POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Porte di banchina in ambito metropolitano: modellazione Simulink del sistema con fini di ottimizzazione e controllo motore con PLC

Relatore
Prof. Alessandro Rizzo

Referente aziendale
Ing. Antonio Cervone

Candidato
Gerardo Spinelli

Anno accademico 2020-2021

Abstract

La configurazione tipica per il sistema porte di banchina realizza la movimentazione delle ante scorrevoli con un motore elettrico comandato da una scheda di controllo esterna. Questa è chiamata in gergo “Door Control Unit” o DCU, e comanda il motore in velocità con un profilo trapezoidale. Ciò richiede l’installazione di sensori aggiuntivi per la misura della velocità di rotazione del motore e di altre grandezze di interesse per garantire il rispetto degli standard di sicurezza, come la temperatura del motore stesso oppure la corrente assorbita. Inoltre, le informazioni sullo stato di funzionamento del sistema devono essere inviate allo SCADA di stazione, richiedendo una configurazione aggiuntiva per l’interfacciamento con la DCU.

Questa tesi si pone l’obiettivo di valutare se è possibile sostituire il motore e la DCU di cui sopra, rimpiazzandoli con un servomotore integrato, che incorpora in un unico sistema, oltre che al motore elettrico, circuiti di comando e controllo e sensori che misurano sia le grandezze cinematiche essenziali che altre informazioni sullo stato di funzionamento. Inoltre, si vuole comandare il motore attraverso il PLC di stazione, semplificando l'architettura dell'impianto e l'interfacciamento con il sistema di monitoraggio e diagnostica.

A tal fine l’intero servosistema, costituito da motore, sistema di trasmissione/trasformazione del moto e ante scorrevoli, è stato modellato in MATLAB – Simulink per capire se il servomotore scelto ha potenza sufficiente per l’applicazione; inoltre, i dati di simulazione hanno aiutato nel dimensionamento dell’alimentatore. Il modello viene poi sfruttato per ottimizzare il profilo di velocità di comando, per ridurre al minimo possibile il tempo di movimentazione delle ante compatibilmente con le prestazioni del motore e nel rispetto dei requisiti di sicurezza.

In laboratorio, il servomotore è stato configurato per comunicare correttamente con il PLC e sono state programmate delle routine in Ladder per testarne il funzionamento sia a vuoto che a carico. I dati dei sensori interni, una volta acquisiti ed opportunamente rielaborati in MATLAB, sono stati confrontati con quelli delle simulazioni per validare il modello, che potrà essere utilizzato per il progetto di impianti futuri.

Indice Generale

Introduzione 1

1. Porte di banchina in ambito metropolitano 3

1.1. Composizione e funzionamento del sistema 6

2. Meccanismi e progettazione del moto 11

2.1. Legge del moto 12

2.1.1. Adimensionalizzazione 17

2.1.2. Proprietà fondamentali dei diagrammi adimensionali 20

2.2. La scelta della legge del moto 24

2.2.1. Limitazione della accelerazione massima 26

2.2.2. Limitazione della velocità massima 28

2.2.3. Limitazione della coppia motrice 30

2.3. La legge di velocità nei sistemi PSD 34

3. Modello Simulink 39

3.1. Descrizione del sistema 40

3.2. Approccio alla modellazione 45

3.2.1. Motore DC 47

3.2.2. Riduttore 50

3.2.3. Trasmissione a cinghia 51

3.2.4. Carrelli e ante scorrevoli 52

3.3. Modello completo 58

3.4. Simulazione di disturbi esterni 62

3.5. Controllo in retroazione PID 68

4. Risultati di simulazione 74

4.1. Caratteristiche del sistema 75

4.1.1. Riduttore, trasmissione, ante scorrevoli e coefficienti d'attrito 75

4.1.2. Modello elettrico: stima iniziale di alcuni parametri 77

4.1.3. Funzioni MATLAB per costruire le leggi del moto 80
4.2. Caso ideale: prestazioni del modello 82
4.2.1. Fase di apertura 82
4.2.2. Fase di chiusura 87
4.2.3. Effetto dei disturbi esterni 88
4.3. Controllo in retroazione 91
4.4. Considerazioni sulla scelta del motore 96
5. Ottimizzazione legge del moto 100
5.1. Oggetto dell'ottimizzazione 101
5.2. Ottimizzatore 104
5.2.1. Fase 1 106
5.2.2. Fase 2 108
5.2.3. Fase 3 110
5.2.4. Fase di chiusura 111
6. Analisi dati e prove in laboratorio 113
6.1. Setup sperimentale 114
6.2. Controllo del servomotore 116
6.2.1. Velocità controllata interamente dal servo 119
6.2.2. SET di velocità esterno e controllo motore interno 121
6.2.3. SET di velocità e controllo esterni 123
6.3. Identificazione parametri 126
6.3.1. Modello elettrico: identificazione parametri con dati sperimentali 126
6.4. Funzionamento a carico del servo 130
Conclusioni 136
Allegati 138
Indice delle Figure 142
Indice delle Tabelle 146
Bibliografia 147

