} \quad (3.2)$$

Per i controllori del moto lungo gli assi X,Y,T è infine inserito un *notch filter*, cioè un filtro in grado di eliminare una determinata frequenza dalla risposta del sistema:

$$K_3 = \frac{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + \omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.3)$$

La frequenza corrispondente alla pulsazione  $\omega_n$  è calcolata usando la (2.12), ed essendoci due possibili frequenze, sono implementati due *notch filters*. Inoltre, non essendo la frequenza caratterizzante la fine del *backtilting* (rovesciamento all'indietro) calcolabile analiticamente, essa va valutata sperimentalmente.

Le funzioni di trasferimento complessive del controllore divengono quindi:

$$K_x(s) = K_y(s) = K_P \frac{(s^2 + 2\zeta\omega_{n1}s + \omega_{n1}^2)(s^2 + 2\zeta\omega_{n2}s + \omega_{n2}^2)}{(T_i s + 1)(s^2 + \omega_{n1}s + \omega_{n1}^2)(s^2 + \omega_{n2}s + \omega_{n2}^2)} \quad (3.4)$$

$$K_z(s) = \frac{K_P}{T_i s + 1} \quad (3.5)$$

$$K_T(s) = K_P \frac{s^2 + 2\zeta\omega_{n3}s + \omega_{n3}^2}{(T_i s + 1)(s^2 + \omega_{n3}s + \omega_{n3}^2)} \quad (3.6)$$

Per determinare i parametri liberi  $K_P$  e  $T_i$  sono quindi fornite delle specifiche sia nel dominio del tempo che nel dominio della frequenza:

1. Il sistema retroazionato deve essere stabile, in particolare si vuole ottenere

$$Re[r_K] < 0, Re[r_d] < 0, K_P > 0, T_i > 0 \quad (3.7)$$

2. Il guadagno del controllore deve essere minore di 0 dB a frequenze superiori ai 50Hz per diminuire l'influenza dei modi d'oscillazione di alto ordine ed il rumore

$$|K(\omega_l)| < 0[dB] \quad (3.8)$$

3. Il voltaggio di ingresso al controllore deve rientrare in un ben determinato input-range

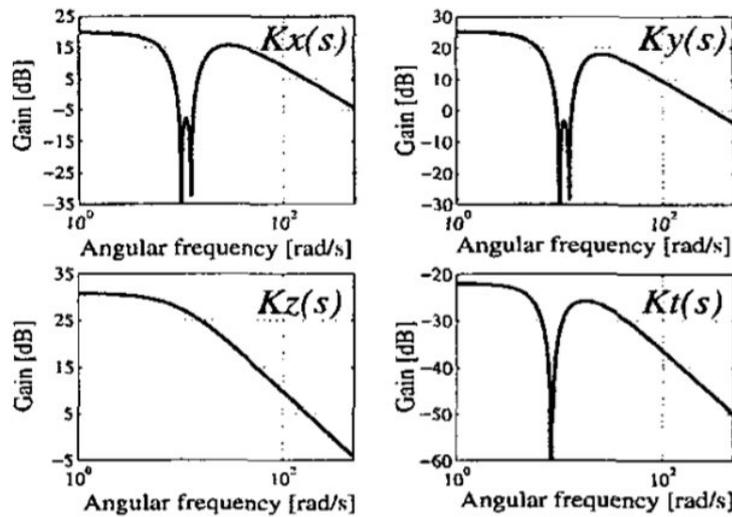


Figura 3.5: Diagrammi di bode del controllore

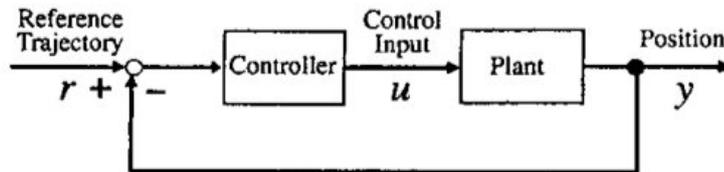


Figura 3.6: Schema a blocchi del sistema di controllo

4. La sovraelongazione massima dell'onda non deve superare un fissato valore
5. Il guadagno del controllore deve essere minore di 0 dB alla frequenza corrispondente ai modi naturali di oscillazione del liquido

$$|K(f_n)| < 0[dB] \quad (3.9)$$

I valori numerici sono quindi ottenuti a partire da una analisi sperimentale o da un problema di ottimizzazione matematica; un esempio dei diagrammi di bode dei controllori così ottenibili è riportato in figura (3.5).

### 3.3.2 Input Shaping

La tecnica definita Input shaping è una particolare tecnica di feedforward che prevede la compensazione delle vibrazioni generate da un impulso di accelerazione con la convoluzione con una serie di impulsi opportunamente

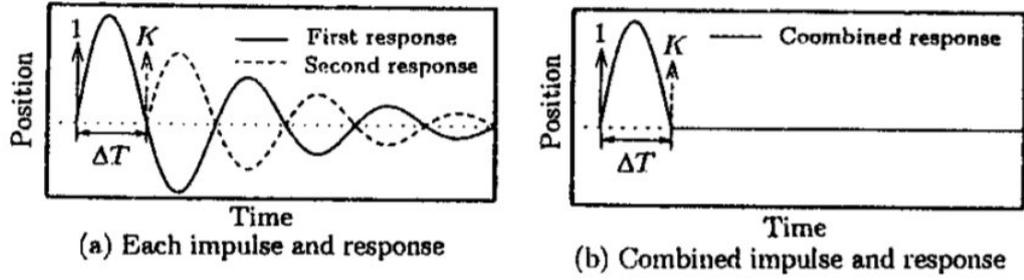


Figura 3.7: Principio di funzionamento dell'input shaping

scalati e ritardati detti *shaper*. Questa strategia di controllo non permette di eliminare la prima onda di oscillazione del fluido, ma consente l'instaurarsi di una vibrazione teorica nulla dopo un piccolo intervallo di tempo  $\Delta T$  come mostrato in figura (3.7) [5]. In letteratura questa tecnica è spesso applicata ad un semplice sistema del secondo ordine con funzione di trasferimento

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.10)$$

dalla quale, antitrasformando secondo Laplace, si ottiene una risposta impulsiva

$$y(t) = [A \frac{\omega_n}{\sqrt{1-\zeta^2}} \exp(-\zeta\omega_n(t-t_0))] \sin(\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}(t-t_0)) \quad (3.11)$$

dove  $A$  è l'ampiezza dell'impulso e  $t_0$  è il tempo al quale viene applicato. Un impulso è generalmente costituito da un comando di coppia o di velocità all'attuatore. Nel caso più semplice il sistema è mosso da una sequenza di due impulsi (*Zero-vibration shaper*) dei quali il secondo, mostrato in figura 3.7, è applicato dopo un intervallo di tempo corrispondente ad un semiperiodo della risposta impulsiva e cioè:

$$\Delta T = \frac{\pi}{\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (3.12)$$

e con un ampiezza quindi pari a

$$K = e^{-\zeta\omega_n/\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (3.13)$$

Ciò è valido non solo per un singolo ingresso ma anche per una serie di impulsi.

Volendo applicare questa tecnica di controllo ad un sistema per il versamento come quello descritto nel paragrafo (2.3), notiamo che la struttura

del numeratore della (3.10) è differente da quella della (2.37). Si deve quindi provare che la tecnica di input shaping è applicabile al sistema considerato. Ponendo  $D_\theta = D \sin \theta_g$  e dividendo il numeratore per il denominatore nella (2.37) si ottiene:

$$G(s) = \frac{\psi(s)}{\eta(s)} = \frac{\left(\frac{cD_\theta}{lm}\right)s + \frac{gD_\theta}{l}}{s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{g}{l}} - \frac{D_\theta + l}{l} \quad (3.14)$$

ponendo poi

$$\psi(s) = Z(s) + \delta\eta(s) \quad (3.15)$$

dove

$$Z(s) = \frac{\left(\frac{cD_\theta}{lm}\right)s + \frac{gD_\theta}{l}}{s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{g}{l}}\eta(s) = \left(\frac{cD_\theta}{lm}\right)s + \frac{gD_\theta}{l}X_1(s) \quad (3.16)$$

$$X_1(s) = \frac{1}{s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{g}{l}}\eta(s) \quad (3.17)$$

$$\delta = -\frac{D_\theta + l}{l} \quad (3.18)$$

L'equazione (3.14) è rappresentata in figura (3.6).

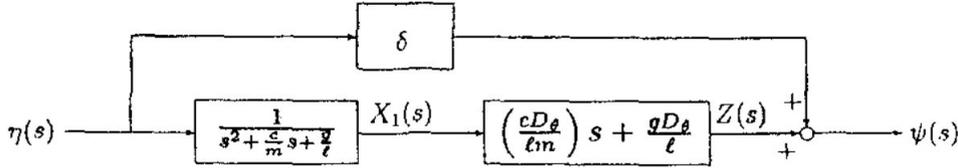


Figura 3.8: Funzione di trasferimento del sistema di controllo

Dall'equazione 3.17 segue che:

$$\ddot{x}_1(t) + \frac{c}{m}\dot{x}_1(t) + \frac{g}{l}x_1 = \eta(t) \quad (3.19)$$

E  $\psi(t)$  dalle equazioni (3.15) e (3.16):

$$\psi(t) = \frac{cD_\theta}{lm}\dot{x}_1(t) + \frac{gD_\theta}{l}x_1(t) + \delta\eta(t) = \frac{cD_\theta}{lm}x_2(t) + \frac{gD_\theta}{l}x_1(t) + \delta\eta(t) \quad (3.20)$$

Quindi, il modello di stato diventa:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{g}{l} & -\frac{c}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \eta(t) \quad (3.21)$$

$$\psi(t) = \begin{bmatrix} \frac{gD_\theta}{l} & \frac{cD_\theta}{lm} \end{bmatrix} [x_1(t) \ x_2(t)] + \delta\eta(t) \quad (3.22)$$

Da quest'ultima equazione si può notare che, se  $x_1(t)$  e  $x_2(t)$  divengono 0, è valida l'espressione  $\psi(t) - \delta\eta(t) = 0$  che equivale approssimativamente a dire che  $\psi(t) = \eta(t)$ , cioè l'angolo di rotazione del fluido coincide con l'angolo di rotazione del recipiente e la superficie è quindi orizzontale. La prova è quindi completa.

Se si vuole ruotare il recipiente con una accelerazione dal profilo sinusoidale  $\ddot{\eta}(t) = A \sin(2\pi/T)$  con tempo di rotazione  $T_b$  fissato, angolo iniziale  $\theta_{ini}$ , angolo finale  $\theta_{fin}$ , imponendo  $\dot{\eta}(0) = 0$  e integrando si ottiene:

$$\dot{\eta}(t) = -A \frac{T}{2\pi} \cos\left(\frac{2\pi}{T}t\right) + \frac{AT}{2\pi} \quad (3.23)$$

imponendo  $\eta(0) = \theta_{ini}$  e integrando un'altra volta:

$$\eta(t) = -A \frac{T^2}{(2\pi)^2} \sin\left(\frac{2\pi}{T}t\right) + \frac{AT}{2\pi}t + \theta_{ini} \quad (3.24)$$

posto quindi  $T = T_b$  e  $\eta(T_b) = \theta_{fin}$  si ha

$$\frac{AT_b^2}{2\pi} + \theta_{ini} = \theta_{fin} \quad (3.25)$$

da cui

$$A = \frac{(\theta_{fin} - \theta_{ini})2\pi}{T_b^2} \quad (3.26)$$

e quindi

$$\ddot{\eta}(t) = \frac{(\theta_{fin} - \theta_{ini})2\pi}{T_b^2} \sin\left(\frac{2\pi}{T_b}t\right) \quad (3.27)$$

### 3.3.3 Shaper robusti

In generale, una volta che i valori di pulsazione angolare  $\omega_n$  ed il fattore di smorzamento  $\zeta$  sono noti, la percentuale di vibrazione residua del sistema in risposta ad una serie di  $N$  impulsi può essere espressa dalla relazione:

$$V(\omega_n, \zeta) = e^{-\zeta\omega_n t_n} \sqrt{C(\omega_n, \zeta)^2 + S(\omega_n, \zeta)^2} \quad (3.28)$$

con

$$C(\omega_n, \zeta) = \sum_{i=1}^N A_i e^{\zeta\omega_n t_i} \cos(\omega_n t_i, t_i) \quad (3.29)$$

$$S(\omega_n, \zeta) = \sum_{i=1}^N A_i e^{\zeta \omega_n t_i} \sin(\omega_n t_i) \quad (3.30)$$

Imponendo le condizioni  $A_i > 0$  e  $\sum_{i=1}^N A_i = 1$  (impulsi sempre positivi e normalizzati) e ponendo la (3.28) uguale a zero si ottiene lo *Zero-vibration shaper* analizzato nel paragrafo precedente, le cui soluzioni in forma matriciale sono:

$$ZV = \begin{bmatrix} A_i \\ t_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{1+K} & \frac{K}{1+K} \\ 0 & \Delta T \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

dove  $\Delta T$  e  $K$  assumono gli stessi valori di (3.12) e (3.13).

Nella maggior parte dei casi tuttavia, i valori di  $\zeta$  e  $\omega_n$  non sono conoscibili con precisione e risulta quindi necessario utilizzare shaper più robusti rispetto ad una loro variazione.

Una prima tecnica consiste nell'annullare la derivata prima dell'espressione (3.28). In questo caso le soluzioni assumono la forma

$$ZVD = \begin{bmatrix} A_i \\ t_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{1+2K+K^2} & \frac{2K}{1+2K+K^2} & \frac{K^2}{1+2K+K^2} \\ 0 & \Delta T & 2\Delta T \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

Se si passa alla derivata seconda si ottiene lo *Zero-Vibration and double Derivative shaper*:

$$ZVDD = \begin{bmatrix} A_i \\ t_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{D1} & \frac{3K}{D1} & \frac{3K^2}{D1} & \frac{K^3}{D1} \\ 0 & \Delta T & 2\Delta T & 3\Delta T \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

e alla derivata terza

$$ZVDDD = \begin{bmatrix} A_i \\ t_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{D2} & \frac{4K}{D2} & \frac{6K^2}{D2} & \frac{4K^3}{D2} & \frac{K^4}{D2} \\ 0 & \Delta T & 2\Delta T & 3\Delta T & 4\Delta T \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

con  $D1 = 1 + 3K + 3K^2 + K^3$ ;  $D2 = 1 + 4K + 6K^2 + 4K^3 + K^4$

Come è evidenziato in figura (3.8) le curve di sensibilità si appiattiscono all'aumentare del grado di derivazione, a ciò corrisponde un aumento della robustezza dello shaper alle variazioni dei parametri; allo stesso tempo tuttavia aumenta il tempo intercorrente tra il primo e l'ultimo impulso, passando da  $\Delta T$  per lo ZV a  $4\Delta T$  per lo ZVDDD. Nella scelta dello shaper più adatto alla specifica applicazione si deve quindi effettuare un compromesso tra sensibilità e tempo di assestamento.

