



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE DEI SISTEMI INDUSTRIALI

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCATRONICA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

Strategie di controllo dell'oscillazione del carico per gru a torre

Relatore: Ing. GIOVANNI BOSCHETTI

Laureando: RAFFAELE DI FIORE

Matricola: 1086674

ANNO ACCADEMICO 2016-2017

INDICE

Indice delle figure, grafici e tabelle	IV
Capitolo 1 - Sommario	1
Capitolo 2 - Introduzione	3
Capitolo 3 - Modello matematico	5
3.1 Equazioni di moto della gru	5
3.2 Equazioni di moto del carico	9
3.3 Verifica correlazione angoli di oscillazione del carico	10
3.4 Limitazioni di funzionamento	12
3.5 Leggi di moto per simulazioni	13
Capitolo 4 - Controllore PID	17
4.1 Schema di controllo PID	17
4.2 Legge di moto lunga e controllo PID	19
4.3 Legge di moto breve e controllo PID	23
Capitolo 5 - Input Shaping	25
5.1 Schema di controllo Input Shaping	25
5.2 Legge di moto lunga e Input Shaping	30
5.2 Legge di moto breve e Input Shaping	34
Capitolo 6 – Controllo CLSS	37
6.1 Schema di controllo CLSS	37
6.2 Legge di moto lunga e CLSS	38
6.3 Legge di moto breve e CLSS	43
Capitolo 7 – Controllo PTZS	49
7.1 Schema di controllo PTZS	49
7.2 Legge di moto lunga e PTZS	53
7.3 Legge di moto breve e PTZS	61
Capitolo 8 – Confronto strategie di controllo	73
8.1 Confronto legge di moto lunga	73
8.2 Confronto legge di moto breve	76
Capitolo 9 - Conclusioni	83
Bibliografia	85

Indice delle figure e dei grafici

Fig. 3.1 – Schema di una gru a torre, vista assonometrica	5
Fig. 3.2 – Schema di una gru a torre, vista dall'alto	6
Fig. 3.3 – Leggi di moto azionamento trolley per verifica correlazione	11
Fig. 3.4 – Angoli α e β azionamento trolley per verifica correlazione	11
Fig. 3.5 – Leggi di moto azionamento braccio per verifica correlazione	12
Fig. 3.6 – Angoli α e β azionamento braccio per verifica correlazione	12
Fig. 3.7 – Forzante esterna di disturbo	14
Fig. 3.8 – Leggi di moto con tempo di azionamento superiore al periodo di oscillazione	14
Fig. 3.9 – Leggi di moto con tempo di azionamento inferiore al periodo di oscillazione	15
Fig. 4.1 – Controllo PID	17
Fig. 4.2 – Schema di controllo PID	18
Fig. 4.3 – Movimentazione braccio e trolley con controllore PID, legge di moto lunga	20
Fig. 4.4 – Oscillazione α e β con controllore PID, legge di moto lunga	20
Fig. 4.5 – Movimentazione braccio e trolley con controllore PID, legge di moto lunga, forzante esterna di disturbo	22
Fig. 4.6 – Oscillazione α e β con controllore PID, legge di moto lunga, forzante esterna di disturbo	22
Fig. 4.7 – Movimentazione braccio e trolley con controllore PID, legge di moto breve	24
Fig. 4.8 – Oscillazione α e β con controllore PID, legge di moto breve	24
Fig. 5.1 – Input Shaping PZS	26
Fig. 5.2 – Input Shaping SNA	27
Fig. 5.3 – Schema di controllo IS	28
Fig. 5.4 – Sensibilità tecniche IS per angolo α , legge di moto lunga, azionamento trolley	29

Fig. 5.5 – Movimentazione braccio con IS, legge di moto lunga	30
Fig. 5.6 – Oscillazione α e β con IS, legge di moto lunga, azionamento braccio	31
Fig. 5.7 – Sensibilità tecniche IS per angoli α e β , legge di moto lunga, azionamento braccio	32
Fig. 5.8 – Oscillazione α e β con IS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley	33
Fig. 5.9 – Movimentazione braccio con IS, legge di moto breve	34
Fig. 5.10 – Oscillazione α e β con IS, legge di moto breve, azionamento braccio	35
Fig. 6.1 – Schema di controllo CLSS	37
Fig. 6.2 – Movimentazione braccio con CLSS, legge di moto lunga	38
Fig. 6.3 – Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto lunga, azionamento braccio	39
Fig. 6.4 – Movimentazione braccio e trolley con CLSS, legge di moto lunga	40
Fig. 6.5 – Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley	40
Fig. 6.6 – Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley, errori parametrici	41
Fig. 6.7 – Movimentazione braccio e trolley con CLSS, legge di moto lunga, errori parametrici	42
Fig. 6.8 – Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley, errori parametrici e forzante esterna	43
Fig. 6.9 – Movimentazione braccio con CLSS, legge di moto breve	44
Fig. 6.10 – Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto breve, azionamento braccio	44
Fig. 6.11 – Movimentazione braccio e trolley con CLSS, legge di moto breve	45
Fig. 6.12 – Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley	45

Fig. 6.13 – Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley, errori parametrici	46
Fig. 6.14 – Movimentazione braccio e trolley con CLSS, legge di moto breve, errori parametrici	47
Fig. 6.15 – Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley, errori parametrici e forzante esterna	47
Fig. 7.1 – Input Shaping PZS	49
Fig. 7.2 – Input Shaping PZS ed errore parametrico	50
Fig. 7.3 – Input Shaping modificato	50
Fig. 7.4 – Applicazione 32 impulsi ed oscillazione generata in α	51
Fig. 7.5 – Applicazione di 32 riferimenti triangolari e rettangolari, legge di moto lunga, oscillazione generata in α	52
Fig. 7.6 – Profilo di accelerazione fornito in ingresso all'impianto, legge di moto lunga	52
Fig. 7.7 – Schema di controllo PTZS	52
Fig. 7.8 – Movimentazione braccio con PTZS senza PID, legge di moto lunga	53
Fig. 7.9 – Oscillazione α e β con PTZS senza PID, legge di moto lunga, azionamento braccio	54
Fig. 7.10 – Movimentazione braccio con PTZS, legge di moto lunga	54
Fig. 7.11 – Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto lunga, azionamento braccio	55
Fig. 7.12 – Movimentazione braccio e trolley con PTZS, legge di moto lunga	56
Fig. 7.13 – Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley	56
Fig. 7.14 – Movimentazione braccio e trolley con PTZS senza PID, legge di moto lunga, errori parametrici	57
Fig. 7.15 – Oscillazione α e β con PTZS senza PID, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley, errori parametrici	58

Fig. 7.16 – Movimentazione braccio e trolley con PTZS, legge di moto lunga, errori parametrici	59
Fig. 7.17 – Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley, errori parametrici	59
Fig. 7.18 – Movimentazione braccio e trolley con PTZS, legge di moto lunga, errori parametrici e forzante esterna	60
Fig. 7.19 – Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley, errori parametrici e forzante esterna	61
Fig. 7.20 – Applicazione di 32 riferimenti triangolari e rettangolari, legge di moto breve, oscillazione generata in α	62
Fig. 7.21 – Profilo di accelerazione e decelerazione fornito in ingresso all'impianto, legge di moto breve	62
Fig. 7.22 – Movimentazione trolley con PTZS senza PID, legge di moto breve	63
Fig. 7.23 – Movimentazione braccio con PTZS senza PID, legge di moto breve	63
Fig. 7.24 – Oscillazione α e β con PTZS senza PID, legge di moto breve, azionamento braccio	64
Fig. 7.25 – Movimentazione braccio con PTZS, legge di moto breve	64
Fig. 7.26 – Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto breve, azionamento braccio	65
Fig. 7.27 – Movimentazione braccio e trolley con PTZS, legge di moto breve	66
Fig. 7.28 – Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley	66
Fig. 7.29 – Movimentazione braccio e trolley con PTZS senza PID, legge di moto breve, errori parametrici	67
Fig. 7.30 – Oscillazione α e β con PTZS senza PID, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley, errori parametrici	67
Fig. 7.31 – Movimentazione braccio e trolley con PTZS, legge di moto breve, errori parametrici	68
Fig. 7.32 – Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley, errori parametrici	69

Fig. 7.33 – Movimentazione braccio e trolley con PTZS, legge di moto breve, errori parametrici e forzante esterna	70
Fig. 7.34 – Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley, errori parametrici e forzante esterna	71
Fig. 8.1 – Confronto movimentazione braccio, legge di moto lunga	73
Fig. 8.2 – Confronto oscillazione α e β , legge di moto lunga, azionamento braccio	74
Fig. 8.3 – Confronto movimentazione braccio e trolley, legge di moto lunga	75
Fig. 8.4 – Confronto oscillazione α e β , legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley	75
Fig. 8.5 – Confronto oscillazione α e β , legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley, errore parametrico	76
Fig. 8.6 – Confronto movimentazione braccio, legge di moto breve	78
Fig. 8.7 – Confronto oscillazione α e β , legge di moto breve, azionamento braccio	78
Fig. 8.8 – Confronto movimentazione braccio e trolley, legge di moto breve	79
Fig. 8.9 – Confronto oscillazione α e β , legge di moto breve, azionamento braccio e trolley	80
Fig. 8.10 – Confronto oscillazione α e β , legge di moto breve, azionamento braccio e trolley, errore parametrico	80
Indice delle tabelle	
Tab. 3.1 – Grandezze fisiche	6
Tab. 3.2 – Valori limitazioni azionamenti	13
Tab. 5.1 – Confronto IS, legge di moto lunga, azionamento braccio	31
Tab. 5.2 – Confronto IS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley	33

1. Sommario

Questo elaborato si pone l'obiettivo di analizzare le gru a torre, ampiamente utilizzate in ambito edilizio, al fine di limitare le oscillazioni indotte al carico.

A tale scopo sono state riportate le equazioni che descrivono la dinamica di struttura e carico e queste, una volta verificate, sono state inserite in ambiente di simulazione Matlab/Simulink.

Successivamente sono state esaminate diverse strategie di controllo, già note in ambito scientifico ed industriale, adattandole al caso in esame.

Per ogni tipologia di controllo sono state analizzate le performance ottenute con movimentazioni lunghe e brevi, sia in condizioni ideali che verosimilmente reali.

Ricavando i rispettivi pregi e difetti, è stato possibile addivenire alla conclusione che queste non sono adeguate a gestire ogni situazione operativa.

Tuttavia sono state un utile spunto per presentare una strategia di controllo modificata che consente di raggiungere tutti gli obiettivi prefissati, sia in termini di stress meccanici indotti alla struttura, sia per lo smorzamento delle oscillazioni del carico.

2. Introduzione

Le gru hanno ampio impiego nei settori industriale, edilizio, commerciale, energetico, fornendo un valido aiuto agli operatori nella movimentazione di materiali pesanti e/o pericolosi.

Una problematica legata all'utilizzo di questi macchinari è dovuta al pendolamento del carico a seguito della movimentazione dei propri assi.

Questo effetto, oltre ad essere dannoso per potenziali urti con persone e/o cose, induce ritardi nelle lavorazioni in quanto gli operatori non possono accedere al carico fintanto che questo oscilla.

Solitamente il tentativo di riduzione questo fenomeno viene affidato alla bravura ed all'esperienza dell'operatore che aziona la gru, lasciando spazio all'errore umano.

Sono state analizzate e implementate varie strategie di controllo per le gru a torre, tipicamente utilizzate in edilizia e che si differenziano dalle altre per la tipologia di movimentazione composta da una traslazione e una rotazione, dove quest'ultima è causa di oscillazioni complesse, come studiato nel prosieguo.

Oltre a questo aspetto, nell'implementazione delle tecniche di controllo sarà necessario tenere in considerazione altri fattori, come gli errori di parametrizzazione, le forzanti esterne quali il vento e/o movimentazione con carico in posizione diversa da quella di equilibrio stabile.

Finora nel mondo industriale sono state implementate con successo soluzioni adatte alle gru esclusivamente traslazionali, quali a titolo d'esempio i carriponte, che non presentano oscillazioni complesse e forzanti esterne di disturbo dato l'impiego in ambiente chiuso.

Attualmente nel campo della ricerca vi è grande fervore per lo studio di soluzioni adeguate per le gru a torre, obiettivo di questa tesi è quello di analizzare e confrontare diverse strategie di controllo implementandole in ambiente Matlab/Simulink.

Sono stati studiati gli effetti ottenuti sia per movimentazioni brevi che di lunga durata, tenendo come obiettivo primario lo smorzamento delle oscillazioni in tempi relativamente rapidi, senza causare stress alla struttura ed agli accoppiamenti meccanici.

Verranno esposti gli effetti indesiderati rilevati dall'analisi di alcune strategie note applicate al caso specifico della gru a torre, quindi verrà presentata una nuova tecnica che mira a risolvere le limitazioni operative riscontrate, coniugando ridotti pendolamenti e sollecitazioni meccaniche.

La soluzione ottenuta ha un basso impatto computazionale, è facilmente implementabile negli azionamenti tipicamente in dotazione alle gru e può far uso di sensoristica già reperibile sul mercato.

3. Modello matematico

3.1 Equazioni di moto della gru

Per un'adeguata analisi delle strategie di controllo, è fondamentale risalire al modello matematico che governa sia la movimentazione della gru a torre, d'ora in poi per brevità gru, sia la dinamica del carico.

A tal proposito vi sono diversi studi che ricavano, in modo più o meno approfondito, le succitate leggi fisiche, tra i quali si citano le pubblicazioni [1], [2] e [3].

In questo elaborato sono state utilizzate le equazioni ricavate nell'elaborato [4], in quanto risultano più aderenti al caso in esame e meglio implementabili in ambiente Matlab/Simulink.

Queste equazioni, come specificato di seguito, sono state analizzate e semplificate per giungere agli obiettivi prefissati.

Per facilitare la comprensione di quanto verrà esposto nel prosieguo, in Figura 3.1 e Figura 3.2 vengono riportate le immagini della gru con relative grandezze di interesse.

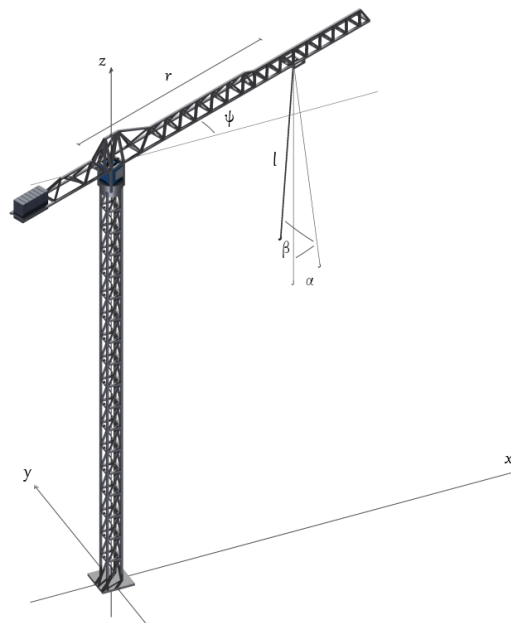


Fig. 3.1 – Schema di una gru a torre, vista assonometrica

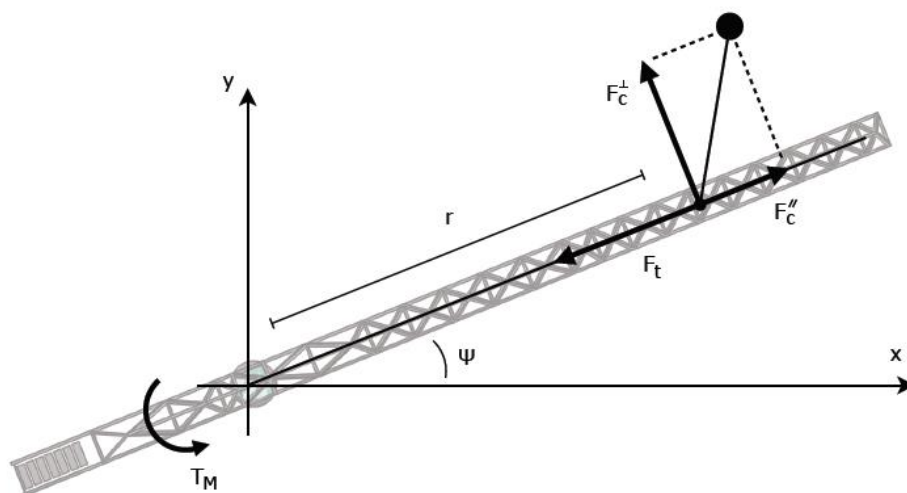


Fig. 3.2 – Schema di una gru a torre, vista dall'alto

Come si può osservare dalle figure, la struttura della gru è composta da un braccio che ruota attorno all'asse z, un trolley che trasla lungo l'asse r ed un cavo di lunghezza l interposto tra il trolley ed il carico.

In Tabella 3.1 vengono definiti i simboli esposti in Figura 3.1 e Figura 3.2, oltre ad altre grandezze richiamate successivamente, con una breve descrizione del loro significato, l'unità di misura ed il valore assegnato in simulazione.

SIMBOLO	SIGNIFICATO	VALORE
ψ	Angolo formato tra il braccio e l'asse x	Variabile
r	Distanza del trolley dall'asse z	Variabile
α	Angolo formato dal carico nel piano intersecante l'asse z e il braccio	Variabile
β	Angolo formato dal carico nel piano perpendicolare a quello contenente l'angolo α	Variabile
l	Lunghezza istantanea del cavo posto tra il trolley ed il carico	30 [m]
T_m	Coppia per l'azionamento del braccio	Variabile

F_t	Forza per l'azionamento del trolley	Variabile
F_c	Forza esercitata dal cavo sul trolley	Variabile
I_j	Momento d'inerzia del braccio	$2 \cdot 10^6$ [kg*m ²]
m_t	Massa del trolley, concentrata e puntiforme	50 [kg]
m_l	Massa del carico, concentrata e puntiforme	5000 [kg]
h_0	Altezza della gru	50 [m]
r_0	Posizione iniziale del trolley	30 [m]
l_0	Lunghezza iniziale del cavo	30 [m]

Tabella 3.1 - Grandezze fisiche

Per giungere alle equazioni del moto della gru si fa uso dell'equazione Lagrangiana

$$L = T - U \quad (3.1)$$

Dove T ed U sono pari, rispettivamente, all'energia cinetica ed all'energia potenziale del sistema

$$T = \left(\frac{I_j}{2} \dot{\psi}^2 \right) + \left(\frac{m_t r^2}{2} \dot{\psi}^2 + \frac{m_t}{2} \dot{r}^2 \right) \quad (3.2)$$

$$U = 0 \quad (3.3)$$

Si procede quindi ad applicare le equazioni di Eulero-Lagrange

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.4)$$

Dove q_i è l'i-esima coordinata generalizzata e Q_i è la sommatoria delle forze agenti lungo tale coordinata.

Sostituendo l'equazione (3.1) in (3.4) si riesce a calcolare l'equazione di accelerazione del braccio.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \psi} = Q_0 \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left((I_j + m_t r^2) \dot{\psi} \right) - 0 &= T_M + r F_c^\perp \\ \frac{d}{dt} (I_j + m_t r^2) \dot{\psi} + (I_j + m_t r^2) \ddot{\psi} &= T_M + r F_c^\perp \\ 2m_t r \dot{r} \dot{\psi} + (I_j + m_t r^2) \ddot{\psi} &= T_M + r F_c \sin(\beta) \\ \ddot{\psi} &= \frac{1}{(I_j + m_t r^2)} (-2m_t r \dot{r} \dot{\psi} + T_M + r F_c \sin(\beta)) \end{aligned} \quad (3.6)$$

Analogamente a quanto sopra, si ricava anche l'equazione di accelerazione del trolley.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{r}} \right) - \frac{\partial L}{\partial r} = Q_1 \quad (3.7)$$

$$\frac{d}{dt} (m_t \dot{r}) - m_t r \dot{\psi}^2 = F_c^// - F_T$$

$$\begin{aligned} m_t \ddot{r} - m_t r \dot{\psi}^2 &= F_c \sin(\alpha) \cos(\beta) - F_T \\ \ddot{r} &= r \dot{\psi}^2 + \frac{F_c}{m_t} \sin(\alpha) \cos(\beta) - \frac{F_T}{m_t} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Vengono posti dei vincoli al modello matematico:

- la struttura della gru è perfettamente rigida;
- il cavo è inestensibile, senza massa e la sua lunghezza è costante.

Quanto appena espresso consente di modificare le equazioni (3.6) e (3.8).

Difatti, essendo la struttura perfettamente rigida, i termini $-2m_t r \dot{r} \dot{\psi}$ e $r F_c \sin(\beta)$ presenti in (3.6) possono essere semplificati, in quanto l'unico artefice dell'accelerazione del braccio è il motore elettrico che aziona lo stesso, mentre le forze esterne non ne modificano il profilo di accelerazione.

Analogamente in (3.8) si semplificano i termini $r \dot{\psi}^2$ e $\frac{F_c}{m_t} \sin(\alpha) \cos(\beta)$.

Si ottengono quindi le due equazioni semplificate che sono state utilizzate in simulazione.

$$\ddot{\psi} = \frac{T_M}{(I_j + m_t r^2)} \quad (3.9)$$

$$\ddot{r} = \frac{F_T}{m_t} \quad (3.10)$$

3.2 Equazioni di moto del carico

Per poter formulare le equazioni della dinamica del carico è necessario scrivere in prima istanza le coordinate nel sistema di riferimento cartesiano x, y, z , così come riportato in Figura 3.1, quindi successivamente le leggi di Newton.

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r \cos(\psi) + l (\sin(\alpha) \cos(\beta) \cos(\psi) - \sin(\beta) \sin(\psi)) \\ r \sin(\psi) + l (\sin(\alpha) \cos(\beta) \sin(\psi) + \sin(\beta) \cos(\psi)) \\ h_0 - l \cos(\alpha) \cos(\beta) \end{pmatrix} \quad (3.11)$$

$$m_1 \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{z}_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -F_c (\sin(\alpha) \cos(\beta) \cos(\psi) - \sin(\beta) \sin(\psi)) \\ -F_c (\sin(\alpha) \cos(\beta) \sin(\psi) + \sin(\beta) \cos(\psi)) \\ F_c \cos(\alpha) \cos(\beta) - m_1 g \end{pmatrix} \quad (3.12)$$

Sostituendo opportunamente le espressioni di (3.11) in (3.12) e risolvendo in $\ddot{\alpha}$ e $\ddot{\beta}$, si ottengono le equazioni del moto del carico.

Siccome, come espresso in precedenza, la lunghezza del cavo viene considerata costante, si può ignorare la terza riga dei sistemi in (3.11) e (3.12).

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha} = \frac{1}{l \cos(\beta)} & (2l\dot{\alpha}\dot{\beta}\sin(\beta) - 2l\dot{\alpha}\cos(\beta) + (l\ddot{\psi} + 2l\dot{\psi}) \cos(\alpha) \sin(\beta) \\ & + (l\dot{\psi}^2 \sin(\alpha) + 2l\dot{\beta}\dot{\psi}) \cos(\alpha) \cos(\beta) \\ & - (\ddot{r} - r\dot{\psi}^2) \cos(\alpha) - g \sin(\alpha) \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\beta} = \frac{1}{l} & \left(-2l\dot{\beta}\dot{\beta} + (l\dot{\psi}^2 \cos(\alpha) \sin(\beta) - 2l\dot{\alpha}\dot{\psi} \cos(\beta)) \cos(\alpha) \cos(\beta) \right. \\
& - l\dot{\alpha}^2 \sin(\beta) \cos(\beta) - (l\ddot{\psi} + 2l\dot{\psi}) \sin(\alpha) \\
& - (2r\dot{\psi} + r\ddot{\psi}) \cos(\beta) + (\ddot{r} - r\dot{\psi}^2) \sin(\alpha) \sin(\beta) \\
& \left. - g \cos(\alpha) \sin(\beta) \right)
\end{aligned} \tag{3.14}$$

Apportando nuovamente le dovute semplificazioni per la lunghezza fissa del cavo, si ottengono le espressioni che sono state implementate in ambiente di simulazione.

$$\begin{aligned}
\ddot{\alpha} = \frac{1}{l \cos(\beta)} & \left(2l\dot{\alpha}\dot{\beta} \sin(\beta) + l\ddot{\psi} \cos(\alpha) \sin(\beta) \right. \\
& + (l\dot{\psi}^2 \sin(\alpha) + 2l\dot{\beta}\dot{\psi}) \cos(\alpha) \cos(\beta) \\
& \left. - (\ddot{r} - r\dot{\psi}^2) \cos(\alpha) - g \sin(\alpha) \right)
\end{aligned} \tag{3.15}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\beta} = \frac{1}{l} & \left((l\dot{\psi}^2 \cos(\alpha) \sin(\beta) - 2l\dot{\alpha}\dot{\psi} \cos(\beta)) \cos(\alpha) \cos(\beta) \right. \\
& - l\dot{\alpha}^2 \sin(\beta) \cos(\beta) - l\ddot{\psi} \sin(\alpha) \\
& - (2r\dot{\psi} + r\ddot{\psi}) \cos(\beta) + (\ddot{r} - r\dot{\psi}^2) \sin(\alpha) \sin(\beta) \\
& \left. - g \cos(\alpha) \sin(\beta) \right)
\end{aligned} \tag{3.16}$$

3.3 Verifica correlazione angoli di oscillazione del carico

Per verificare la correlazione tra le equazioni (3.15) e (3.16), si attua la semplificazione per i piccoli angoli, $\cos(\theta) \approx 1$, $\sin(\theta) \approx \theta$.

$$\ddot{\alpha} = \frac{1}{l} (2l\dot{\alpha}\dot{\beta} + l\ddot{\psi} + (l\dot{\psi}^2 \alpha + 2l\dot{\beta}\dot{\psi}) - (\ddot{r} - r\dot{\psi}^2) - g\alpha) \tag{3.17}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\beta} = \frac{1}{l} & \left((l\dot{\psi}^2 \beta - 2l\dot{\alpha}\dot{\psi}) - l\dot{\alpha}^2 \beta - l\ddot{\psi} \alpha - (2r\dot{\psi} + r\ddot{\psi}) + (\ddot{r} - r\dot{\psi}^2) \alpha \beta \right. \\
& \left. - g\beta \right)
\end{aligned} \tag{3.18}$$

Supponendo esclusivamente il moto del trolley e la posizione iniziale del carico nello stato d'equilibrio stabile, cioè con $r, \dot{r}, \ddot{r} \neq 0$ e $\dot{\psi}, \ddot{\psi}, \alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}, \beta, \dot{\beta}, \ddot{\beta} = 0$, si ottiene l'insorgere dell'angolo α , mentre l'angolo β non verrà interessato, similmente a quanto accade nelle gru traslazionali.

$$\ddot{\alpha} = \frac{1}{l} (2l\dot{\alpha}\dot{\beta} + l\ddot{\psi} + (l\dot{\psi}^2 \alpha + 2l\dot{\beta}\dot{\psi}) - (\ddot{r} - r\dot{\psi}^2) - g\alpha) = -\frac{1}{l} \ddot{r} \tag{3.19}$$

$$\ddot{\beta} = \frac{1}{l} \left((l\dot{\psi}^2\beta - 2l\dot{\alpha}\dot{\psi}) - l\dot{\alpha}^2\beta - l\ddot{\psi}\alpha - (2r\dot{\psi} + r\ddot{\psi}) + (\ddot{r} - r\dot{\psi}^2)\alpha\beta - g\beta \right) = 0 \quad (3.20)$$

Successivamente alla prima movimentazione, l'angolo α non è più nullo e questo implica una velocità ed un'accelerazione non nulle, mentre l'angolo β permane pari a zero

$$\ddot{\alpha} = -\frac{1}{l}(\ddot{r} + g\alpha) \quad (3.21)$$

$$\ddot{\beta} = 0 \quad (3.22)$$

Si riportano di seguito, in Figura 3.3 e 3.4, i grafici ottenuti in simulazione relativi al moto del trolley e del braccio, oltre che la dinamica del carico in α e β .

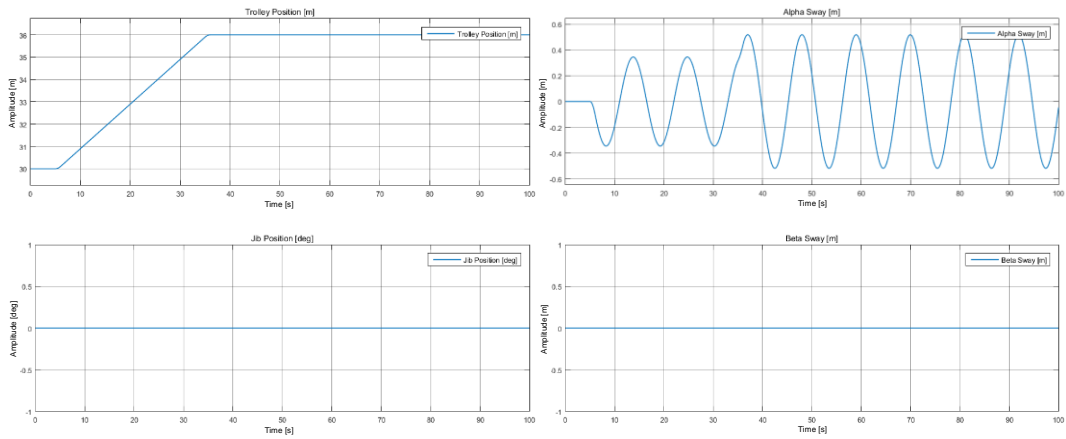


Fig. 3.3 – Leggi di moto azionamento trolley per verifica correlazione

Fig. 3.4 – Angoli α e β azionamento trolley per verifica correlazione

Come si può constatare i grafici rispecchiano quanto atteso dalle equazioni (3.19) – (3.22).

Nel caso in cui le condizioni iniziali sono $\dot{\psi}, \ddot{\psi} \neq 0$ e $\dot{r}, \ddot{r}, \alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}, \beta, \dot{\beta}, \ddot{\beta} = 0$, in prima istanza si ottiene

$$\ddot{\alpha} = \frac{1}{l} (2l\dot{\alpha}\dot{\beta}\beta + l\ddot{\psi}\beta + (l\dot{\psi}^2\alpha + 2l\dot{\beta}\dot{\psi}) - (\ddot{r} - r\dot{\psi}^2) - g\alpha) = 0 \quad (3.23)$$

$$\ddot{\beta} = \frac{1}{l} \left((l\dot{\psi}^2\beta - 2l\dot{\alpha}\dot{\psi}) - l\dot{\alpha}^2\beta - l\ddot{\psi}\alpha - (2r\dot{\psi} + r\ddot{\psi}) + (\ddot{r} - r\dot{\psi}^2)\alpha\beta - g\beta \right) = -\frac{1}{l}r\ddot{\psi} \quad (3.24)$$

Successivamente all'azionamento si ha $\beta, \dot{\beta}, \ddot{\beta} \neq 0$, pertanto l'equazione (3.23) sarà non nulla per effetto dei termini $l\ddot{\psi}\beta$, $2l\dot{\beta}\dot{\psi}$ e $r\dot{\psi}^2$ e di conseguenza l'equazione (3.24) è esente da cancellazioni.

In Figura 3.5 si riporta il grafico del moto del trolley e del braccio, mentre in Figura 3.6 vengono visualizzati gli angoli α e β .

Si verifica la dipendenza tra i due angoli, così come prospettato dalle equazioni (3.23) – (3.24).

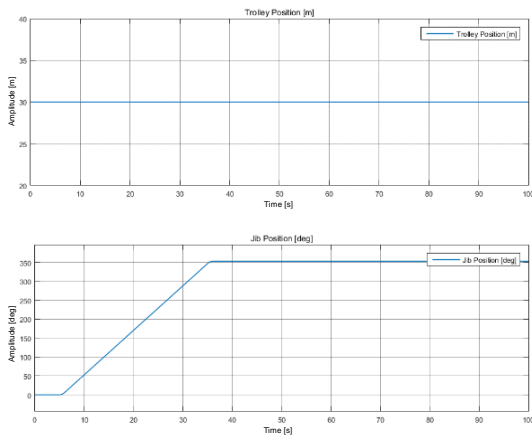


Fig. 3.5 – Leggi di moto azionamento braccio per verifica correlazione

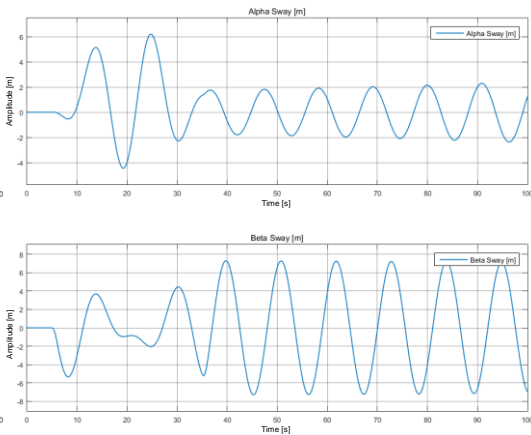


Fig. 3.6 – Angoli α e β azionamento braccio per verifica correlazione

Ovviamente anche l'azionamento combinato di braccio e trolley portano al verificarsi della correlazione degli angoli, così come la presenza di condizioni iniziali non nulle e/o forzanti esterne che spostano il carico dalla condizione di equilibrio stabile, creando l'insorgenza di β con conseguente interazione tra i due angoli.