Introduzione

Con l'aumento del traffico di passeggeri a bordo dei mezzi di trasporto, gli enti regolatori ridefiniscono gli standard di sicurezza che regolano il transito dei passeggeri da e verso il veicolo. Nasce l'esigenza di una separazione fisica tra la banchina, ovvero il marciapiede rialzato su cui si trovano i passeggeri, e il mezzo di trasporto stesso per evitare incidenti. Ciò viene realizzato grazie alle porte di banchina, che costituiscono ad oggi uno strumento essenziale per ogni sistema di trasporto moderno. Nonostante siano realizzate principalmente in stazioni metropolitane, trovano applicazione anche in banchine di trasporto pubblico di superficie (autobus, tram) e ferroviarie.

Dal punto di vista costruttivo, il sistema è costituito da una serie di porte scorrevoli, la cui apertura è sincronizzata a quella delle porte del veicolo, intervallate da schermi di protezione fissi installati sul pavimento della banchina. A seconda dell'applicazione, del requisito di sicurezza imposto dalla normativa locale e dalle spese che il gestore dell'infrastruttura decide di sostenere, questo sistema può assumere configurazioni molto diverse tra loro; ad esempio, si può scegliere di realizzare, oltre alla classica barriera ad altezza uomo, una completa copertura dei binari, oppure, al contrario, creare uno schermo di protezione a mezza altezza che impedisce la caduta accidentale sul binario.

Il seguente lavoro di tesi è realizzato in collaborazione con Hitachi Rail STS che installa e assicura la manutenzione di questi impianti. Si analizzerà in maniera approfondita una delle possibili configurazioni che può assumere il sistema, nello specifico quella costituita da porte di banchina "Full – height" (a tutta altezza), ponendo particolare attenzione al sistema di movimentazione in ottica di innovazione.

Questo è costituito, per il sistema in oggetto di analisi, da un motore elettrico collegato ad un riduttore, che trasmette il moto alle ante con cinghia dentata e puleggia. Nei sistemi già realizzati in campo, il motore viene azionato da una piccola scheda di controllo denominata "Door Control Unit" (DCU), che comanda il motore in velocità con un profilo trapezoidale. In questa analisi si analizzerà la possibilità di sostituire la DCU con il PLC di stazione, utilizzando un servomotore che ha integrato al suo interno logica di controllo, modificabile dal PLC, e sensori per la misura delle grandezze cinematiche. Ciò permette di integrare più a fondo il motore nella rete informatica di stazione, consentendo la

possibilità di aggiornamenti software all'algoritmo di controllo più immediati, l'individuazione di guasti più semplice oltre che ad un potenziale risparmio economico. Quest'ultimo aspetto, tuttavia, non sarà approfondito in questo lavoro di tesi.

La tesi si articola in sei capitoli. Il primo riguarda gli aspetti costruttivi delle porte di banchina e descrive le varie tipologie esistenti, fornendo esempi di installazione. Nel secondo capitolo si parla del progetto della legge del moto nei meccanismi e si forniscono alcuni spunti per costruire la legge di velocità trapezoidale di comando. Nel capitolo tre si parla della modellazione del sistema in Simulink, i cui risultati di simulazione sono descritti al capitolo quattro. Nel capitolo cinque si affronta il tema dell'ottimizzazione della legge del moto assistita da MATLAB, che sfrutta anche il modello. Nel capitolo sei sono descritti: il setup sperimentale, i dati acquisiti, confronto tra diverse modalità di comando del servomotore, validazione del modello e funzionamento a carico del componente.

1. Porte di banchina in ambito metropolitano

Il compito principale delle porte di banchina è quello di fornire uno schermo affidabile e sicuro tra la banchina di stazione e l'area del binario. Ciò aiuta a ridurre incidenti dovuti alla caduta accidentale dei passeggeri sul binario, previene i suicidi e ostacola l'ingresso delle persone nei tunnel. In stazioni dotate di questi sistemi si osserva una migliore qualità dell'aria all'interno degli ambienti e una maggiore facilità nella climatizzazione, oltre che una riduzione dell'inquinamento acustico dovuto al transito dei treni. Infatti, secondo Faiveley Transport, fornitore di impianti di questo tipo in tutto il mondo, "il risparmio annuale in spese di riscaldamento e raffrescamento delle stazioni, può arrivare a pareggiare quello di installazione delle porte stesse". Questa affermazione acquista senso se si considera che la durata progettuale di impianti di questo tipo supera tranquillamente i 30 anni con i normali interventi di manutenzione programmata. Inoltre, si registra un incremento di comfort dei passeggeri, i quali vengono anche protetti dal vento generato dall'arrivo dei veicoli.