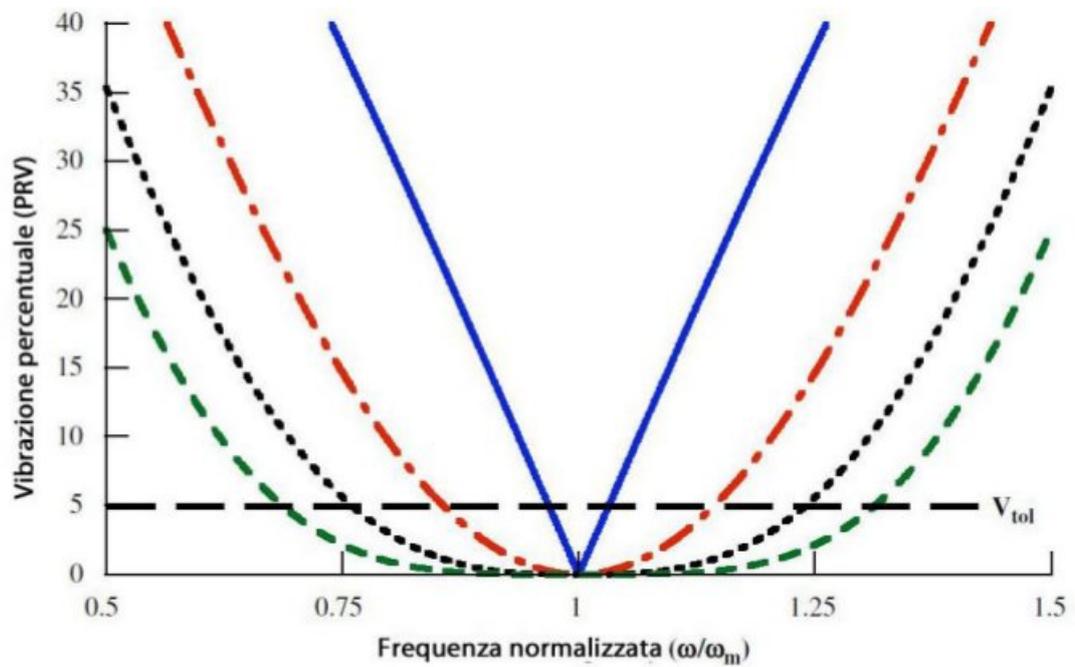


Figura 3.9: Curva di sensibilità per gli shaper ZV, ZVD, ZVDD, ZVDDD

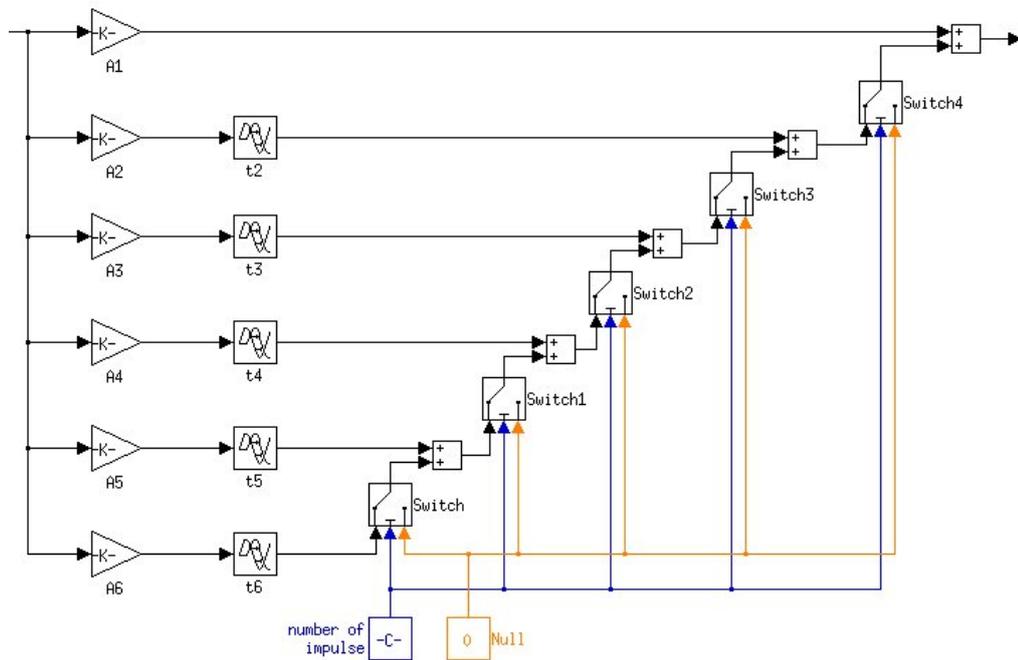


Figura 3.10: Schema a blocchi della realizzazione in Simulink dell'IS

### 3.3.4 Altre tecniche di pre-shaping

Se il contenitore è mosso lungo la direzione orizzontale e se si assume che il sistema sia equivalente ad uno sottosmorzato del secondo ordine:

$$\ddot{\theta} + 2\zeta\omega\dot{\theta} + \omega^2\theta = \frac{1}{r_m}\ddot{x} \quad (3.35)$$

Dove  $\theta$  è l'angolo del liquido rispetto all'orizzontale,  $\zeta$  è il coefficiente di smorzamento,  $\omega$  è la frequenza naturale di oscillazione,  $r_m$  è la lunghezza virtuale del centro di massa del liquido e  $\ddot{x}$  è l'accelerazione orizzontale del contenitore; allora un semplice modo per ottenere una oscillazione residua nulla dopo un breve intervallo di tempo, consiste nell'imporre un tempo di accelerazione/decelerazione uguale ad un multiplo del periodo di oscillazione del liquido:

$$t = \frac{2\pi n}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (3.36)$$

Tale risultato si può ottenere da un problema di ottimizzazione volto a minimizzare l'oscillazione residua del sistema come analizzato in [7].

Un'altra tecnica per smorzare le oscillazioni del liquido prevede l'applicazione di un filtro IIR (infinite impulse response) per sagomare l'accelerazione da imporre all'apparato in modo che questo si comporti come un sistema criticamente smorzato del terzo ordine. Il filtro considerato ha la forma:

$$\frac{G_d(s)}{G(s)} = \left(\frac{\sigma^3}{\omega^2}\right) \left(\frac{s^2 + 2\zeta\omega s + \omega^2}{(s + \sigma)^3}\right) \quad (3.37)$$

dove  $G(s)$  è la funzione di trasferimento del sistema originale e  $G_d(s)$  è la funzione di trasferimento del sistema smorzato (damped) con costante di tempo  $\sigma$ . Il filtro cancella i poli sottosmorzati del secondo ordine e li rimpiazza con poli criticamente smorzati. Il limite di questa tecnica di controllo stà nella sua scarsa robustezza rispetto ad una variazione dei parametri del sistema o ad una loro imprecisa determinazione.

## 3.4 Controllo in catena chiusa

Quando nel processo considerato non è possibile determinare un modello in grado di descrivere adeguatamente l'oscillazione del liquido, oppure quando è indispensabile ottenere un controllo particolarmente preciso ed è quindi giustificato il costo di installazione di un sensore, possono essere usati dei sistemi di controllo a catena chiusa.

Un esempio di tale implementazione può essere trovato in [8]; la configurazione prevede la combinazione di una tecnica di input shaping con una di feedback del tipo  $H_\infty$  (controllo robusto). Una eventuale variazione del livello del liquido determina infatti, in accordo con la (2.12), il cambiamento della frequenza naturale di oscillazione e conseguentemente una minore efficacia del sistema di controllo se questo non è opportunamente progettato.

Un altro esempio di sistema di controllo con retroazione è dato dal delayed reference control (DRC), schematizzato in figura(3.11). Esso prevede che il riferimento di posizione del contenitore nello spazio ( $x_r$ ) non sia semplicemente una funzione del tempo ma anche funzione di un altro parametro  $\tau$  calcolato in funzione dell'angolo di oscillazione del fluido ed assumente la funzione di ritardo nella legge di moto specificata. Ad esso è abbinato un anello interno di controllo retroazionato con la posizione effettiva del contenitore e contenente un controllore PID.

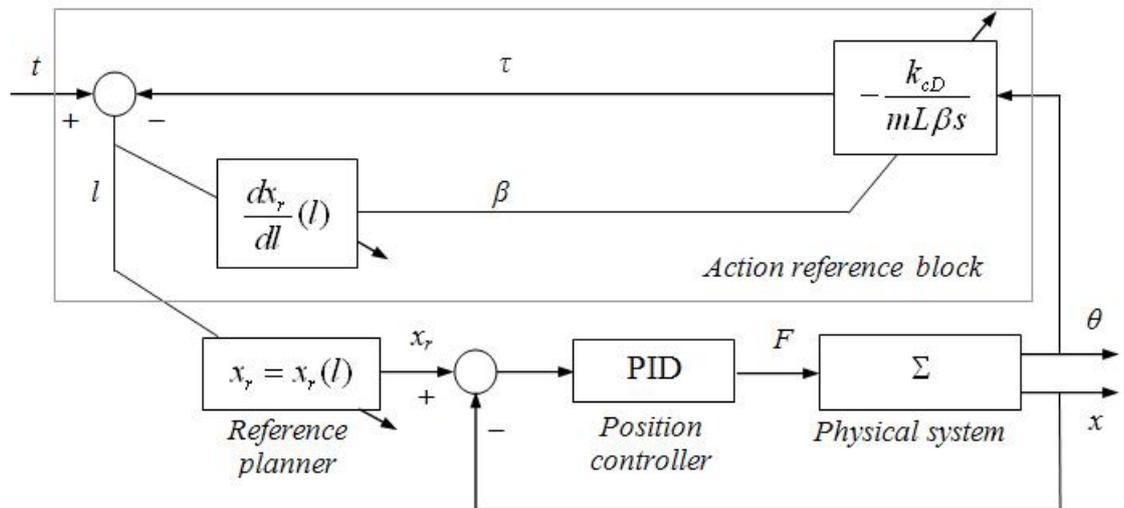


Figura 3.11: Schema a blocchi del controllo DRC

# Capitolo 4

## Simulazione

Al fine di verificare l'efficacia di alcune delle tecniche di controllo qui analizzate, sono state eseguite delle simulazioni al computer tramite l'ambiente Matlab-Simulink. Per semplicità di esecuzione e per rendere i risultati comparabili con il caso di test reale, dei vari modelli descritti si è scelto quello che prevede la movimentazione lineare del contenitore senza la possibilità di ruotare lo stesso. Tale sistema è stato modellato in simulink tramite le matrici *state-space* come descritto nel paragrafo 2.1.

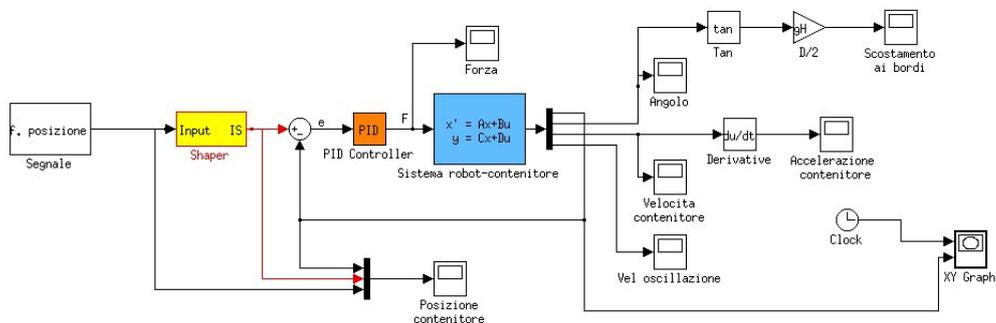


Figura 4.1: Schema a blocchi del simulatore

In figura (4.1) è rappresentato lo schema a blocchi del simulatore utilizzato. Una volta specificato il punto e l'istante di partenza e di arrivo, il primo blocco riproduce tramite apposite funzioni la legge di moto da imporre al carico (lineare, polinomiale, ecc). Il secondo blocco quindi, effettua lo *shaping* di quest'ultima effettuando una convoluzione con una serie di impulsi opportunamente scalati oppure con una apposita funzione di trasferimento. Per evitare offset di posizionamento, l'ingresso così modificato è inviato ad un controllore PID retroazionato con la posizione effettiva del contenitore. Di tale controllore sono sfruttate solo le componenti proporzionale e derivativa.

Le uscite del sistema (posizione, angolo di inclinazione della superficie, velocità lineare ed angolare) sono quindi memorizzate e visualizzate in funzione del tempo.

## 4.1 Parametri di simulazione

Al fine di rendere i risultati comparabili tra loro, in tutte le simulazioni effettuate sono stati utilizzati i seguenti parametri:

- Tempo di simulazione = 7s.
- Massa equivalente del sistema di movimentazione = 20Kg
- Massa del liquido = 0.4Kg
- Lunghezza del pendolo equivalente = 0.034m
- Coefficiente di smorzamento = 0.03
- Accelerazione di gravità =  $9.81 \text{ m/s}^2$
- Diametro(o larghezza) del contenitore = 0.08m.
- $K_p=10000$
- $K_i=0$
- $K_d=300$
- Lunghezza tragitto = 1m
- Tempo di percorrenza = 3s

## 4.2 Leggi di moto

E' facile intuire che, indipendentemente dalla tecnica di shaping utilizzata, la legge di moto usata per muovere il carico influenza l'andamento dell'oscillazione del liquido. Sono quindi di seguito descritte brevemente alcune delle più conosciute leggi di moto correlate dai relativi dati ottenuti in simulazione escludendo lo shaping. Per renderle svincolate da un intervallo temporale specifico è definito il tempo adimensionale:

$$th = \frac{t - t_i}{t_f - t_i} \quad (4.1)$$

### 4.2.1 Leggi di moto polinomiali

Nelle leggi di moto polinomiali la posizione in funzione del tempo è espressa da un polinomio di grado n-esimo  $X(t) = a_n x^n + a_{n-1} x^{n-1} + \dots + a_0$ . All'aumentare del numero dei coefficienti e quindi del grado del polinomio, aumenta il numero di condizioni imponibili per la loro determinazione quali ad esempio velocità ed accelerazione iniziali e finali nulle. Per i diversi gradi si ricavano quindi le seguenti espressioni:

Grado 3:

$$y = [th^2 \quad th^3] [3 \quad -2]' \quad yd = [th \quad th^2] [6 \quad -6]' \quad ydd = 6 - 12th; \quad (4.2)$$

Grado5:

$$\begin{aligned} y &= [th^3 \quad th^4 \quad th^5] [10 \quad -15 \quad 6]' \\ yd &= [th^2 \quad th^3 \quad th^4] [30 \quad -60 \quad 30]' \\ ydd &= [th \quad th^2 \quad th^3] [60 \quad -180 \quad 120]' \end{aligned} \quad (4.3)$$

Grado7:

$$\begin{aligned} y &= [th^4 \quad th^5 \quad th^6 \quad th^7] [35 \quad -84 \quad 70 \quad -20]' \\ yd &= [th^3 \quad th^4 \quad th^5 \quad th^6] [140 \quad -420 \quad 420 \quad -140]' \\ ydd &= [th^2 \quad th^3 \quad th^4 \quad th^5] [420 \quad -1680 \quad 2100 \quad -840]' \end{aligned} \quad (4.4)$$