3.4 Limitazioni di funzionamento

Nell'implementazione del modello Simulink sono state inserite alcune limitazioni dovute ai vincoli fisici di velocità e accelerazione del trolley e del braccio.

In Tabella 3.2 sono riportati i valori utilizzati, tipici delle gru attualmente in commercio.

SIMBOLO	VALORE
$\dot{\psi}$	0,20 [rad/s]
$\ddot{\psi}$	0,314 [rad/s ²]
\dot{r}	1 [m/s]
\ddot{r}	1 [m/s ²]

Tab. 3.2 – Valori limitazioni azionamenti

3.5 Leggi di moto per simulazioni

Nei successivi capitoli verranno utilizzate le medesime leggi di moto per ogni strategia di controllo analizzata, al fine di permettere un confronto rapido ed intuitivo.

Verranno considerate due casistiche principali, rispettivamente con azionamento di durata superiore ed inferiore al periodo di oscillazione del carico, dove il calcolo del periodo di oscillazione è rimandato al Capitolo 5.

Si rende necessario lo studio di entrambe le casistiche in quanto il risultato di alcune tecniche di controllo dipende fortemente da questo parametro, pertanto dapprima si analizzeranno i risultati ottenuti con tempistiche di azionamento sufficientemente lunghe per osservarne il comportamento generale, quindi si procederà ad esaminare il caso di movimentazioni brevi.

Per ogni legge di moto, verranno esaminate le casistiche che comprendono la movimentazione del braccio e/o la movimentazione combinata di braccio e trolley.

Successivamente, in base alla tecnica di controllo ed ai risultati ottenuti, verranno aggiunti gli errori parametrici e/o la forzante esterna.

La forzante esterna, rappresentazione dell'azione del vento sul carico sospeso, è lentamente variabile, con direzione fissa $\xi = 0$, così come riportato in Figura 3.7.

Questo significa che quando si ha il braccio nella posizione $\psi = 0$, il vento agisce sul carico modificando esclusivamente l'angolo α , mentre per $\psi \neq 0$ questo andrà a modificare entrambi gli angoli.

I grafici delle leggi di moto con tempo di azionamento superiore ed inferiore al periodo di oscillazione sono riportati rispettivamente in Figura 3.8 e Figura 3.9.

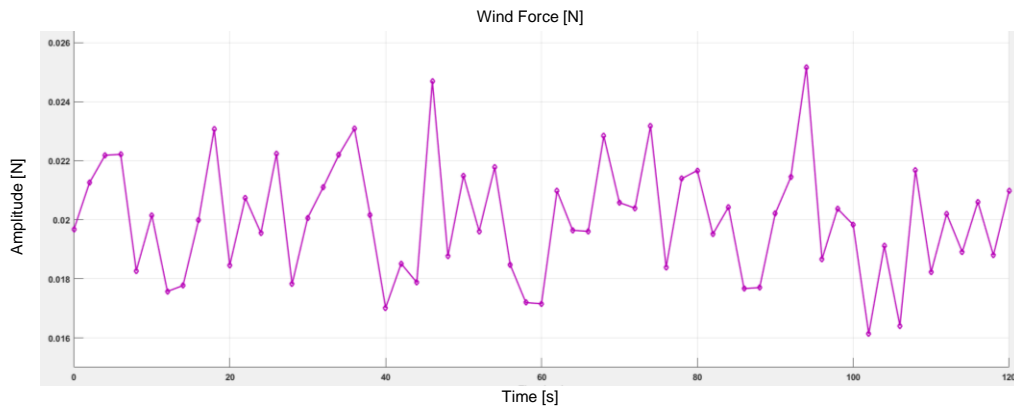


Fig. 3.7 – Forzante esterna di disturbo

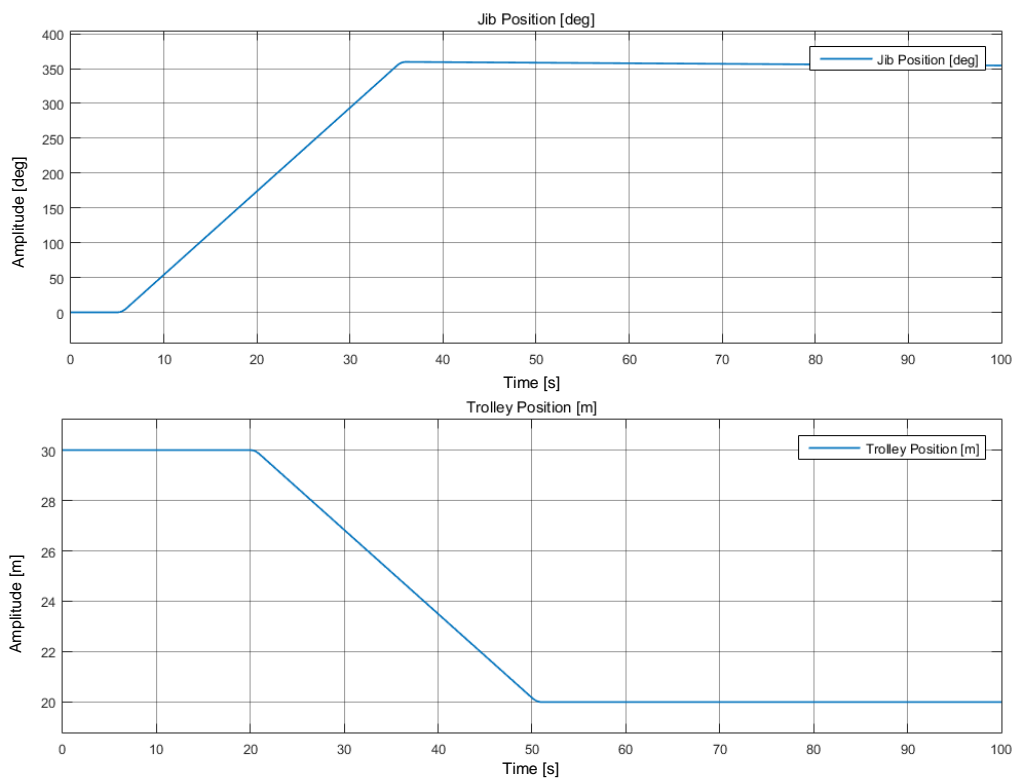


Fig. 3.8 – Leggi di moto con tempo di azionamento superiore al periodo di oscillazione

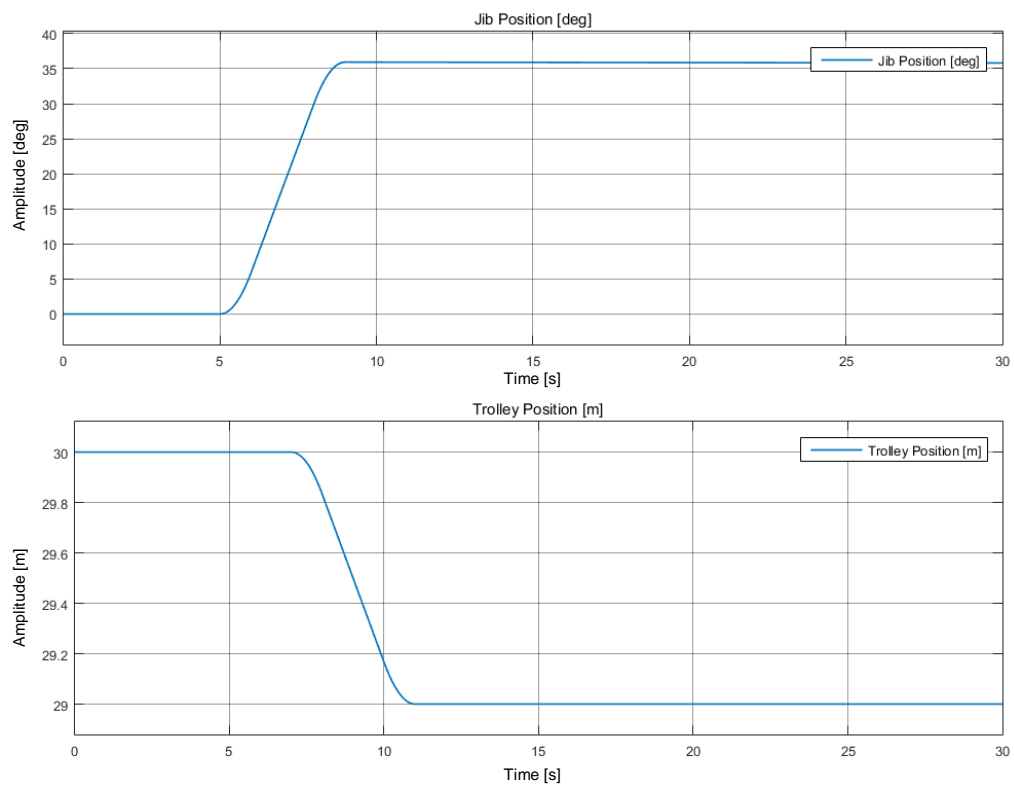


Fig. 3.9 – Leggi di moto con tempo di azionamento inferiore al periodo di oscillazione

4. Controllo PID

4.1 Schema di controllo PID

La prima tecnica di controllo esaminata in questo elaborato trova ampio impiego in ambito industriale e prende il nome di PID.

Lo scopo di questa strategia è quella di agire sull'errore formato tra il valore di riferimento e la corrispettiva variabile misurata dall'impianto.

L'errore può essere trattato attraverso tre azioni, rispettivamente proporzionale, integrale e derivativo [5], così come riportato in Figura 4.1.

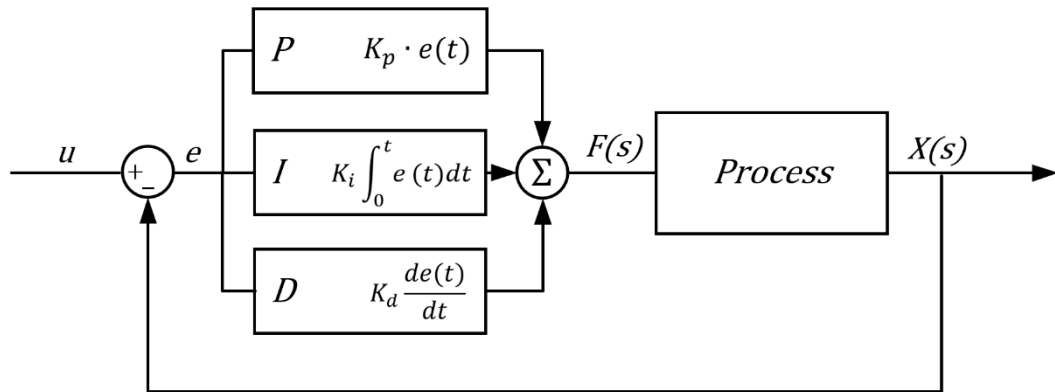


Fig. 4.1 – Controllo PID

Il controllo proporzionale agisce linearmente sull'errore, quindi valori alti di K_c consentono un'azione rapida, però possono causare l'insorgere di oscillazioni nel sistema e/o instabilità.

Il controllo integrale agisce sulla somma dell'errore, cioè se l'errore è persistente l'apporto dell'azione integrale incrementerà per tentare di ridurlo, fino a quando l'errore non tenderà a zero.

Il controllo derivativo agisce sulla velocità di variazione dell'errore, cioè se l'errore aumenta velocemente l'azione derivativa tenta di limitarlo rapidamente. Tuttavia valori alti di K_d rende il sistema sensibile al rumore, in quanto questo influenza l'errore ed il controllore cerca erroneamente di correggerlo.

Di seguito in Figura 4.2 si riporta l'integrazione di questa tipologia di controllo nello schema della gru.

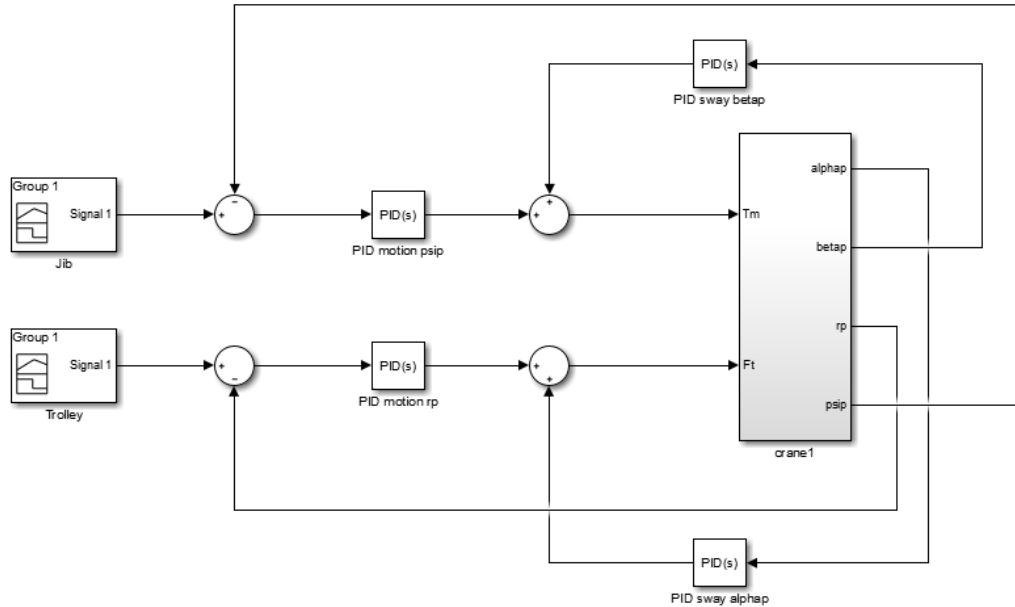


Fig. 4.2 – Schema di controllo PID

Come si può osservare, sono presenti due controllori PID per ogni asse.

Il primo controllo, quello che in figura è posizionato a sinistra, serve per correggere l'errore di inseguimento della gru rispetto al riferimento di posizione fornito in ingresso.

Nella pratica, il feedback dall'impianto viene fornito dagli encoder installati assialmente ai motori, quindi non vi sono particolari difficoltà tecniche nel reperire questi dati.

Il secondo controllo serve per correggere gli angoli α e β rispetto al valore desiderato, che nello specifico è pari a zero.

In questo caso l'ottenimento del valore reale degli angoli α e β è più complesso, tuttavia vi sono già delle implementazioni industriali che ne consentono l'acquisizione.

A titolo di esempio, è possibile utilizzare una telecamera posta sul trolley con l'obiettivo fissato verso il carico, questo consente di ottenere istantaneamente lo scostamento del carico dalla verticale e, mediante semplici formule di trigonometria, di ottenere gli angoli α e β .

In ambito di ricerca si stanno implementando nuove tecniche al fine di ridurre i costi di installazione e manutenzione della sensoristica, utilizzando ad esempio accelerometri [6] e/o inclinometri [7] posti sul gancio del carico e comunicanti in wireless, oppure giroscopi solidali al cavo posto tra il trolley ed il carico [8].

Queste ultime tecniche trovano già applicazione nelle gru presenti nei porti per la movimentazione dei container e nelle gru a braccio.

Un'altra ricerca prevede di ricavare gli angoli di oscillazione a partire dalle misure di tensione e corrente ottenute dai motori elettrici [9].

Sulla base di alcuni studi [10], per il controllo degli angoli di oscillazione si è scelto di utilizzare il regolatore PID al posto di un semplice PD, in quanto il moto rotatorio del braccio influenza sia α che β .

Questo significa che se si cerca di controllare l'angolo α con un controllore PD, questo sarà sensibile all'errore introdotto dall'oscillazione in β , e viceversa.

Al contrario è possibile utilizzare un controllore PI senza avere deterioramenti delle prestazioni rispetto al controllore PID.

Si verifica tuttavia che, al variare dei parametri l e m_t , condizione operativa non esaminata in questo elaborato, l'azione del controllo PID rispetto al PI è migliore, pertanto nel prosieguo verrà utilizzato esclusivamente il controllo PID.

4.2 Legge di moto lunga e controllo PID

La strategia di controllo PID è indipendente dalla durata del periodo di oscillazione, difatti gli unici dati di interesse sono quelli forniti in retroazione dall'impianto e dal carico.

Si riporta in Figura 4.3 l'andamento della posizione di braccio e trolley per la legge di moto lunga, confrontando il risultato con quanto si sarebbe ottenuto senza controllo.

Analogamente in Figura 4.4 si visualizza l'oscillazione del carico in α e β .

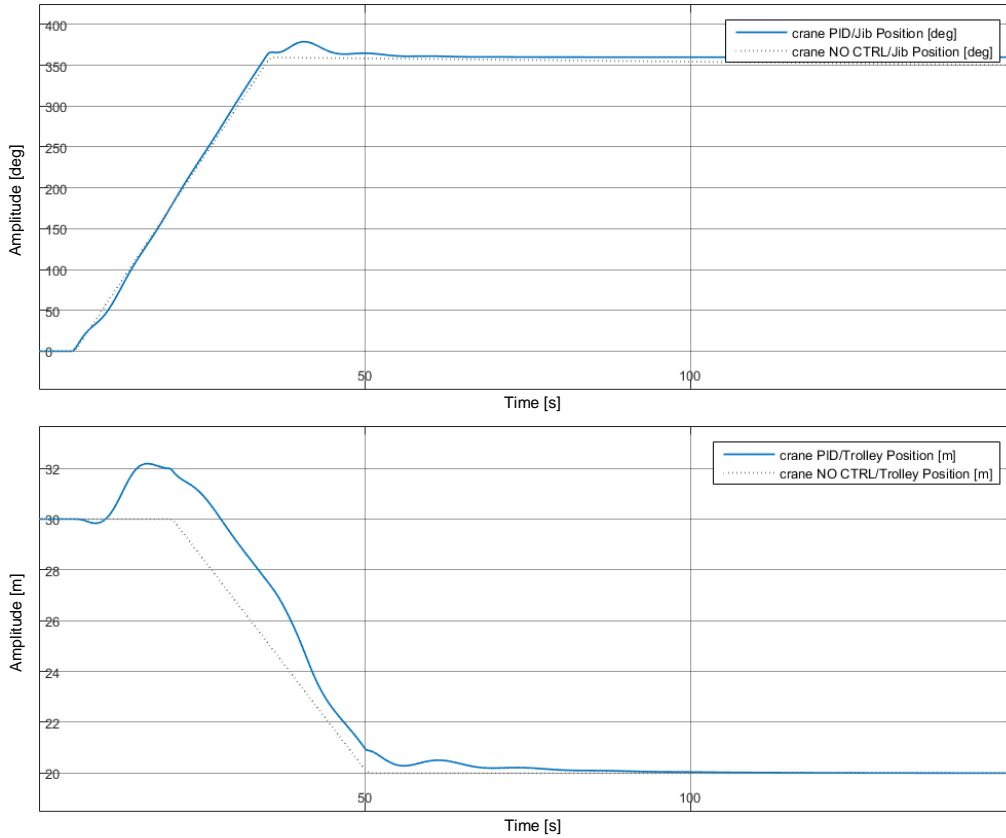
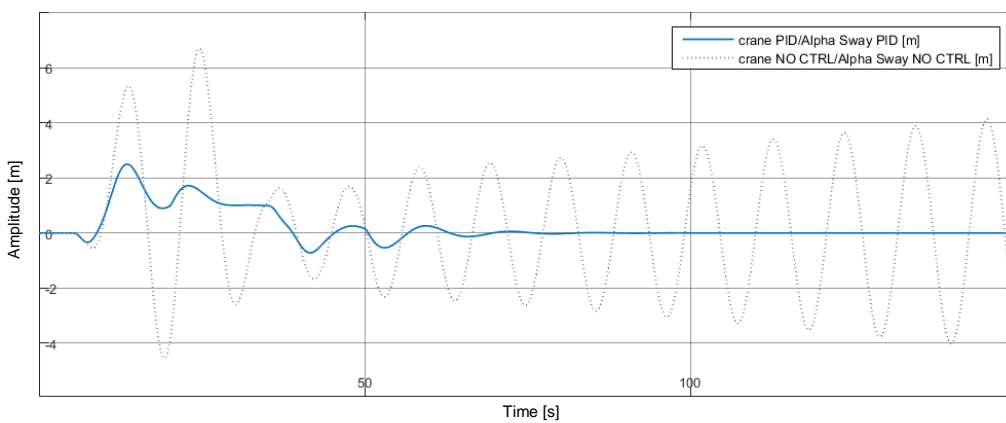


Fig. 4.3 – Movimentazione braccio e trolley con controllore PID, legge di moto lunga



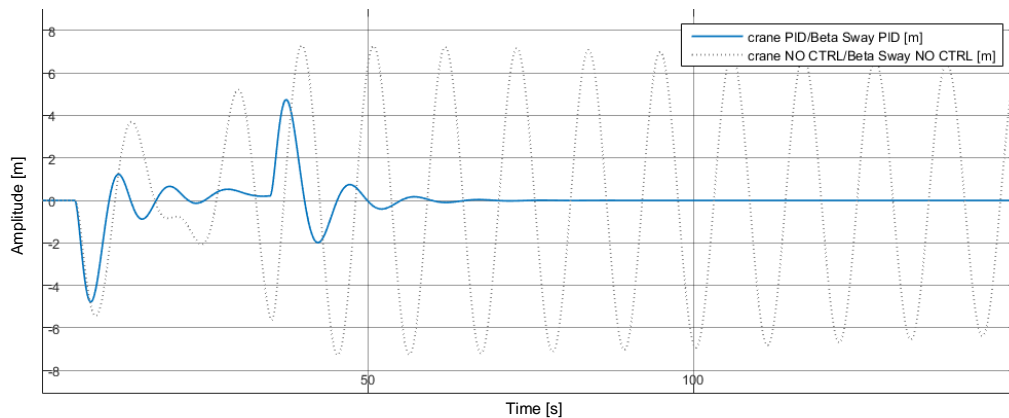


Fig. 4.4 – Oscillazione α e β con controllore PID, legge di moto lunga

In Figura 4.3 si osserva che mentre inizia la movimentazione del braccio, il trolley esegue una correzione dell'angolo α , sebbene non sia ancora stato impartito alcun nuovo riferimento e, una volta ottenuta un'attenuazione del pendolamento in α , il controllo tende a riportare la posizione del trolley a quella di partenza.

Si nota altresì che la durata dell'azionamento è simile a quella fornita come riferimento, mentre si segnala una sovralongazione nella movimentazione del braccio dovuta all'azione del controllo dell'angolo β per eliminare ogni oscillazione residua.

Questa sovralongazione comporta un'inversione del moto del braccio, fatto indesiderato per l'insorgere di stress meccanici, tuttavia una parametrizzazione più lenta causerebbe tempistiche alquanto lunghe nell'inseguimento del riferimento.

Nei successivi capitoli verranno esaminate tecniche che modificano il segnale di riferimento e che, come effetto collaterale, permettono una sensibile riduzione e/o eliminazione della sovralongazione del braccio.

In Figura 4.4 si osserva come l'ampiezza di picco delle oscillazioni, per entrambi gli angoli, abbia subito una buona riduzione, mentre le oscillazioni residue al termine della movimentazione vengono completamente eliminate in tempi brevi.

Aggiungendo a questa casistica l'azione di una forzante esterna, si osserva che i risultati ottenuti non cambiano sostanzialmente, così come riportato in Figura 4.5 e Figura 4.6.

Questo è dovuto al fatto che la forzante, costante in direzione e con ampiezza lentamente variabile, viene contrastata dall'azione integrale del controllore PID.

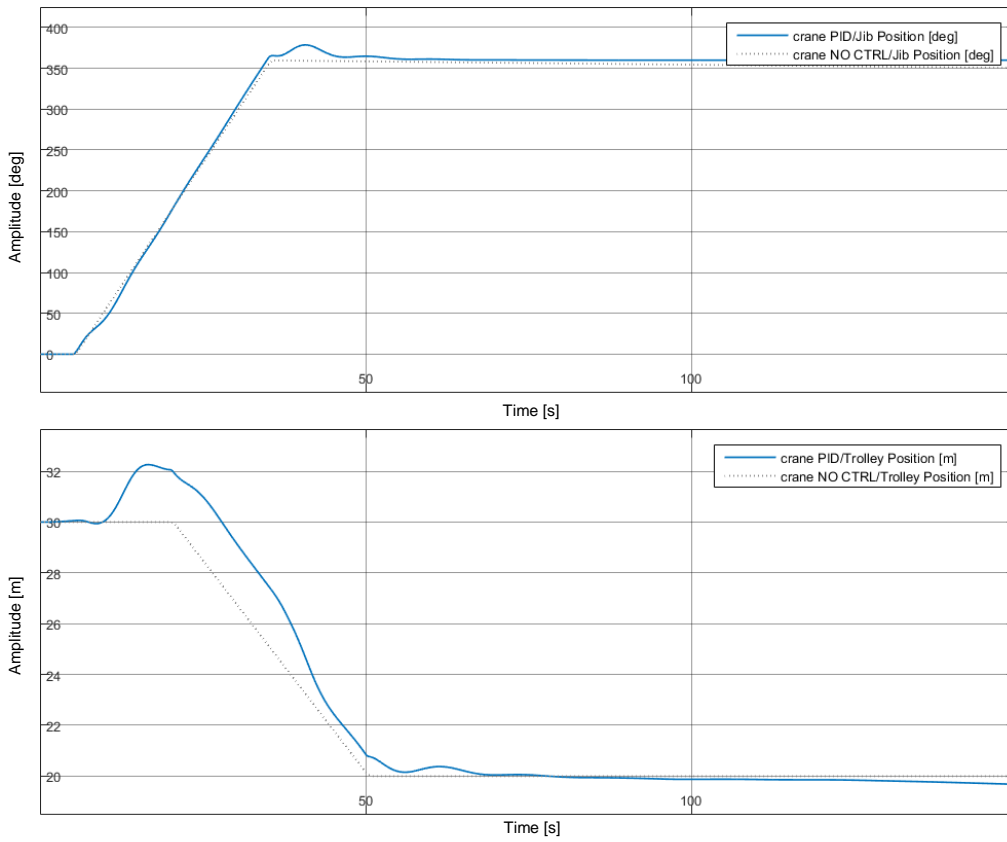
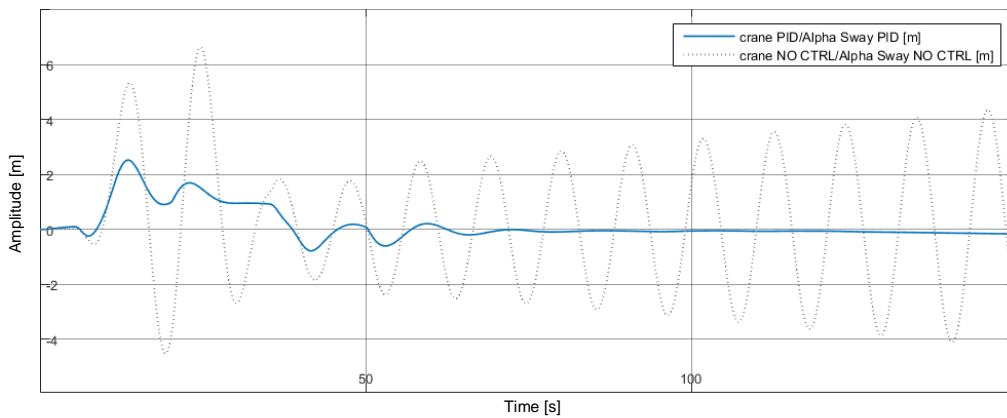


Fig. 4.5 – Movimentazione braccio e trolley con controllore PID, legge di moto lunga, forzante esterna di disturbo



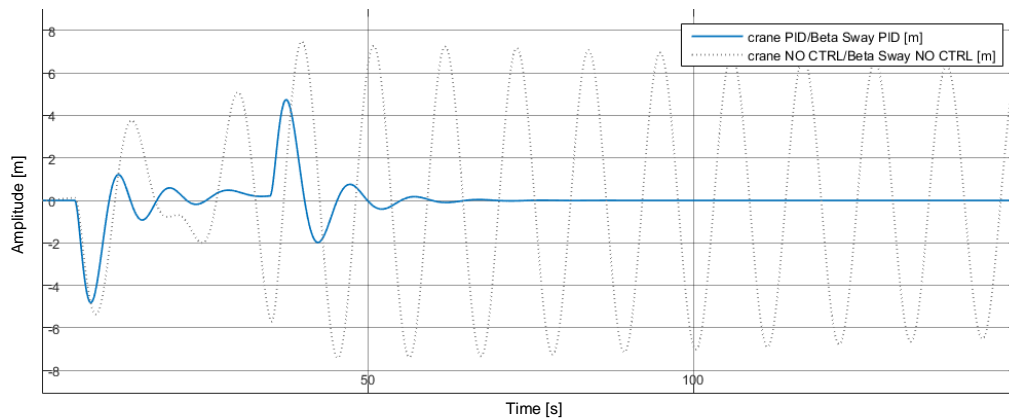


Fig. 4.6 – Oscillazione α e β con controllore PID, legge di moto lunga, forzante esterna di disturbo

Si può pertanto concludere che questa strategia di controllo è adeguata per ottenere un buon smorzamento delle oscillazioni, mentre risulta deficitaria nelle sollecitazioni impartite alla struttura meccanica.

4.3 Legge di moto breve e controllo PID

Si procede ora ad analizzare il comportamento della gru e del carico con la legge di moto breve e senza forzanti esterne, così come riportato in Figura 4.7 e Figura 4.8.

Si nota come anche in questo caso sia presente una sovralongazione, con svariati cambi di direzione sia per il braccio che per il trolley, mentre il tempo di raggiungimento dell'obiettivo si allunga in modo considerevole.

Si osserva altresì che le prestazioni ottenute sugli angoli di oscillazione sono discrete, con riduzione del picco e completa eliminazione del pendolamento al termine dell'azionamento.

Alla luce di queste considerazioni, si può pervenire alla conclusione che l'uso esclusivo di questa strategia di controllo è da ritenersi insoddisfacente relativamente agli obiettivi prefissati.