Il primo sistema di questo tipo è stato installato all'interno delle stazioni del Singapore Mass Rapid Transport (MRT) nel 1987 non solo per ragioni di sicurezza ma soprattutto per ridurre i costi di condizionamento dei locali.

Le soluzioni costruttive variano a seconda del fornitore; tuttavia, è possibile una prima classificazione secondo l'altezza massima raggiunta dallo schermo di protezione:

- Full Height Platform Screen Doors (PSD), porte di banchina a piena altezza che vanno dal pavimento al soffitto della stazione
- Platform Edge Doors (PED), porte a piena altezza ma che non raggiungono il soffitto della stazione. Utilizzate soprattutto in stazioni situate in superficie oppure per diminuire i costi di installazione dell'impianto.
- Platform Safety Gates (PSG), sono costituiti da schermi di altezza all'incirca la metà rispetto ad un sistema PSD classico e vengono installate per diminuire ulteriormente i costi dell'impianto rispetto alle altre due tipologie.

Un esempio di installazione delle prime due tipologie è riportato nelle seguenti figure.

Figura 1.1. PSD a piena altezza in esercizio a Copenaghen (Sinistra) e Roma Linea C (Destra) (Fonte: Web)

Figura 1.2. PSD a mezza altezza in esercizio a Singapore (Sinistra) e prototipo per Honolulu (Destra) (Fonte: Web)

Una possibile soluzione alternativa per le PSD a piena altezza è quella realizzata per la metropolitana di Torino (Figura 1.3 sinistra), che vede lo schermo di protezione collegato ad una struttura che avvolge completamente i binari. Le PED possono essere anche realizzate con cancelli che ruotano o scorrono lateralmente in apertura (Figura 1.3 destra). Tuttavia, le principali configurazioni adottate sono quelle riportate nelle Figure 1.2 e 1.3.

Figura 1.3. Diverse soluzioni costruttive per PSD (Sinistra) e PED (Destra) (Fonte: Web)

Considerando una porta di banchina a piena altezza, il principio meccanico di base delle porte scorrevoli è la sospensione delle ante a una struttura di sostegno in alto e la loro movimentazione sincrona mediante un attuatore. Quest'ultimo è di solito di tipo elettrico (più frequentemente in corrente continua ma esistono anche applicazioni con motori in alternata) mentre il sistema di trasmissione del moto può essere di due tipi: cinghia e puleggia sincrona, oppure a vite senza fine. Un esempio è riportato nella Figura 1.4.

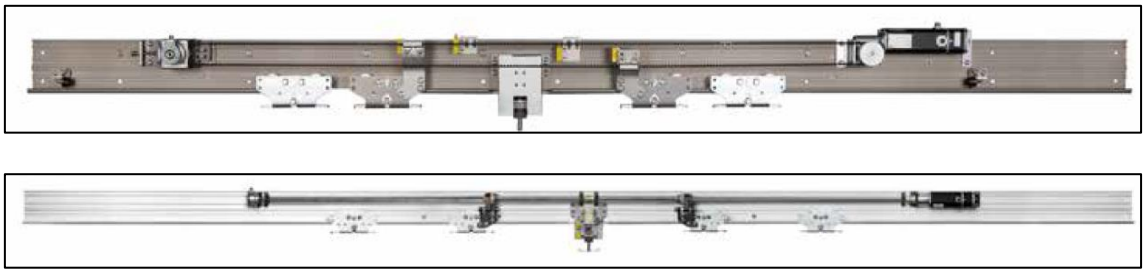


Figura 1.4. Sistema di trasmissione a cinghia e puleggia (in alto) e a vite senza fine (in basso)[1]

[1] Fonte: Woori Technology Inc. – Total Safety Solution of All Types Platform Doors

1.1. Composizione e funzionamento del sistema

Di seguito si descrivono i vari elementi che compongono una facciata di porte di banchina per poi spiegarne il funzionamento.

Nella seguente Figura 1.5 si vede come l'intera facciata di porte scorrevoli sia costituita dalla ripetizione di più elementi base detti "moduli", ognuno dei quali è costituito da:

- ASD (Automatic Sliding Doors): le ante scorrevoli
- EED (Emergency Exit Doors): coppia di porte a battente ad apertura manuale, utilizzate dai passeggeri in caso di disallineamento tra porte del veicolo e porte di banchina
- FP: schermi di protezione fissi