Ed i relativi risultati ottenuti:

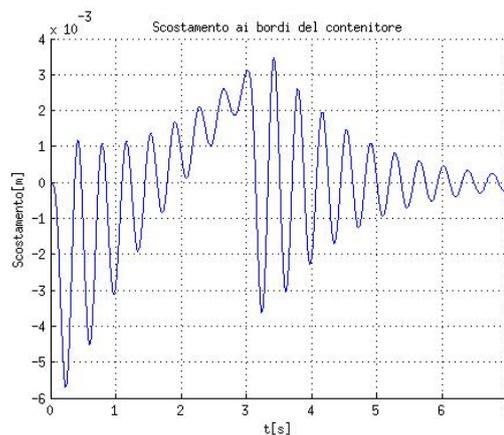


Figura 4.2: Scostamento ai bordi del contenitore per una legge di moto polinomiale di terzo grado

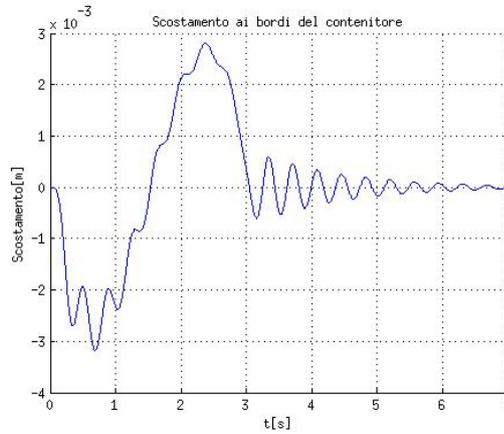


Figura 4.3: Scostamento per una legge di moto polinomiale di quinto grado

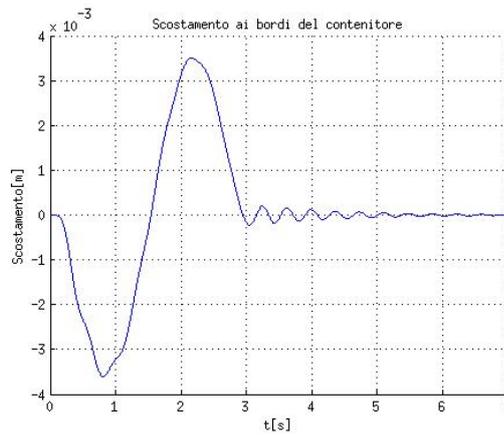


Figura 4.4: Scostamento per una legge di moto polinomiale di settimo grado

I risultati ottenuti evidenziano come una legge di moto di grado più elevato e quindi più dolce permetta di ottenere una oscillazione residua a fine movimentazione minore, ma comporti al contempo una accelerazione di picco maggiore e conseguentemente uno scostamento ai bordi del contenitore massimo più elevato

### 4.2.2 Leggi di moto trigonometriche

Le leggi di moto trigonometriche implementano funzioni trigonometriche per la definizione del riferimento. Tra le più diffuse sono:

Legge di moto cicloide:

$$y = \frac{1}{\pi}(\pi th - 0.5 \sin 2\pi th) \quad (4.5)$$

$$y_d = 1 - \cos 2\pi th; y_{dd} = 2\pi \sin 2\pi th$$

Legge di moto armonica:

$$y = 0.5(1 - \cos \pi th) \quad (4.6)$$

$$y_d = 0.5\pi \sin \pi th$$

$$y_{dd} = 0.5\pi^2 \cos \pi th$$

Armonica di Gutman:

$$y = th - \frac{15}{32\pi} \sin 2\pi th - \frac{1}{96\pi} \sin 6\pi th \quad (4.7)$$

$$y_d = 1 - \frac{15}{16} \cos 2\pi th - \frac{1}{16} \cos 6\pi th$$

$$y_{dd} = th - \frac{15}{8\pi} \sin 2\pi th + \frac{3}{8\pi} \sin 6\pi th$$

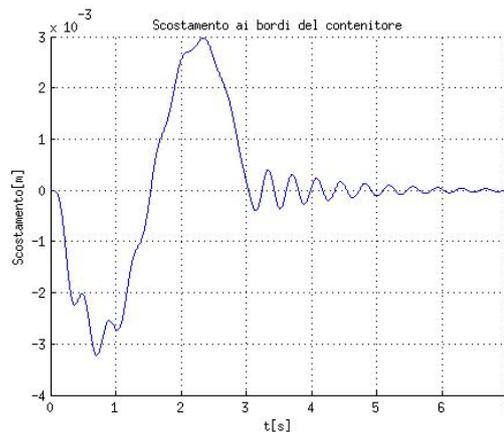
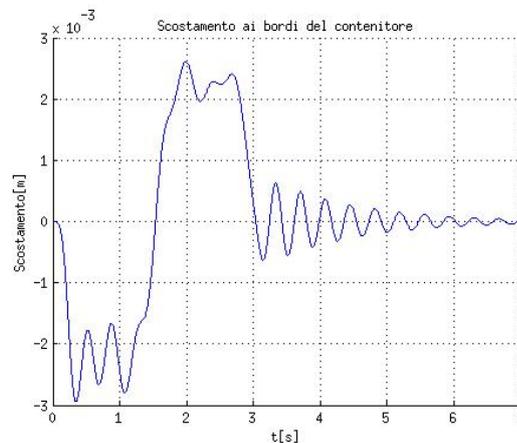
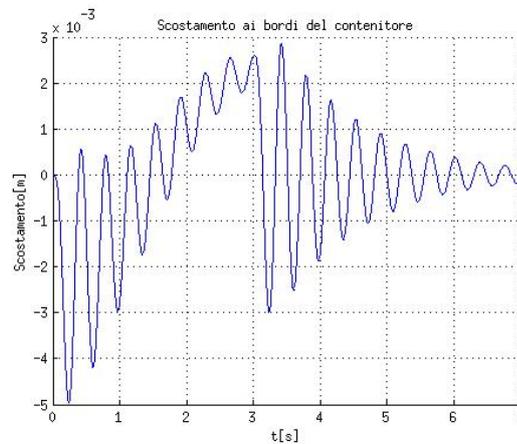


Figura 4.5: Scostamento al bordo del contenitore per una legge di moto cicloide,armonica e di Gutman



### 4.3 Zero vibration shaper

Ai risultati riportati di seguito v'è fatta una premessa: l'attuatore di un sistema di movimentazione reale non può erogare una forza o una coppia infinita e non ha pertanto senso imporre al controllore una costante proporzionale  $K_p$  eccessivamente elevata, in quanto questa determinerebbe una saturazione delle sue capacità. Per ottenere dei risultati più realistici si è imposta quindi una costante  $K_p$  pari a 10000, ma la distorsione introdotta dall'anello di controllo in queste condizioni, determina una alterazione dell'effetto degli shaper e conseguentemente un peggioramento dei risultati ottenuti. Tale aspetto è messo in evidenza nella figura (4.6) nella quale si confronta la risposta ottenuta con  $K_p$  pari a 10000 con quella ottenuta con  $K_p$  uguale a 50000.

Questo mette in evidenza come l'efficacia delle tecniche di input shaping sia strettamente legata all'efficacia del sistema di movimentazione.

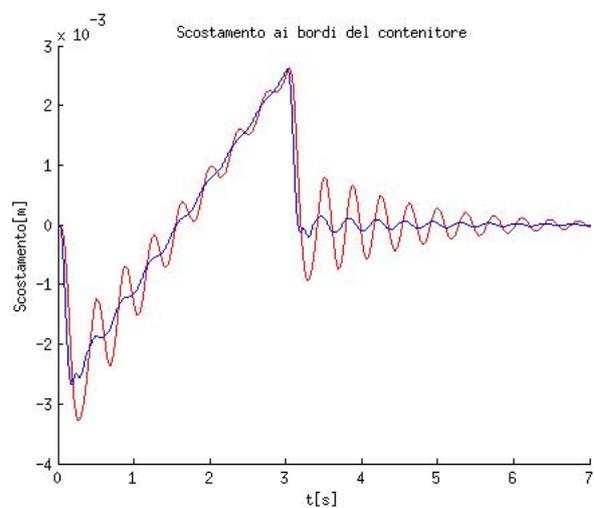


Figura 4.6: Scostamento al bordo del contenitore con ZV per una polinomiale di terzo grado con  $K_p=10000$ (rosso) e  $K_p=50000$ (blu)

Si riportano di seguito i risultati ottenuti applicando lo zero-vibration shaper ad alcune delle leggi di moto presentate; questi sono confrontati con quelli ottenuti senza shaping(in rosso).

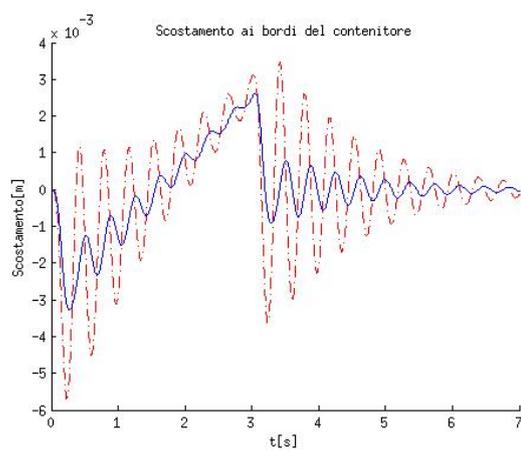


Figura 4.7: Scostamento ottenuto per una polinomiale di terzo grado con ZV Shaper

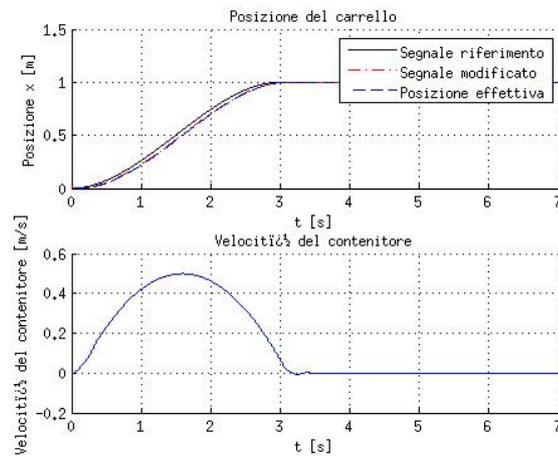


Figura 4.8: Riferimento modificato e velocità per una legge di moto polinomiale di terzo grado con ZV

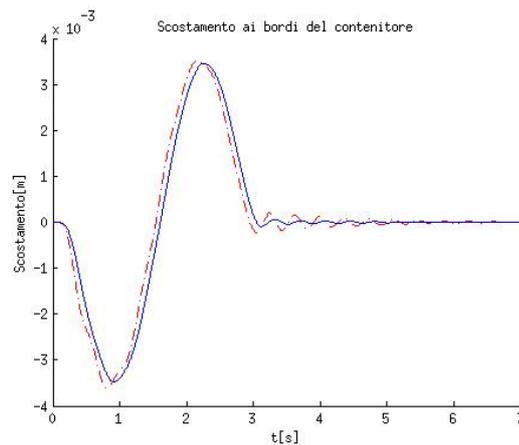
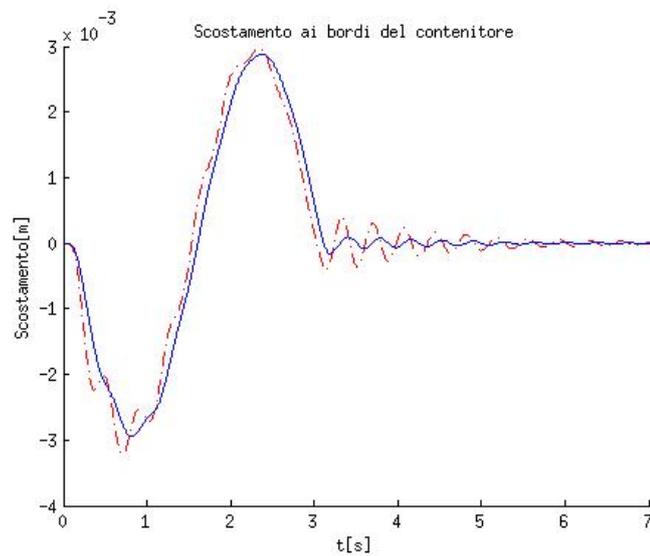


Figura 4.9: Scostamento ottenuto per una polinomiale di settimo grado e una cicloide con ZV Shaper



In tutti i casi analizzati, l'introduzione dello shaper determina una significativa riduzione dell'ampiezza della vibrazione residua del liquido. L'ampiezza massima dell'oscillazione non risulta tuttavia particolarmente influenzata, rimanendo legata all'accelerazione massima del contenitore.

## 4.4 Hybrid-shape approach

Come descritto nel paragrafo (3.3.1) la riduzione dell'oscillazione può essere ottenuta filtrando in frequenza la legge di moto imposta al carico mediante un *notch filter* tarato sulla frequenza naturale di oscillazione del liquido; a questo è quindi aggiunto un filtro passa-basso volto a ridurre l'influenza dei modi di oscillazione a frequenza più elevata (non descritti dal modello implementato in simulazione). Il diagramma di Bode del controllore così implementato è mostrato in figura(4.10). Di seguito si riportano quindi i risultati ottenuti applicando questa tecnica ad alcune leggi di moto (in rosso i risultati senza l'applicazione del filtro).

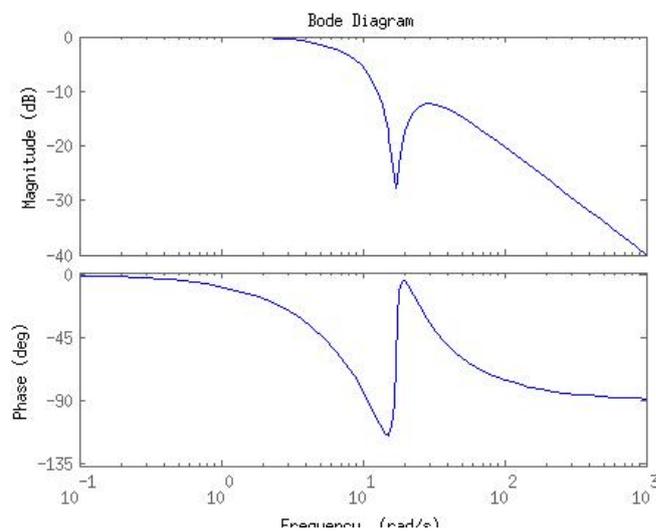


Figura 4.10: Diagramma di Bode del filtro applicato

In tutti i casi analizzati il filtro ha ridotto efficacemente l'oscillazione rispetto a quella ottenuta con la legge di moto non modellata.