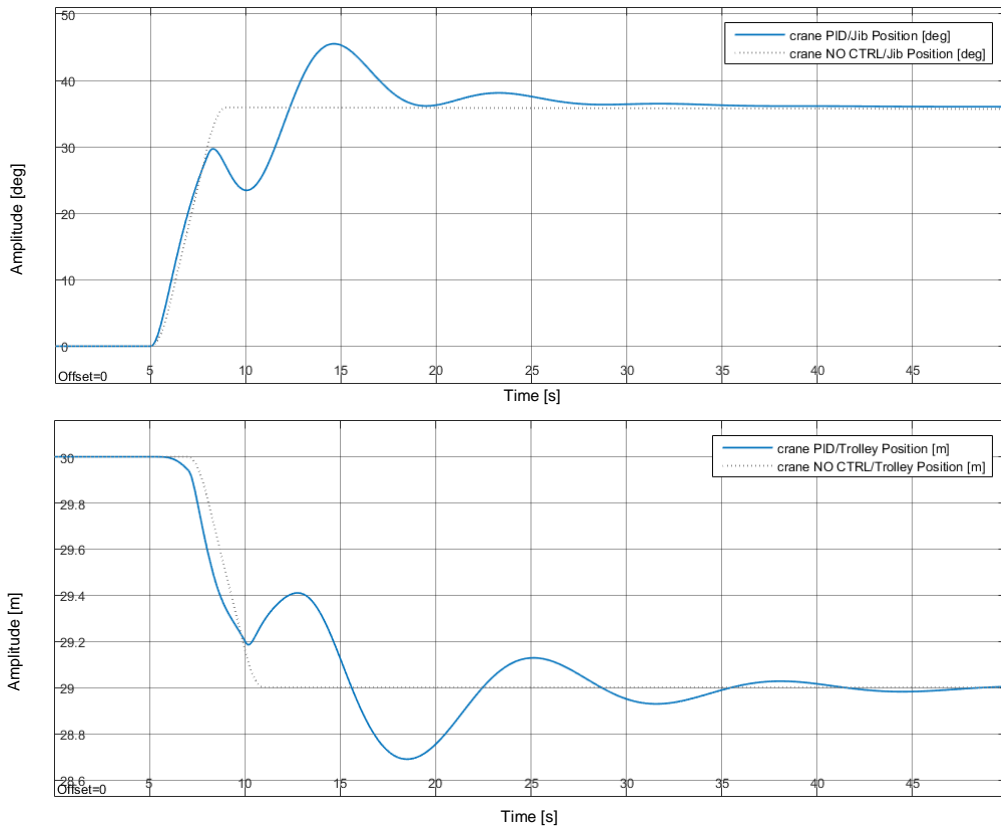


Fig. 4.7 – Movimentazione braccio e trolley con controllore PID, legge di moto breve

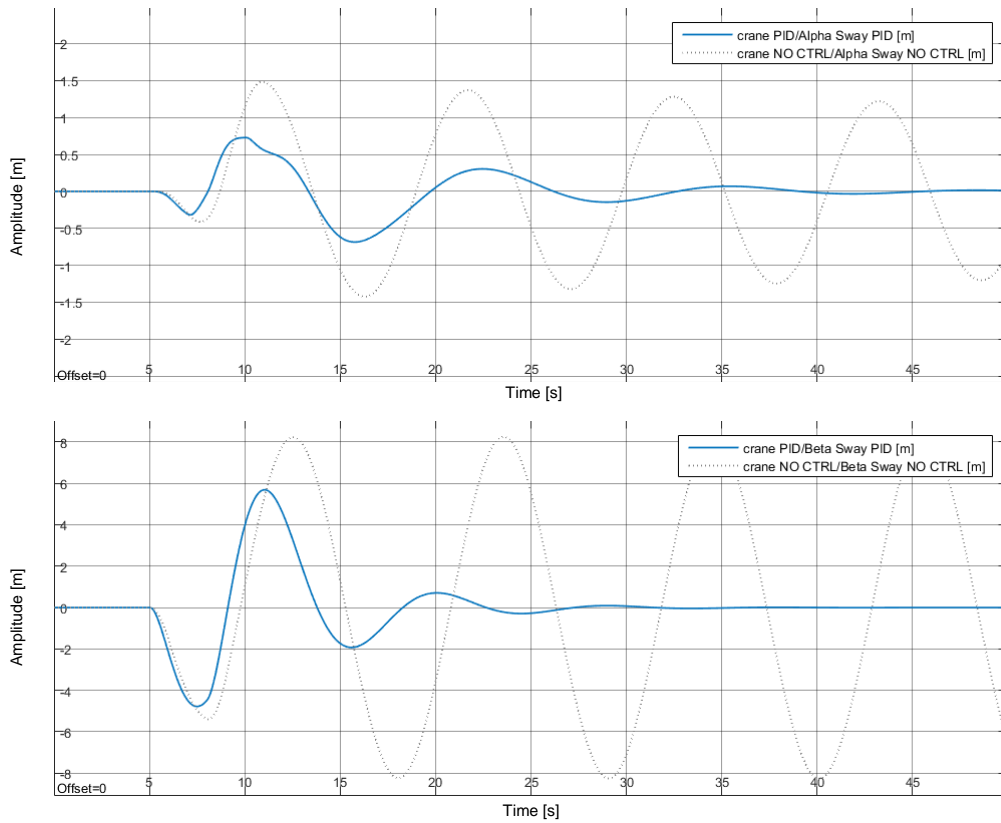


Fig. 4.8 – Oscillazione α e β con controllore PID, legge di moto breve

5. Input Shaping

5.1 Schema di controllo Input Shaping

Una tecnica sensorless che sta avendo particolare riscontro nella movimentazione di organi flessibili e di carichi sospesi, con dinamica assimilabile al pendolo, è l'Input Shaping, di seguito per brevità IS.

Questa strategia di controllo è relativamente recente e molto utilizzata nell'azionamento delle gru con movimentazione traslazionale, come ad esempio i carriponte, dove ha già riscontrato applicazioni industriali.

Da un punto di vista teorico, l'eliminazione delle oscillazioni è ottenuta grazie alla modifica del segnale di riferimento, così come dettagliatamente descritto in [11].

L'idea di base è quella di suddividere il segnale in ingresso in due o più segnali opportunamente modulati, dove il primo è necessario per iniziare la movimentazione con relativo pendolamento, mentre i successivi segnali servono per annullare l'oscillazione instauratasi.

Il segnale di riferimento di ampiezza A viene suddiviso in n segnali di ampiezza A_i , dove

$$\sum_{i=1}^n A_i = A$$

Questi segnali vengono posti con opportuni ritardi pari al semiperiodo di oscillazione del carico, in Figura 5.1 viene riportato il caso con $i = 2$.

Questa tecnica è nota in letteratura con il nome di Positive Zero Sway, di seguito PZS, e verrà utilizzata nel prosieguo per osservare i risultati ottenuti nel caso della gru.

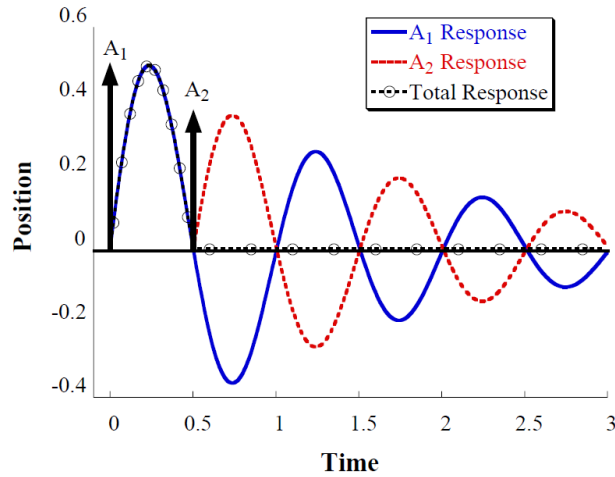


Figura 5.1 – Input Shaping PZS

Vengono quindi riportate le formule necessarie a calcolare l'ampiezza e la posizione temporale dei due segnali di riferimento.

$$K = e^{\frac{-\xi\pi}{\sqrt{1-\xi^2}}} \quad (5.1)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{L}} \quad (5.2)$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (5.3)$$

$$T_d = \frac{2\pi}{\omega_d} \quad (5.4)$$

L'equazione (5.2) descrive la pulsazione di oscillazione naturale del pendolo semplice, mentre (5.3) e (5.4) consentono di ricavare rispettivamente la pulsazione di oscillazione ed il periodo in caso di smorzamento.

Siccome si è ipotizzato che la gru ha struttura rigida ed il cavo è inestensibile e senza massa, si ha che $\xi = 0$, pertanto $\omega_d = \omega_n$, $K = 1$.

Il valore di K (5.1) serve per calcolare l'ampiezza degli i -esimi segnali di riferimento.

Si procede a ricavare in (5.5) i quattro valori A_i e t_i per la tecnica PZS.

$$A_1 = \frac{1}{1 + K} = \frac{1}{2}, t_1 = 0 \quad (5.5)$$

$$A_2 = \frac{K}{1+K} = \frac{1}{2}, t_2 = \frac{T_d}{2} = \pi \sqrt{\frac{L}{g}}$$

Come anticipato, vi sono diverse soluzioni all'IS, in questa tesi oltre al PZS verrà visto il Positive Zero Sway Derivative Derivative, di seguito PZSDD, il quale prevede la suddivisione del segnale originario in quattro segnali, calcolati come segue in (5.6).

$$A_1 = \frac{1}{1+3K+3K^2+K^3} = \frac{1}{8}, t_1 = 0$$

$$A_2 = \frac{3K}{1+3K+3K^2+K^3} = \frac{3}{8}, t_2 = \frac{T_d}{2} = \pi \sqrt{\frac{L}{g}}$$

$$A_3 = \frac{3K^2}{1+3K+3K^2+K^3} = \frac{3}{8}, t_3 = T_d = 2\pi \sqrt{\frac{L}{g}}$$

$$A_4 = \frac{K^3}{1+3K+3K^2+K^3} = \frac{1}{8}, t_4 = \frac{3T_d}{2} = 3\pi \sqrt{\frac{L}{g}}$$

(5.6)

La terza ed ultima tecnica esaminata si chiama Specified Negative Amplitude [12], di seguito SNA.

L'effetto cercato è quello di ridurre il picco di oscillazione attraverso l'applicazione di segnali negativi a metà del semiperiodo, così come riportato in Figura 5.2.

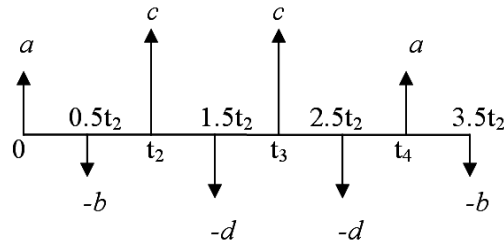


Fig. 5.2 – Input Shaping SNA

In totale vi sono 8 impulsi, 4 positivi e 4 negativi, i quali devono rispettare l'espressione (5.7).

$$2a + 2c - 2b - 2d = 1 \quad (5.7)$$

Sebbene non vi siano particolari limitazioni sui parametri a, b, c, d , ai quali è possibile assegnare qualsiasi valore, è consigliato utilizzare valori con modulo inferiore ad 1 al fine di evitare stress meccanici a causa delle forti accelerazioni e decelerazioni.

Nel caso specifico sono stati utilizzati i seguenti valori per braccio e trolley: $a_b = 0.2$, $b_b = 0.4$, $c_b = d_b = 0.05$, $a_t = 0.3$, $b_t = 0.5$, $c_t = 0.1$, $d_t = 0.2$.

Di seguito in Figura 5.3 viene riportato lo schema di controllo utilizzato in Simulink per l'IS, in questo caso con tecnica PZS.

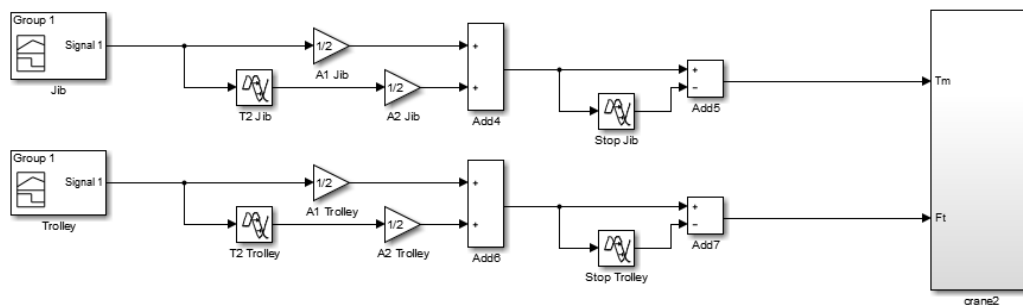


Fig. 5.3 – Schema di controllo IS

Come noto da un punto di vista teorico, l'utilizzo di tecniche che prevedono un maggior numero di segnali causa un ritardo nella ricostruzione del riferimento, tuttavia rende l'impianto meno sensibile a errori parametrici e disturbi esterni.

Questo fatto è particolarmente importante in quanto la buona riuscita dell'IS è legata alla precisione di applicazione dei segnali nell'istante in cui l'oscillazione del carico nel semiperiodo è nulla.

Un'errata tempistica causa un deterioramento delle prestazioni in quanto si genera un'oscillazione residua non eliminabile con la sola tecnica IS.

Alla luce di quanto appena espresso i metodi PZSDD e SNA hanno il vantaggio, rispetto al PZS, di essere meno sensibili, a scapito di un ritardo nell'ottenimento della legge di moto desiderata, fatto compensato da un'oscillazione residua irrilevante.

Per gli errori parametrici, essendo il calcolo del periodo di oscillazione pari a

$$T_d = 2\pi\sqrt{\frac{g}{L}}$$

una errata lettura della lunghezza del cavo può portare ad oscillazioni residue.

L'azione del vento, essendo una forzante esterna quasi costante e lentamente variabile, causa una lieve variazione del periodo di oscillazione del carico e quindi per l'analisi è assimilabile ad un errore parametrico.

Essendo gli angoli α e β correlati, la loro iterazione provoca una variazione del periodo di oscillazione nelle due direzioni.

Si riporta di seguito, in Figura 5.4, il grafico della sensibilità delle tre tecniche agli errori parametrici nel caso di movimentazione del trolley.

Tale grafico riporta in ascissa il semiperiodo normalizzato T/T_d con errori con scarti del 0.05% fino a $\pm 0.25\%$ rispetto al periodo corretto, equivalente ad un errore del $\pm 100\%$ nella stima della lunghezza, mentre in ordinata viene visualizzata l'ampiezza dell'oscillazione residua espressa in metri.

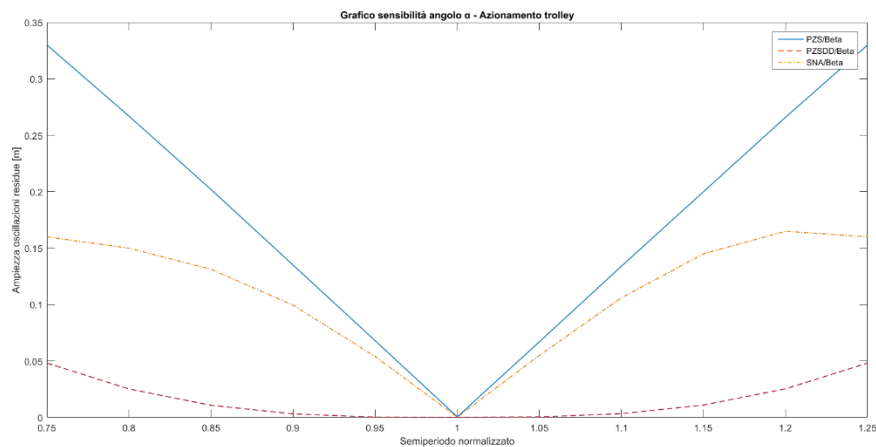


Fig. 5.4 – Sensibilità tecniche IS per angolo α , legge di moto lunga, azionamento trolley

Si può notare che, similmente a quanto ricavato da [10], nella movimentazione del trolley si ha un incremento lineare dell'oscillazione residua per PZS all'aumentare dell'errore parametrico, dovuto al fatto che il secondo segnale è l'unico che può tentare di ridurre le oscillazioni, quindi un errore nel calcolo del semiperiodo inficia sulla riuscita del controllo.

Al contrario le tecniche PZSDD e SNA, costituite da più segnali, si dimostrano più robuste, con prestazioni leggermente migliori per PZSDD.

5.2 Legge di moto lunga e Input Shaping

Come indicato al paragrafo 3.5, viene ora presentato il caso in cui la legge di moto ha durata superiore al semiperiodo di oscillazione, dapprima nel caso di azionamento del braccio.

In Figura 5.5 viene riportata la legge di moto per le tre tecniche IS, dove si può notare che la PZSDD e la SNA, in accordo con quanto visto nella teoria, hanno una durata superiore rispetto alla PZS, mentre in Figura 5.6 sono riportate le oscillazioni nei due angoli.

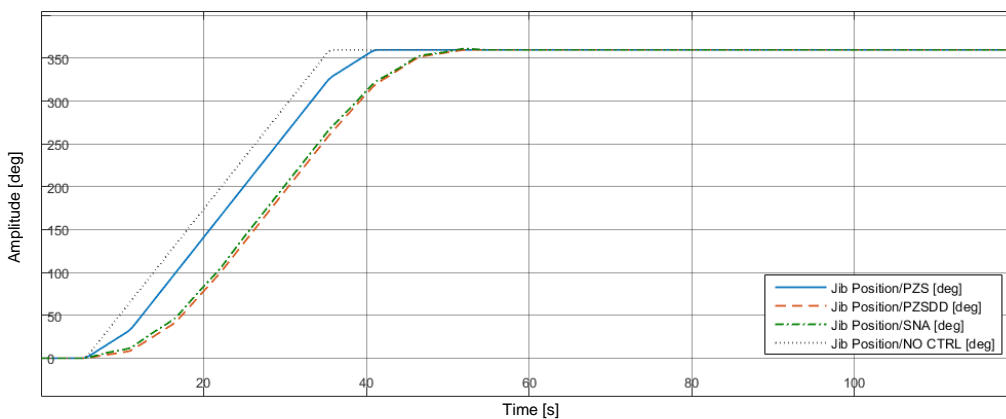


Fig. 5.5 - Movimentazione braccio con IS, legge di moto lunga

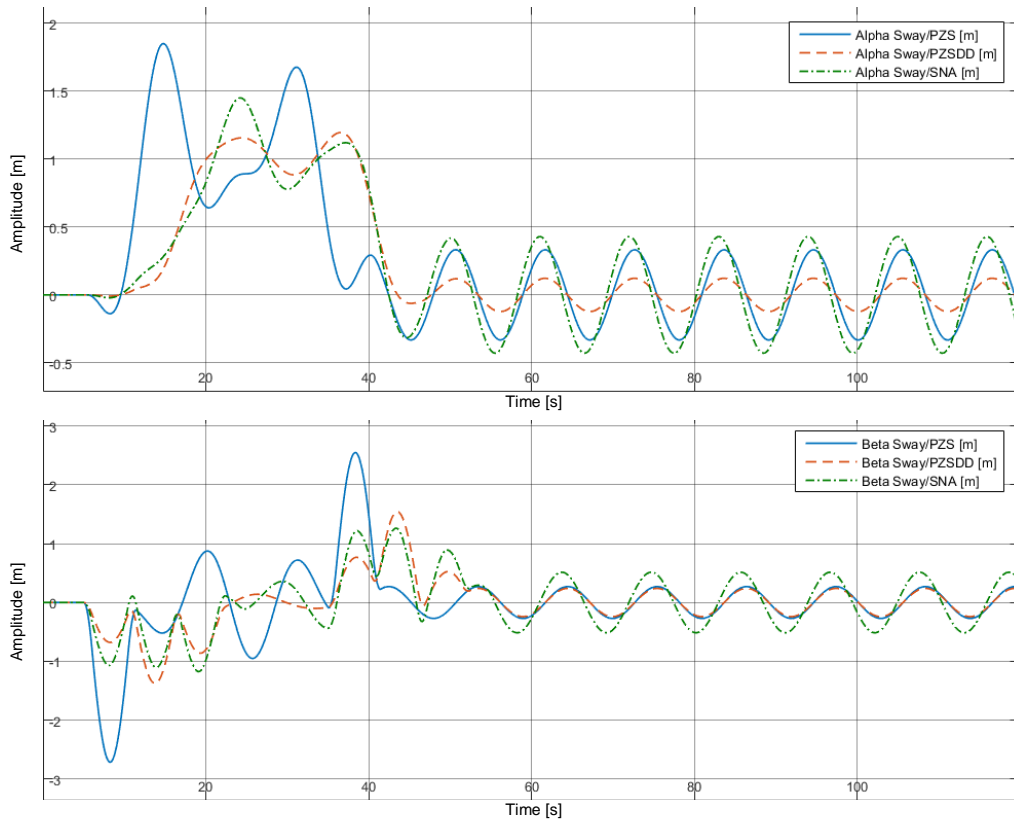


Fig. 5.6 – Oscillazione α e β con IS, legge di moto lunga, azionamento braccio

In Tabella 5.1 vengono riportati i dati ricavabili dai grafici precedenti.

Input Shaping	Tempo salita [s]	Picco α [m]	Residua α [m]	Picco β [m]	Residua β [m]
NO CTRL	31.0	6.26	± 1.75	4.70	± 4.36
PZS	38.0	1.85	± 0.33	2.25	± 0.27
PZSDD	51.5	1.20	± 0.12	1.54	± 0.24
SNA	55.0	1.45	± 0.43	1.26	± 0.51

Tab. 5.1 – Confronto IS, legge di moto lunga, azionamento braccio

Dalla Figura 5.5 e dalla Tabella 5.1 è possibile osservare quanto espresso in precedenza, cioè che PZSDD e SNA hanno tempo di salita più lungo rispetto a PZS.

Dalla Figura 5.6 si osserva come il risultato sia simile per le tre tecniche in termini di oscillazioni residue, mentre il picco per PZS è quasi doppio rispetto a PZSDD e SNA, per effetto del doppio segnale di ingresso con ampiezza maggiore rispetto i 4 e 8 delle altre due tecniche.

Si procede ora ad analizzare i risultati con la presenza di errori parametrici, cioè come visto nel paragrafo precedente con un'errata stima della lunghezza del cavo, nel caso di movimentazione del braccio.

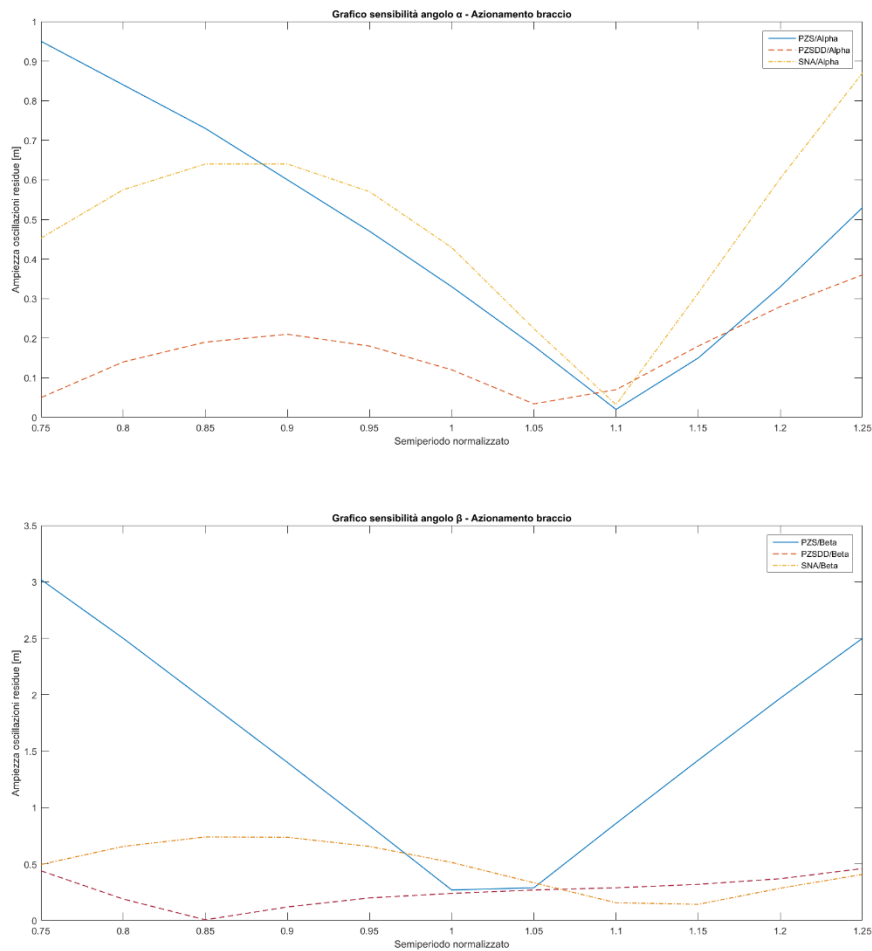


Fig. 5.7 – Sensibilità tecniche IS per angoli α e β , legge di moto lunga, azionamento braccio

Analogamente a quanto visto in Figura 5.4, la PZS ha un incremento lineare delle oscillazioni residue all'aumentare dell'errore parametrico, mentre le PZSDD e SNA hanno oscillazioni contenute in β , mentre in α risulta nettamente migliore la PZSDD.

Questo risultato indica come la tecnica PZSDD induca poche oscillazioni nell'angolo non attuato, cioè α , nonostante gli errori parametrici.

Si procede quindi ad analizzare il caso in qui vi è la movimentazione combinata di braccio e trolley, in assenza di errori parametrici, mostrando in Figura 5.8 gli angoli α e β .

Ci si aspetta un'interazione tra gli angoli con conseguente variazione, seppur lieve, del semiperiodo di oscillazione, assimilabile ad un piccolo errore parametrico.

Non viene riportata la curva delle leggi di moto in quanto del tutto similari alla Figura 5.5.

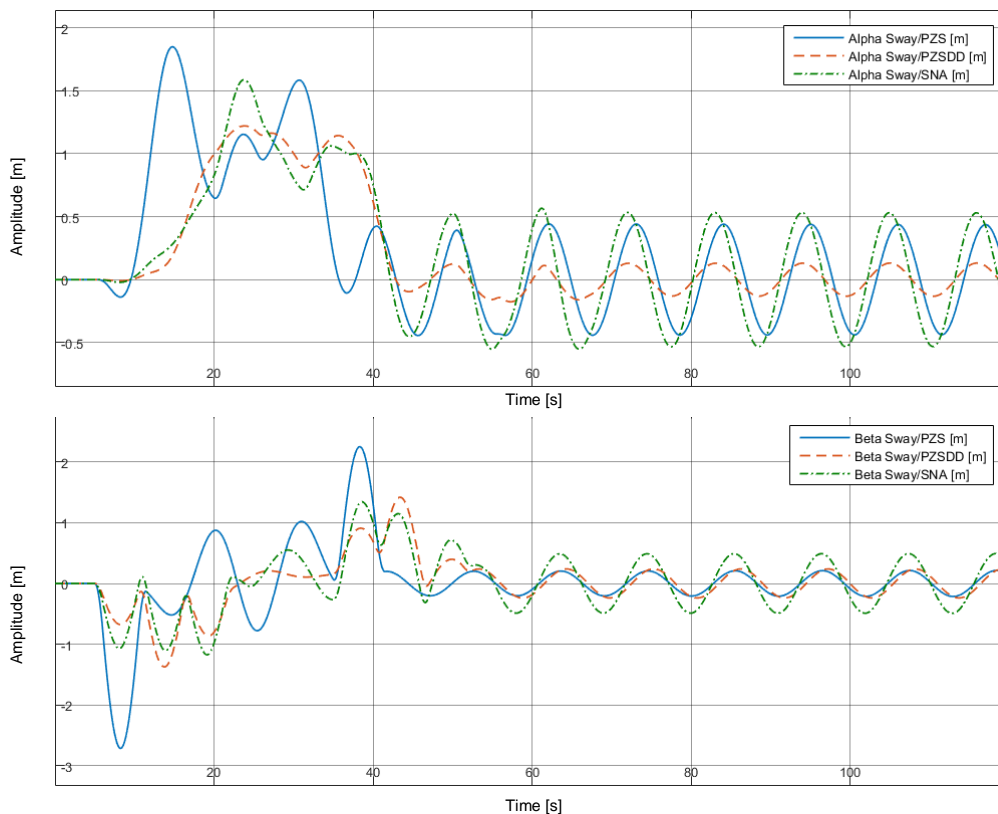


Fig. 5.8 – Oscillazione α e β con IS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley

In Tabella 5.2 vengono riportati i dati ricavabili dai due grafici precedenti.

Input Shaping	Picco α [m]	Residua α [m]	Picco β [m]	Residua β [m]
NO CTRL	6.26	± 1.75	4.70	± 4.36
PZS	1.85	± 0.44	2.25	± 0.21
PZSDD	1.22	± 0.13	1.41	± 0.24
SNA	1.59	± 0.53	1.34	± 0.49

Tab. 5.2 – Confronto IS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley

Risulta palese anche in questo caso come la tecnica preferibile sia la PZSDD in quanto, sebbene vengano applicati i segnali di riferimento in istanti errati per effetto della correlazione degli angoli, si ottiene un risultato alquanto apprezzabile.

Al termine di questa analisi, si può concludere che per movimentazioni con tempi-
stiche superiori al semiperiodo di oscillazione, la tecnica PZSDD è preferibile ri-
spetto alle altre, ottenendo egregi risultati sia in termini di picco che di oscillazioni
residue, oltre che ad un'ottima insensibilità alle variazioni parametriche.

5.3 Legge di moto breve e Input Shaping

Si studia ora il caso in cui la durata di azionamento è inferiore al semiperiodo di
oscillazione, pertanto sia PZS che PZSDD e SNA non hanno il tempo necessario
ad impartire tutti i segnali di accelerazione prima che inizi la fase di decelerazione.

In Figura 5.9 si riporta la legge di moto breve con movimentazione del braccio per
le tre tecniche IS, dove si notano delle fermate per PZS e PZSDD dovute alla sot-
trazione tra segnali di accelerazione con segnali di decelerazione, mentre in SNA si
hanno anche inversioni del moto per effetto dei segnali con ampiezza negativa.

Sebbene il pendolamento risulta egualmente smorzato, in particolar modo per
PZSDD e SNA come riportato in Figura 5.10, le fermate e le inversioni del moto
sono un effetto indesiderato date le elevate inerzie in gioco.

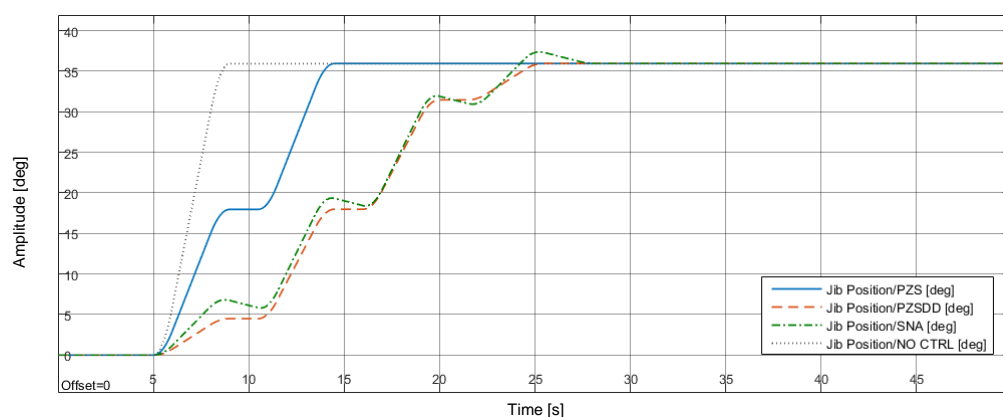


Fig. 5.9 - Movimentazione braccio con IS, legge di moto breve

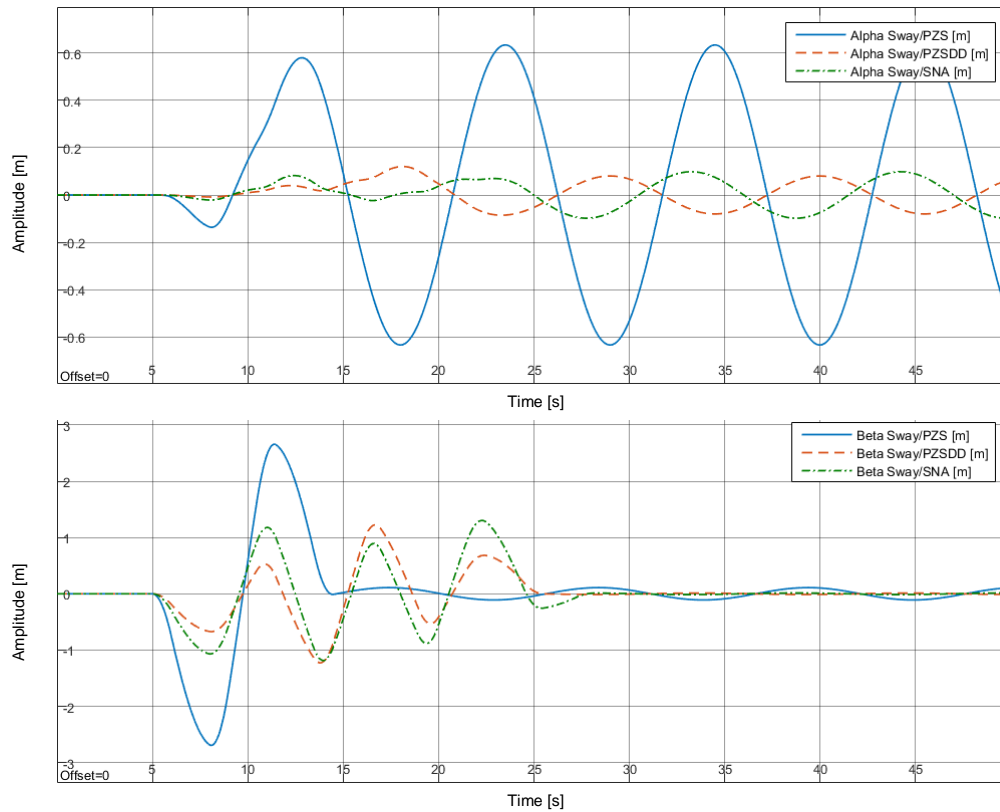


Fig. 5.10 – Oscillazione α e β con IS, legge di moto breve, azionamento braccio

Per tali motivi non si ritiene questa tecnica idonea per l'azionamento della gru, nei successivi capitoli si analizzeranno due strategie di controllo alternative che, sebbene mantengono gli effetti positivi dell'Input Shaping, vogliono eliminare le fermate e/o inversioni del moto.

In tutti gli altri casi, che descrivono meglio la realtà operativa delle gru, la strategia CLSS risulta un buon miglioramento rispetto al PID e al IS.

Nelle simulazioni sono stati lasciati invariati i parametri A_i e t_i utilizzati per l'IS al Capitolo 5, mentre sono stati adeguati i parametri dei controllori PID.