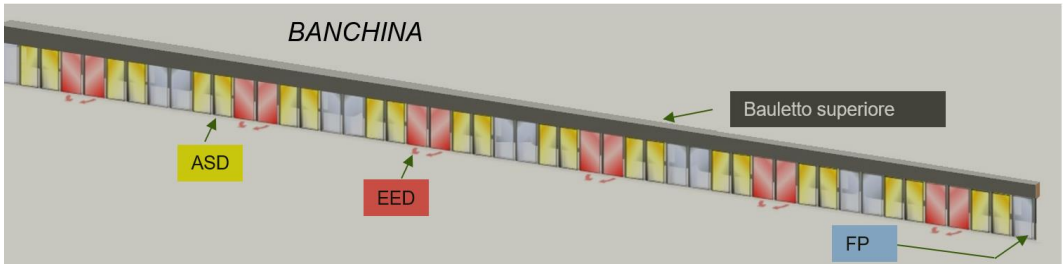


Figura 1.5. Banchina completa

Per una migliore comprensione del sistema, si riporta di seguito lo schema di un solo modulo con denominazione dei singoli componenti.

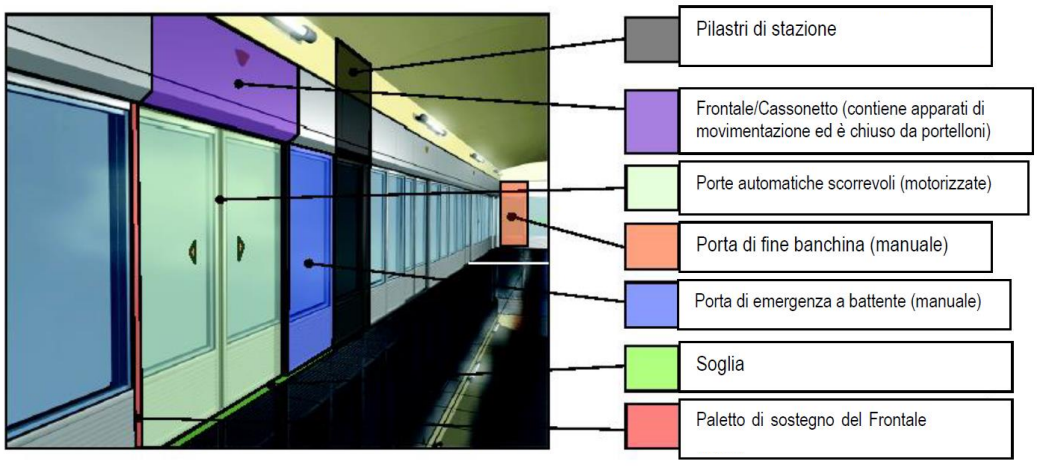


Figura 1.6. Modulo PSD singolo

Dal punto di vista strutturale, l'intera struttura è sorretta da un telaio che a sua volta è fissato ai pilastri e al pavimento di stazione. All'interno di quest'ultimo, sono realizzati i binari all'interno dei quali possono muoversi i carrelli che permettono lo scorrimento delle ante. Una tipica configurazione di struttura di sostegno è riportata nella seguente Figura 1.7.

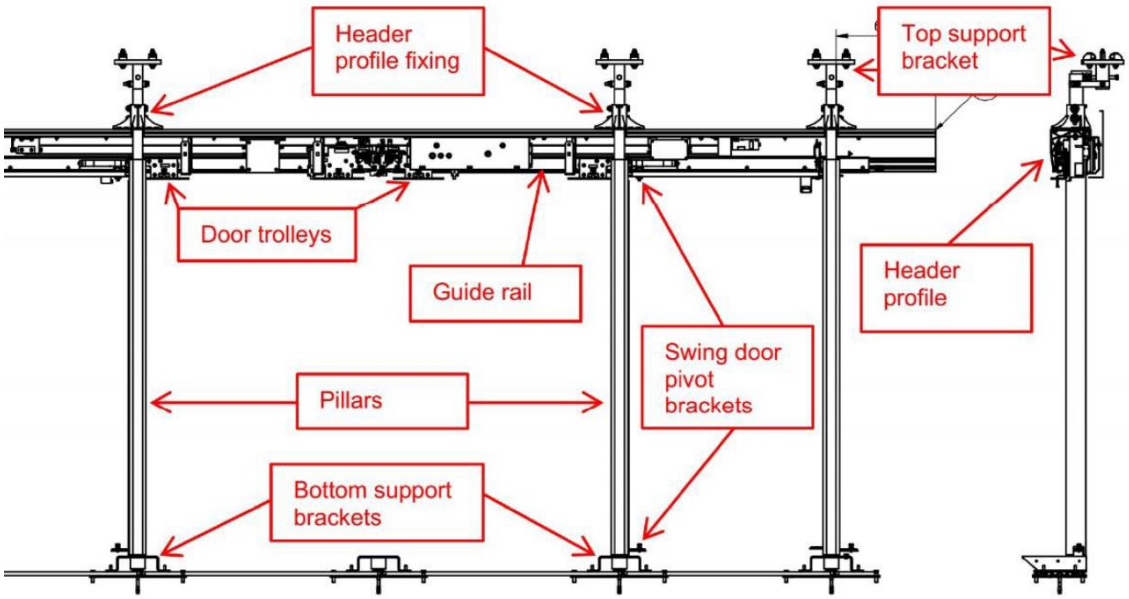


Figura 1.7. Telaio di sostegno di un modulo PSD

I componenti addetti alla movimentazione delle ante scorrevoli sono racchiusi all'interno di un cassonetto di sicurezza, situato nella parte superiore del modulo (elemento viola di Figura 1.6).