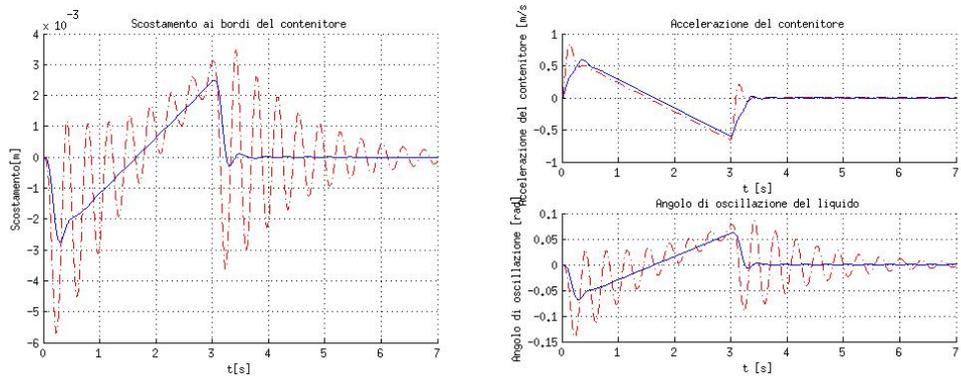


Figura 4.11: Scostamenti ed accelerazione per una polinomiale di terzo grado

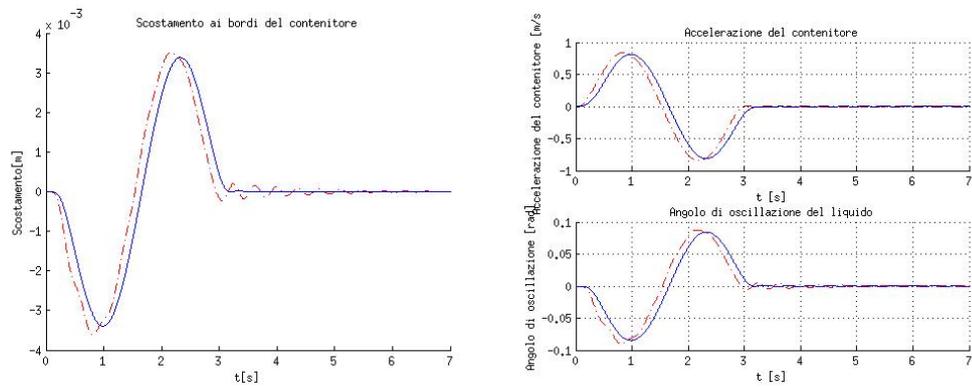


Figura 4.12: Scostamenti ed accelerazione per una polinomiale di settimo grado

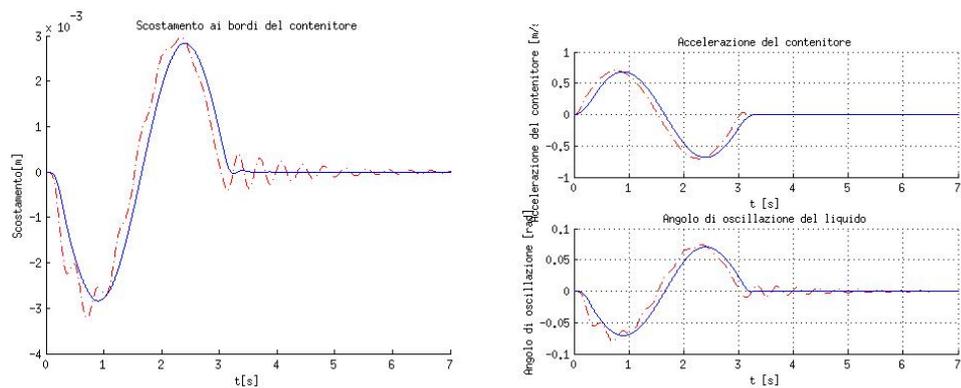


Figura 4.13: Scostamenti ed accelerazione per una Cicloide

## 4.5 Introduzione di errori e shaper robusti

Di seguito è analizzato il comportamento del sistema nel caso lo shaper fosse tarato con una frequenza naturale ed uno smorzamento differenti del 10% rispetto a quelli effettivi del sistema. Si ricorda infatti che una determinazione precisa di tali parametri in fase di progettazione è spesso problematica.

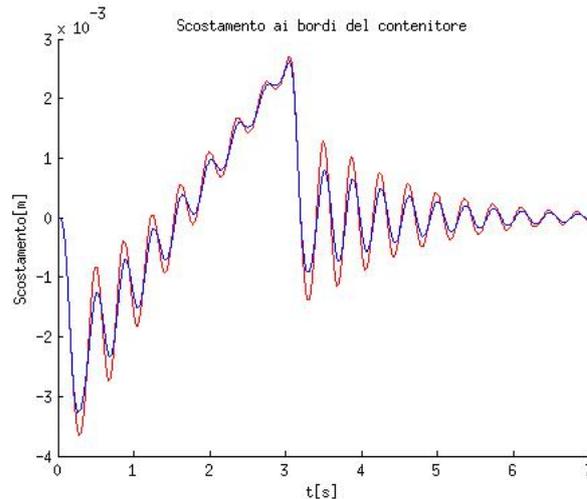


Figura 4.14: Scostamenti in assenza di errori(blu) ed in presenza di errori(rosso) per una polinomiale di terzo grado con ZV shaper

Risulta chiaro che sia lo *ZV shaper* che l'*Hybrid-shape approach* sono sensibili a variazioni della frequenza naturale e dello smorzamento di riferimento. Si analizza quindi la risposta del sistema utilizzando shaper più robusti.

Anche la tecnica di controllo *Hybrid shape* può essere modificata al fine di ottenere una migliore robustezza del sistema: utilizzando due *notch filters* centrati al  $\pm 10\%$  della frequenza naturale anzichè uno solo, si ottiene una ampiezza della banda eliminata maggiore e conseguentemente una minore sensibilità ad incertezze nella determinazione del parametro; il diagramma di bode del filtro sono riportati in figura(4.19).

L'utilizzo di shaper più robusti si rivela efficace per la riduzione dell'oscillazione anche in presenza di errori non trascurabili nei parametri di riferimento. E' da notare tuttavia come, all'aumentare della robustezza dello shaper, segua un leggero ritardo nella stabilizzazione dell'oscillazione e nel raggiungimento della posizione finale. Ad esempio il ritardo introdotto da uno shaper ZVDDD su una legge di moto polinomiale di terzo grado è visualizzabile in figura (4.21a) ed è circa pari a 0.4s. Al fine di rendere i risultati più facilmente confrontabili si sono quindi effettuate delle simulazioni impo-

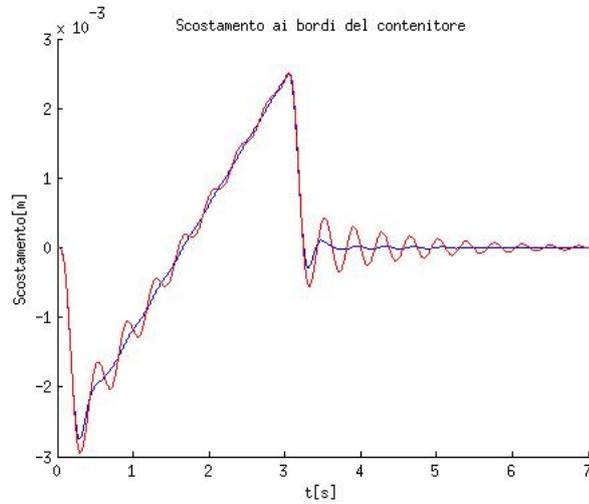


Figura 4.15: Scostamenti in assenza di errori(blu) ed in presenza di errori(rosso) per una polinomiale di terzo grado con Hybrid-shape

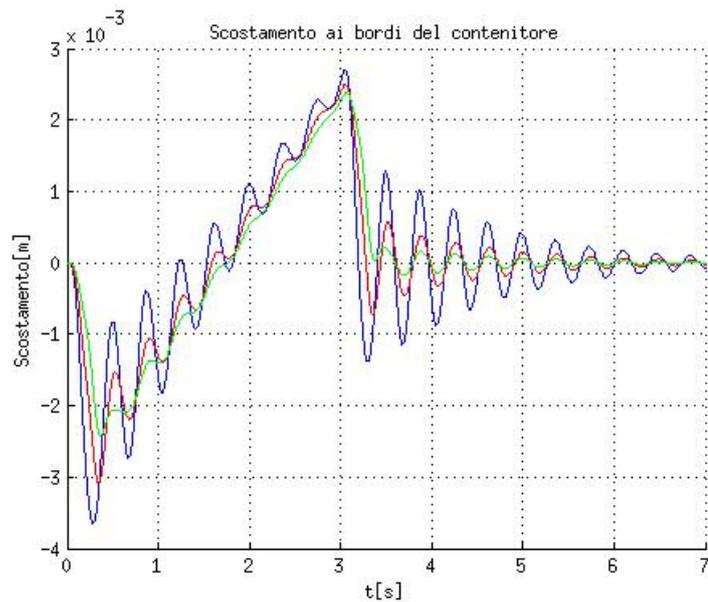


Figura 4.16: Scostamento con ZV shaper (blu), ZVD(rosso),ZVDD(verde) per una polinomiale di quinto grado

nendo dei vincoli di tempo più stringenti nell'implementazione degli shaper robusti (figura 4.21b).

Un esempio dei risultati ottenuti è riportato in figura(4.22) dove si con-

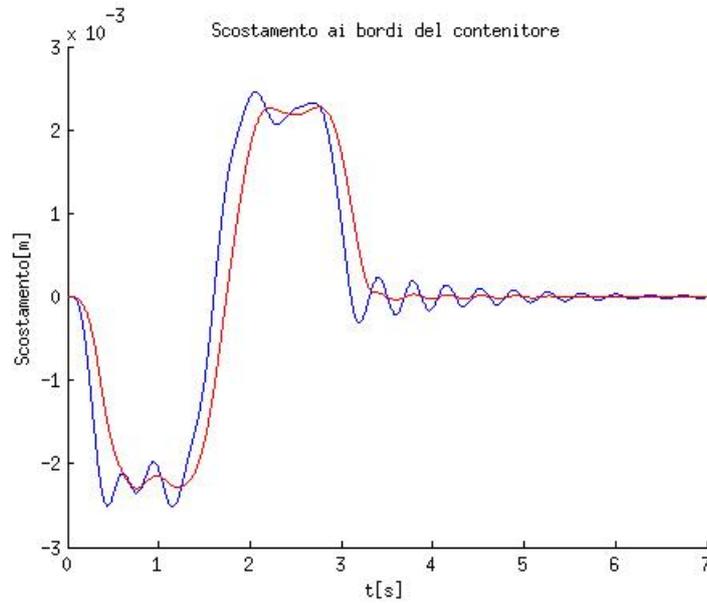


Figura 4.17: Scostamento con ZV shaper (blu) e ZVDD(rosso) per una armonica di Gutman

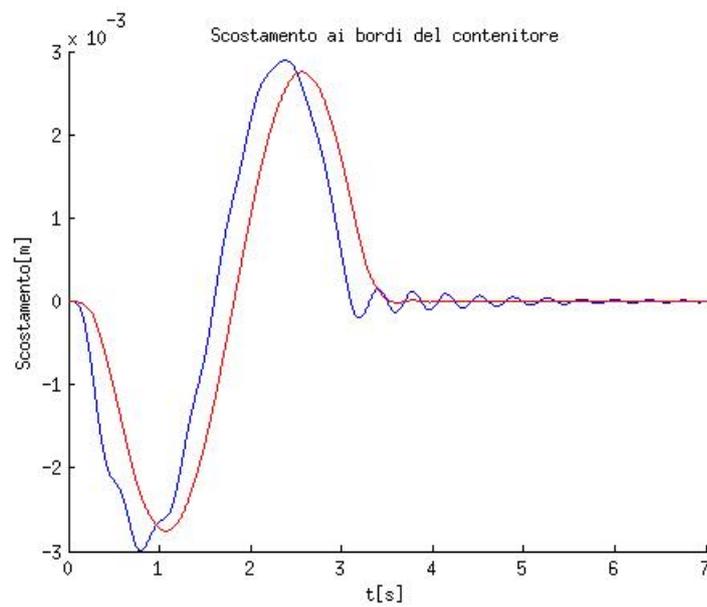


Figura 4.18: Scostamento con ZV shaper (blu) e ZVDDD(rosso) per una cicloide

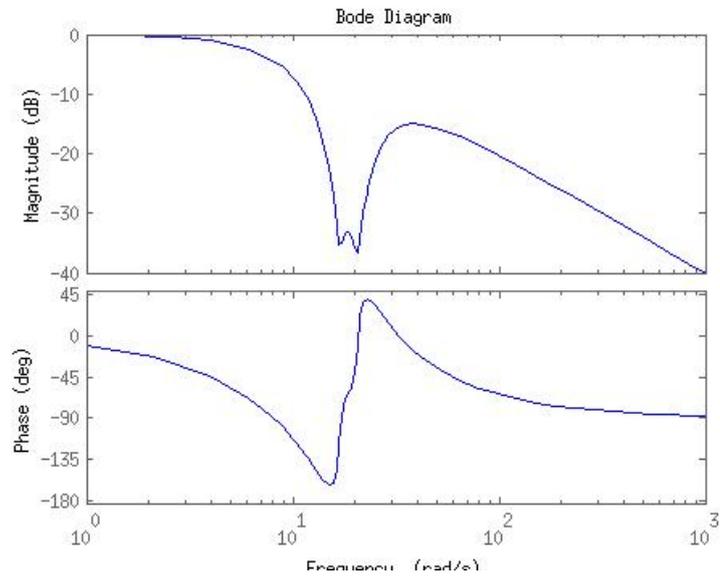


Figura 4.19: Diagrammi di bode del filtro

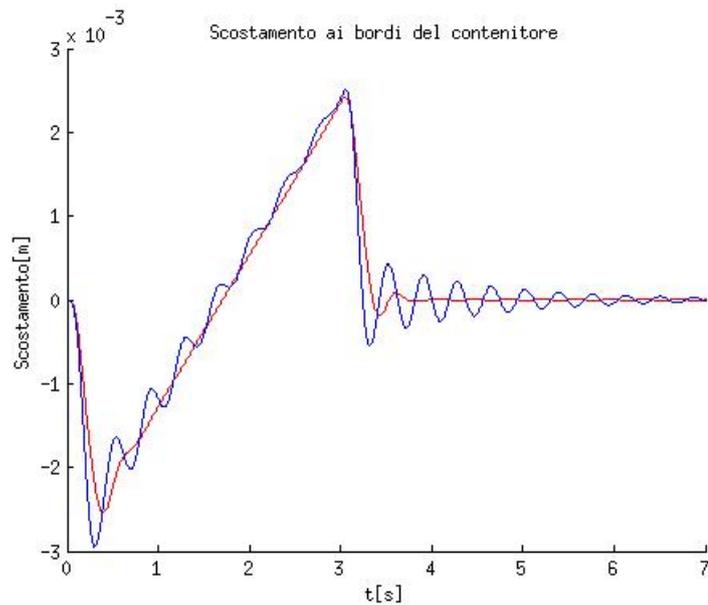


Figura 4.20: Scostamento con Hybrid shape(blu) e con Hybrid shape modificato(rosso) per una polinomiale di terzo grado

fronta la risposta del sistema per un tempo di movimentazione di 1s con quella in 0.6s lungo un percorso di 15 centimetri.