6.2 Legge di moto lunga e CLSS

Il primo caso preso in esame è quello con legge di moto lunga e movimentazione del braccio.

In Figura 6.2 e Figura 6.3 vengono riportati rispettivamente la legge di moto impartita al braccio e gli angoli di oscillazione.

Nel primo grafico si osserva come la curva sia sostanzialmente quella dell'IS, a meno di una sovraelongazione per effetto del PID, i dettagli di confronto verranno riportati al Capitolo 8.

In Figura 6.3 si nota in prima istanza l'eliminazione dell'oscillazione residua, mentre confrontando le tre tecniche si osserva come la PZS, nonostante un picco più elevato, si assesti attorno allo zero più rapidamente in β .

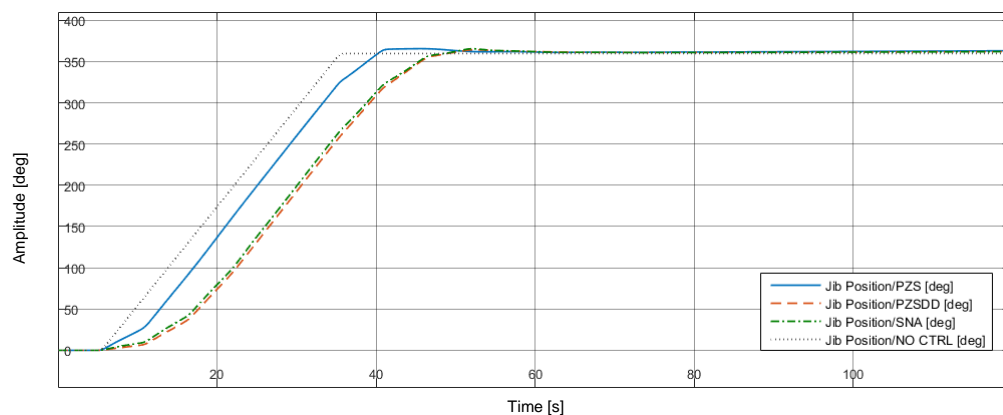


Fig. 6.2 - Movimentazione braccio con CLSS, legge di moto lunga

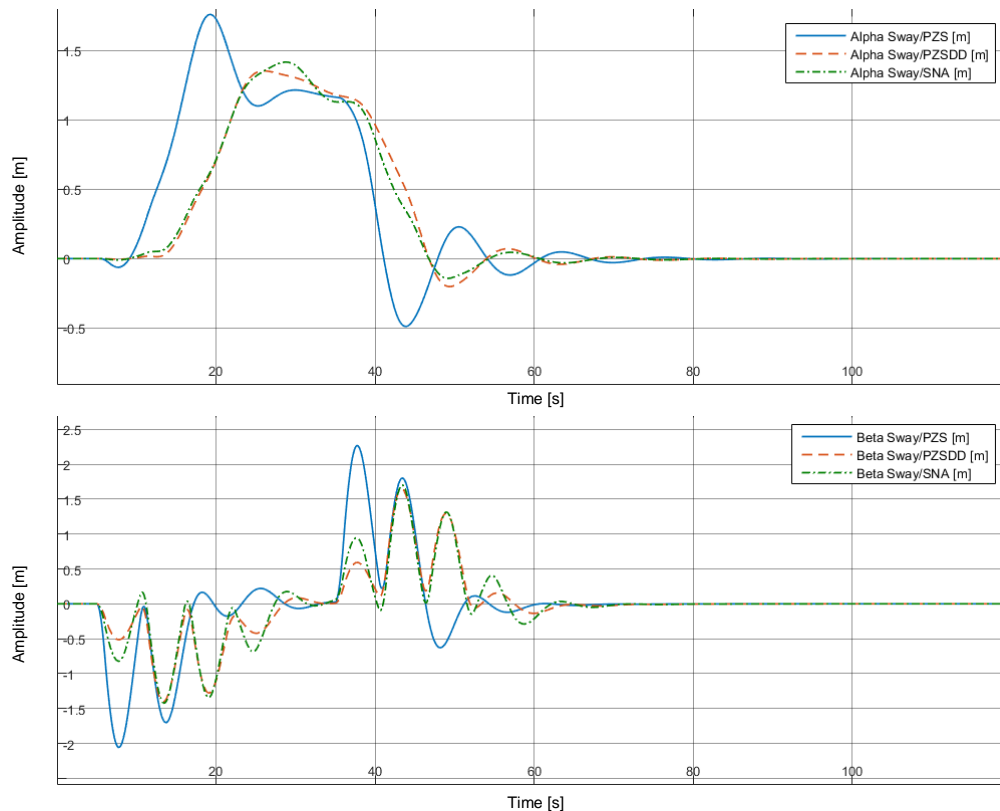


Fig. 6.3 – Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto lunga, azionamento braccio

Per spiegare questo fatto, si richiama il concetto secondo il quale ogni accelerazione aggiuntiva impartita alla struttura genera un'oscillazione del carico.

Per tale motivo, la tecnica PZS consente al PID di operare in anticipo rispetto al PZSDD e SNA, sebbene queste generino oscillazioni con ampiezza inferiore.

In Figura 6.4 e Figura 6.5 si riporta il caso dell'azionamento combinato di braccio e trolley.

Si osserva che, nel caso del trolley, la legge di moto appare alquanto modificata rispetto al riferimento per l'azione del PID, il quale corregge l'oscillazione insorta in α a causa dell'azionamento del braccio.

Come si evince da Figura 6.5, questa interferenza non genera alcuna difficoltà al controllo, ottenendo nuovamente un discreto risultato sia in α che in β .

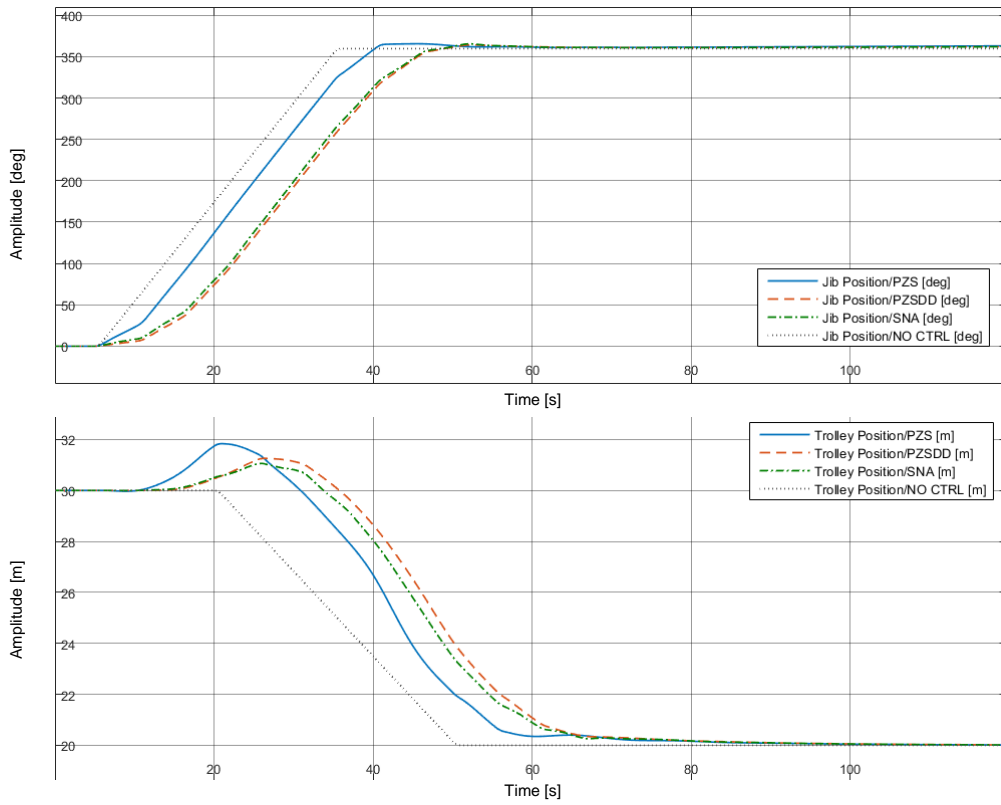


Fig. 6.4 - Movimentazione braccio e trolley con CLSS, legge di moto lunga

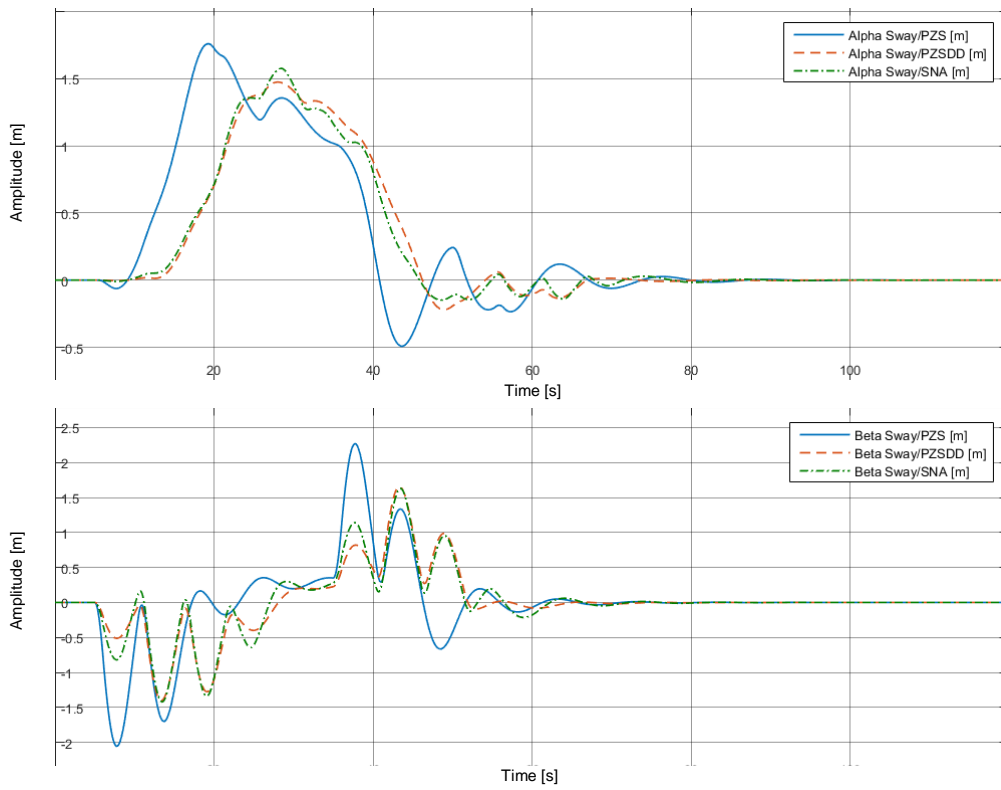


Fig. 6.5 – Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley

Confrontando le tre tecniche di IS, si riscontra che la PZSDD è la più performante, quasi parimenti alla SNA.

Si procede ora a verificare la sensibilità della strategia di controllo agli errori parametrici.

Non essendo possibile ricostruire il grafico di sensibilità per l'assenza di oscillazioni residue, si riportano in Figura 6.6 le oscillazioni in α e β con errori del calcolo del semiperiodo di oscillazione del $\pm 10\%$ e $\pm 20\%$.

Per il confronto si utilizza la tecnica PZSDD, essendo stato dimostrato nel precedente capitolo che è quella più robusta in presenza di errori parametrici.

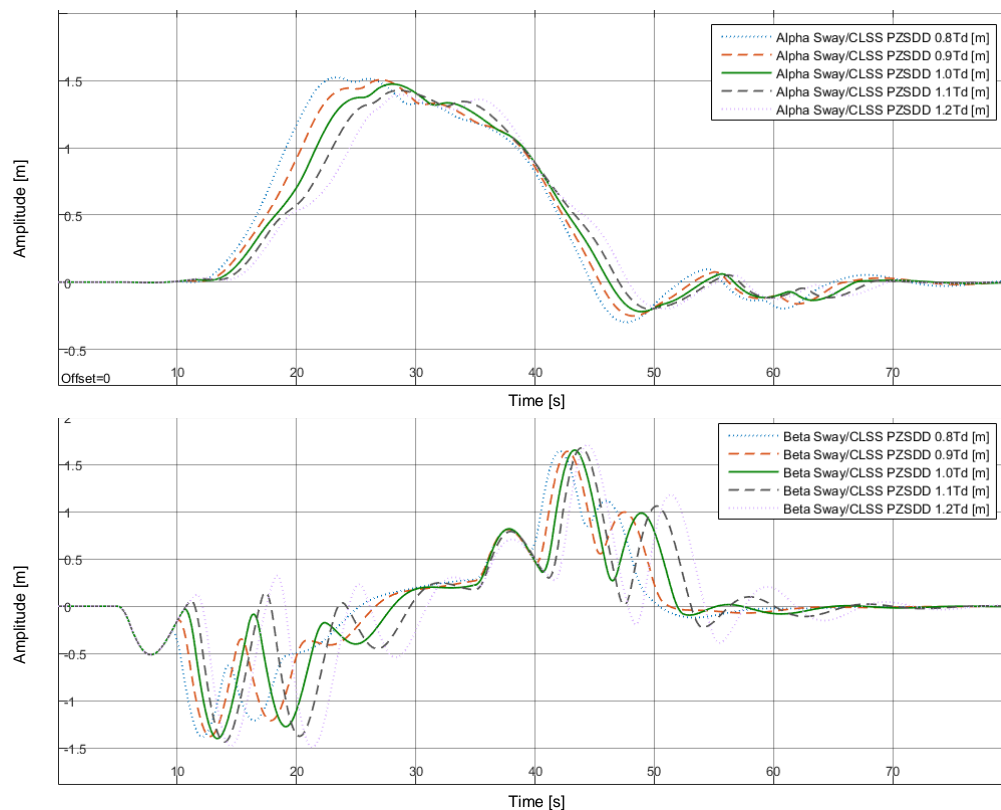


Fig. 6.6 - Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley, errori parametrici

Si nota che l'effetto degli errori parametrici non inficia in alcun modo la strategia di controllo, consentendo di ottenere ottimi risultati indipendentemente dall'entità dell'errore.

Si osserva che per valori inferiori al semiperiodo di oscillazione si ottiene un miglioramento delle prestazioni, dovuto al fatto che il controllo PID riesce ad intervenire in anticipo.

Si può concludere che, sebbene si conosca la misura reale della lunghezza del cavo, in questa casistica è conveniente sottostimarla per dare maggiore rilievo al PID.

A riprova di quanto appena espresso, in Figura 6.7 viene visualizzato il grafico dell'azionamento combinato di braccio e trolley.

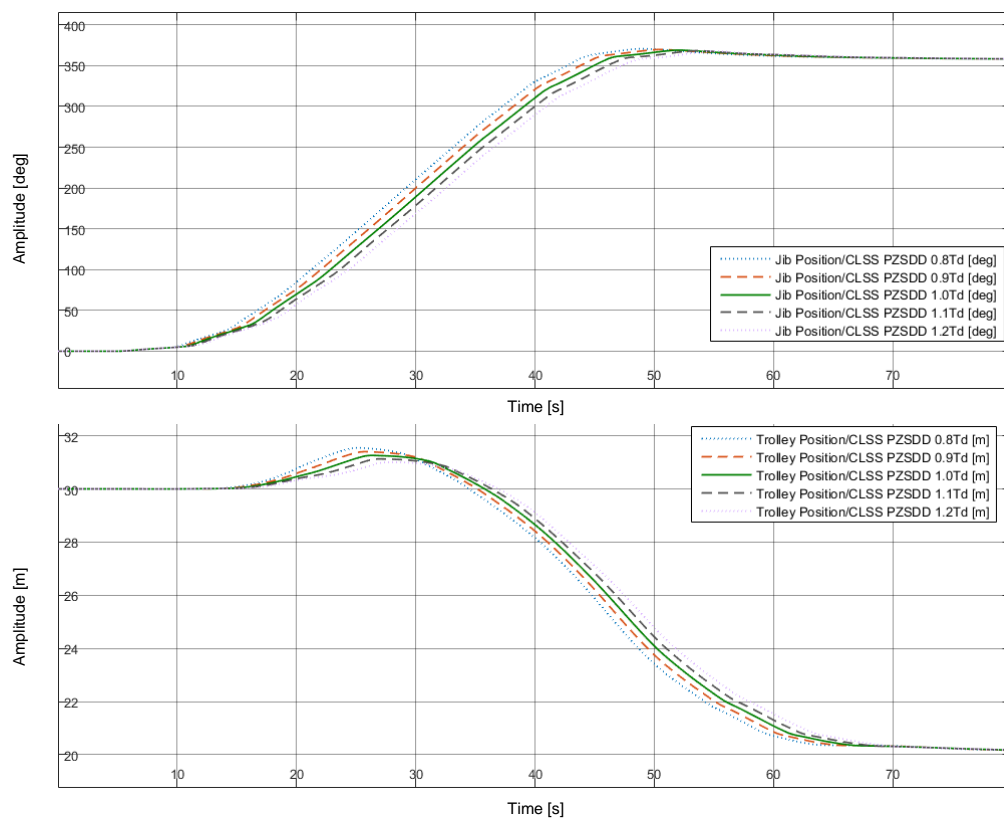


Fig. 6.7 - Movimentazione braccio e trolley con CLSS, legge di moto lunga, errori parametrici

Viene aggiunta anche la presenza di forzanti esterne, le quali causano condizioni iniziali non nulle, oltre che oscillazioni non prevedibili durante la movimentazione.

Confrontando Figura 6.6 con Figura 6.8, si nota che il risultato sostanzialmente non cambia per effetto del controllo PID, a meno di un offset non gestibile al termine della movimentazione.

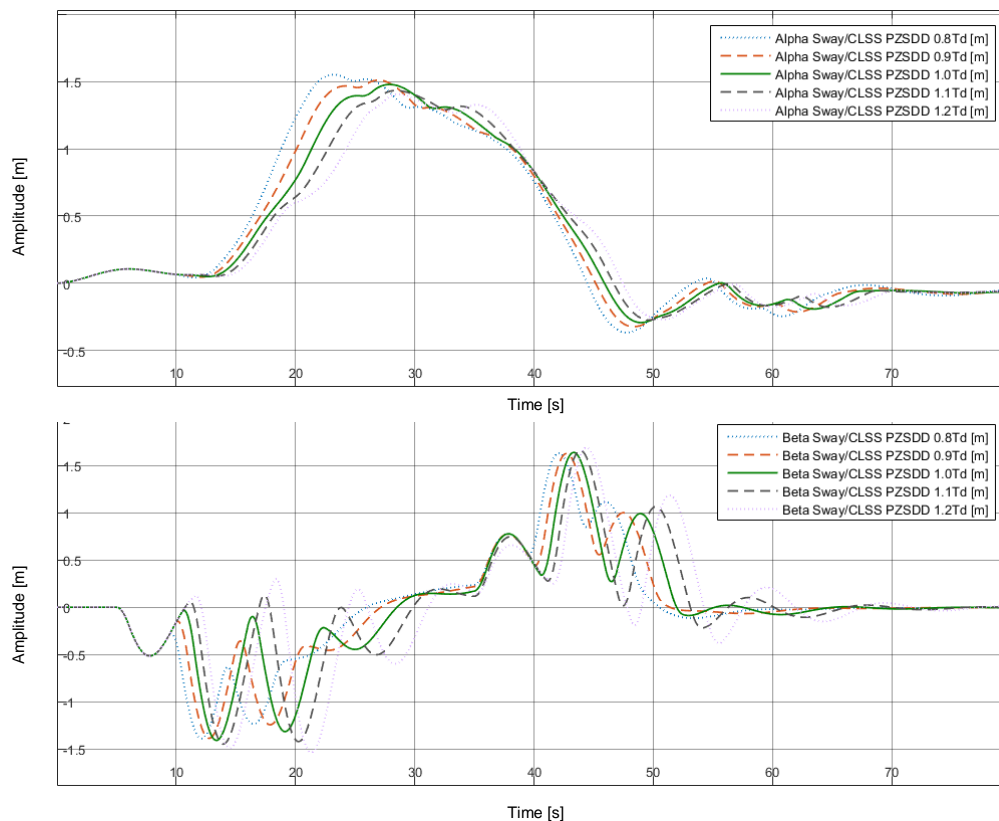


Fig. 6.8 - Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley, errori parametrici e forzante esterna

Si può concludere che, per movimentazioni sufficientemente lunghe, questa strategia garantisce ottimi risultati, sia in termini di azionamento degli assi che per il controllo delle oscillazioni indotte al carico.

6.3 Legge di moto breve e CLSS

Analizzando la legge di moto breve, riportata in Figura 6.9 per l'azionamento del braccio e in Figura 6.10 per l'oscillazione nei due angoli, si osserva che è stata eliminata l'oscillazione residua rispetto alla tecnica IS, mentre permangono le inversioni del moto del braccio, alle quali si aggiunge la sovralongazione dovuta al controllore PID.

Dai grafici emerge altresì che la tecnica PZSDD è la preferibile tra le tre proposte anche per la ridotta oscillazione trasmessa al carico in entrambi gli angoli, garantendo una ridotta oscillazione residua in tempi brevi.

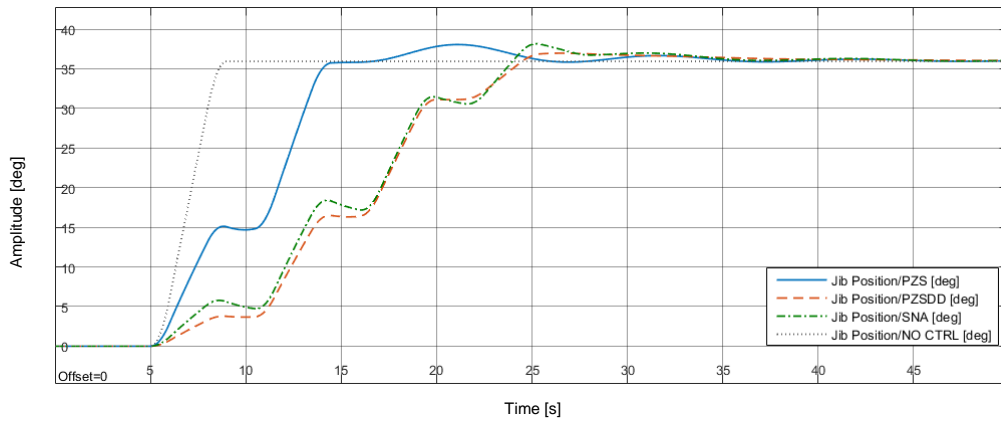


Fig. 6.9 - Movimentazione braccio con CLSS, legge di moto breve

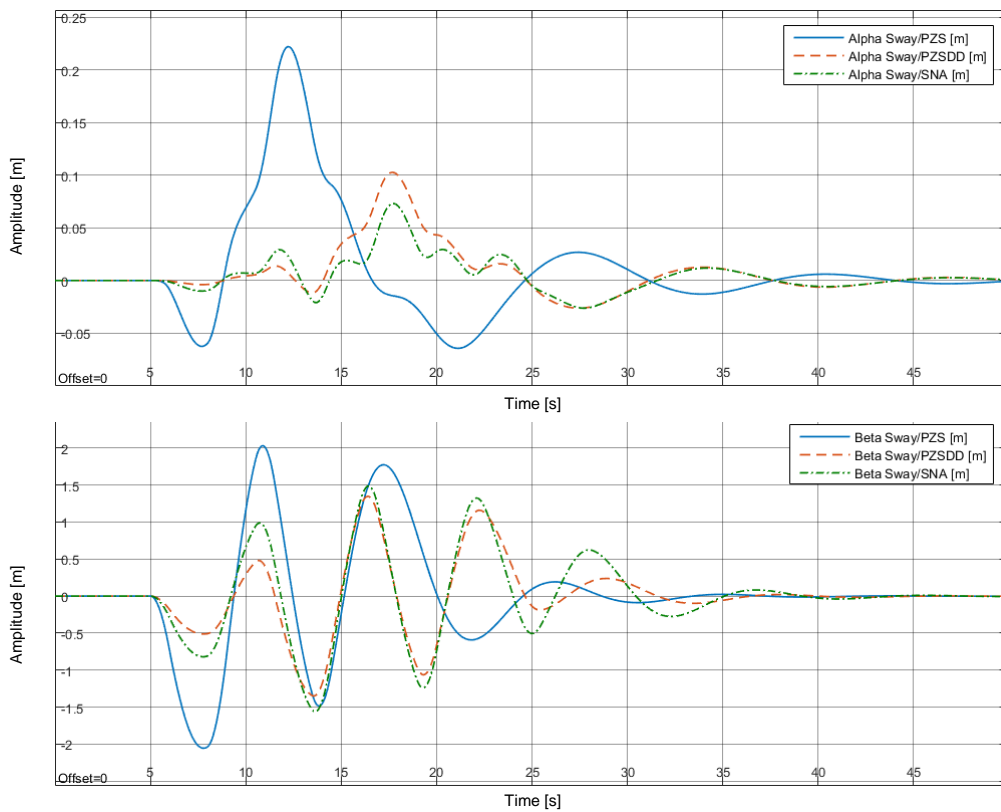


Fig. 6.10 – Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto breve, azionamento braccio

Si procede ora ad analizzare il caso dell'azionamento simultaneo di braccio e trolley, così come riportato in Figura 6.11 e Figura 6.12.

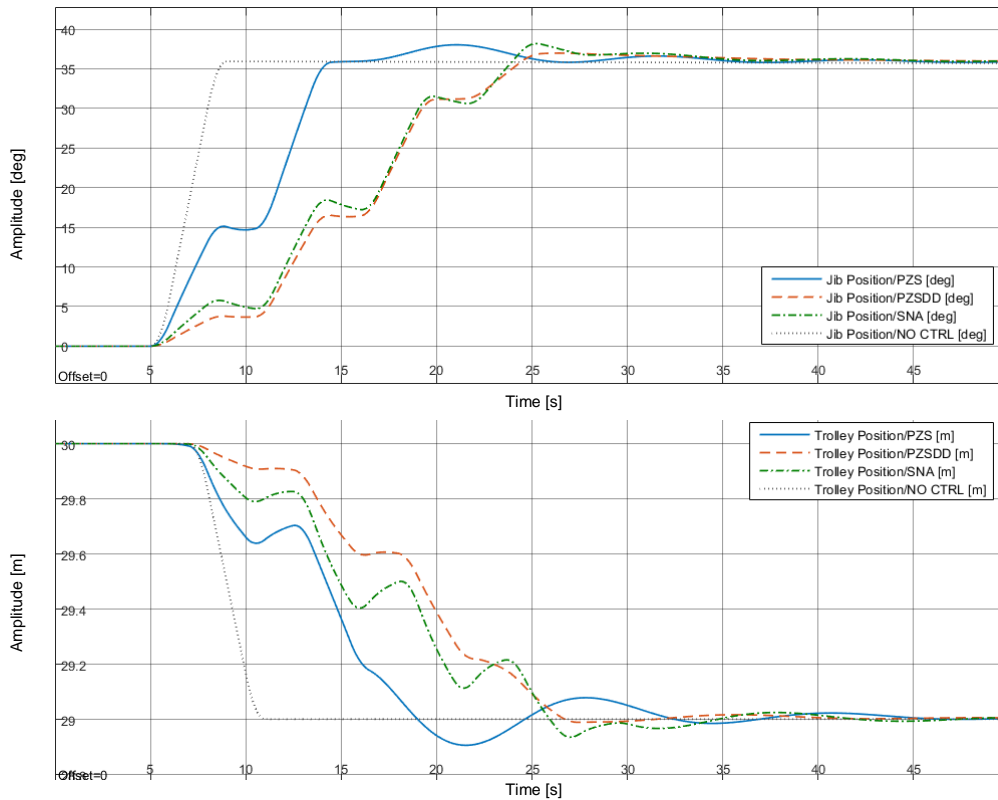


Fig. 6.11 - Movimentazione braccio e trolley con CLSS, legge di moto breve

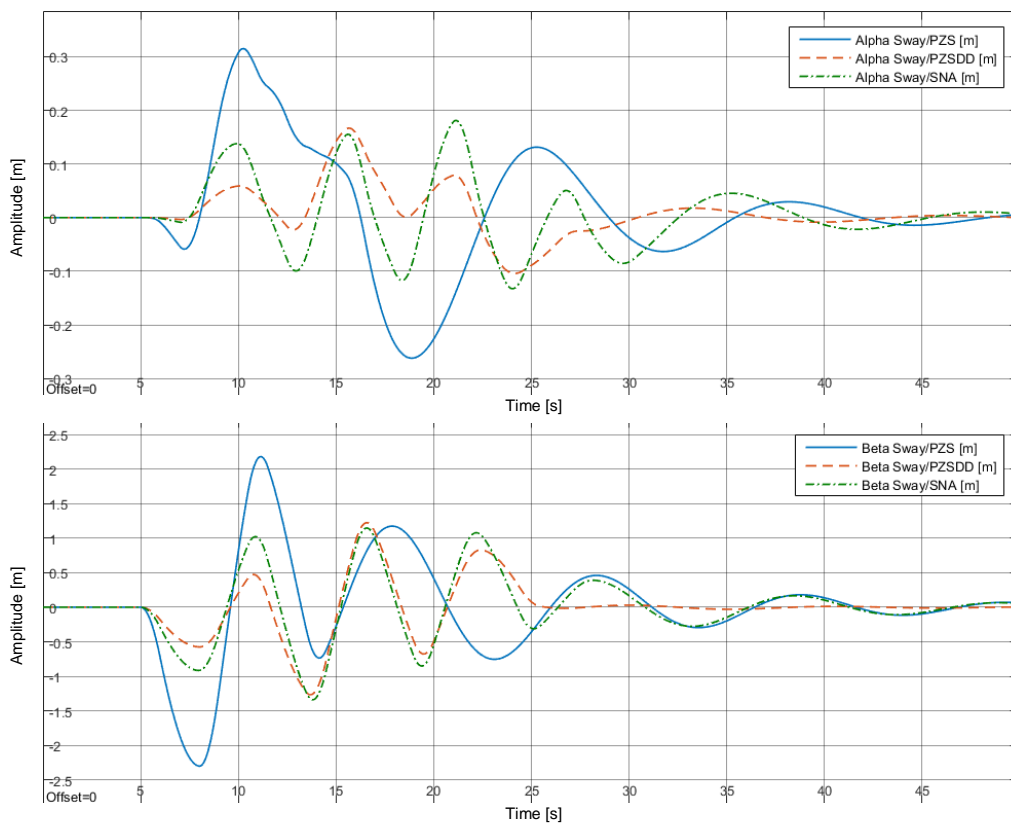


Fig. 6.12 – Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley

Da Figura 6.11 risulta ancora una volta che la PZSDD è la legge di moto ideale, essendo più lineare e con meno inversioni del moto, così come per le oscillazioni residue che risultano smorzate in tempi brevi.

Viene ora analizzata la sensibilità della tecnica PZSDD agli errori parametrici nel caso di legge di moto breve e si riporta, come fatto al paragrafo precedente, le oscillazioni ottenute nei due angoli con errori del calcolo del semiperiodo di oscillazione del $\pm 10\%$ e $\pm 20\%$.

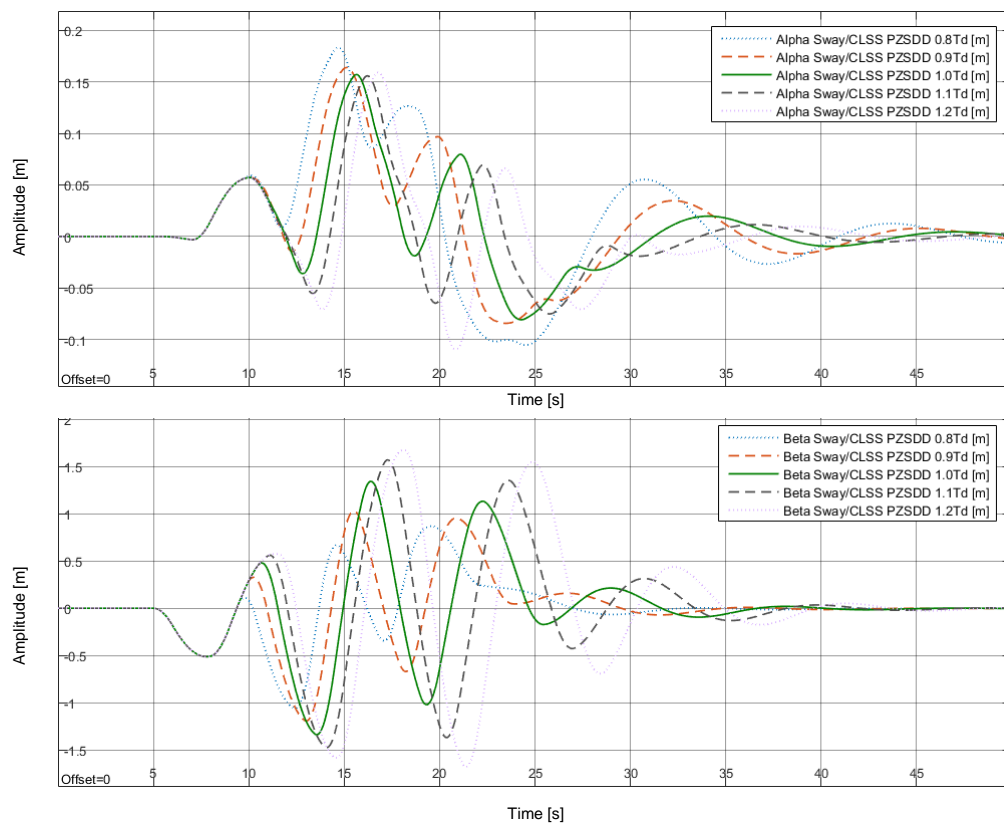


Fig. 6.13 - Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley, errori parametrici

Nuovamente si osserva come i risultati siano del tutto simili, indipendentemente dall'entità dell'errore, mentre risulta consigliabile utilizzare semiperiodi con valori sottostimati in quanto consentono un'eliminazione più rapida delle oscillazioni residue, così come constatato nel paragrafo precedente.