Nel caso di una PSD a cinghia e puleggia, un esempio di configurazione del sistema di movimentazione è riportato nella Figura 1.8, in cui sono visibili i componenti:

1) Carrelli anta sinistra
2) Door Locked Switch (DLS), finecorsa per la rilevazione dell'avvenuto blocco dell'anta
3) Uncino di bloccaggio
4) Manual Release Switch (MRS), interruttore per movimentazione manuale
5) Motore
6) Trasmissione a cinghia e puleggia
7) Carrelli anta destra

8) Leaf Closed Switch – Right (LCS – R), finecorsa per la rilevazione della posizione dell'anta in chiusura
9) Leaf Closed Switch – Left (LCS – F)
10) Indicatore luminoso per segnalare la mancata chiusura dell'anta destra
11) Indicatore luminoso per segnalare malfunzionamenti della porta
12) Indicatore luminoso per segnalare la mancata chiusura della porta
13) Indicatore luminoso per segnalare la mancata chiusura dell'anta sinistra

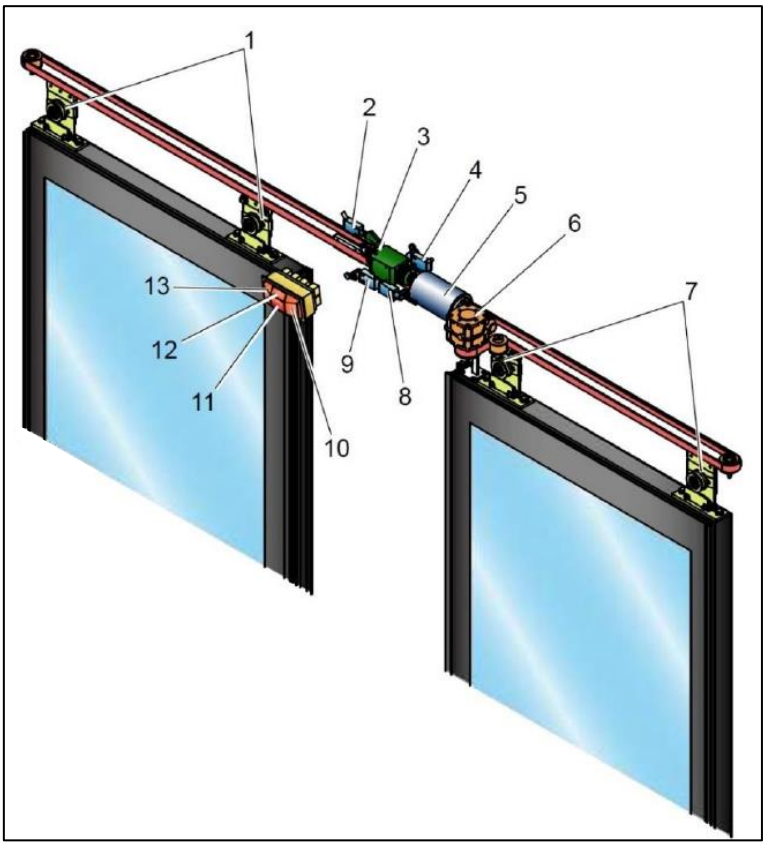


Figura 1.8. Layout del sistema di movimentazione

Il bloccaggio delle ante in posizione di chiusura avviene grazie ad un uncino azionato da un elettromagnete che blocca le ante in posizione. Si vede come siano presenti molteplici finecorsa i cui segnali vengono utilizzati per il controllo delle condizioni di avvenuta chiusura e bloccaggio, senza i quali il treno non può ripartire.

Ulteriore elemento importante non rappresentato in Figura 1.8 ma che costituisce parte integrante di ogni modulo PSD è costituito dalla Door Control Unit (DCU). Uno schema funzionale di questo componente è riportato in Figura 1.9.