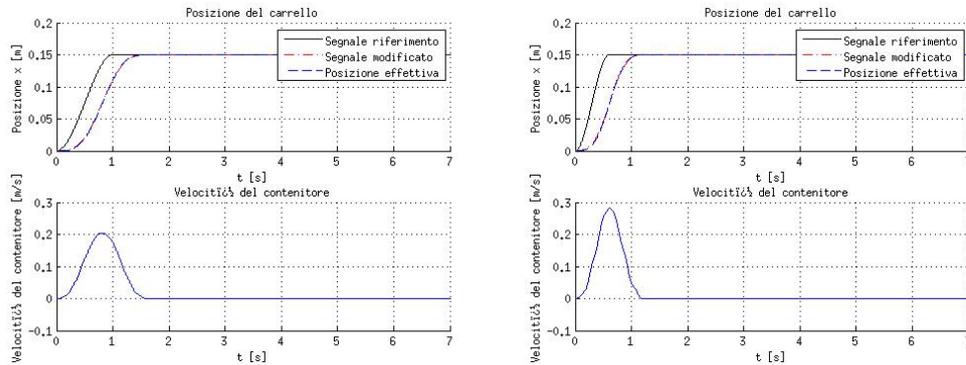


Figura 4.21: Posizione modificata del contenitore per un tempo di percorrenza imposto di 1s e 0.6s rispettivamente

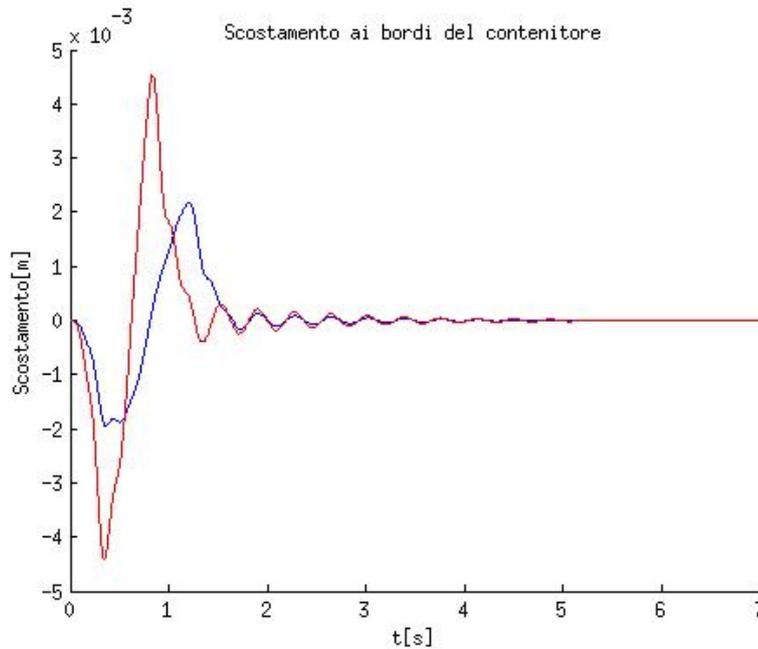


Figura 4.22: Scostamento con tempo di movimentazione imposto di 1 s(blu) e 0.6s(rosso)

Come è chiaramente visibile dalla simulazione, un vincolo di tempo più stringente determina un significativo aumento dell'ampiezza dell'oscillazione iniziale, ma non determina significative variazioni di ampiezza nell'oscillazione residua.

In conclusione sono riportati dei grafici riassuntivi per la legge di moto

polinomiale di terzo grado e per la cicloide.

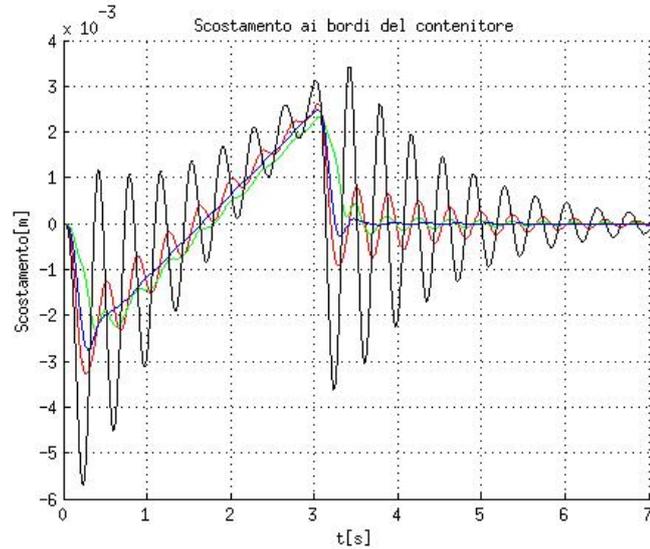


Figura 4.23: Scostamento senza shaping(nero) con ZV(rosso) ZVDD(verde) Hybrid-shape(blù) per una polinomiale di terzo grado

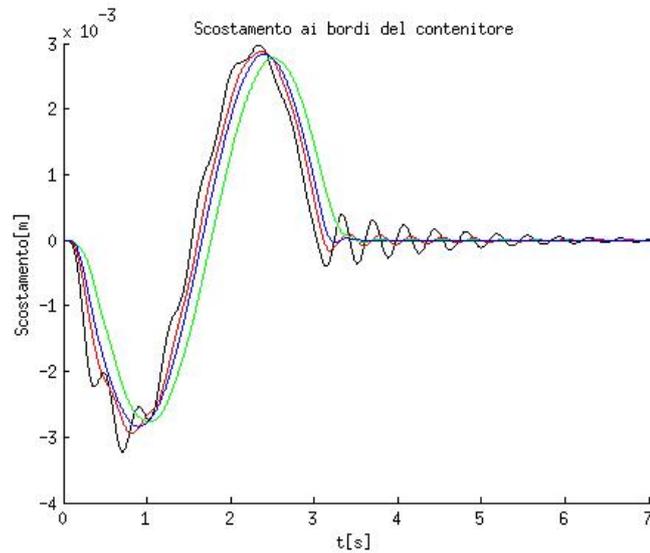


Figura 4.24: Scostamento senza shaping(nero) con ZV(rosso) ZVDD(verde) Hybrid-shape(blù) per una cicloide

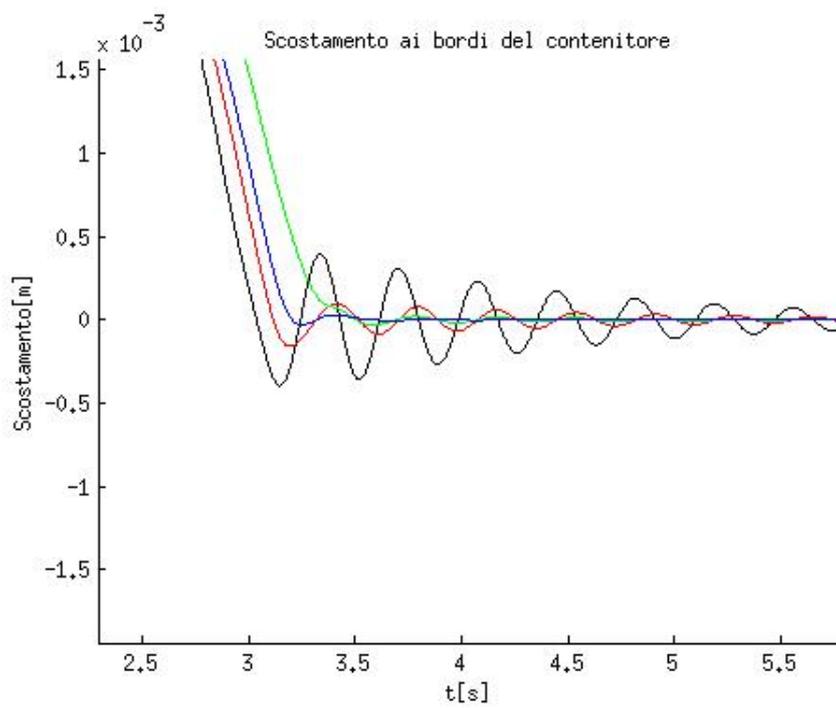


Figura 4.25: Dettaglio dello scostamento senza shaping(nero) con ZV(rosso) ZVDD(verde) Hybrid-shape(blu) per una cicloide

# Capitolo 5

## Verifica sperimentale

### 5.1 Descrizione dell'apparato

Alcune delle tecniche di controllo qui analizzate sono state applicate alla movimentazione orizzontale del contenitore mostrato in figura 5.2. Nell'esperimento, per motivi di praticità, è stata utilizzata acqua, che a temperatura ambiente presenta caratteristiche fluidodinamiche molto simili al ferro fuso. Al fine di verificare l'effettivo andamento delle oscillazioni del liquido l'apparato sperimentale è dotato di una videocamera digitale che, come descritto nel primo paragrafo del capitolo 3, invia le immagini catturate ad un computer in grado di elaborarle ed estrarne l'andamento della superficie del fluido.

In particolare il software è in grado, a partire da una immagine come quella mostrata in figura 5.1, di estrarre l'andamento dei primi  $N$  pixel rappresentanti la superficie del liquido e da questi quindi l'angolo di inclinazione. Per aumentare il contrasto e favorire tale operazione è stato aggiunto del colorante all'acqua ed è stato posto uno schermo di colore giallo uniforme sullo sfondo.

Il contenitore, di forma parallelepipedale come mostrato in figura 5.2, è mosso da un robot *Adept4<sup>TM</sup>*. È un robot industriale parallelo (o "delta robot") specificatamente progettato per applicazioni di elevata velocità in impacchettamento, assemblaggio, produzione e spostamento materiale. La comunicazione con l'esterno del robot è gestita mediante il proprio controller real-time *Adept SmartController<sup>TM</sup> CX*. Si osservi come questo componente (che è un controllore PID modificato) non è modificabile per introdurre azioni di controllo delle oscillazioni (Fig. 4.). Al robot è aggiunto un supporto al quale è fissato il contenitore con il liquido. Tutti i componenti della configurazione sperimentale sono messi in comunicazione da un *Target PC*

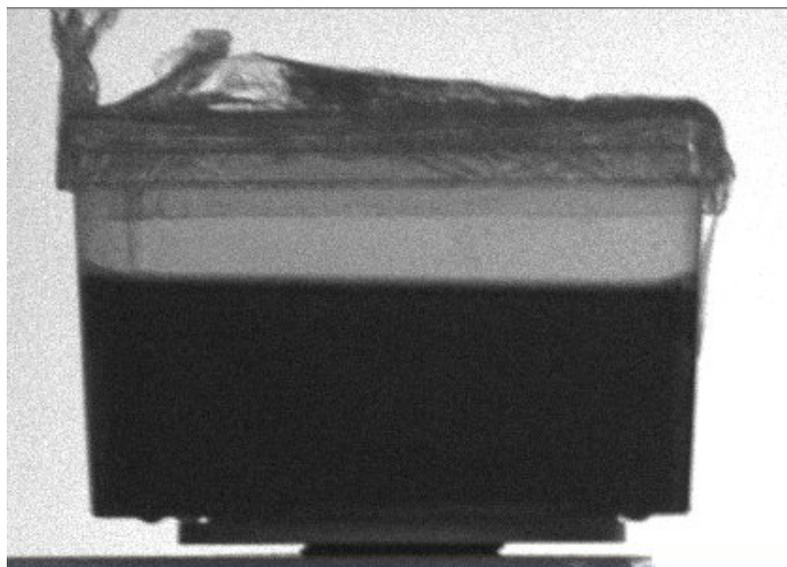


Figura 5.1: Esempio di immagine catturata dalla videocamera

dotato di un sistema operativo *real time xPC*; le leggi di moto modificate da imporre al carico sono infine fornite da un secondo PC (*Host PC*) che non lavora in *real time*, sul quale è installato il software Matlab, il software di controllo del robot e quello per la gestione delle immagini acquisite; in particolare, nel simulatore Simulink, sono implementati gli algoritmi per la comunicazione e gestione dei flussi di dati in ingresso ed in uscita.

Le immagini acquisite dalla videocamera sono trasmesse via cavo FireWire (standard IEEE 1394) al PC. Il collo di bottiglia del sistema di visione sta nella velocità di acquisizione delle immagini (circa 50 Hz). I valori degli angoli calcolati sono poi trasmessi mediante protocollo UDP in tempo reale al target PC. L'intero processo, inclusi quindi acquisizione, calcolo e trasmissione dati, introduce un ritardo di circa 35 ms.

Al fine di gestire il movimento del robot e di seguire la pianificazione esterna del moto, sono eseguiti contemporaneamente nel suo controllore, lo SmartControllerTM CX, tre task (threads): il task di ricezione comunicazione, il task di invio comunicazione ed il task di controllo. Il task di ricezione comunicazione ha la massima priorità e manipola i dati in ingresso trasmessi dal target PC. Tali dati consistono nella posizione di riferimento del robot elaborati appunto da quest'ultimo. Il ruolo principale di questo task è quello di fornire l'ultimo riferimento di posizione al task di controllo che lavora ad una più bassa frequenza. Il protocollo UDP è quello utilizzato per la ricezione dei dati ed è settato per acquisire 250 pacchetti di dati al secondo. Il task di invio comunicazione gestisce i dati in uscita trasmessi anch'essi al target

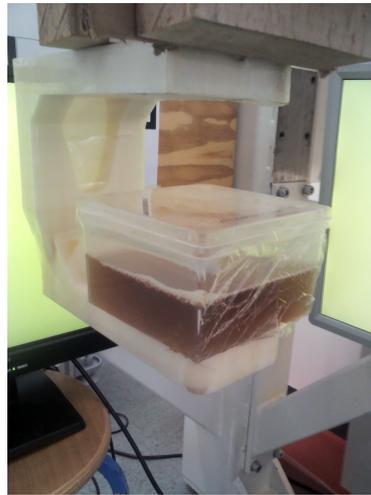


Figura 5.2: Contenitore usato negli esperimenti

PC. Esso raccoglie i dati sulla posizione attuale dell'Adept Quattro mediante analisi cinematica e li spedisce con una velocità di 200 pacchetti al secondo al target PC. Infine il task di controllo interpola il riferimento esterno e muove gli attuatori del robot. Generalmente, quando la teleoperazione è ottimizzata, il controller del robot riceve la posizione di riferimento da un dispositivo remoto ad una velocità predefinita e costante. L'informazione più aggiornata messa a disposizione del task di controllo è la posizione corrente e dunque l'interpolazione del movimento non può essere fatta facilmente. Questo porta ad un moto discontinuo e a scatti del robot nel caso in cui si raggiunge la posizione corrente prima che la prossima posizione da inseguire sia stata ricevuta. Nel processo di controllo del riferimento con l'attuale posizione si introduce inoltre un ritardo pari a circa 30 ms. Terminata la simulazione tutti i pacchetti di dati ricevuti dal sistema di visione e dal controller del robot al target PC sono scaricati sul PC host in cui potranno poi essere elaborati.