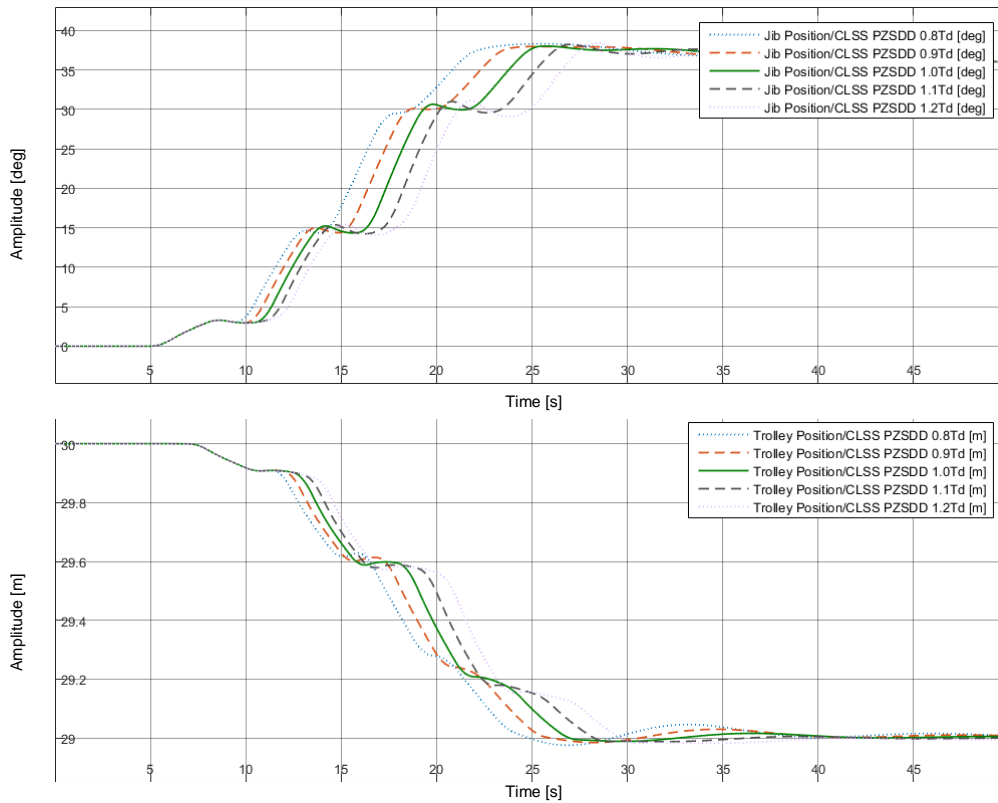


Fig. 6.14 - Movimentazione braccio e trolley con CLSS, legge di moto breve, errori parametrici

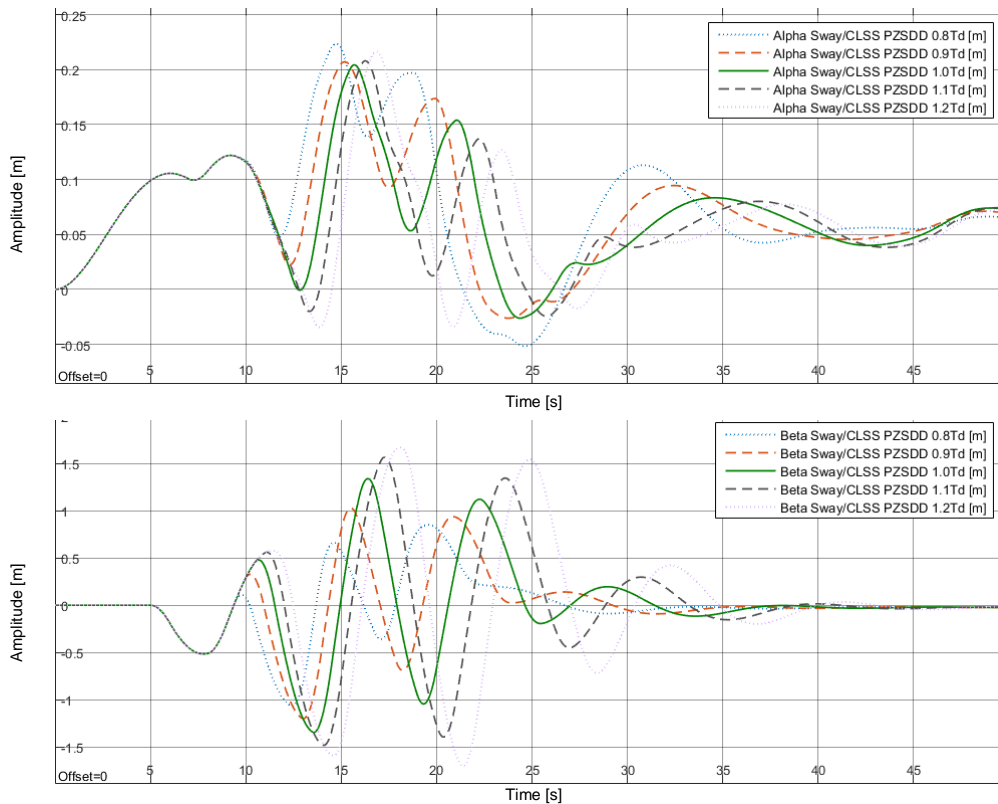


Fig. 6.15 - Oscillazione α e β con CLSS, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley, errori parametrici e forzante esterna

In Figura 6.14 viene visualizzata la legge di moto di braccio e trolley al variare della stima del semiperiodo di oscillazione e si nota che, a conferma di quanto espresso precedentemente, periodi di oscillazione sottostimati consentono di ottenere il raggiungimento del posizionamento e l'eliminazione delle oscillazioni residue in tempi più brevi, oltre che movimentazione degli assi più lineari.

Per ultimo in Figura 6.15 viene aggiunta l'azione del vento, fatto trascurabile per effetto della correzione del PID come analizzato nel paragrafo precedente.

Si può concludere che questa tecnica non è idonea per movimentazioni brevi, a meno di una modifica alle tempistiche dei segnali di decelerazione.

Infatti se si fanno combaciare perfettamente i segnali di accelerazione e decelerazione, il risultato ottenuto è una variazione di velocità nulla, consentendo al braccio e/o trolley di proseguire la movimentazione in modo lineare.

Questa modifica causa tuttavia un'alterazione delle tempistiche di fermata della struttura e del carico, non controllabili dall'operatore che aziona l'impianto, risultando potenzialmente dannose per il rischio di collisione con oggetti e/o persone.

Si rende necessario lo studio di una strategia alternativa che consenta di eliminare il problema delle inversioni del moto senza alterare il comando impartito dall'operatore, garantendo ugualmente un buon controllo del carico.

7. Controllo PTZS

7.1 Schema di controllo PTZS

L'ultima strategia di controllo che viene presentata e studiata in questo elaborato prende il nome di Pulse Train Zero Sway, di seguito PTZS.

Lo scopo di questa strategia è quello di ottenere un buon risultato in termini di oscillazioni residue e di picco, paragonabili a quelle ottenute con la CLSS, oltre ad eliminare il problema delle inversioni del moto del braccio.

L'idea di base si fonda sulla tecnica IS, la quale per la propria esecuzione ha bisogno di suddividere il segnale di riferimento in n segnali di ampiezza modulata e ritardo temporale pari agli n multipli del semiperiodo di oscillazione.

In Figura 7.1 viene riportato l'esempio dell'azionamento del trolley con la tecnica PZS, la quale prevede l'applicazione di due segnali distanziati temporalmente di un semiperiodo e di ampiezza pari a metà del segnale di riferimento, il risultato ottenuto è speculare a quello di Figura 5.1.

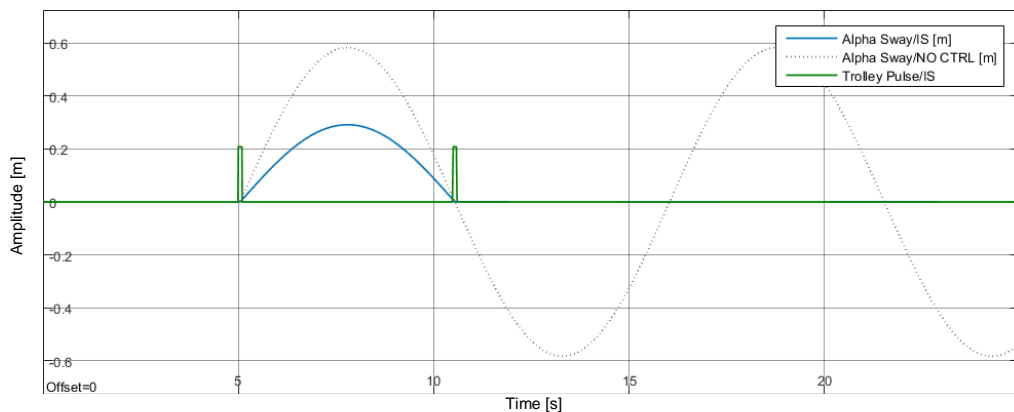


Fig. 7.1 – Input Shaping PZS

Se i segnali di riferimento non vengono applicati quando l'oscillazione è pari a zero, si innesca un'oscillazione residua pari alla somma delle oscillazioni generate dagli n segnali di riferimento.

In Figura 7.2 viene portato l'esempio in cui vi è un errore del 10% nel calcolo del semiperiodo di oscillazione.

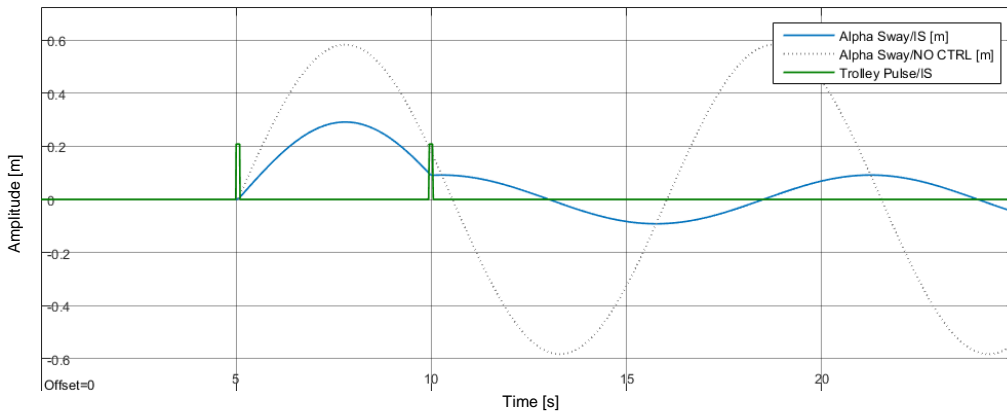


Fig. 7.2 – Input Shaping PZS ed errore parametrico

Se ora si applicano tre segnali di riferimento, ciascuno con ampiezza pari ad $1/3$ del segnale di ingresso e con sfasamento di $1/3$ del periodo di oscillazione, si ottiene il risultato in Figura 7.3.

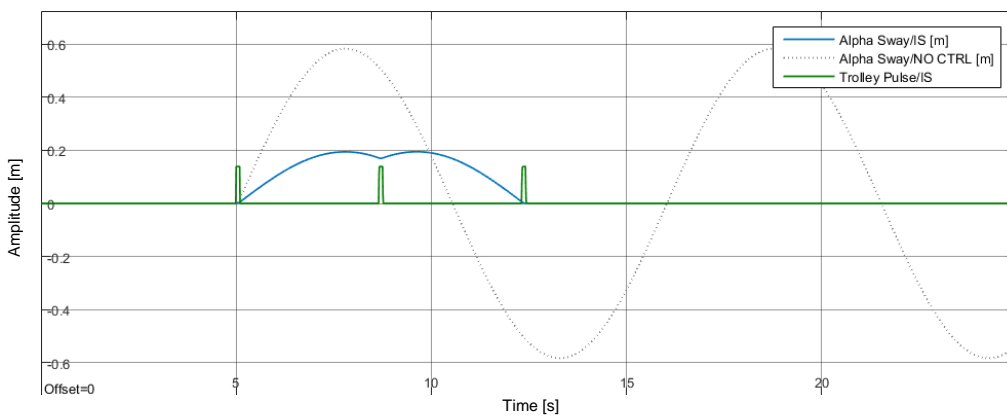


Fig. 7.3 – Input Shaping modificato

Perpetrando il ragionamento ed infittendo il numero di segnali applicati, si riporta in Figura 7.4 il caso in cui il numero di segnali è pari a 32.

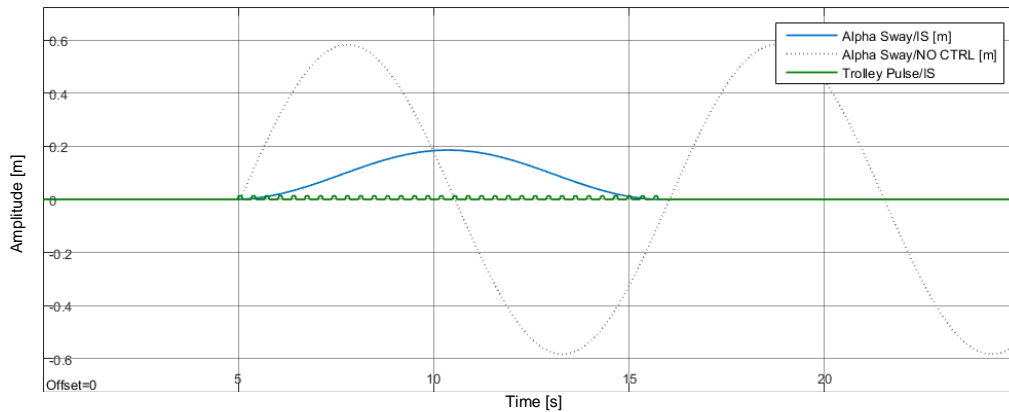


Fig. 7.4 – Applicazione 32 impulsi ed oscillazione generata in α

Si osserva che, equidistanziando opportunamente i segnali di riferimento, ciò che si ottiene è che nell'istante pari al periodo di oscillazione, il pendolamento residuo per effetto della somma degli n segnali di riferimento è nullo.

Nella successiva analisi del comportamento della gru azionata dal controllo PTZS, al posto dell'impulso si considereranno come riferimento un segnale rettangolare ed un segnale triangolare, entrambi con base pari al semiperiodo ed area uguale ad $1/32$ del riferimento originario.

La motivazione di questa scelta verrà spiegata nel successivo paragrafo relativo alla legge di moto breve.

Si riporta in Figura 7.5, analogamente a Figura 7.4, il risultato ottenuto con i due diversi segnali di riferimento, mentre in Figura 7.6 vi è il dettaglio del profilo di coppia, o accelerazione a meno di una costante, fornito in feedforward al sistema.

Come si può osservare dai grafici, il riferimento ottenuto è un profilo curvilineo il quale, essendo particolarmente “dolce”, consente di ottenere una legge di moto più lenta, con il vantaggio di una ancor più ridotta ampiezza di oscillazione.

Si procede ora ad analizzare il caso della gru, riportando dapprima in Figura 7.7 lo schema di implementazione su Simulink.

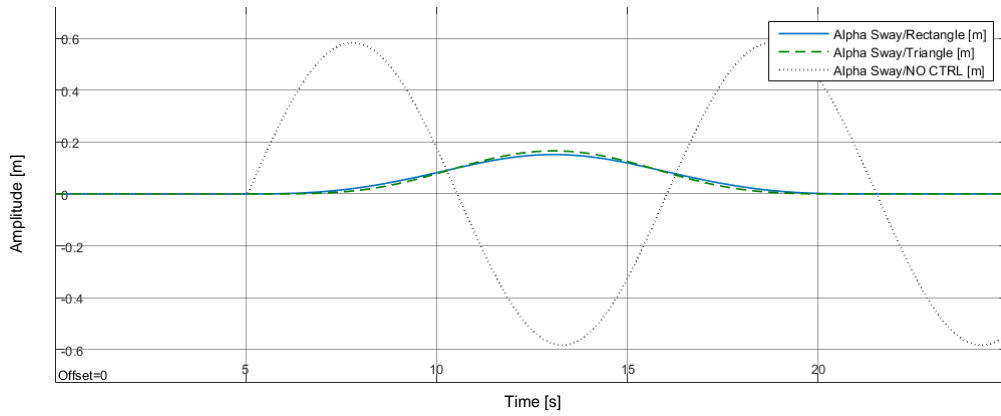


Fig. 7.5 – Applicazione di 32 riferimenti triangolari e rettangolari, legge di moto lunga, oscillazione generata in α

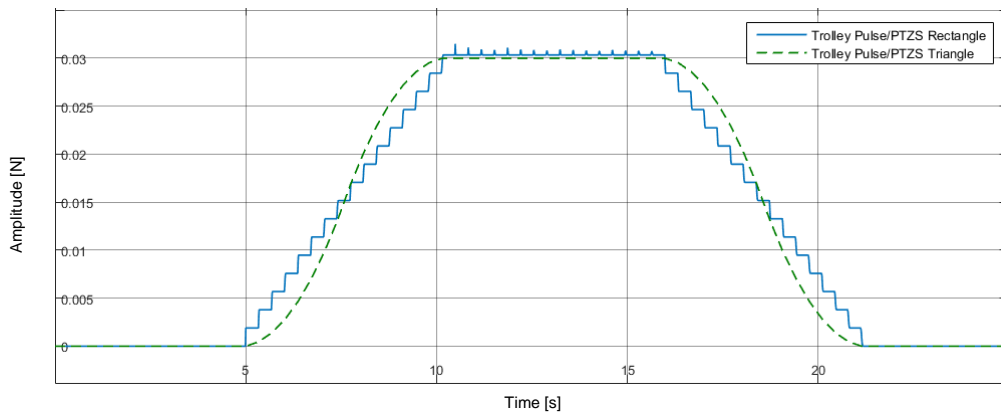


Fig. 7.6 – Profilo di accelerazione fornito in ingresso all'impianto, legge di moto lunga

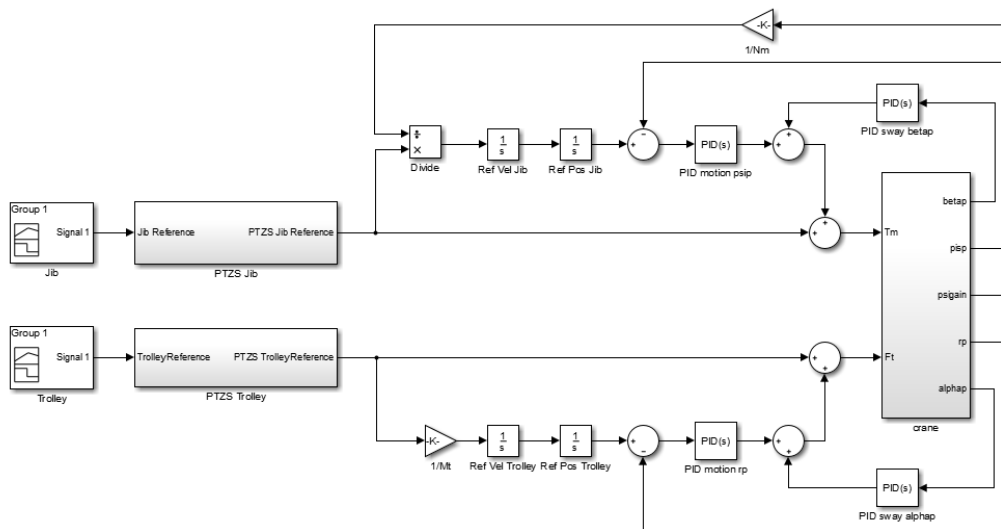


Fig. 7.7 – Schema di controllo PTZS

Come si può osservare, similmente alla tecnica CLSS, a sinistra dello schema c'è l'azione di feedforward che permette di azionare la gru generando oscillazioni del carico ridotte, mentre a destra agisce il feedback composto dalla coppia di controllori PID, allo scopo di eliminare pendolamenti residui per effetto della correlazione degli angoli, errori parametrici, forzanti esterne e/o condizioni iniziali non nulle.

L'azione del controllore PID è fondamentale in quanto, come verrà spiegato nei successivi paragrafi, questa tecnica è particolarmente sensibile agli errori parametrici e pertanto senza retroazione si otterrebbero oscillazioni residue rilevanti.

7.2 Legge di moto lunga e PTZS

Nel paragrafo introduttivo si è visto il caso dell'azionamento del trolley, nel prosieguo viene analizzato il comportamento del carico a seguito della movimentazione del braccio.

In Figura 7.8 e Figura 7.9 vengono riportati rispettivamente i grafici della legge di moto del braccio e gli angoli di oscillazione, senza l'azione del controllore PID.

Si osserva che per effetto della correlazione scaturiscono delle oscillazioni residue le quali, similmente alle oscillazioni di picco, hanno valore contenuto e analogo a quello ottenuto con la tecnica IS al Capitolo 5.

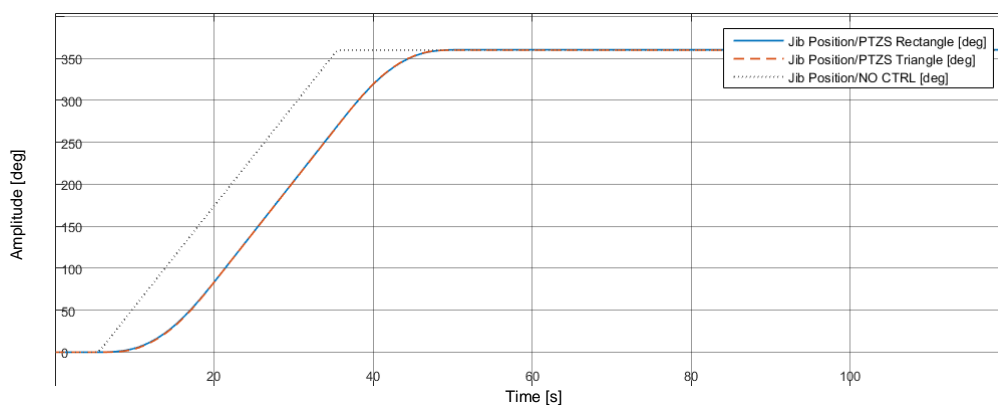


Fig. 7.8 – Movimentazione braccio con PTZS senza PID, legge di moto lunga

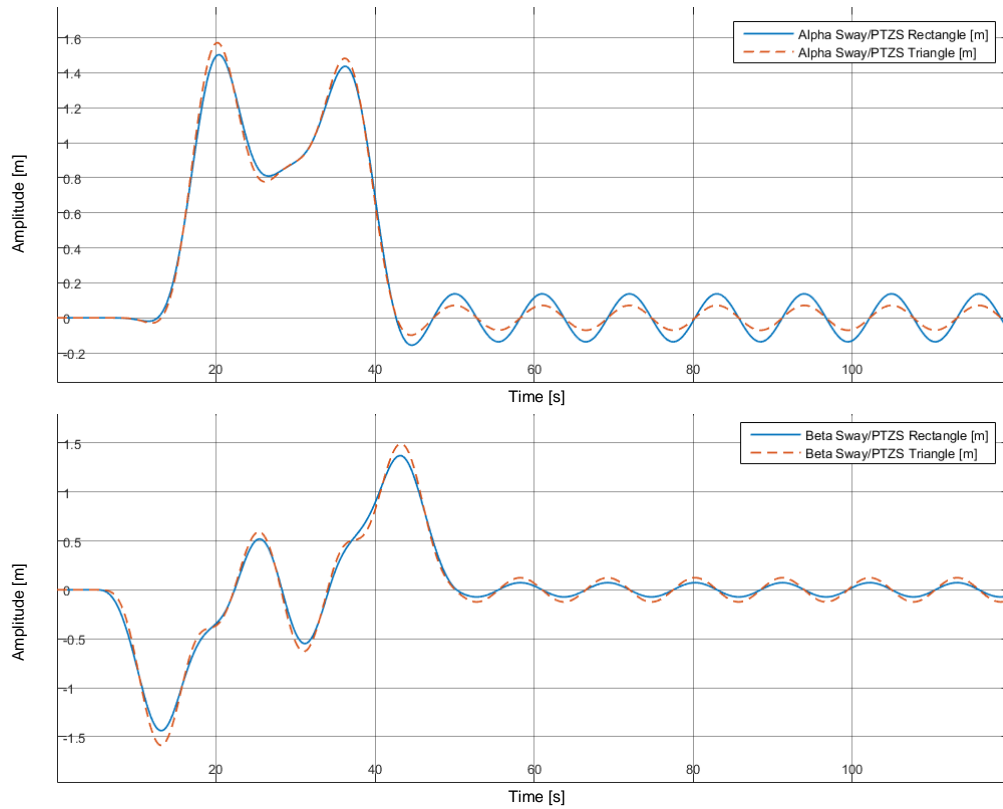
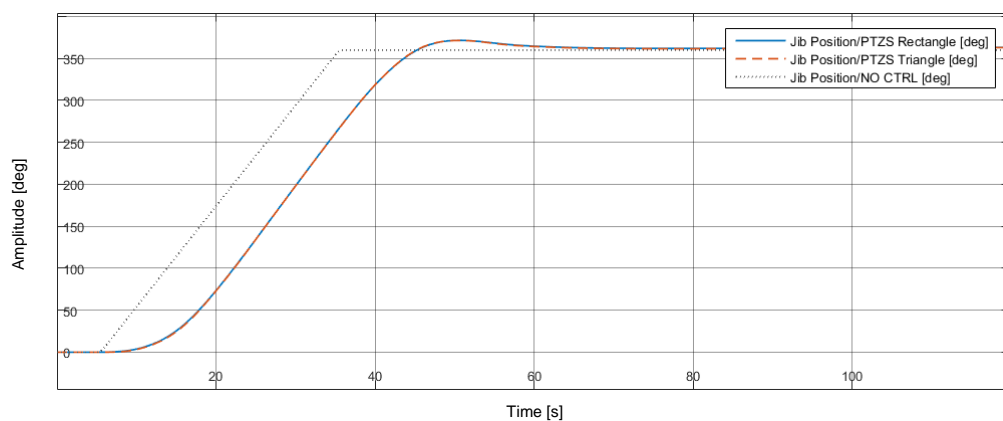


Fig. 7.9 - Oscillazione α e β con PTZS senza PID, legge di moto lunga, azionamento braccio

Come anticipato, si aggiunge l'azione del controllore PID per eliminare il seppur limitato pendolamento residuo, i risultati ottenuti sono riportati in Figura 7.10 e Figura 7.11.



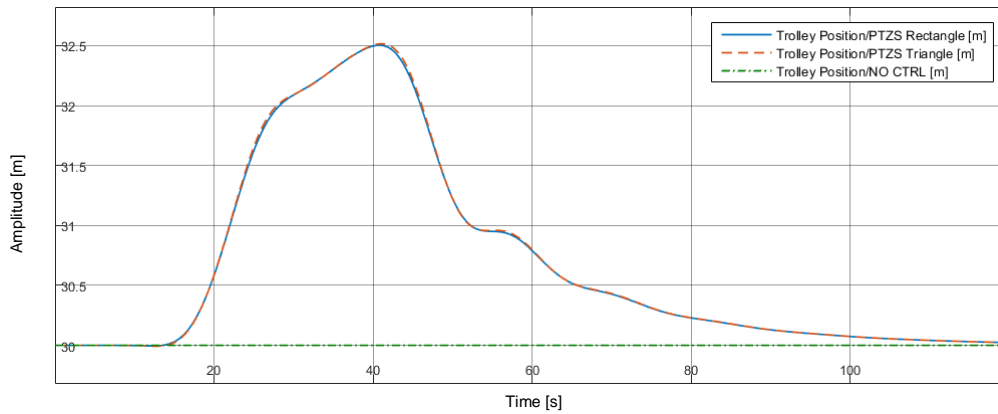


Fig. 7.10 - Movimentazione braccio con PTZS, legge di moto lunga

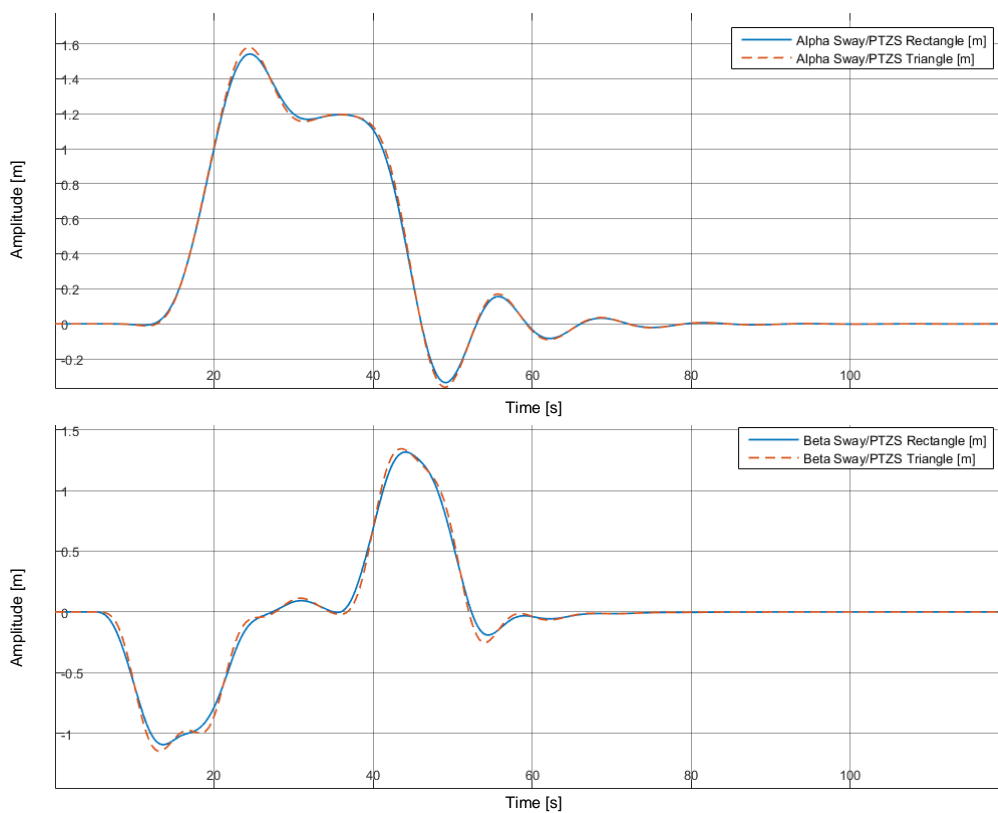


Fig. 7.11 - Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto lunga, azionamento braccio

Si può osservare che, a fronte di una lieve sovralongazione dovuta al controllo PID, si ottiene un rapido smorzamento delle oscillazioni residue, similmente a quanto avvenuto con la strategia CLSS.

Di seguito si procede ad azionare sia braccio che trolley, in Figura 7.12 e Figura 7.13 si vede come la movimentazione combinata dei due assi non influenza il buon risultato della strategia di controllo.