La DCU è una scheda di controllo che gestisce tutti gli apparati elettrici coinvolti in un ciclo di apertura e chiusura:

- Alimentazione
- Motore elettrico (segnale di comando e controllo)
- Luci e campanello di segnalamento
- Elettromagnete per il bloccaggio dell'uncino
- Sensori per la rilevazione di ostacoli e finecorsa
- Switch per selezionare la modalità di funzionamento: locale/automatico/remoto

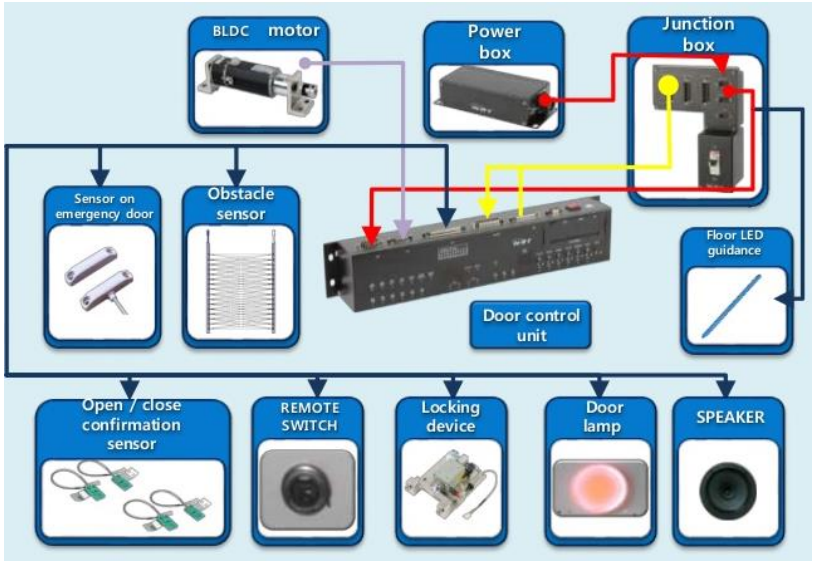


Figura 1.9. Door Control Unit – schema funzionale (Fonte: slideshare.net)

Permette la memorizzazione dei profili di velocità di comando del motore e gestisce l'invio dei segnali riguardanti lo stato di funzionamento del sistema al PLC di stazione. Il funzionamento di questo apparato è gestito interamente dal fornitore del sistema, che spesso non fornisce le specifiche complete e non permette di modificare i parametri di controllo del motore. Per questo motivo si vuole sostituire questo elemento con il PLC di stazione, che consente una flessibilità più elevata sia in progetto che nelle fasi successive in quanto:

- Si può utilizzare un unico PLC (o al più due, uno per lato di banchina) per il comando di tutti i motori della stazione, evitando di acquistare una DCU per ogni porta con conseguente risparmio economico.
- Possibilità di gestire i segnali I/O con facilità, evitando di utilizzare moduli di interfaccia per ogni modulo.

- Flessibilità nelle modifiche in fase di esercizio; ad esempio, se si vuole cambiare il tempo di movimentazione delle ante, coerentemente con le possibilità del motore, è possibile, anche da remoto, caricare una nuova routine all'interno del PLC.

Nell'ottica, dunque, di voler proporre al gestore dell'infrastruttura un nuovo sistema di comando e controllo per la movimentazione delle ante scorrevoli, è necessario individuare il motore di taglia corretta. Inoltre, si dovrà scegliere un motore che si interfaccia facilmente con un PLC.

Nei seguenti capitoli si parlerà del procedimento di scelta del motore attraverso un modello Simulink dell'intero servosistema, per poi affrontare la programmazione dello stesso con PLC Allen – Bradley.

2. Meccanismi e progettazione del moto

Un meccanismo è un insieme di componenti opportunamente scelte per trasformare e trasmettere il moto. Alcuni di questi permettono di passare da un moto alternativo ad uno rotativo o viceversa, altri invece cambiano l'asse del moto per esigenze di trasmissione.

Il sistema di movimentazione a cinghia e puleggia utilizzato nel sistema porte di banchina è esso stesso un meccanismo che trasforma il moto rotatorio del motore elettrico in moto rettilineo di traslazione per realizzare l'apertura/chiusura delle ante scorrevoli.

In questa sezione si partirà dall'analisi del progetto di meccanismi per estrapolare alcune relazioni che possono essere applicate anche al caso studio.

Il primo passo nella progettazione di un meccanismo riguarda la scelta della legge del moto, intesa come la corrispondenza tra posizione, velocità ed accelerazione di un punto del meccanismo ed il tempo. Nei seguenti capitoli si utilizzano a titolo d'esempio, dei meccanismi a camma unicamente per semplicità di trattazione. Le relazioni alle quali si giungerà sono applicabili anche ad un sistema a cinghia e puleggia in quanto lo scopo di entrambi i meccanismi è il medesimo: trasformazione di moto rotatorio in traslatorio rettilineo.