## 5.2 Analisi del sistema

Come discusso nei capitoli precedenti, una condizione necessaria per il corretto funzionamento delle tecniche di input-shaping è la conoscenza della frequenza di oscillazione naturale del sistema e del suo fattore di smorzamento. Essendo le tecniche teoriche per la determinazione di tali parametri poco precise e strettamente dipendenti dalla forma del contenitore, è preferibile procedere per via sperimentale. In particolare, dall'analisi della risposta del sistema ad una legge di moto generica, è possibile estrarre l'andamento dei



Figura 5.3: Setup sperimentale

picchi dell'angolo di oscillazione come mostrato in figura 5.4. Consideriamo due massimi consecutivi: se si suppone che il primo massimo si ha in corrispondenza dell'istante  $t_1$ , allora il secondo massimo si avrà in corrispondenza del tempo

$$t_2 = t_1 + \frac{2\pi}{\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (5.1)$$

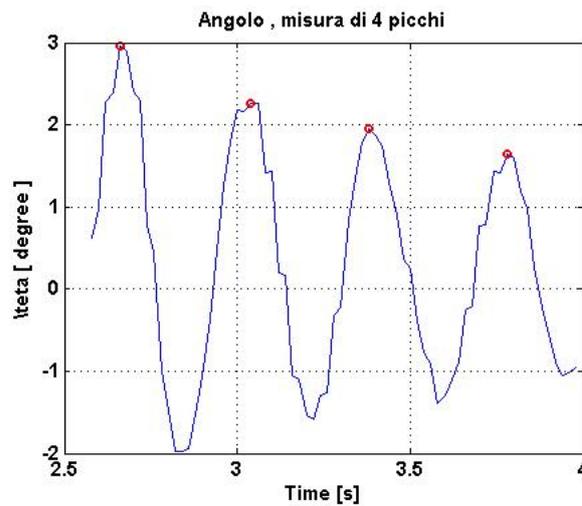


Figura 5.4: Picchi dell'angolo di oscillazione del sistema

Il logaritmo del rapporto dei valori assunti dalle funzioni agli istanti  $t_1$  e  $t_2$ , detto decremento logaritmico, è esprimibile in funzione del solo fattore di smorzamento viscoso  $\zeta$  secondo la seguente relazione:

$$\ln \frac{x(t_1)}{x(t_2)} = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (5.2)$$

Per valori piccoli di  $\zeta$  il termine  $\sqrt{1-\zeta^2}$  vale approssimativamente 1 e pertanto è valida l'approssimazione:

$$\zeta = \frac{1}{2\pi} \ln \frac{x(t_1)}{x(t_2)} \quad (5.3)$$

Essendo la differenza tra due picchi consecutivi generalmente piccola, si ottengono misurazioni più accurate considerando un numero  $n$  grande a piacere di picchi; in tal caso il valore di  $\zeta$  è calcolabile come:

$$\zeta = \frac{1}{2\pi(n-1)} \ln \frac{x(t_1)}{x(t_n)} \quad (5.4)$$

La frequenza di oscillazione è infine ottenibile semplicemente come

$$f_n = \frac{n-1}{t_n - t_1} \quad (5.5)$$

I risultati ottenuti nel caso specifico sono:

$$f_n = 2,69 \text{ Hz}$$

$$\zeta = 0,039$$

### 5.3 Movimentazione senza shaping

Come per la simulazione, sono di seguito riportati i risultati ottenuti muovendo il contenitore secondo differenti leggi di moto e con diversi shaper.

Innanzitutto viene mostrata l'influenza della sola legge di moto sull'oscillazione del liquido.

Nella figura (5.5) l'oscillazione del liquido è particolarmente elevata e chiaramente visibile anche ad occhio nudo; nei casi successivi l'oscillazione si riduce all'aumentare della dolcezza della legge di moto. La figura (5.9) mostra come il riferimento passato al robot sia seguito da esse con un certo ritardo; quest'ultimo è stimabile dalla figura (5.10) in circa 0.12s. A meno del ritardo, il robot si rivela in grado di seguire il riferimento imposto in modo piuttosto fedele.

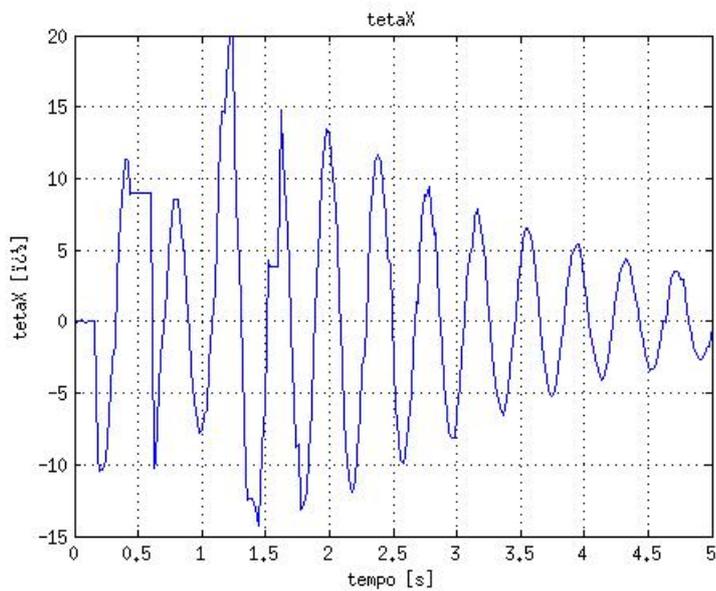


Figura 5.5: Angolo di oscillazione per una movimentazione secondo legge di moto lineare

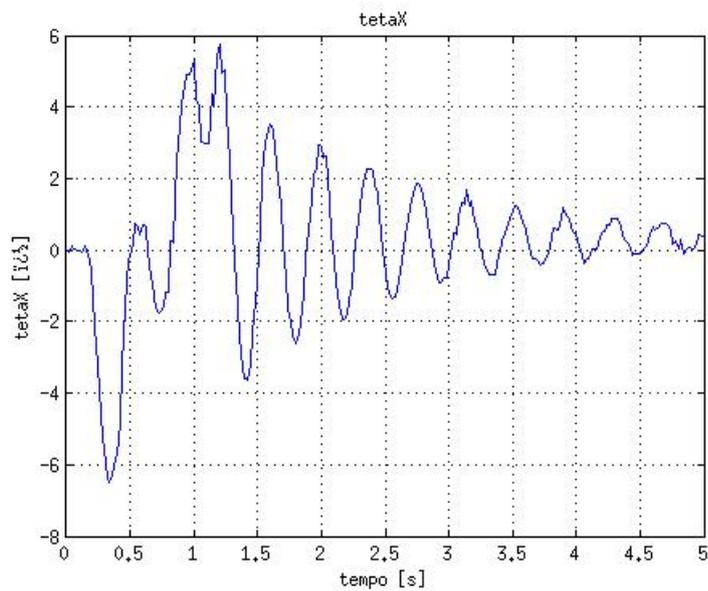


Figura 5.6: Angolo di oscillazione per una movimentazione secondo una polinomiale di terzo grado

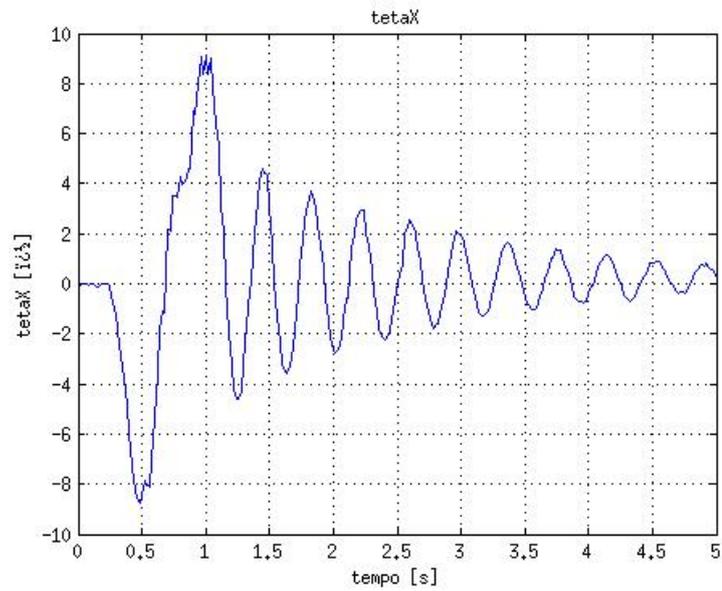


Figura 5.7: Angolo di oscillazione per una movimentazione secondo una polinomiale di settimo grado

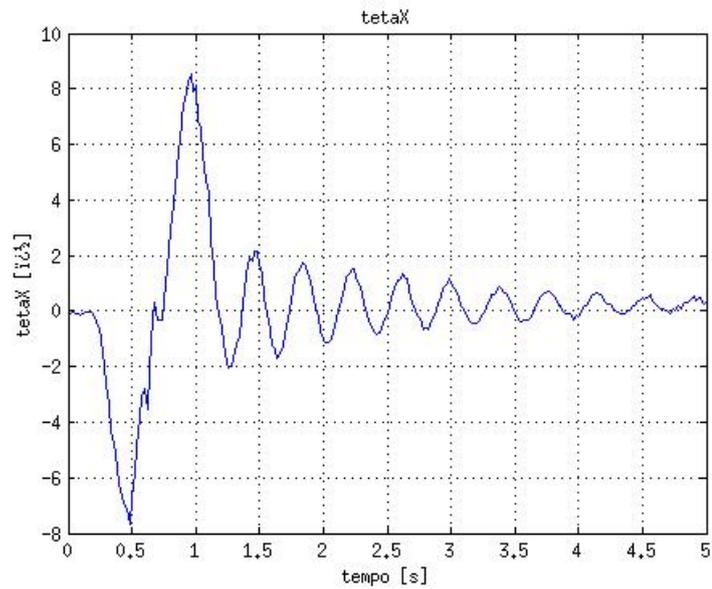


Figura 5.8: Angolo di oscillazione per una movimentazione secondo una cicloide

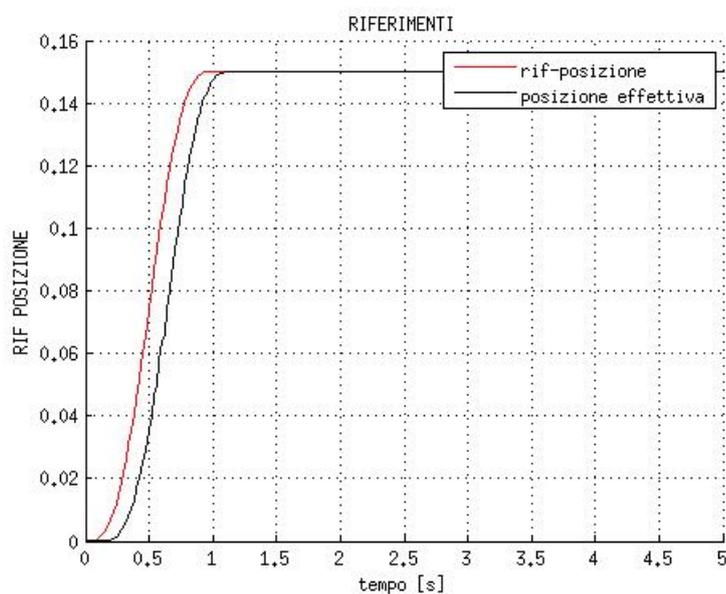


Figura 5.9: Riferimento di posizione per una legge di moto cicloidale

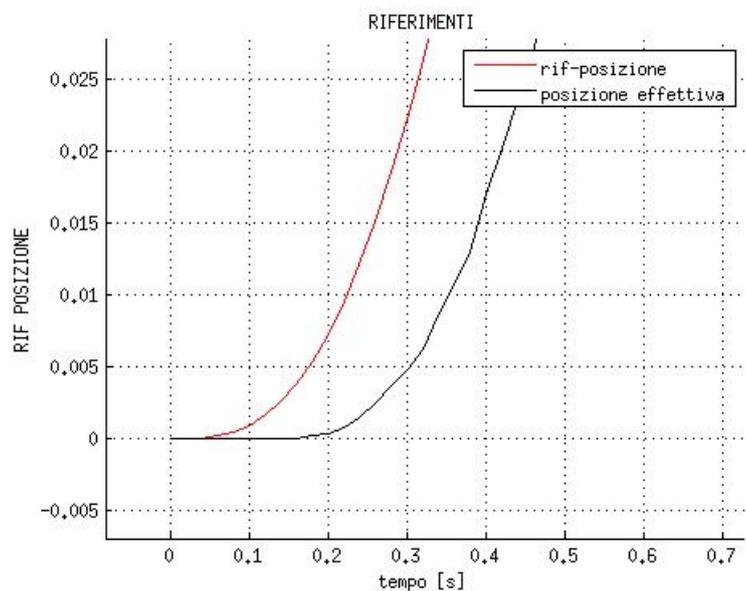


Figura 5.10: Dettaglio del riferimento di posizione

## 5.4 Movimentazione con shaping non robusto

Si passa quindi alla rappresentazione dei risultati ottenuti utilizzando shaper non robusti.

### 5.4.1 ZV shaper

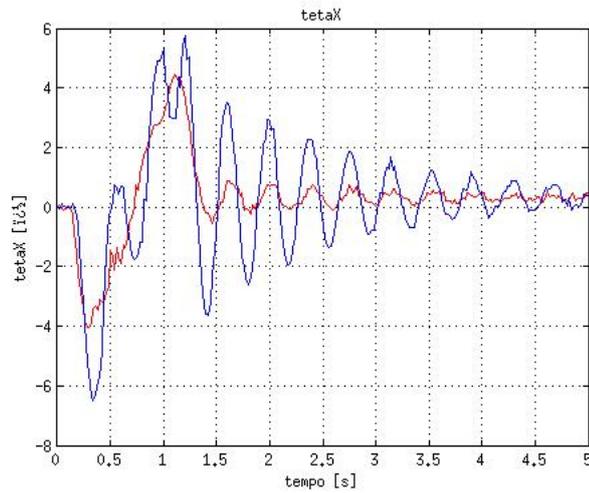


Figura 5.11: Oscillazione per una polinomiale di terzo grado con ZV shaper(rosso) e senza shaper(blu)

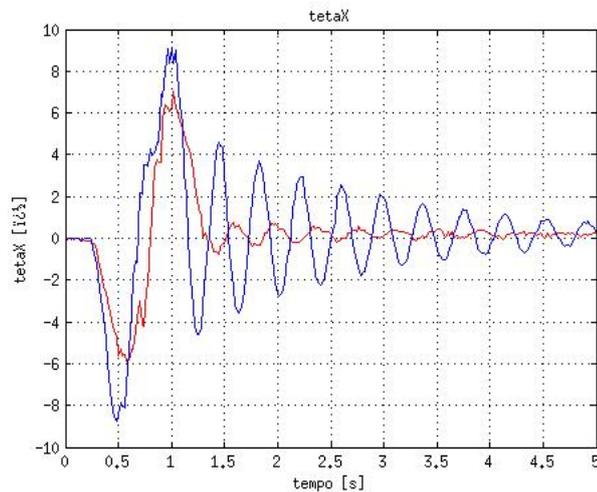


Figura 5.12: Oscillazione per una polinomiale di settimo grado con ZV shaper(rosso) e senza shaper(blu)