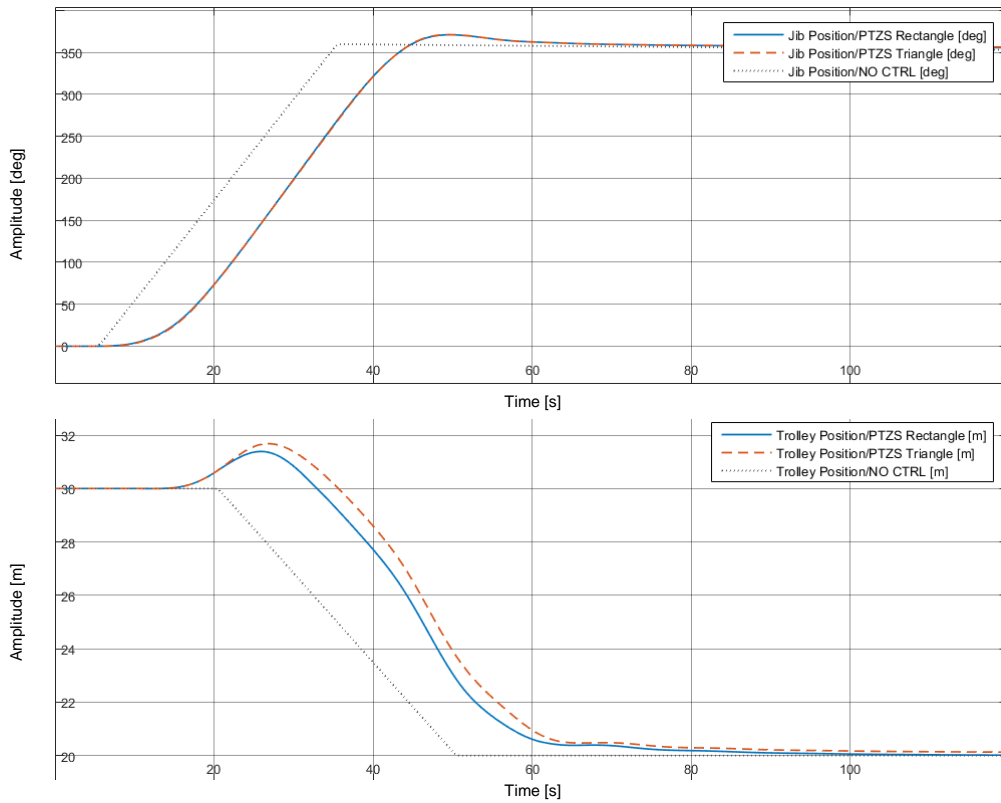


Fig. 7.12 - Movimentazione braccio e trolley con PTZS, legge di moto lunga

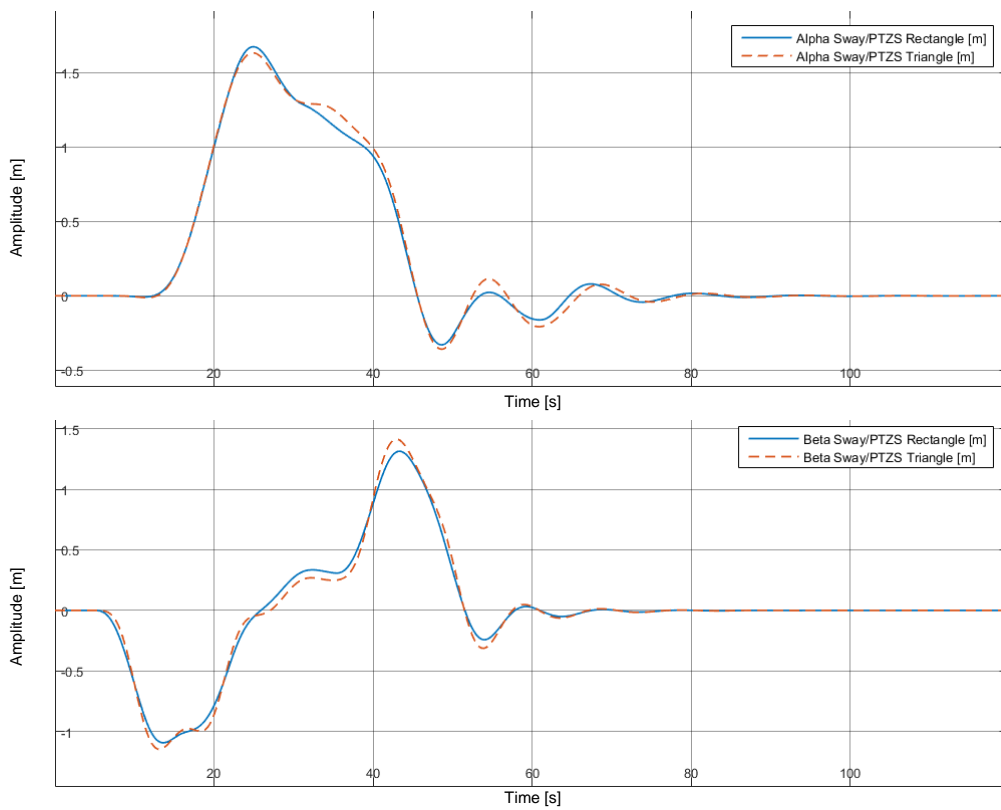


Fig. 7.13 - Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley

Si osserva come il risultato sia sostanzialmente identico al precedente, sia per il segnale di riferimento rettangolare che triangolare, per i quali non si osservano marcate differenze.

Procedendo ad analizzare la sensibilità della strategia di controllo agli errori parametrici, si analizza dapprima il pendolamento del carico senza l'azione del controllore PID, con errori pari al $\pm 10\%$ e $\pm 20\%$.

In Figura 7.14 e Figura 7.15 si riportano i risultati ottenuti con il segnale di riferimento triangolare e l'azionamento di braccio e trolley.

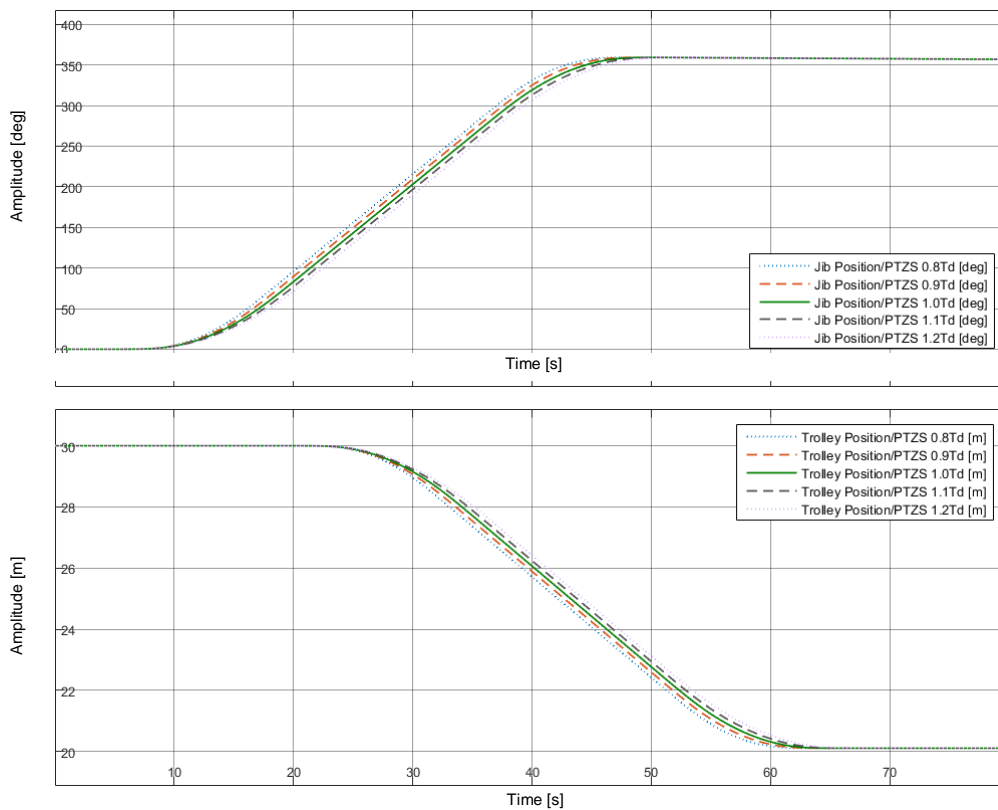


Fig. 7.14 - Movimentazione braccio e trolley con PTZS senza PID, legge di moto lunga, errori parametrici

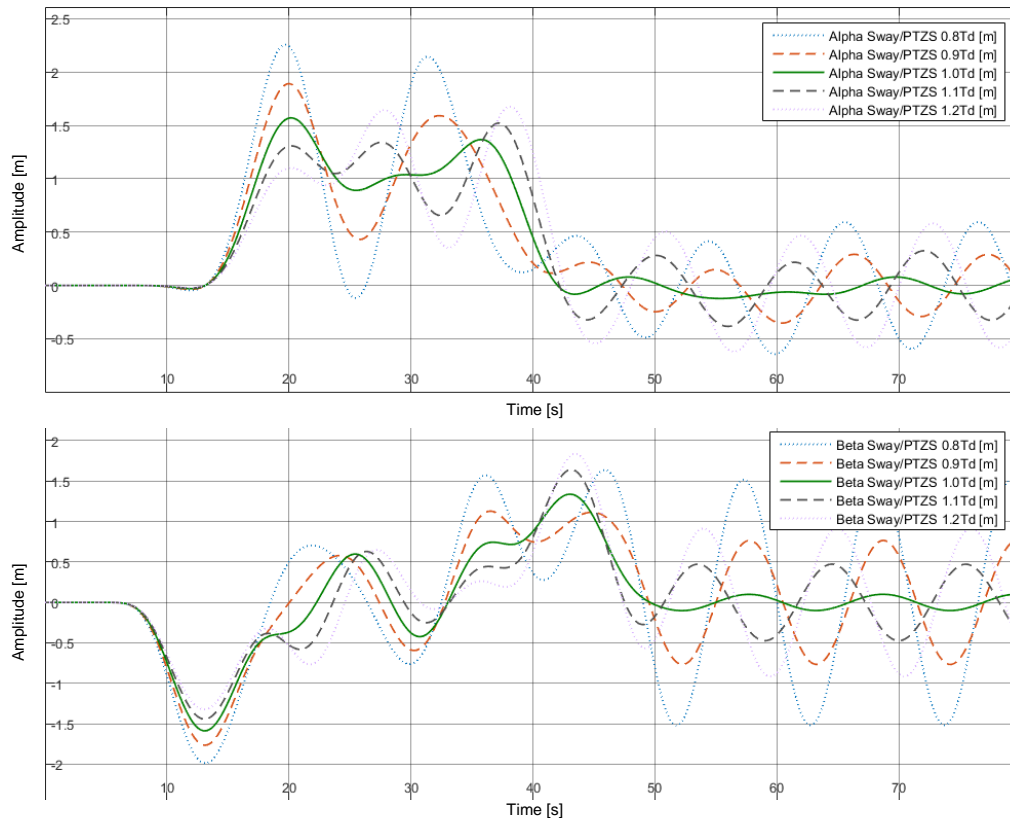


Fig. 7.15 - Oscillazione α e β con PTZS senza PID, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley, errori parametrici

Si osserva immediatamente che, contrariamente a quanto riscontrato per la tecnica PZSDD e SNA, all'aumentare dell'errore l'oscillazione residua si incrementa per entrambi gli angoli.

Questo attesta il fatto che la strategia PTZS è particolarmente sensibile agli errori parametrici, pertanto è indispensabile abbinarla al controllo PID.

In alternativa, nelle applicazioni a basso costo, è una buona soluzione a patto che il semiperiodo di oscillazione e la lunghezza del cavo siano calcolati con precisione.

Si riportano in Figura 7.16 e Figura 7.17 i grafici ottenuti con l'aggiunta dell'azione del PID.

Si osserva che il PID elimina la sensibilità agli errori parametrici, consentendo di ottenere risultati pressoché identici a prescindere dall'ampiezza dell'errore stesso.

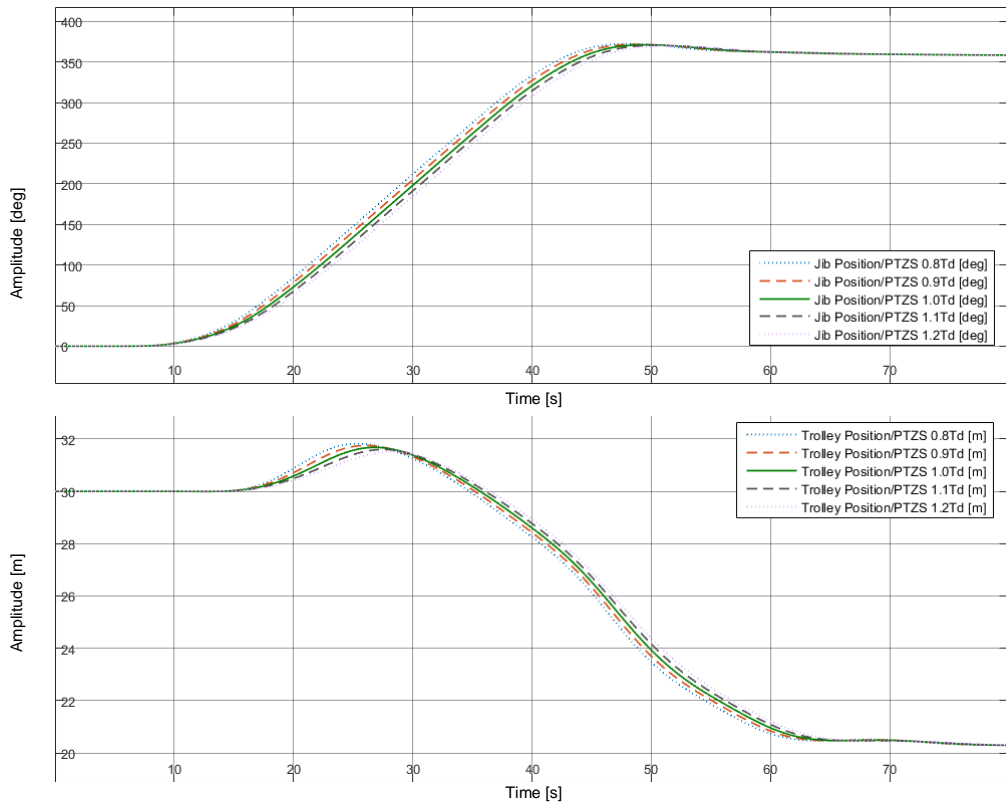


Fig. 7.16 - Movimentazione braccio e trolley con PTZS, legge di moto lunga, errori parametrici

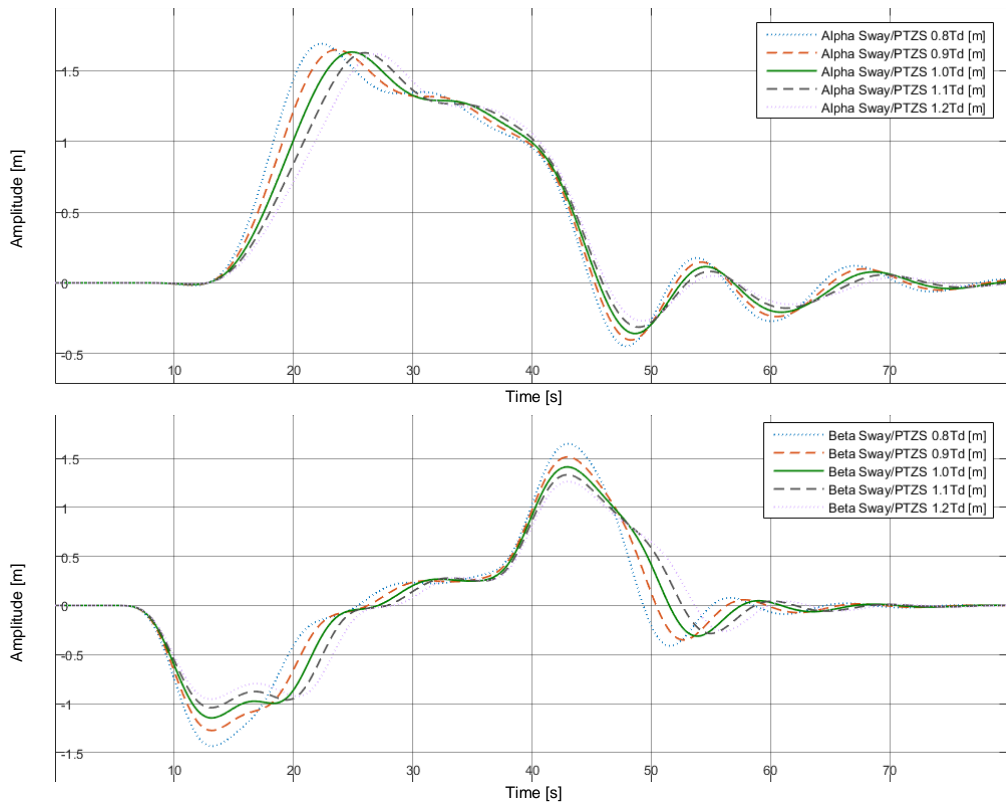


Fig. 7.17 - Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley, errori parametrici

A differenza di quanto riportato per la strategia CLSS nel Capitolo 6.2, non si notano netti miglioramenti nel controllo per valori di T_d più bassi rispetto al valore corretto.

Si aggiunge, come ultima prova, l'azione della forzante esterna e si nota in Figura 7.18 e Figura 7.19 che il risultato rimane sostanzialmente invariato.

Si può concludere che, per la legge di moto lunga, i risultati ottenuti in termini di ampiezza delle oscillazioni di picco e dei tempi di smorzamento delle oscillazioni residue sono soddisfacenti e assimilabili al controllo CLSS, così come la sensibilità agli errori parametrici e alle forzanti esterne è ridotta per effetto del PID.

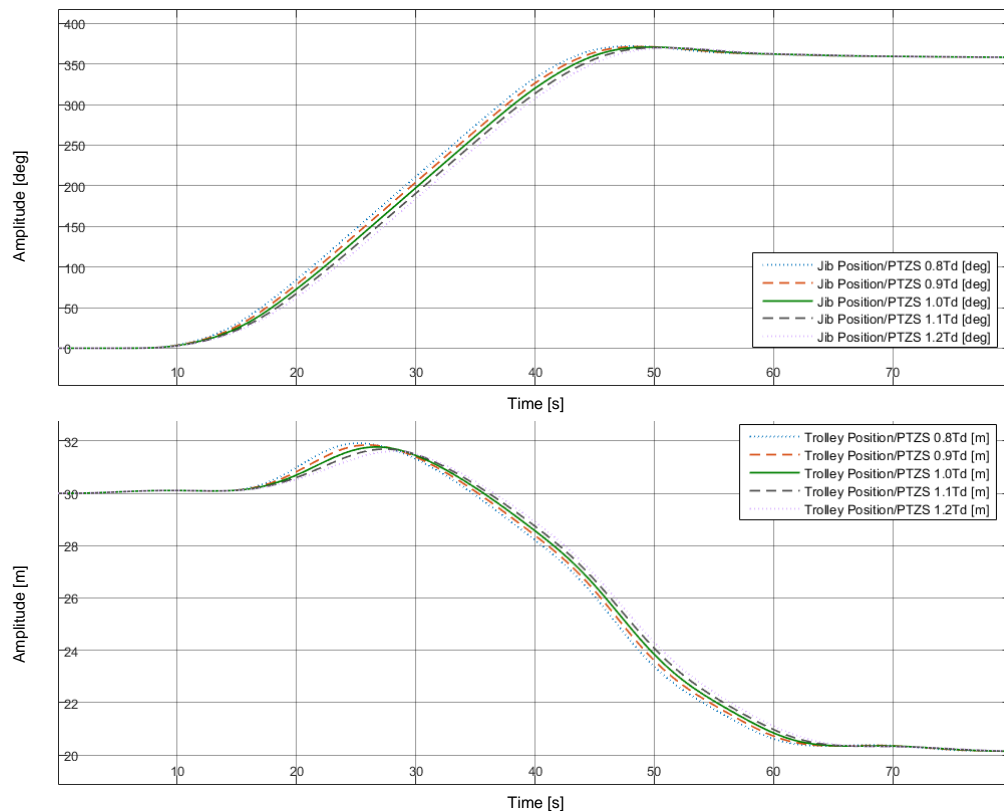


Fig. 7.18 - Movimentazione braccio e trolley con PTZS, legge di moto lunga, errori parametrici e forzante esterna

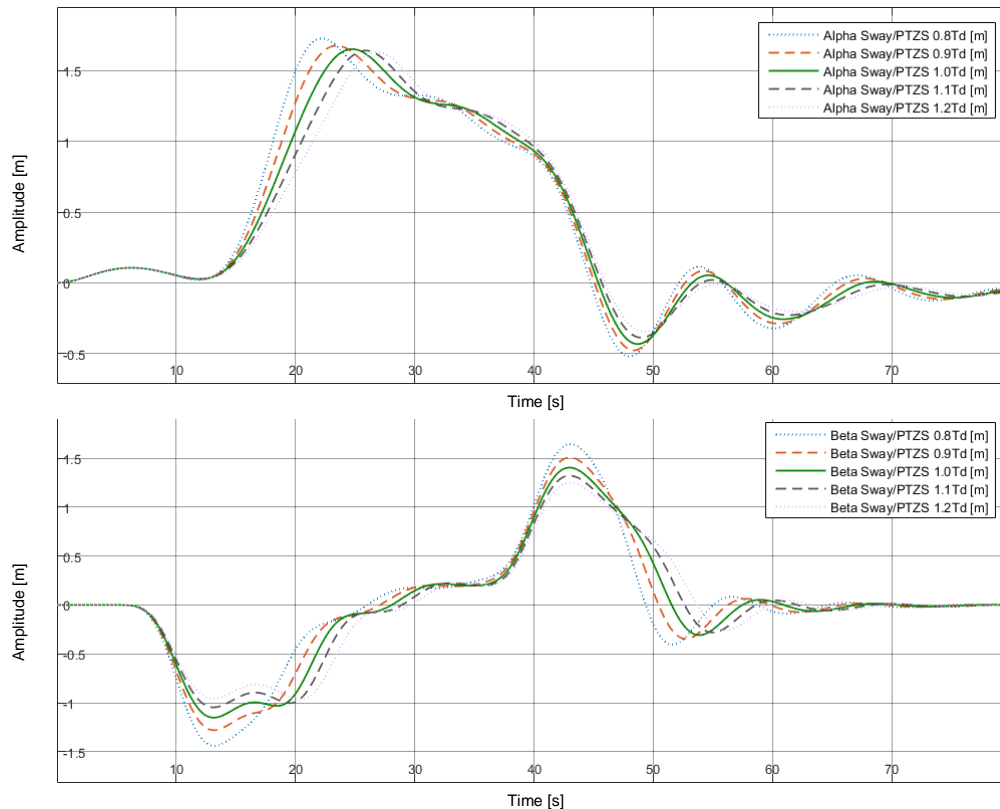


Fig. 7.19 - Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley, errori parametrici e forzante esterna

7.3 Legge di moto breve e PTZS

Il vero beneficio introdotto dalla tecnica PTZS rispetto a quelle viste finora è riscontrabile nel caso di azionamento con durata inferiore al periodo di oscillazione.

Difatti, per le strategie viste in precedenza, si è riscontrata una movimentazione non idonea per il braccio, con numerose fermate e inversioni, causa di sollecitazioni meccaniche sia per la struttura che per gli accoppiamenti.

Si procede quindi ad analizzare la movimentazione del trolley e si riporta in Figura 7.20 la legge di moto ottenuta, mentre in Figura 7.21 si riporta il dettaglio dei segnali di riferimento, senza azione del PID.

In Figura 7.20 si nota che, nella situazione ideale dell'azionamento del trolley, il risultato ottenuto è sempre con oscillazione residua nulla, oltre che pendolamento di picco estremamente ridotto rispetto al caso senza controllo.

In Figura 7.21 si osserva che il segnale di riferimento di accelerazione si sottrae quasi perfettamente con il segnale di riferimento di decelerazione, creando una legge di moto curvilinea per il segnale triangolare e trapezoidale per il segnale rettangolare.

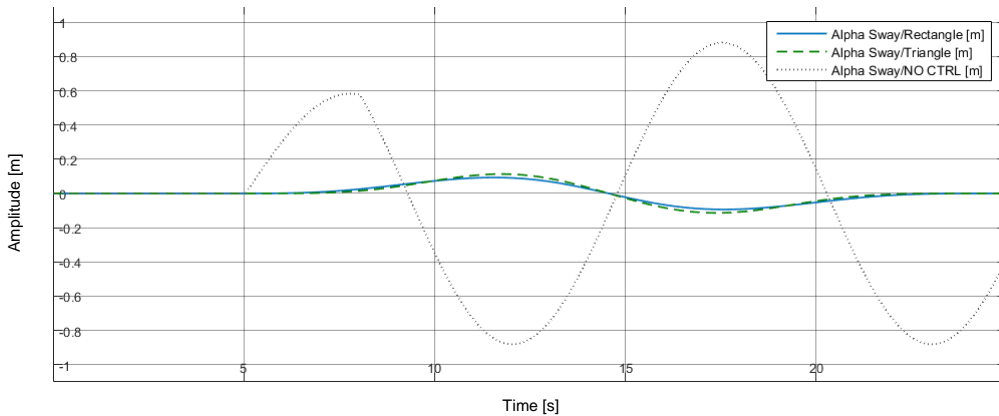


Fig. 7.20 - Applicazione di 32 riferimenti triangolari e rettangolari, legge di moto breve, oscillazione generata in α

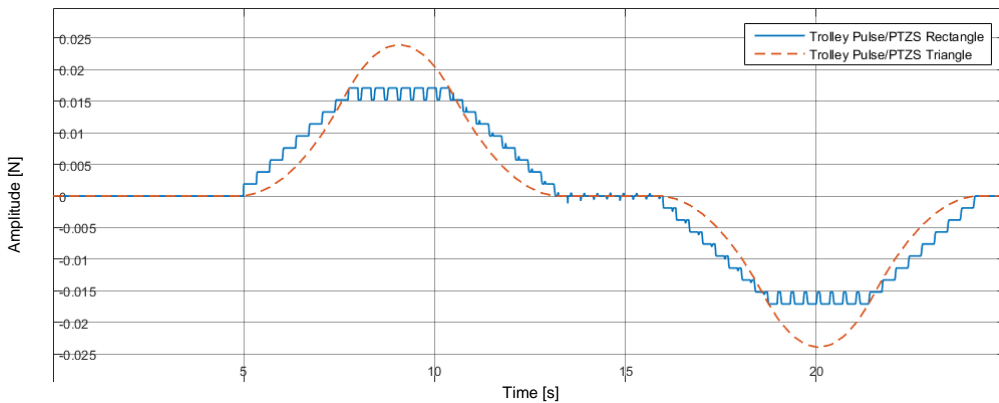


Fig. 7.21 - Profilo di accelerazione e decelerazione fornito in ingresso all'impianto, legge di moto breve

Si ottiene il risultato riportato in Figura 7.22, dove si osserva come la movimentazione del trolley è esente da fermate e inversioni del moto, a differenza di quanto riscontrato per le altre tecniche.

Non si notano particolari differenze tra i segnali di riferimento rettangolare e triangolare, se non una “dolcezza” più marcata ed una migliore cancellazione tra accelerazione e decelerazione per il secondo, come visibile in Figura 7.21.

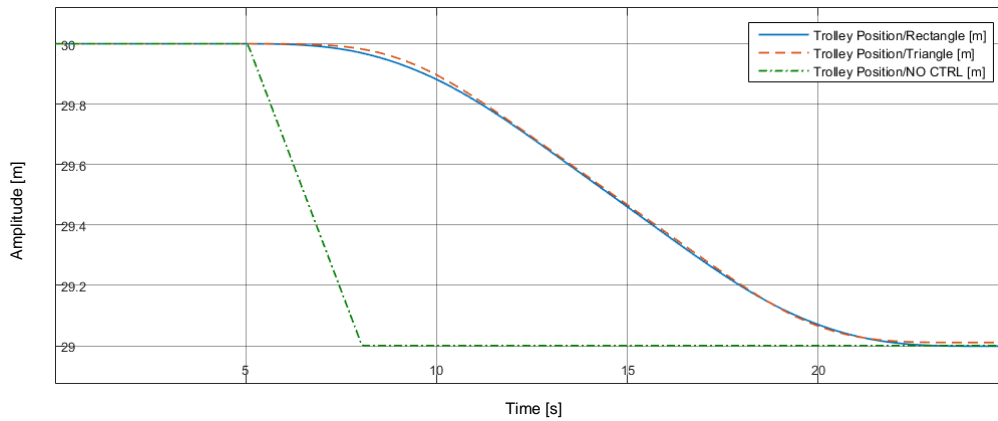


Fig. 7.22 - Movimentazione trolley con PTZS senza PID, legge di moto breve

Si procede quindi ad analizzare la movimentazione del braccio, escludendo l'azione del PID.

In Figura 7.23 si osserva che la movimentazione del braccio ottenuta è curvilinea e senza inversioni del moto, sebbene la durata della movimentazione sia breve.

In Figura 7.24 si può constatare che le oscillazioni residue ottenute sono particolarmente contenute ed assimilabili a quelle della tecnica IS PZSDD.

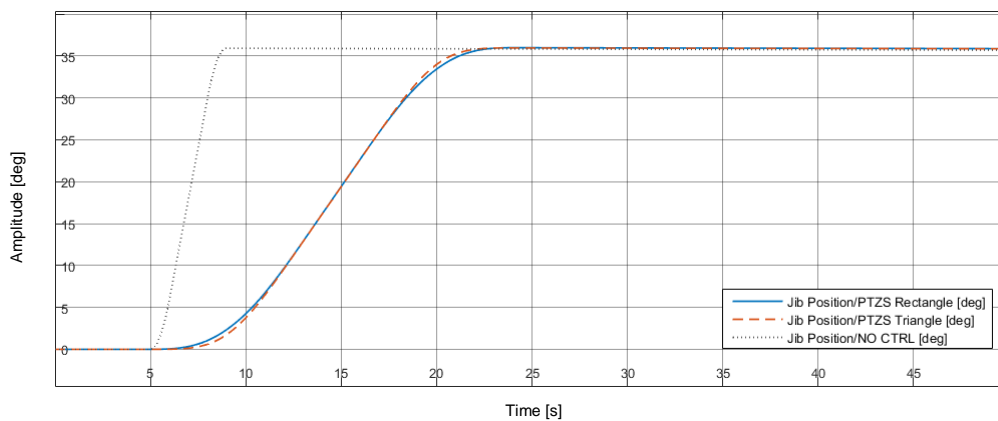


Fig. 7.23 - Movimentazione braccio con PTZS senza PID, legge di moto breve

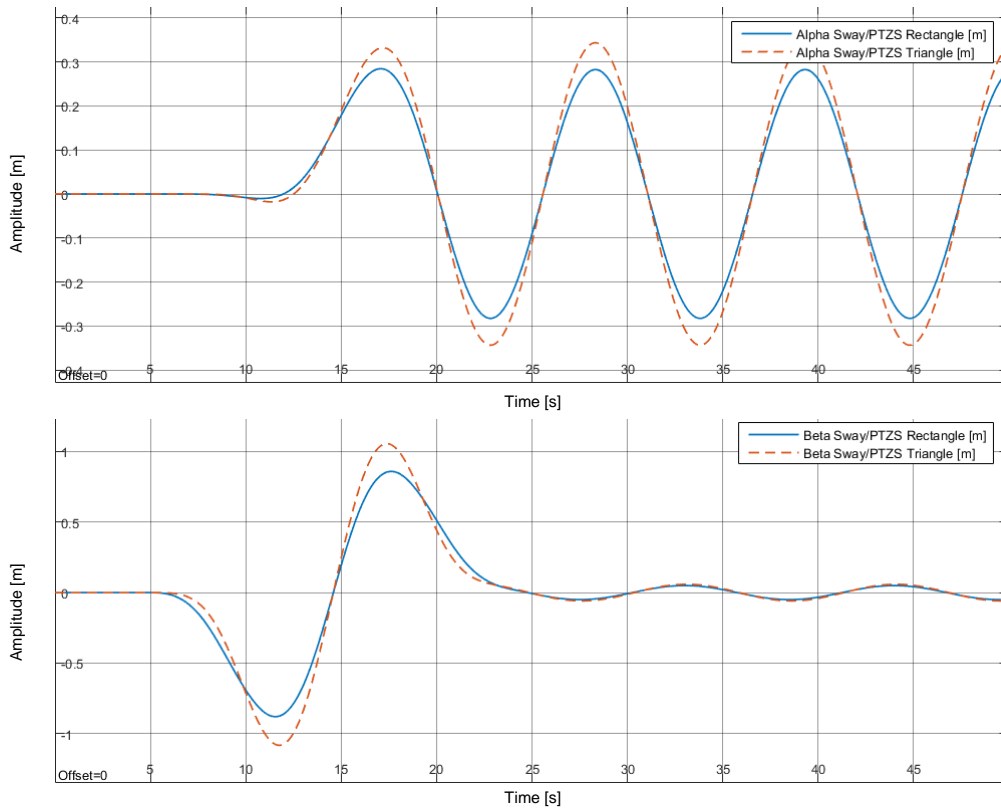
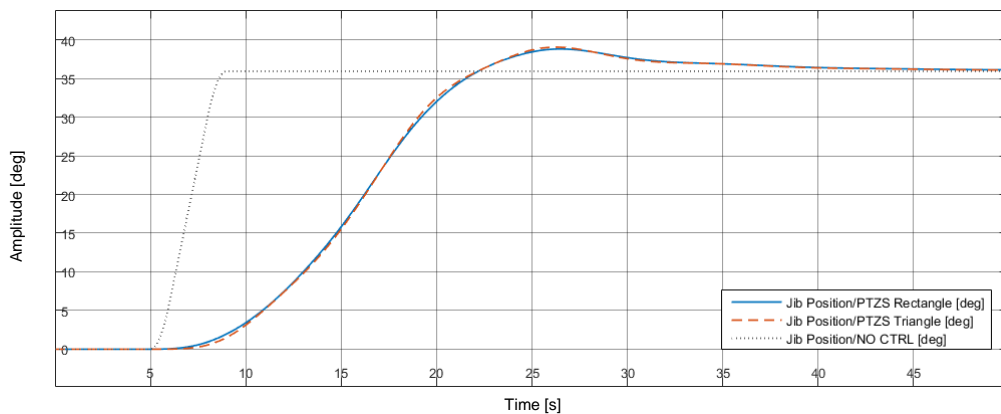


Fig. 7.24 - Oscillazione α e β con PTZS senza PID, legge di moto breve, azionamento braccio

Si aggiunge l'azione del controllo PID per eliminare ogni oscillazione residua e il risultato ottenuto è riportato in Figura 7.25 e Figura 7.26.