2.1. Legge del moto

Si consideri un meccanismo atto alla trasformazione di un moto rotatorio in uno traslatorio alternativo, come quello rappresentato:

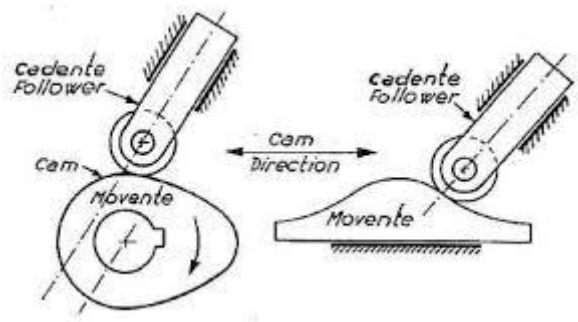


Figura 2.1. Sistema a camma – punteria[2]

Tale meccanismo è denominato sistema a camma. Possiamo subito individuare due elementi di fondamentale importanza: il movente (M) ed il cedente (C). Nella configurazione rappresentata, ad una rotazione $\alpha(t)$ dell'elemento M corrisponde una traslazione y dell'elemento C.

La posizione massima raggiunta dal cedente è chiamata *alzata massima* e si indica con h.

Si ha dunque la corrispondenza:

$$y = y(\alpha(t))$$

tramite la quale, data la proporzionalità tra l'angolo α e t, si arriva alla legge del moto:

$$y = y(t) \tag{2.1}$$

che esprime la correlazione tra la posizione del cedente e il tempo.

[2] Fonte immagine: Web

Dalla fisica classica, a partire dalla legge del moto di un corpo si possono facilmente ottenere velocità ed accelerazione derivando rispettivamente una e due volte $y(t)$:

$$\dot{y}(t) = \frac{dy}{dt}$$
$$\ddot{y}(t) = \frac{d^2y}{dt^2} \tag{2.2}$$

Al fine di mettere in evidenza l'effettivo comportamento del meccanismo, ovvero il vincolo costruttivo esistente tra la rotazione α e la traslazione y, si introduce il diagramma $y(\alpha)$ chiamato *diagramma delle alzate*.

Le sue derivate $\frac{dy}{d\alpha}$ e $\frac{d^2y}{d\alpha^2}$ vengono rispettivamente denominate *velocità geometrica* ed *accelerazione geometrica* (2.3).

$$y'(\alpha) = \frac{dy}{d\alpha}$$
$$y''(\alpha) = \frac{d^2y}{d\alpha^2} \tag{2.3}$$

Attribuendo al cedente un moto di rotazione a velocità angolare ω costante, si può risalire alle grandezze in funzione del tempo a partire da quelle geometriche con le (2.4).

$$\dot{y}(t) = \omega \cdot \frac{dy}{d\alpha}$$
$$\ddot{y}(t) = \omega^2 \cdot \frac{d^2y}{d\alpha^2} \tag{2.4}$$

Effetto di ω

Per valutare l'effetto della velocità angolare del movente sulla legge del moto, si ipotizza un meccanismo in cui non sono presenti le fasi di arresto e riposo, ω costante e $t_s = t_d$. Essendo ω costante, vale la (2.5).

$$\alpha = \omega \cdot t \tag{2.5}$$

Inoltre, nei sistemi a camma, si fa corrispondere il periodo del moto T ad una rotazione completa α del movente, ovvero $2\pi = \omega T$. Si può esplicitare il periodo del moto, che risulta essere direttamente proporzionale alla velocità angolare del movente.

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

Nella Figura 2.2 sono messe a confronto le leggi di alzata del movente per due velocità angolari ω_1 e ω_2, tali per cui $\omega_2 = 2\omega_1$.