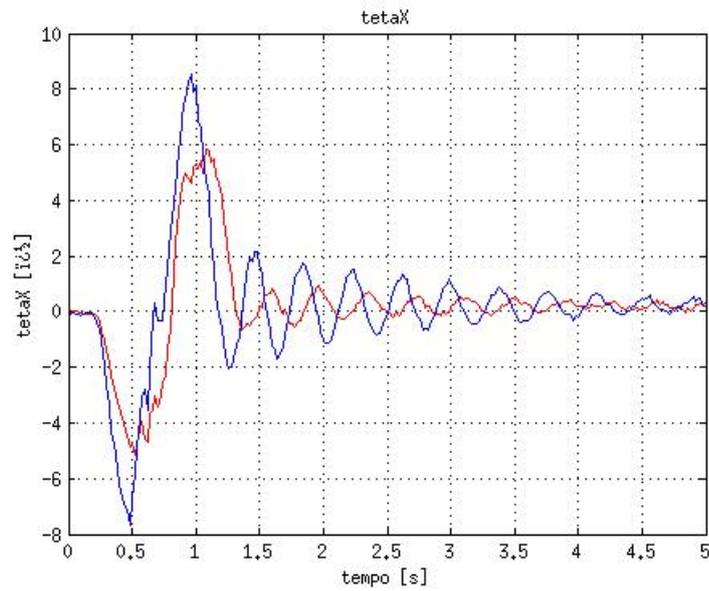


Figura 5.13: Oscillazione per una cicloide con ZV shaper(rosso) e senza shaping(blu)

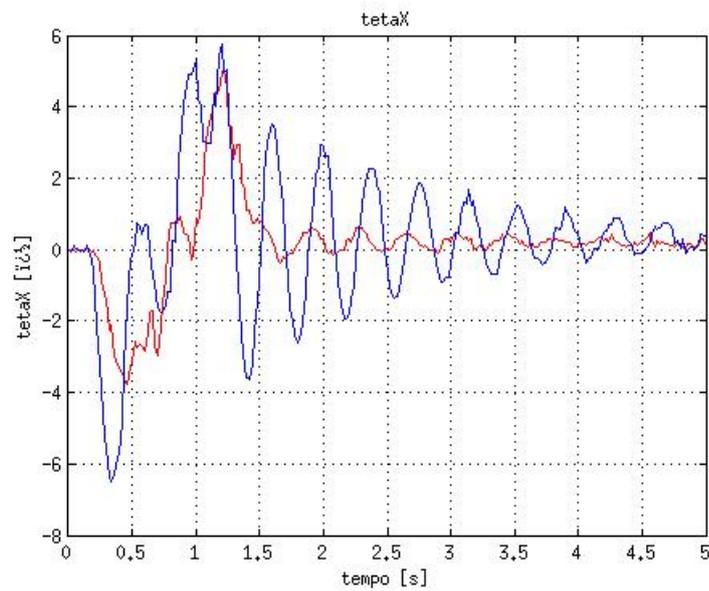


Figura 5.14: Oscillazione per una polinomiale di terzo grado con Hybrid shaper(rosso) e senza shaping(blu)

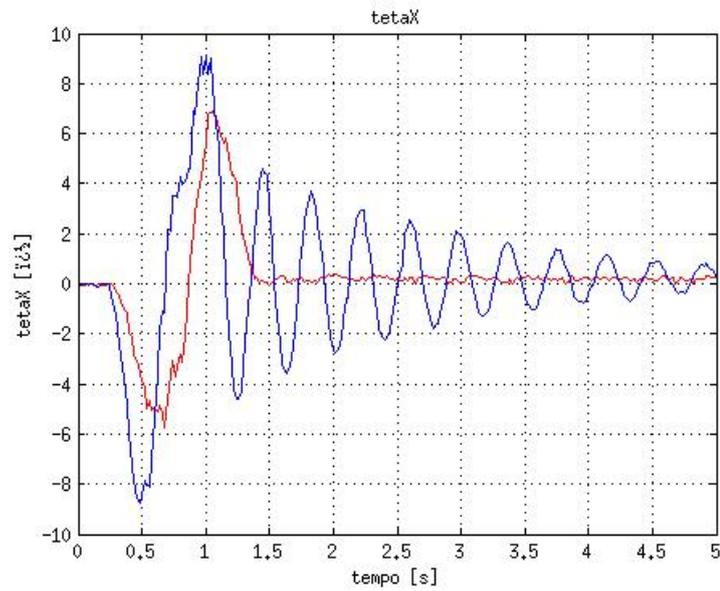


Figura 5.15: Oscillazione per una polinomiale di settimo grado con Hybrid shaper(rosso) e senza shaping(blu)

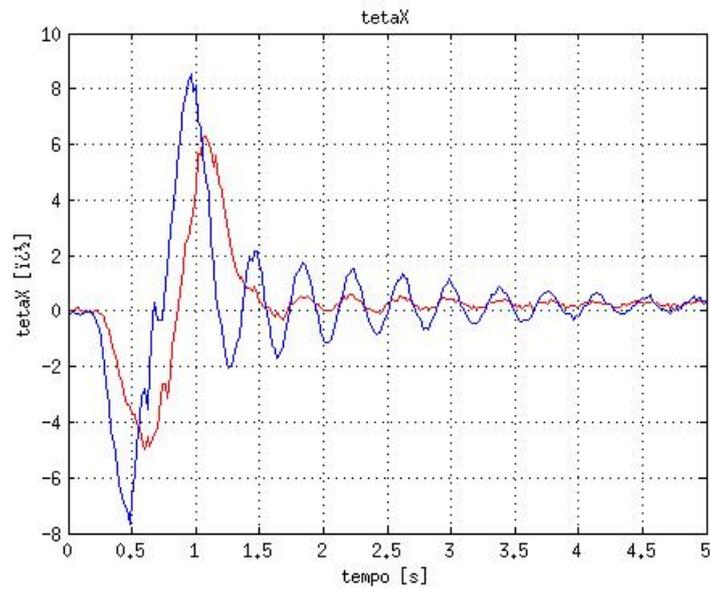


Figura 5.16: Oscillazione per una cicloide con Hybrid shaper(rosso) e senza shaping(blu)

### 5.4.2 Hybrid-shape

Come nei risultati ottenuti in simulazione, l'utilizzo di leggi di moto più dolci determina un decremento dell'oscillazione residua a fine movimento, ma allo stesso tempo un incremento dell'oscillazione iniziale dovuto alla più elevata accelerazione di punta.

## 5.5 Shaper robusti

Si riportano, in conclusione, i risultati ottenuti usando degli shaper più robusti rispetto ad una variazione della frequenza naturale di oscillazione o del fattore di smorzamento.

### 5.5.1 Polinomiale di terzo grado

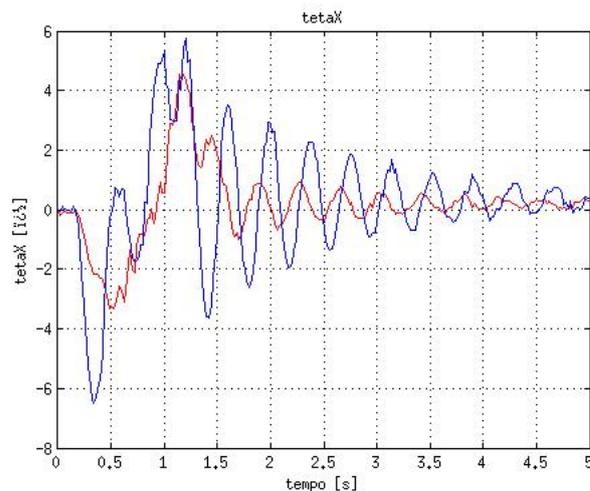


Figura 5.17: Oscillazione per una polinomiale di terzo grado con ZVD shaper(rosso) e senza shaping(blu)

### 5.5.2 Polinomiale di settimo grado

### 5.5.3 Cicloide

E' da notare come l'introduzione di shaper più robusti non sempre determina un miglioramento dei risultati ottenuti, ma può anche comportarne un

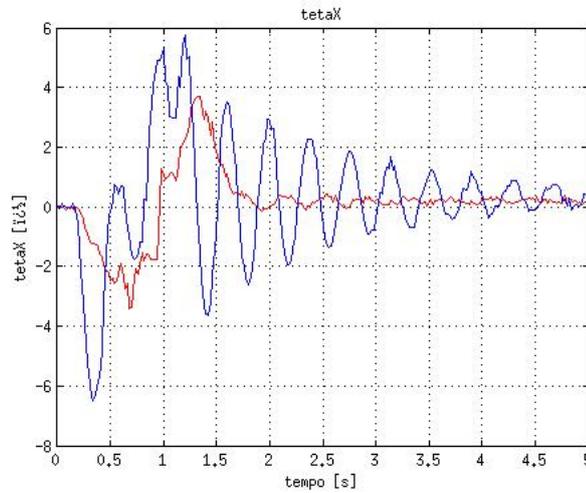


Figura 5.18: Oscillazione per una polinomiale di terzo grado con ZVDD shaper(rosso) e senza shaping(blu)

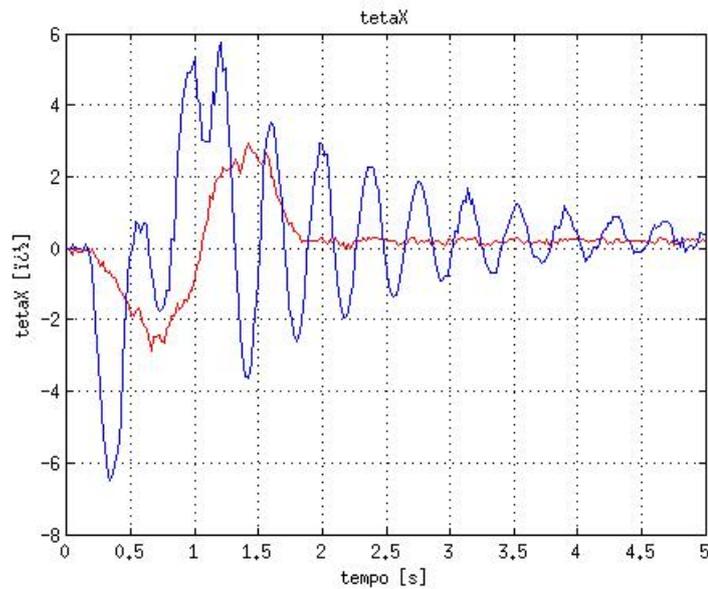


Figura 5.19: Oscillazione per una polinomiale di terzo grado con ZVDDD shaper(rosso) e senza shaping(blu)

peggioramento (confrontare le figure 5.11 e 5.17, 5.15 e 5.23). Ciò è indice di una accurata determinazione dei parametri del sistema.

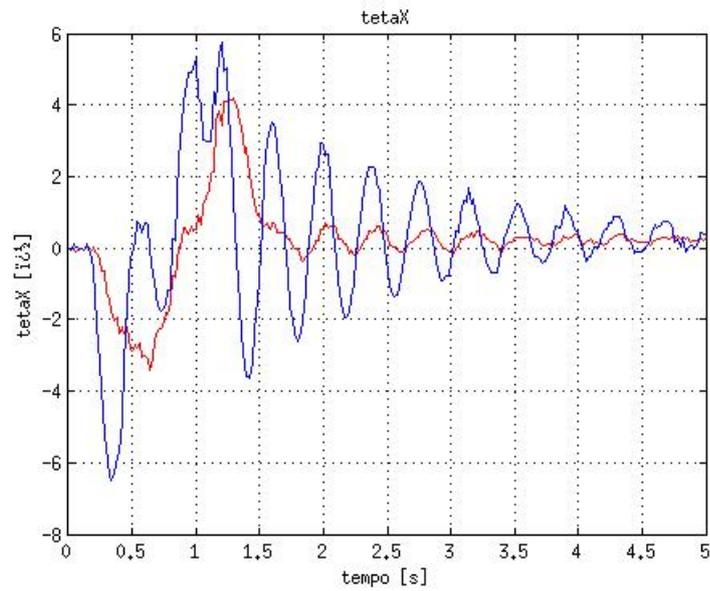


Figura 5.20: Oscillazione per una polinomiale di terzo grado con Hybrid Shaping doppio(rosso) e senza shaping(blu)

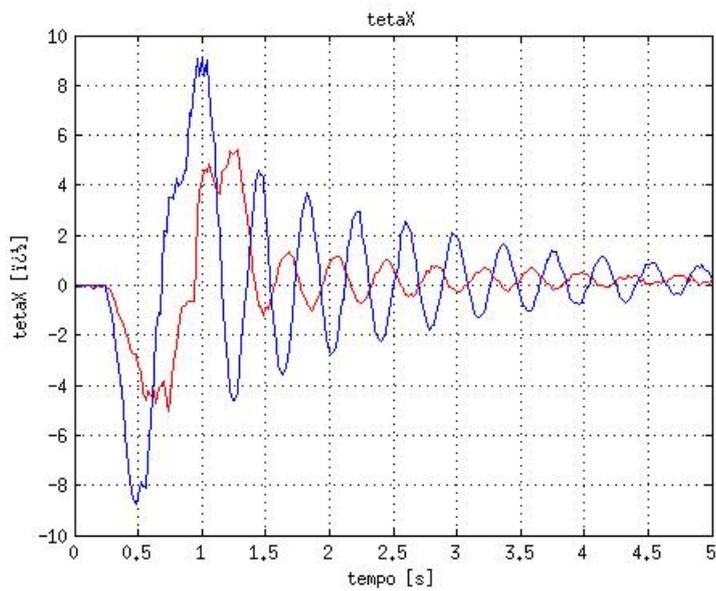


Figura 5.21: Oscillazione per una polinomiale di settimo grado con ZVD shaper(rosso) e senza shaping(blu)

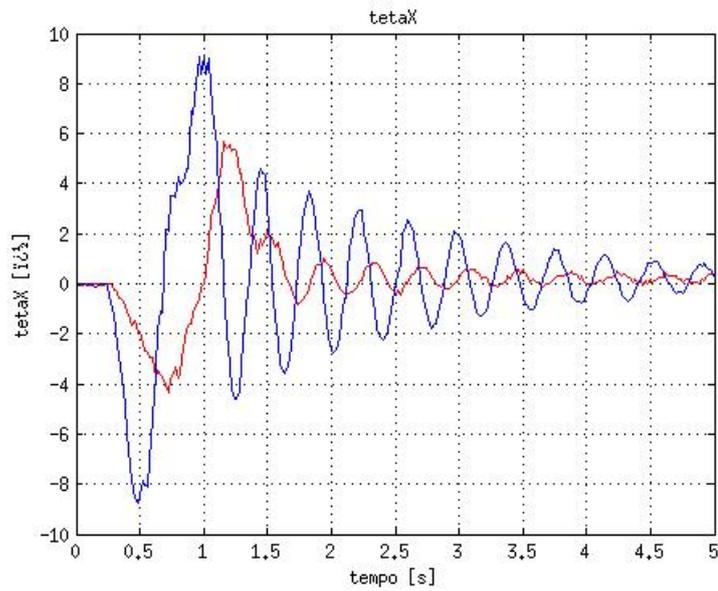


Figura 5.22: Oscillazione per una polinomiale di settimo grado con ZVDD shaper(rosso) e senza shaper(blu)