Si osserva che, a fronte di una sovraelongazione del braccio, sia i picchi che le oscillazioni residue vengono attenuate, ottenendo un risultato accettabile si in termini di movimentazione del braccio, che in termini di controllo del carico.



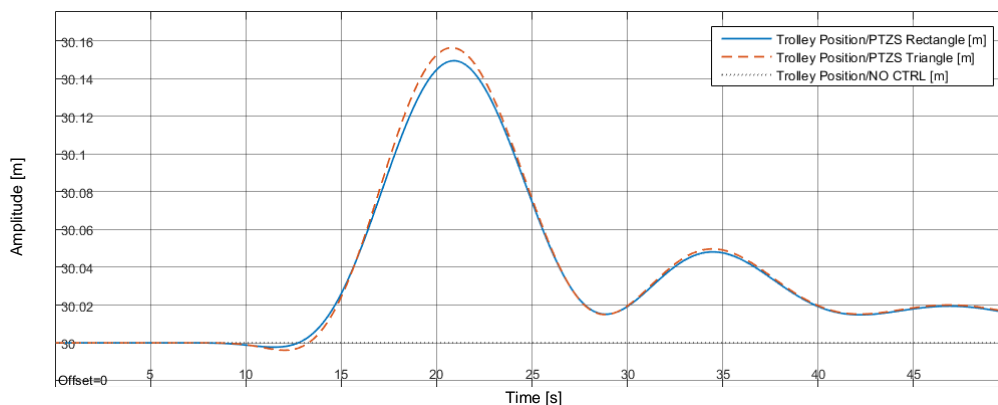


Fig. 7.25 - Movimentazione braccio con PTZS, legge di moto breve

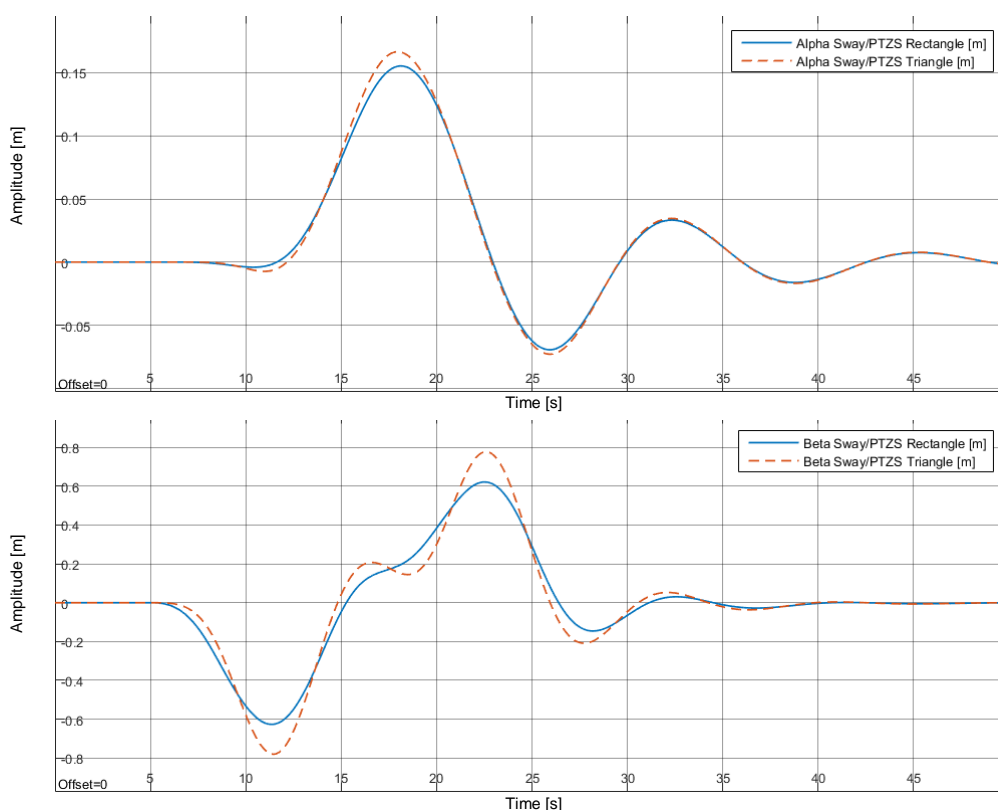


Fig. 7.26 - Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto breve, azionamento braccio

Si procede quindi con l'aggiunta dell'azionamento del trolley e, in Figura 7.27 e Figura 7.28, si osserva che il risultato ottenuto è in linea con quanto già visto in precedenza.

Di seguito si analizza nuovamente la sensibilità della strategia di controllo agli errori parametrici, analogamente a quanto fatto nel precedente paragrafo si riportano in Figura 7.29 e Figura 7.30 i risultati ottenuti per la movimentazione di braccio e trolley con il segnale di riferimento triangolare ed in assenza di PID.

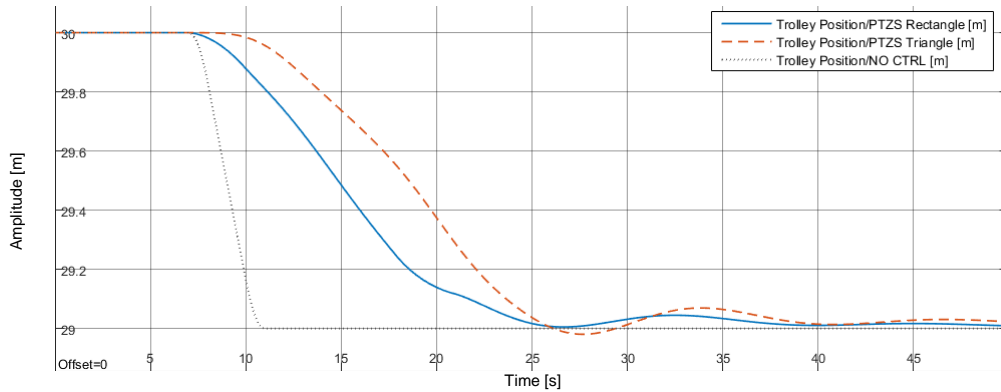
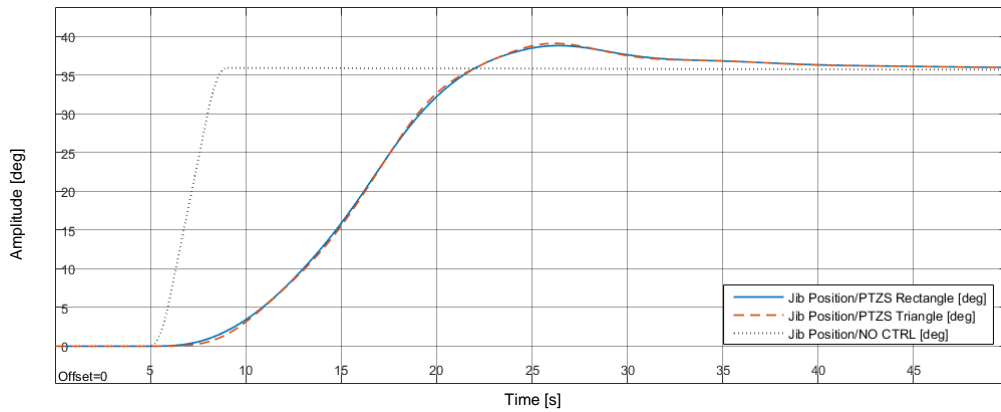


Fig. 7.27 - Movimentazione braccio e trolley con PTZS, legge di moto breve

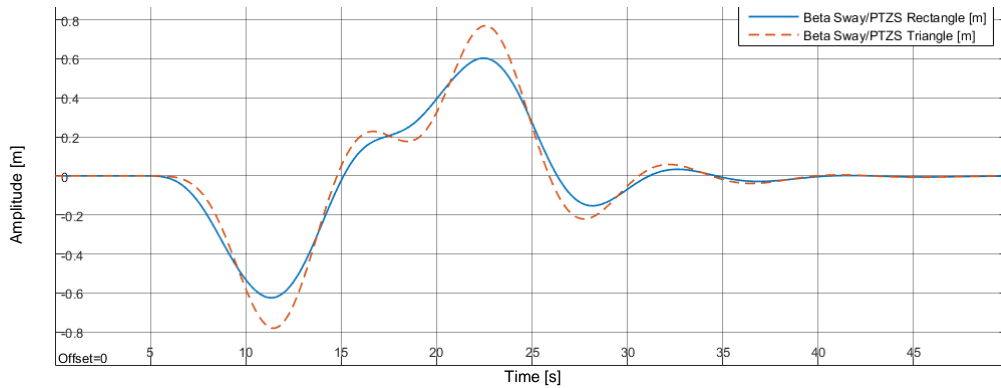
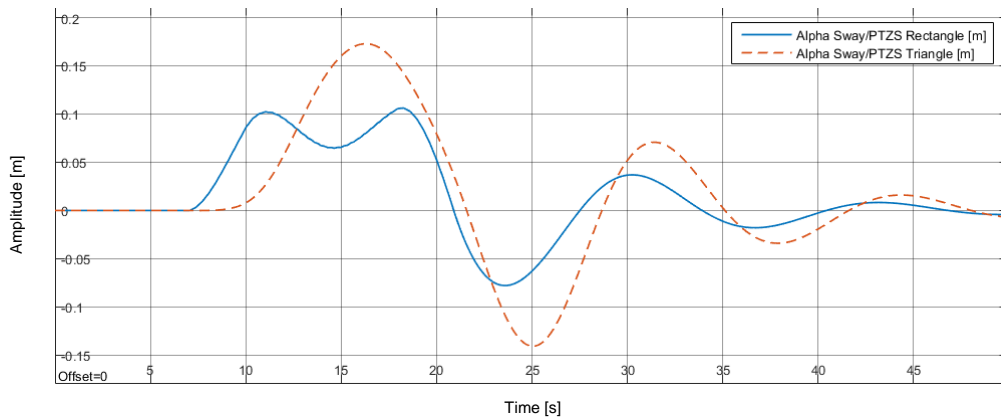


Fig. 7.28 - Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley

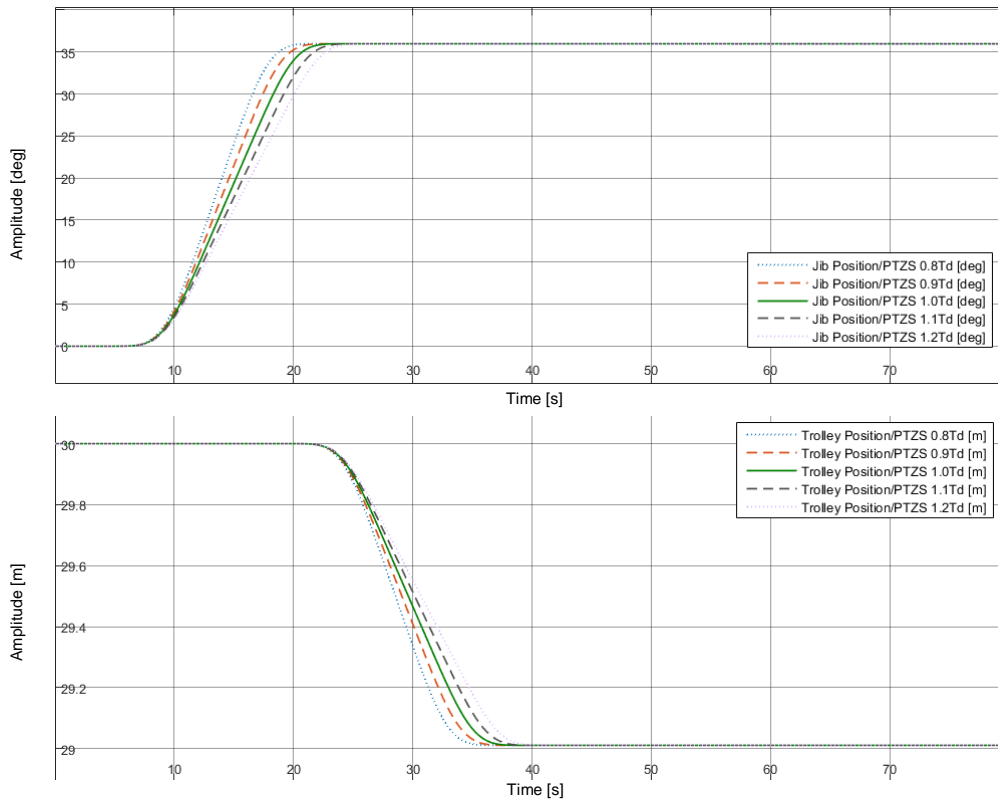


Fig. 7.29 - Movimentazione braccio e trolley con PTZS senza PID, legge di moto breve, errori parametrici

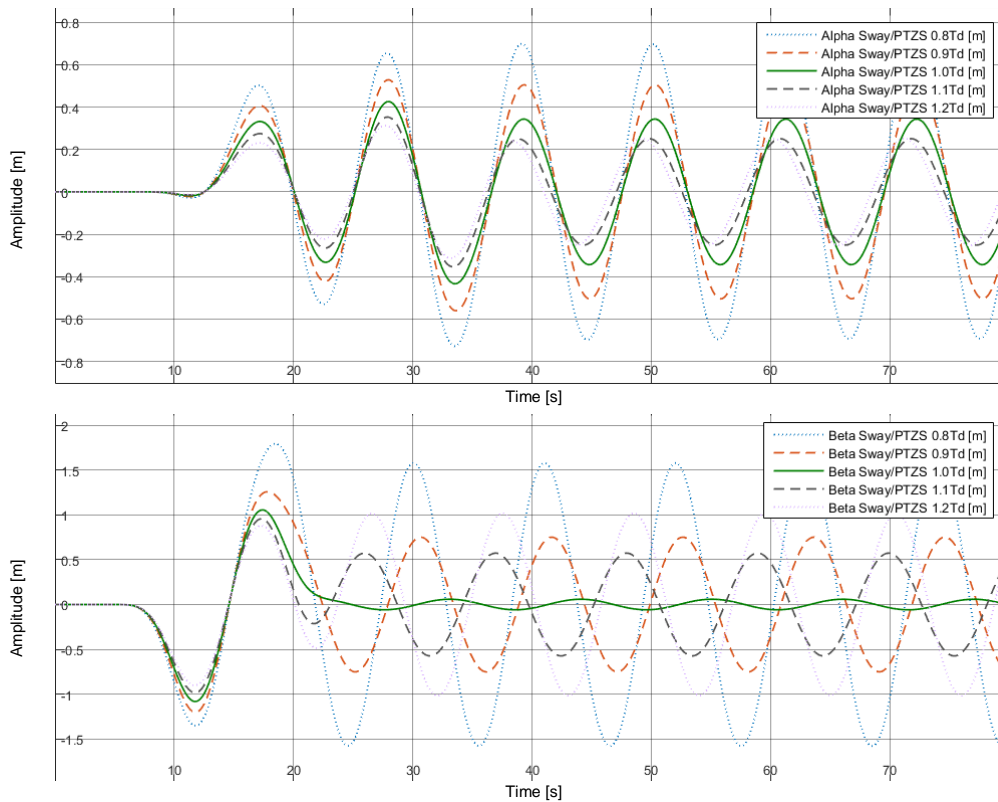


Fig. 7.30 - Oscillazione α e β con PTZS senza PID, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley, errori parametrici

Viene riscontrata nuovamente la sensibilità della strategia di controllo agli errori parametrici, con oscillazioni residue crescenti all'aumentare dell'errore.

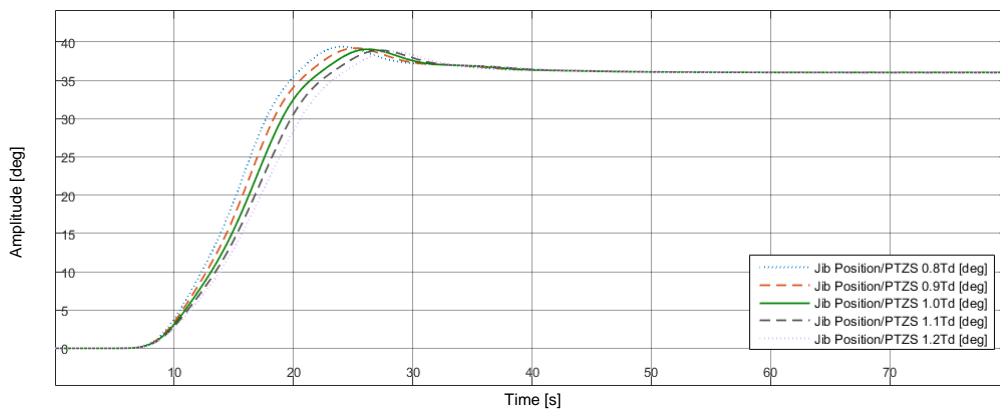
Si conviene, anche per movimentazioni brevi, che per impianti a basso costo e sensorless questa tecnica è utilizzabile esclusivamente nel caso in cui sia possibile una buona stima della lunghezza del cavo.

Tuttavia questo risultato, confrontato con l'azionamento senza alcun controllo, presenta già una buona riduzione delle oscillazioni residue.

Aggiungendo il controllore PID si ottengono buoni risultati, come riportato in Figura 7.31 e Figura 7.32.

In questo caso, contrariamente a quanto avvenuto per la tecnica CLSS, si nota che una sovrastima del periodo di oscillazione consente di ottenere oscillazioni con valori di picco inferiori e tempi di smorzamento del pendolamento residuo ridotto.

Tuttavia il miglioramento è esiguo, pertanto si ritiene conveniente utilizzare una stima corretta del semiperiodo di oscillazione.



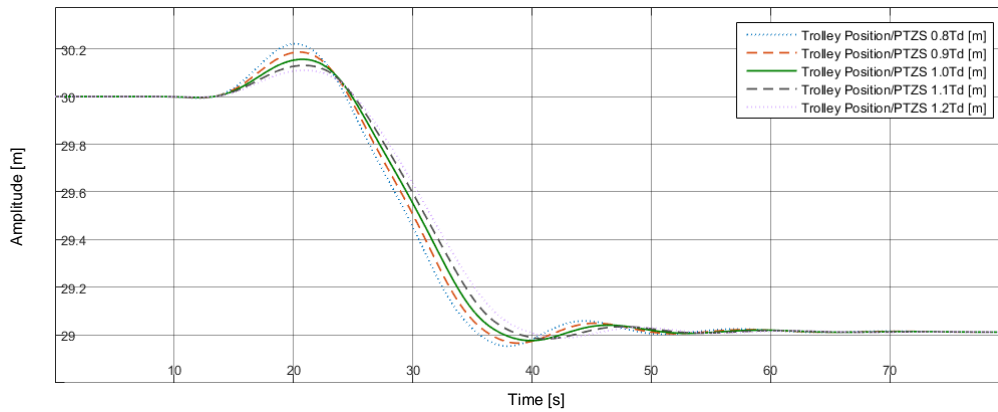


Fig. 7.31 - Movimentazione braccio e trolley con PTZS, legge di moto breve, errori parametrici

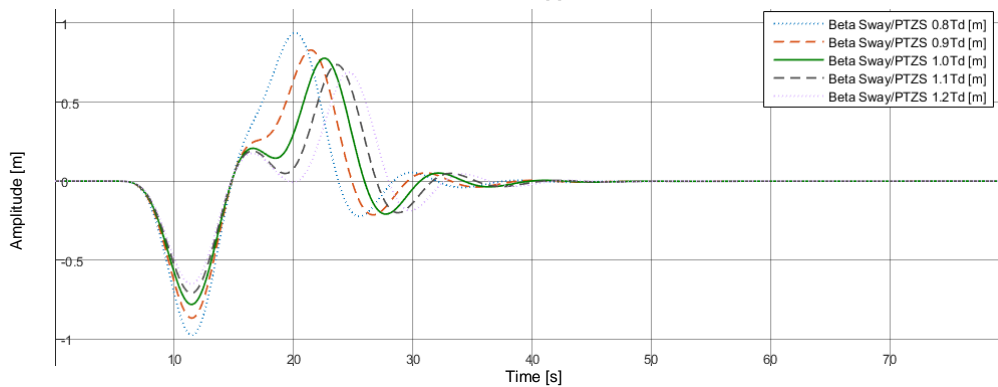
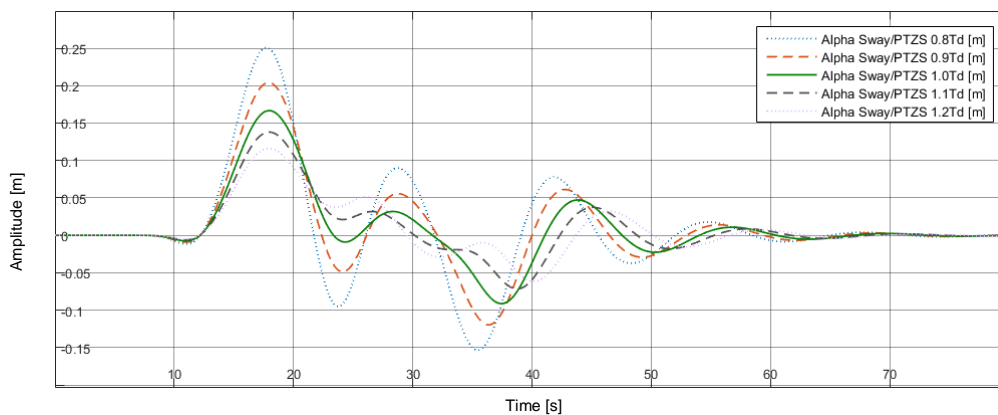


Fig. 7.32 - Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley, errori parametrici

Come ultima prova si aggiunge la forzante esterna, la quale non ha grandi ripercussioni sulla buona riuscita della strategia di controllo, così come mostrato in Figura 7.33 e Figura 7.34 dove, a meno di un offset per effetto della forzante agente sul carico, le oscillazioni residue vengono eliminate celermente.

Si può concludere che, anche per le movimentazioni brevi, la tecnica PTZS offre ottimi risultati indipendentemente dalle condizioni al contorno, sia in termini di oscillazioni che di azionamento della struttura.

Nel caso di applicazioni a basso costo che non prevedono l'impiego di sensoristica per la retroazione, questa strategia risulta un netto miglioramento rispetto alle applicazioni senza controllo in termini di oscillazioni e rispetto a tutte le tecniche viste in questo elaborato per le movimentazioni brevi.

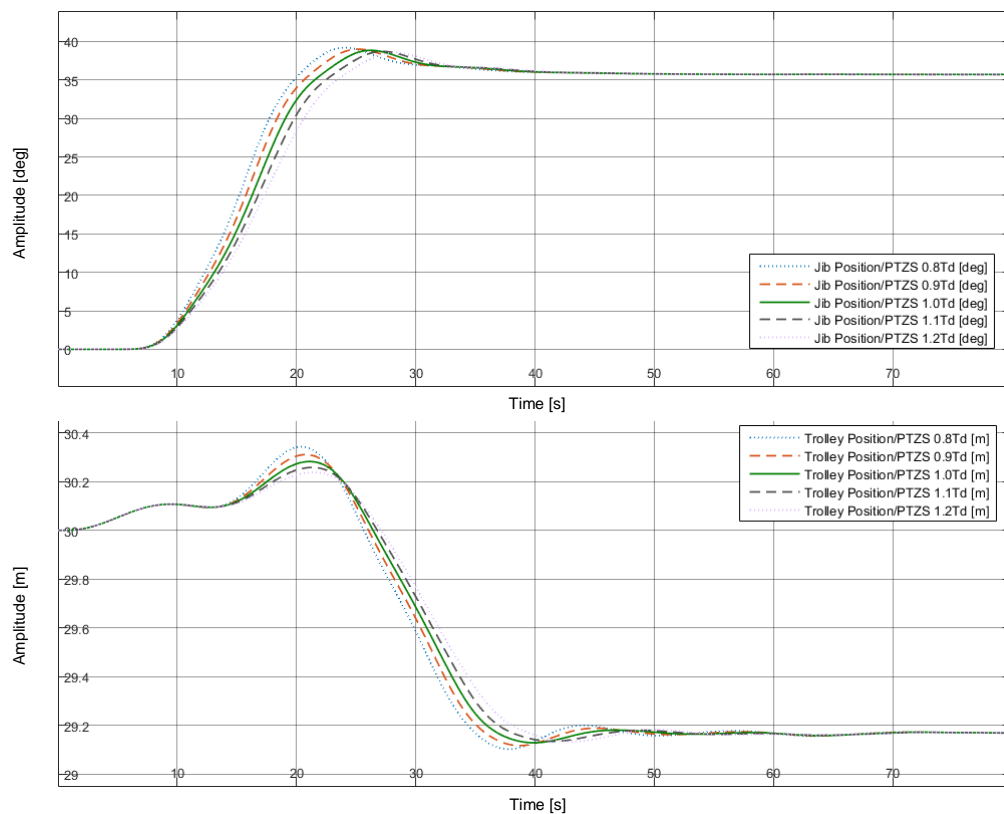


Fig. 7.33 - Movimentazione braccio e trolley con PTZS, legge di moto breve, errori parametrici e forzante esterna

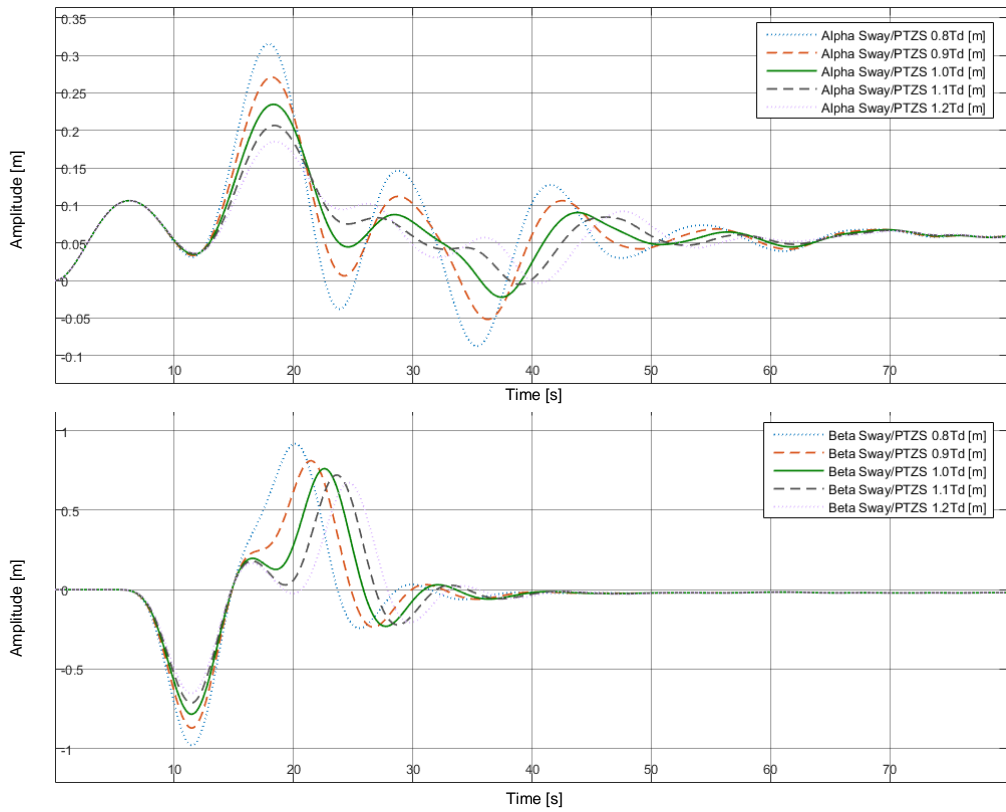


Fig. 7.34 - Oscillazione α e β con PTZS, legge di moto breve, azionamento braccio e trolley, errori parametrici e forzante esterna

8. Confronto strategie di controllo

8.1 Confronto legge di moto lunga

In questo capitolo verranno confrontati sinteticamente i risultati ottenuti con le strategie di controllo presentate nei precedenti capitoli.

Il confronto è utile per riassumere in modo rapido e intuitivo pregi e difetti di ogni tecnica, al fine di determinare qual è la migliore in termini di oscillazioni di picco e pendolamento residuo, oltre che di movimentazione degli assi.

Verranno riportati in ogni grafico i risultati ottenuti con il controllore PID, l'input shaping PZSDD, il Closed Loop Signal Shaping PZSDD e il Pulse Train Zero Sway PTZS con segnale triangolare.

La prima casistica riportata è quella con azionamento del braccio, in assenza di errori parametrici e forzanti esterne.

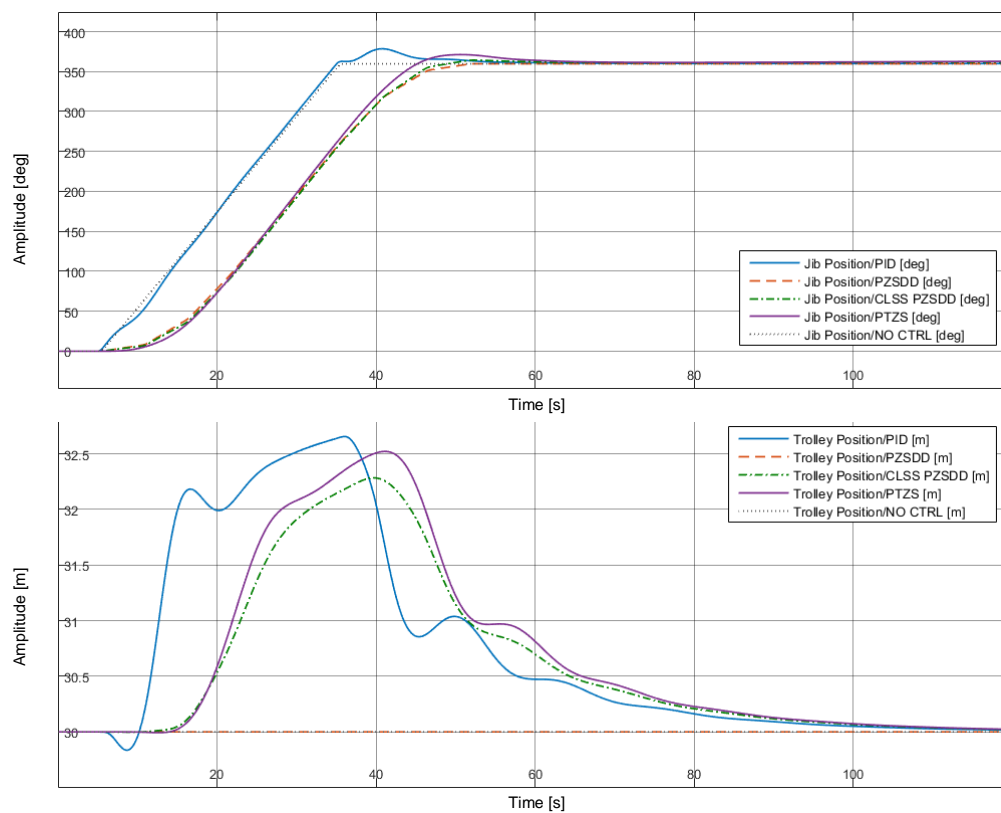


Fig. 8.1 – Confronto movimentazione braccio, legge di moto lunga

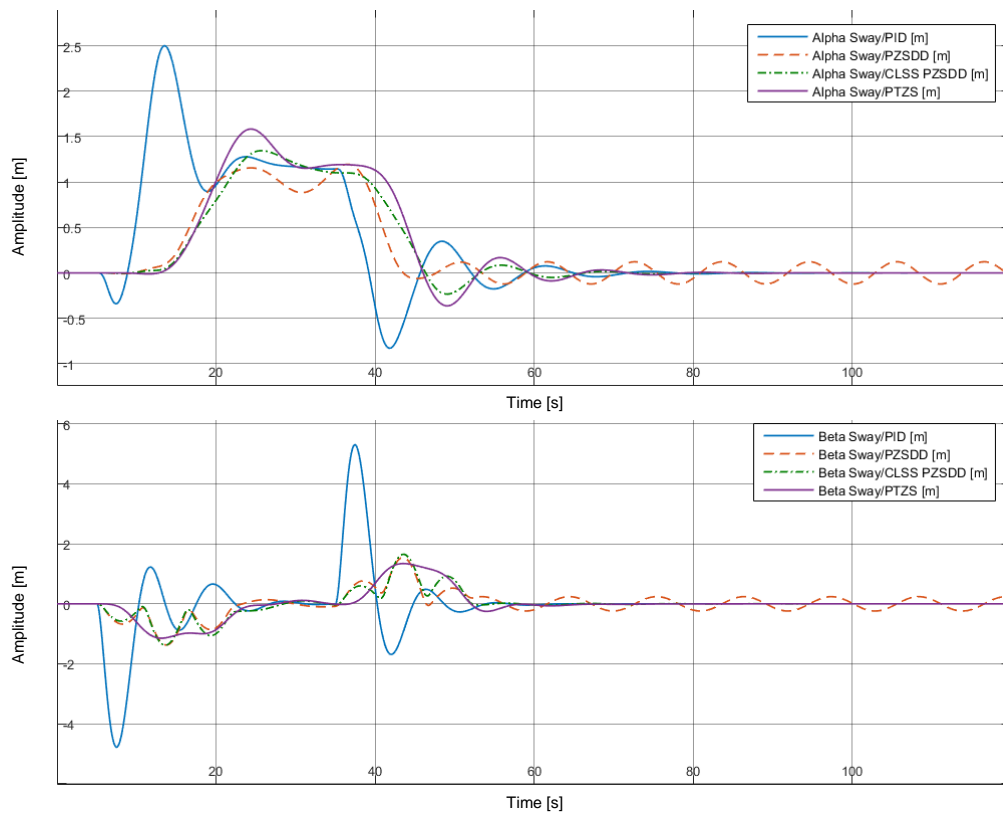


Fig. 8.2 – Confronto oscillazione α e β , legge di moto lunga, azionamento braccio

In Figura 8.1 si nota che la tecnica PID ricopia fedelmente la legge di moto del braccio, tuttavia come mostrato in Figura 8.2 presenta oscillazioni ampie.