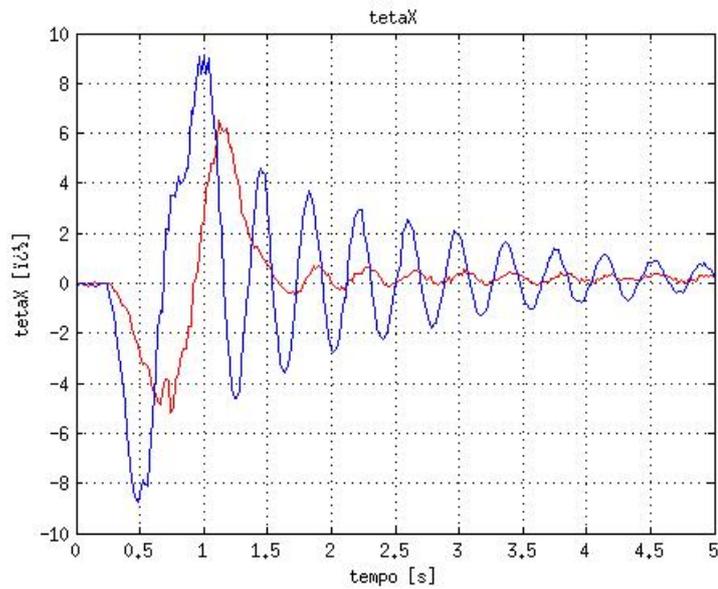


Figura 5.23: Oscillazione per una polinomiale di settimo grado con Hybrid Shaping doppio(rosso) e senza shaper(blu)

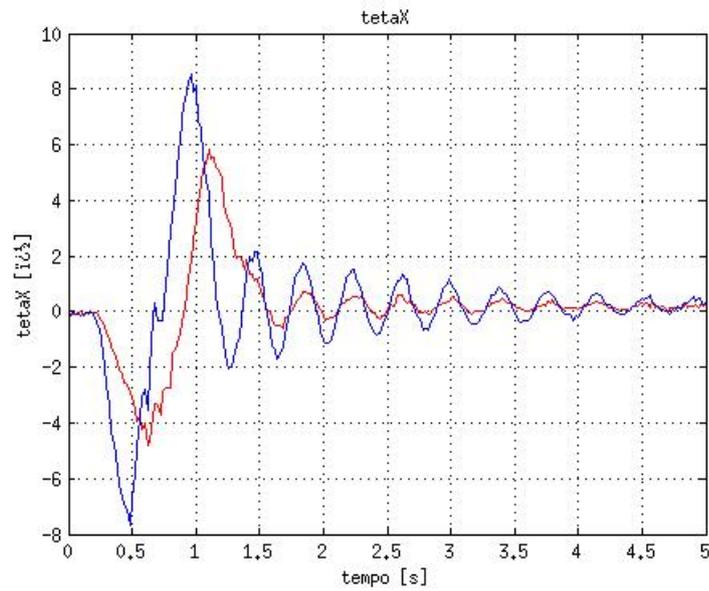


Figura 5.24: Oscillazione per una cicloide con ZVD shaper(rosso) e senza shaping(blu)

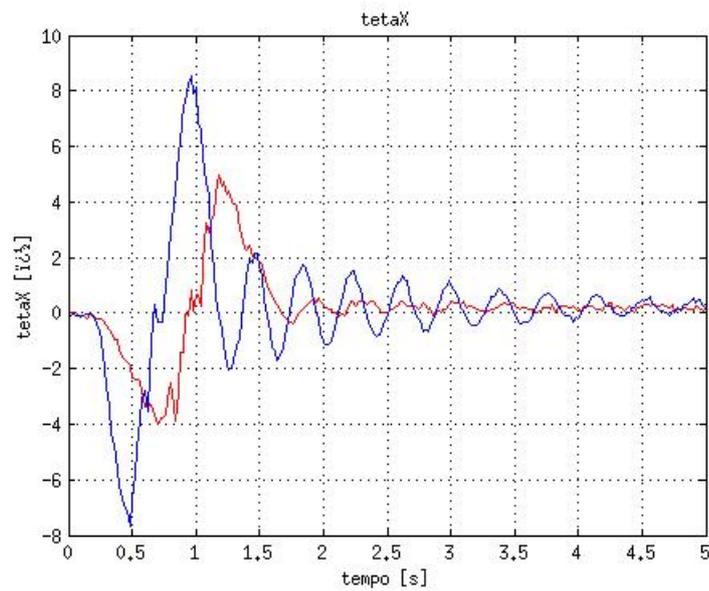


Figura 5.25: Oscillazione per una cicloide con ZVDD shaper(rosso) e senza shaping(blu)

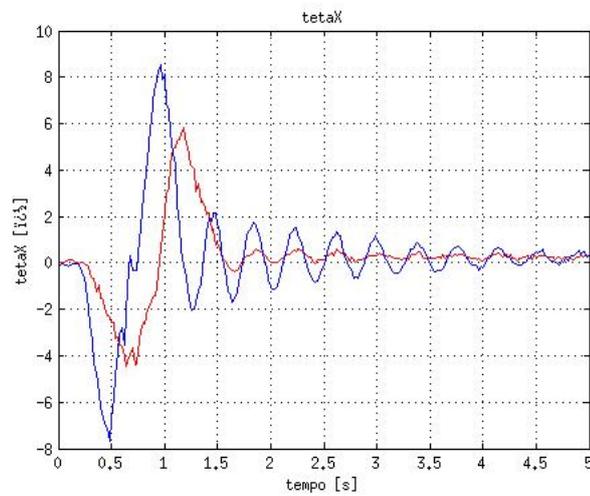


Figura 5.26: Oscillazione per una cicloide con Hybrid Shaping doppio(rosso) e senza shaping(blu)

## 5.6 Grafici di sintesi

Per meglio confrontare i dati ottenuti sono di seguito riportati dei grafici sintetici con i risultati principali.

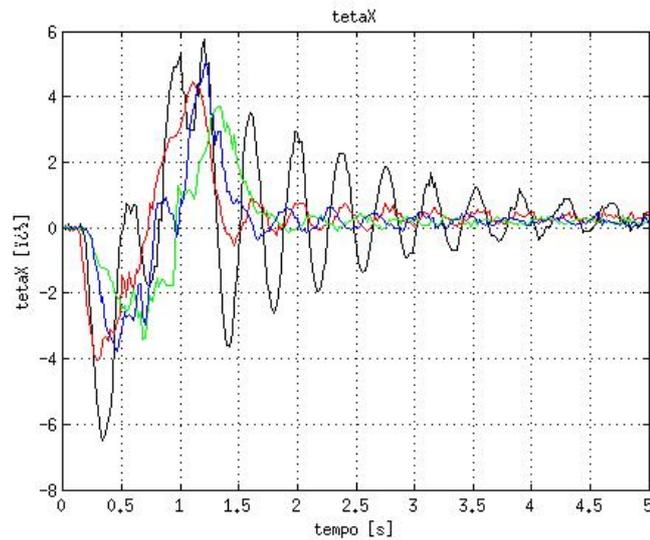


Figura 5.27: Risposte senza shaping(nero), con ZV(rosso),ZVDD(verde), Hybrid-shape(blu) per una polinomiale di terzo grado

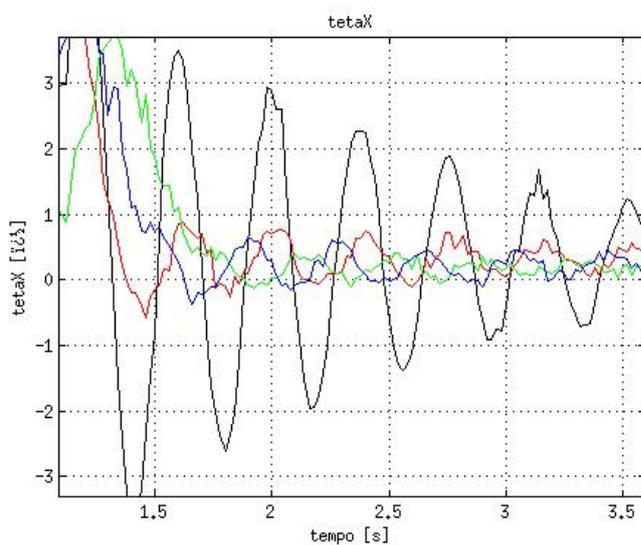


Figura 5.28: Dettaglio risposte senza shaping(nero), con ZV(rosso),ZVDD(verde), Hybrid-shape(blu) per una polinomiale di terzo grado

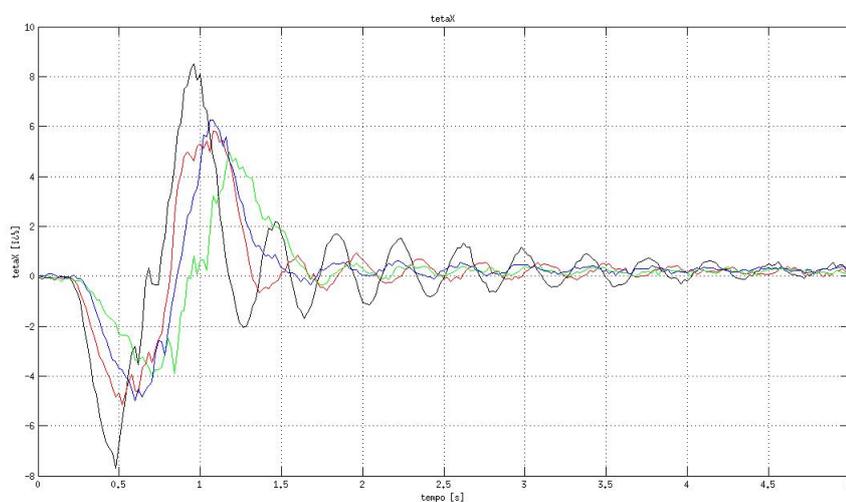


Figura 5.29: Risposte senza shaping(nero), con ZV(rosso),ZVDD(verde), Hybrid-shape(blu) per una cicloide

I grafici mostrano come tutti gli shaper analizzati determinino una riduzione dell'oscillazione residua e come, in generale, l'hybrid shape sia leggermente più efficace dello ZV.

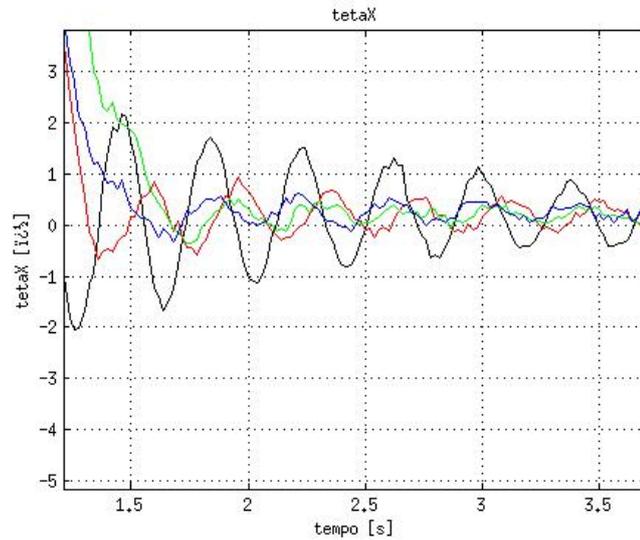


Figura 5.30: Dettaglio risposte senza shaping(nero), con ZV(rosso),ZVDD(verde), Hybrid-shape(blu) per una cicloide

## 5.7 Conclusioni

Nel presente lavoro sono state analizzate e testate sperimentalmente le tecniche di input-shaping applicate alla movimentazione di un liquido in un contenitore. Mentre nelle simulazioni eseguite nel capitolo 4 il sistema risulta perfettamente controllato nella maggior parte dei casi testati, nelle prove sperimentali la qualità del controllo cala sensibilmente. Ciò è comunque giustificato dal fatto che in simulazione il sistema testato ed il sistema sul quale sono state modellizzate le tecniche di controllo coincidono. Nella pratica va ricordato che il moto di oscillazione di un fluido è solo in prima approssimazione assimilabile a quello di un pendolo smorzato e che presenta ulteriori modi di oscillazione a frequenze più elevate della fondamentale. A tale problematica vanno aggiunte le inevitabili non idealità introdotte dal sistema di movimentazione del contenitore (che non può inseguire con estrema precisione la legge di moto imposta, ma procede per interpolazione dei riferimenti che gli sono di volta in volta passati) e quelle relative al sistema di visione, che introduce piccoli errori nella stima dell'angolo di oscillazione. Ciò nonostante si può comunque affermare che i risultati ottenuti sono soddisfacenti e che alcune delle leggi di moto elaborate hanno consentito un controllo pressoché perfetto del sistema (vedi figura 5.15). In conclusione si ritiene quindi che l'implementazione delle tecniche di controllo feed-forward sia adatta a tutti quegli apparati industriali che richiedano una oscillazione del fluido nulla a

fine movimento e che siano dotati di un sistema di movimentazione in grado di seguire in modo adeguato la legge di moto imposta senza risentire di eccessivi disturbi esterni che l'IS, essendo una tecnica di controllo a catena aperta, non può compensare.

# Bibliografia

- [1] Franklin T. Dodge, 2000, The New “Dynamic Behavior of Liquids in Moving Containers”, Southwest Research Institute, San Antonio, Texas.
- [2] Jeremy Graeme Anderson, 2000, Liquid Sloshing in Containers: its Utilisation and Control, Victoria University of technology.
- [3] K.Yano, T.Toda and K.Terashima, 2001, Sloshing suppression control of automatic pouring robot by hybrid shape approach, Toyohashi Univ. of technology.
- [4] Mattias Grundelius, 1998, Motion Control of Open Containers with Slosh Constraints, Lund Institute of Technology, Sweden.
- [5] Meneghello Roberto, Dario Richiedi, “Pianificazione del moto con tecniche di input shaping”, Università degli studi di Padova.
- [6] Kazuhiko Terashima, Masafumi Hamaguchi, Kazuto Yamaura, Modeling and input shaping control of liquid vibration for an automatic pouring system, Toyohashi Univ. of technology.
- [7] John Feddema, Clark Dohrmann, Gordon Parker, Rush Robinett, Vicente Rmero, Dan Schmitt, A comparison of maneuver optimization and input shaping filters of robotically controlled slosh-free motion of an open container of liquid, Sandia National Laboratories.
- [8] N.C. Singer, 1989, Residual Vibration Reduction in Computer Controlled Machines, Technical Report AI-TR 1030, MIT Artificial Intelligence Laboratory, Cambridge.
- [9] Kazuhiko Terashima, Ken'ichi Yano, 2000, Sloshing analysis and suppression control of tilting-type automatic pouring machine, Department of Production Systems Engineering, Toyohashi University of Technology.

- [10] M. turci, Leggi di moto per meccanismi a camme, studio tecnico Turci.
- [11] J. Vaughan, A. Yano and W. Singhose, Comparison of robust input shapers, Journal of Sound and Vibration, pp. 797-815, 2008.