La strategia PTZS ha tempo di salita paragonabile sia all'IS che al CLSS, mentre presenta una sovraelongazione lievemente maggiore eliminabile con una taratura più fine del controllore PID.

Si nota altresì che la tecnica PTZS ha oscillazioni di picco simili al CLSS in entrambi gli angoli, così come il tempo di smorzamento del pendolamento residuo è equivalente.

In Figura 8.3 e Figura 8.4 si procede ad analizzare la movimentazione combinata di braccio e trolley, da cui si può concludere che le tecniche CLSS e PTZS sono le più idonee ad ottenere ridotte oscillazioni, al costo di un ritardo nell'inseguimento della legge di moto.

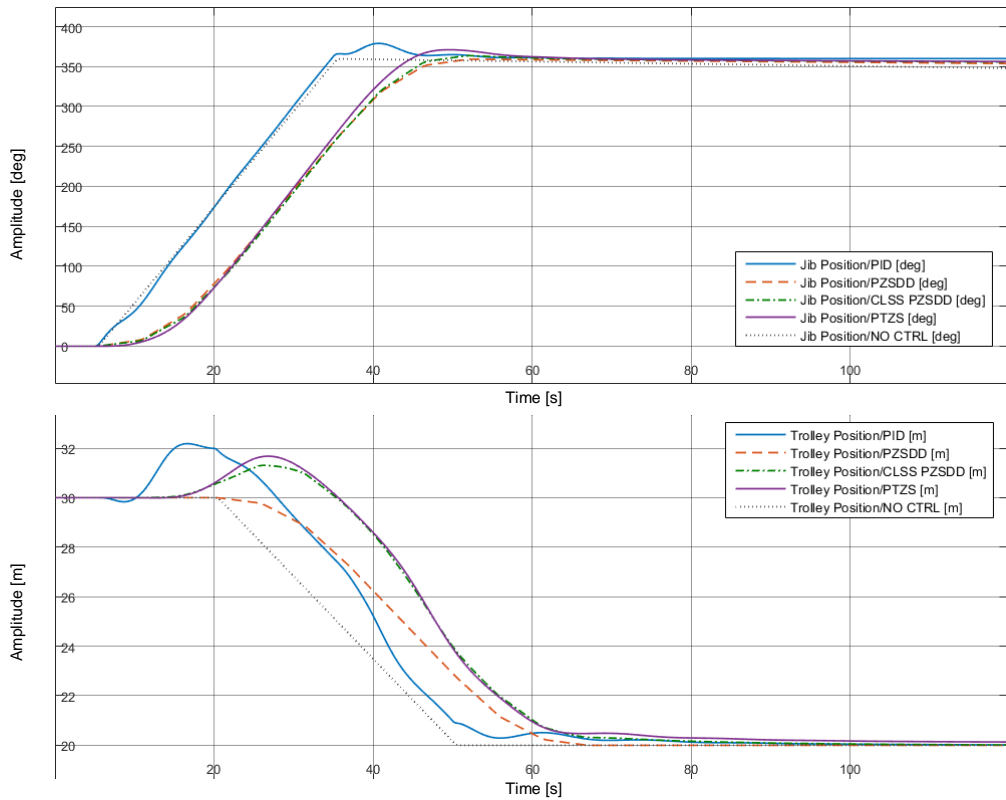


Fig. 8.3 - Confronto movimentazione braccio e trolley, legge di moto lunga

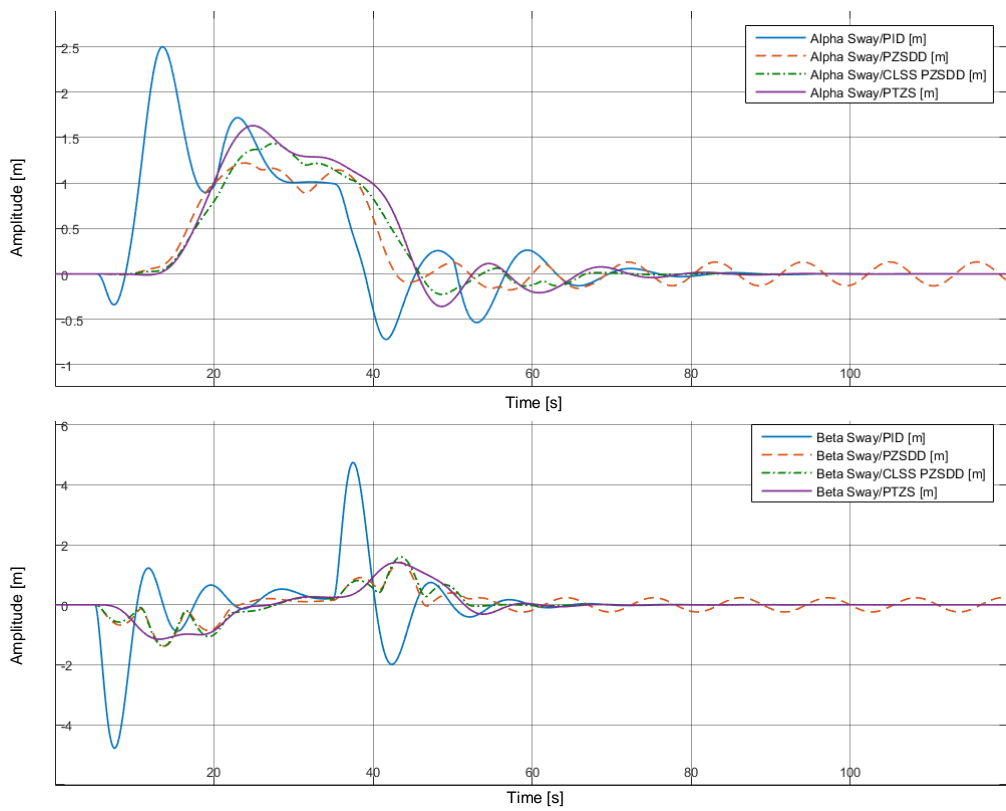


Fig. 8.4 - Confronto oscillazione α e β , legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley

Nonostante l'aggiunta di un errore parametrico pari al +10% in Figura 8.5 si osserva, come descritto nei Capitoli 6 e 7, che le tecniche CLSS e PTZS non presentano oscillazioni residue grazie al controllo PID.

Confrontando Figura 8.4 e Figura 8.5 si nota che le strategie di controllo non presentano problemi in entrambi gli angoli, garantendo oscillazioni ridotte e tempi brevi di smorzamento, indipendentemente dalla presenza dell'errore parametrico.

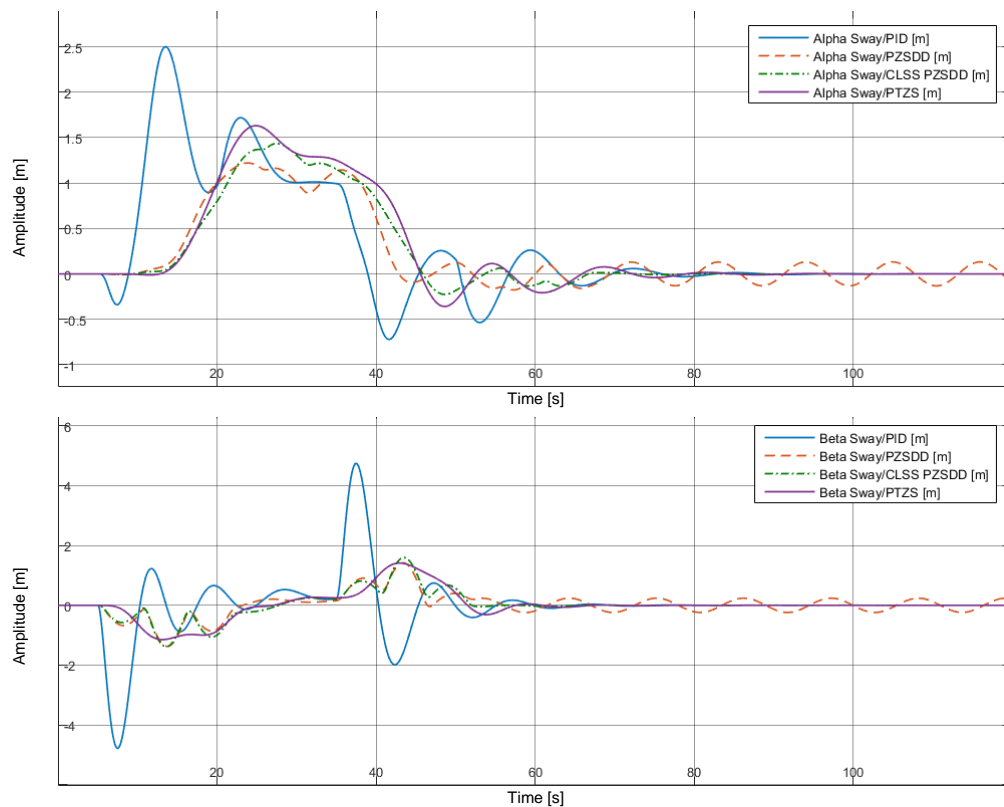


Fig. 8.5 - Confronto oscillazione α e β , legge di moto lunga, azionamento braccio e trolley, errore parametrico

Si può concludere che per movimentazioni di lunga durata le tecniche CLSS e PTZS sono le più idonee tra quelle analizzate ed equivalenti tra di loro.

8.2 Confronto legge di moto breve

Nei precedenti capitoli si è visto che le problematiche maggiori sorgono per gli azionamenti brevi.

Per la tecnica PID si è riscontrato che l'effetto del rapido inseguimento della legge di moto genera oscillazioni di picco ampie ed, essendo la movimentazione breve, il controllo non ha il tempo necessario per correggere "in corsa" il pendolamento in α e β , causando ampie inversioni del moto del braccio.

Le tecniche IS e CLSS, che per natura costruttiva forniscono all'impianto dei segnali di riferimento modificati con tempistiche relativamente lunghe, non hanno il tempo materiale per concludere le fasi di accelerazione e decelerazione, causando un'interferenza nel moto che, sebbene garantisca ugualmente oscillazioni contenute, genera la fermata e la ripartenza del braccio, effetto altamente indesiderato.

La strategia PTZS elimina questo problema in quanto, per costruzione, si ottiene una curva di decelerazione dolce e senza fermate e/o inversioni del moto.

In Figura 8.6 si riporta graficamente quanto appena espresso nel caso di movimentazione del braccio.

Si nota anche che, nel controllo dell'angolo α , il trolley effettua una correzione simile tra CLSS e PTZS.

In Figura 8.7 si nota che la legge di moto PTZS, essendo particolarmente dolce e priva di fermate e/o inversioni, presenta scostamenti del carico dalla condizione di equilibrio stabile particolarmente ridotti, a differenza delle altre tecniche che generano oscillazioni di ampiezza maggiore.

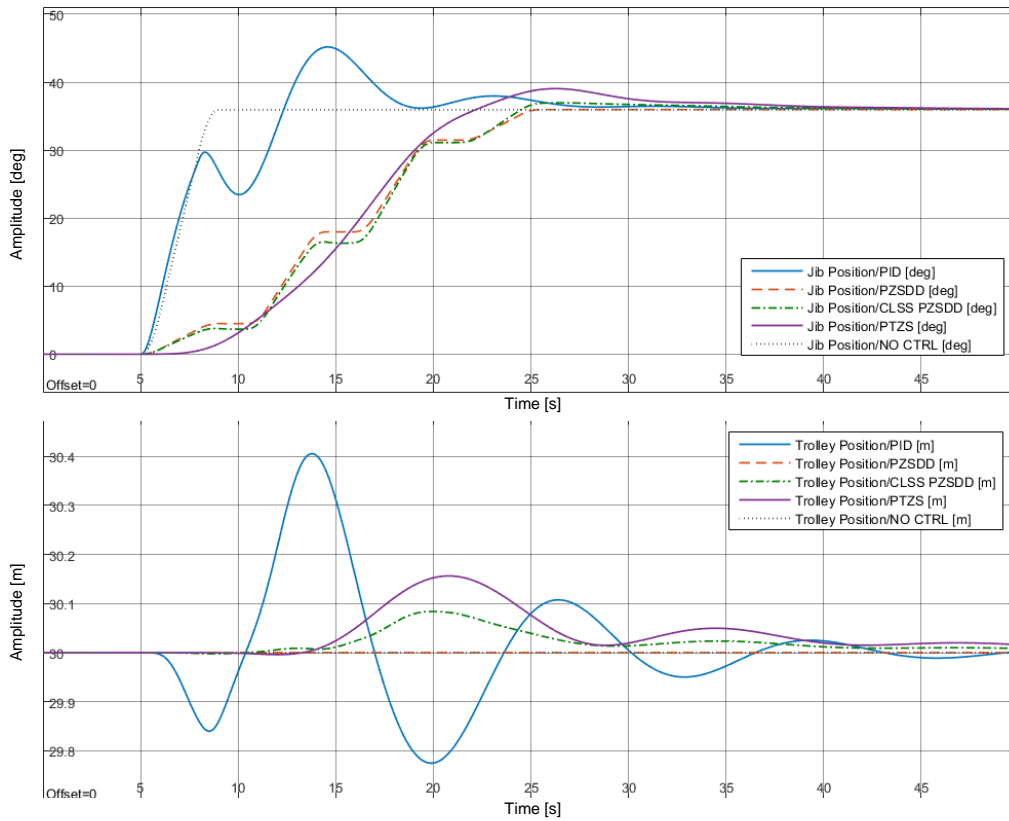


Fig. 8.6 - Confronto movimentazione braccio, legge di moto breve

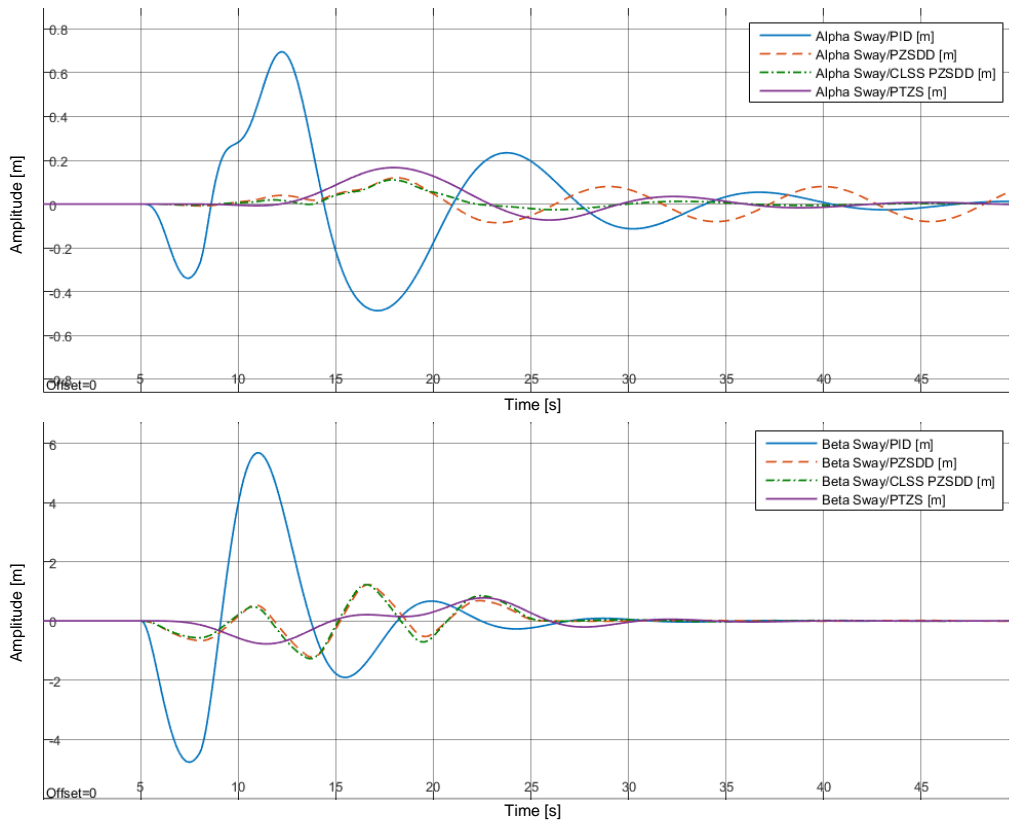


Fig. 8.7 - Confronto oscillazione α e β , legge di moto breve, azionamento braccio

In Figura 8.8 e Figura 8.9 vengono visualizzati i grafici legati all'azionamento di braccio e trolley, nuovamente si possono apprezzare i medesimi benefici descritti in precedenza sia per la struttura che per il carico.

Aggiungendo l'effetto di un errore parametrico del +10%, si constata in Figura 8.10 che per la tecnica PTZS si instaura qualche oscillazione in α che, sebbene di ampiezza irrilevante, viene prontamente smorzata dal controllore PID al termine della movimentazione.

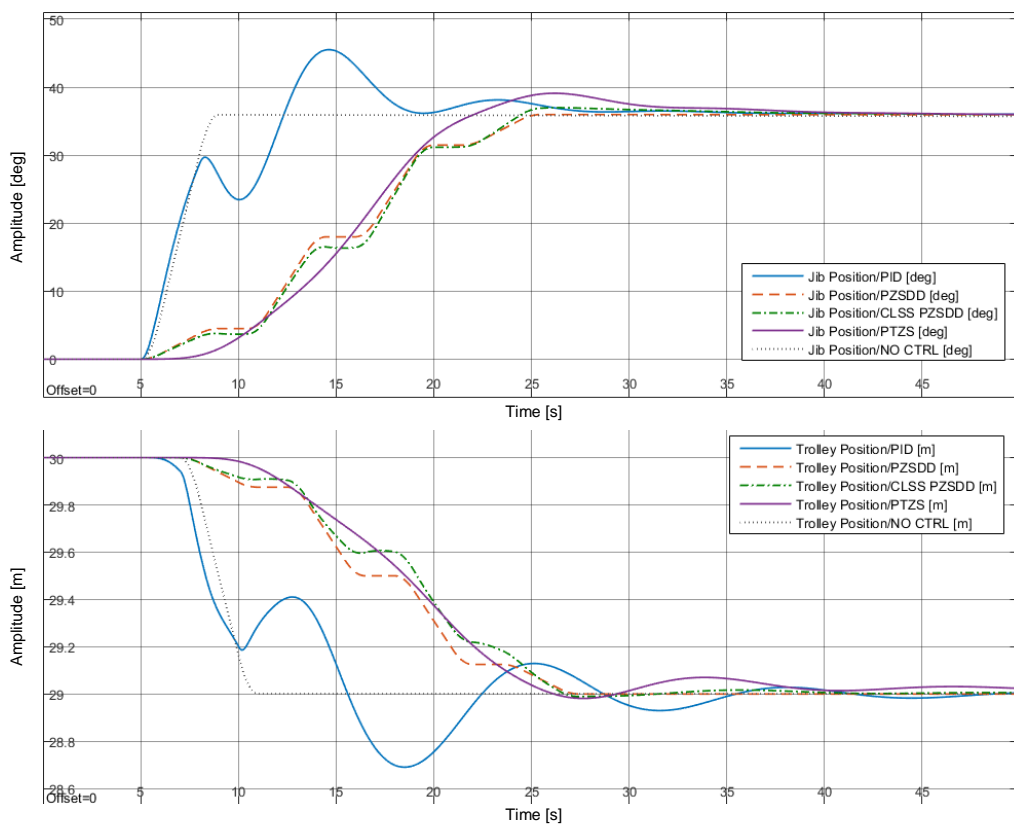


Fig. 8.8 - Confronto movimentazione braccio e trolley, legge di moto breve

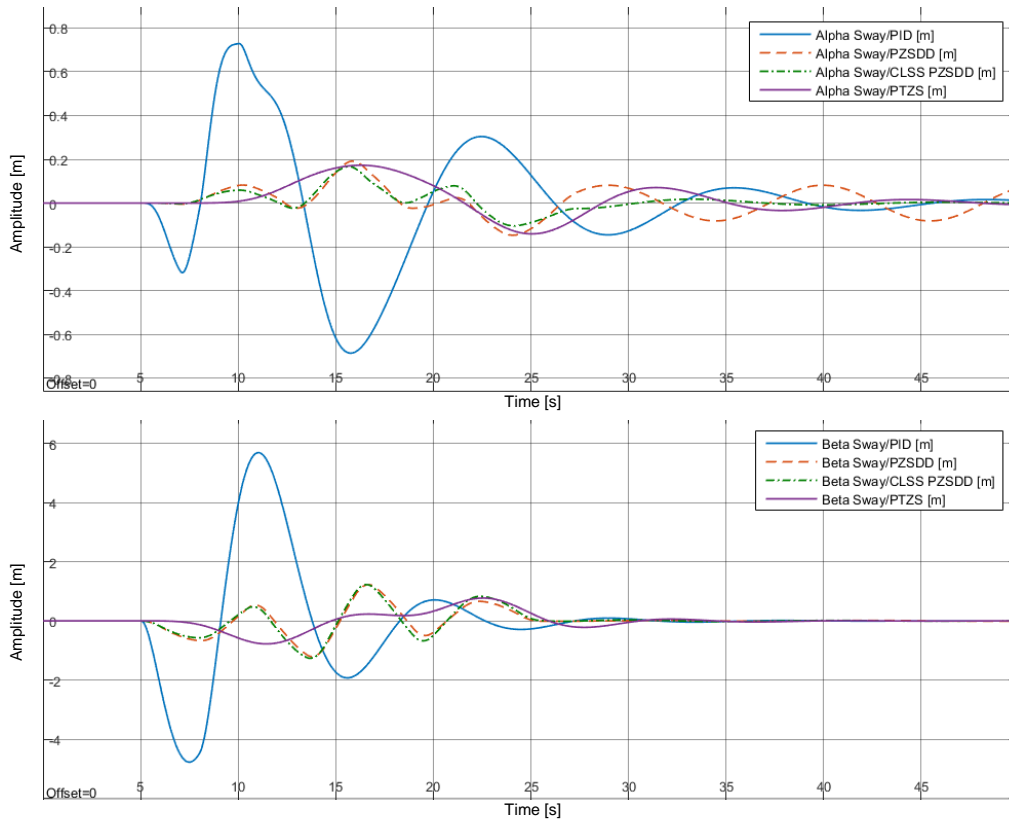


Fig. 8.9 - Confronto oscillazione α e β , legge di moto breve, azionamento braccio e trolley

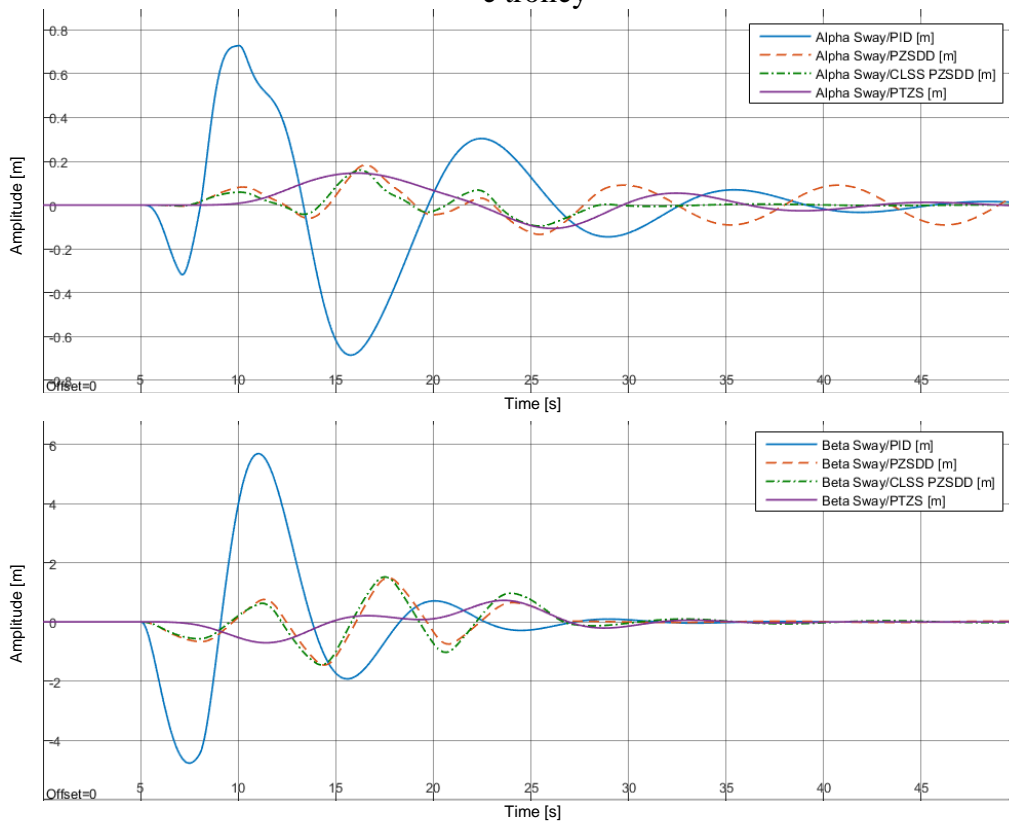


Fig. 8.10 - Confronto oscillazione α e β , legge di moto breve, azionamento braccio e trolley, errore parametrico

Si può concludere che la tecnica PTZS è l'unica idonea anche alle movimentazioni di breve durata, consentendo un buon compromesso tra moto lineare della struttura e pendolamento estremamente ridotto del carico.

9. Conclusioni

Riassumendo quanto analizzato in questo elaborato, si può concludere che le strategie di controllo già note in ambito industriale non sono idonee a garantire entrambi gli obiettivi di questo studio, cioè movimentazioni lineari degli assi, in particolare modo per il braccio, e smorzamento delle oscillazioni, indipendentemente da errori parametrici e/o forzanti esterne.

In dettaglio, le tecniche di Input Shaping e Closed Loop Signal Shaping richiedono tempistiche lunghe di esecuzione, mentre movimentazioni di breve durata causano una sovrapposizione delle fasi di accelerazione e decelerazione, provocando continue fermate e ripartenze degli assi azionati.

Questo problema è risolvibile modificando temporalmente i segnali di decelerazione facendoli combaciare con quelli di accelerazione, portando tuttavia a situazioni di pericolo non gestibili dall'operatore, oppure sottostimando il semiperiodo di oscillazione al fine di ottenere una movimentazione maggiormente lineare.

Il controllo PID si dimostra idoneo allo smorzamento del pendolamento, tuttavia la configurazione complessa dell'impianto non permette un tuning tale per cui la movimentazione del braccio riscontri gli obiettivi prefissati.

Giungendo alla tecnica Pulse Train Zero Sway si è osservato che, ponendo in maniera fitta e opportuna i segnali di ingresso, è possibile ottenere una movimentazione lineare anche per spostamenti brevi, garantendo al contempo oscillazioni contenute e prontamente smorzate dal PID.

Si è esaminata l'elevata sensibilità di questa tecnica agli errori parametrici e si è concluso che, per le applicazioni a basso costo e sensorless, è necessaria una buona stima della lunghezza del cavo, in caso contrario viene parzialmente vanificata la bontà del controllo.

Nel caso di applicazioni in cui sia possibile installare sensori per la retroazione delle variabili di interesse, si sono ottenuti ottimi risultati in ogni condizione operativa, garantendo un notevole miglioramento rispetto agli impianti senza controllo.

Bibliografia

- [1] H.M. Omar, "Control of gantry and tower cranes", Ph.D. Dissertation, Virginia Tech, Blacksburg, Virginia, 2003.
- [2] W. Blajer, K. Kołodziejczyk, "Improved DAE formulation for inverse dynamics simulation of cranes", *Multibody System Dynamics*, Volume 25, Issue 2, February 2011, pp 131-143
- [3] A. V. Perig, A. N. Stadnik, A. I. Deriglazov, "Spherical Pendulum Small Oscillations for Slewing Crane Motion", *The Scientific World Journal*, Volume 2014, January 2014, 10 pages
- [4] W. Devesse, "Slew Control Methods for Tower Cranes", Master of Science Thesis, KTH Industrial Engineering and Management, Stockholm, June 2012
- [5] M. Z. Mohd Tumari, L. Shabudin, M. A. Zawawi, L. H. Ahmad Shah, "Active sway control of a gantry crane using hybrid input shaping and PID control schemes", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Volume 50, Number1, December 2013, 10 pages
- [6] J. Suriansky, M. Adamik, "Identification of pendulum oscillation parameters using MEMS accelerometer", *Annals of DAAAM for 2012 & Proceedings of the 23rd International DAAAM Symposium*, Volume 23, No.1, pp 373-376
- [7] Yong-Seok Kim, H. Yoshihara, N. Fujioka, H. Kasahara, H. Shim, Seung-Ki Sul, "A new vision-sensorless anti-sway control system for container cranes", *Industry Applications Conference*, Volume 1, November 2003, pp 262-269
- [8] Ulf Schaper, Conrad Sagert, Oliver Sawodny, Klaus Schneider, "A load position observer for cranes with gyroscope measurements", *18th IFAC World Congress*, August - September 2011, pp 3563-3568
- [9] A. Gholabi, M. Ebrahimi, G. R. Yousefi, M. Ghayour, A. Ebrahimi, H. Jali, "Sensorless anti-swing control for overhead crane using voltage and current measurements", *Journal of Vibration and Control*, Volume 21, pp 1745-1756

- [10] M. A. Majid, W. S. W. Ibrahim, S. Mohamad, Z. Abu Bakar, "A Comparison of PID and PD Controller with Input Shaping Technique for 3D Gantry Crane", IEEE Conference on Systems, Process & Control (ICSPP2013), December 2013, pp 144-148
- [11] T. Singh, W. Singhose, "Tutorial on Input Shaping/Time Delay Control of Maneuvering Flexible Structures", American Control Conference, 2002
- [12] M.A. Ahmad, R.M.T. Raja Ismail, M.S. Ramli, R.E. Samin and M.A. Zawawi, "Robust Input Shaping for Anti-sway Control of Rotary Crane", TEN-CON 2009 - 2009 IEEE Region 10 Conference, January 2009
- [13] J. R. Huey, "The Intelligent Combination of Input Shaping and PID Feedback Control", Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, August 2006
- [14] M. Kenison, W. Singhose, "Concurrent Design of Input Shaping and Proportional Plus Derivative Feedback Control", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Volume 124, Issue 3, July 2002, pp 398-405