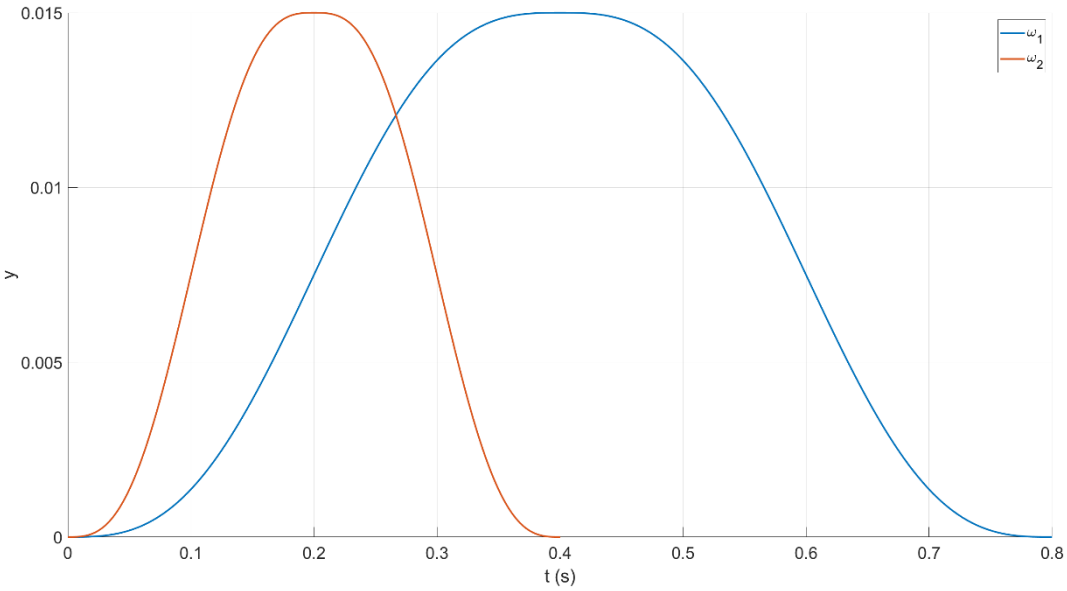


Figura 2.2. Influenza di ω sulla legge del moto del cedente

Si nota come il periodo del moto si dimezza al raddoppio della velocità angolare del movente, in accordo con la diretta proporzionalità evidenziata in precedenza.

Per visualizzare l'effetto di ω sulla velocità del cedente, si può considerare la seguente relazione:

$$\dot{y} = \frac{dy(\alpha(t))}{dt} = \frac{dy}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = y' \cdot \omega \tag{2.6}$$

Ovvero la velocità del cedente in funzione del tempo può essere calcolata moltiplicando ω per la corrispondente grandezza geometrica. Dunque, la velocità massima $\dot{y}_{max}$ è pari a:

$$\dot{y}_{max} = y'_{max} \cdot \omega$$

Essendo la velocità geometrica indipendente dal tempo e di conseguenza da ω, si ottiene che al raddoppiare di quest'ultima raddoppia la velocità massima raggiunta dal cedente durante il moto.

Ciò è rappresentato in Figura 2.3, dove, per chiarezza di rappresentazione, si considera la velocità della sola fase di salita.

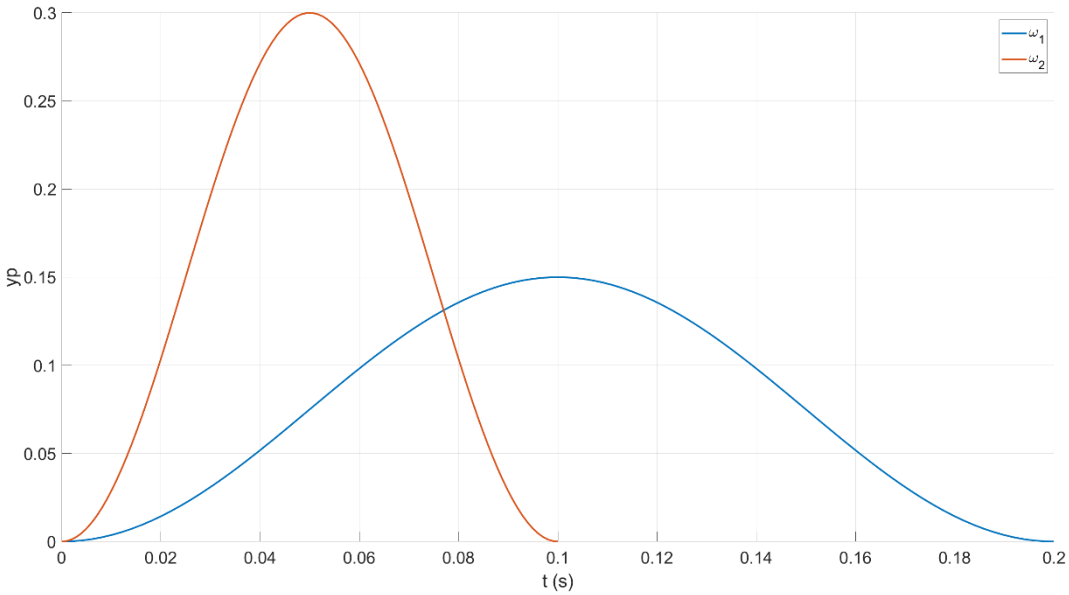


Figura 2.3. Influenza di ω sulla velocità del cedente

Per quanto riguarda l'effetto di ω sull'accelerazione del cedente, si ragiona in maniera analoga a quanto fatto per le velocità, servendosi dell'accelerazione geometrica. Utilizzando le (2.4) si può scrivere:

$$\ddot{y}_{max} = y''_{max} \cdot \omega^2$$

Esiste una corrispondenza quadratica tra l'accelerazione del cedente e ω. Tale comportamento è messo in evidenza nella Figura 2.4: il periodo del moto è dimezzato mentre le accelerazioni massime sono quadruplicate, avendo considerato $\omega_2 = 2\omega_1$.

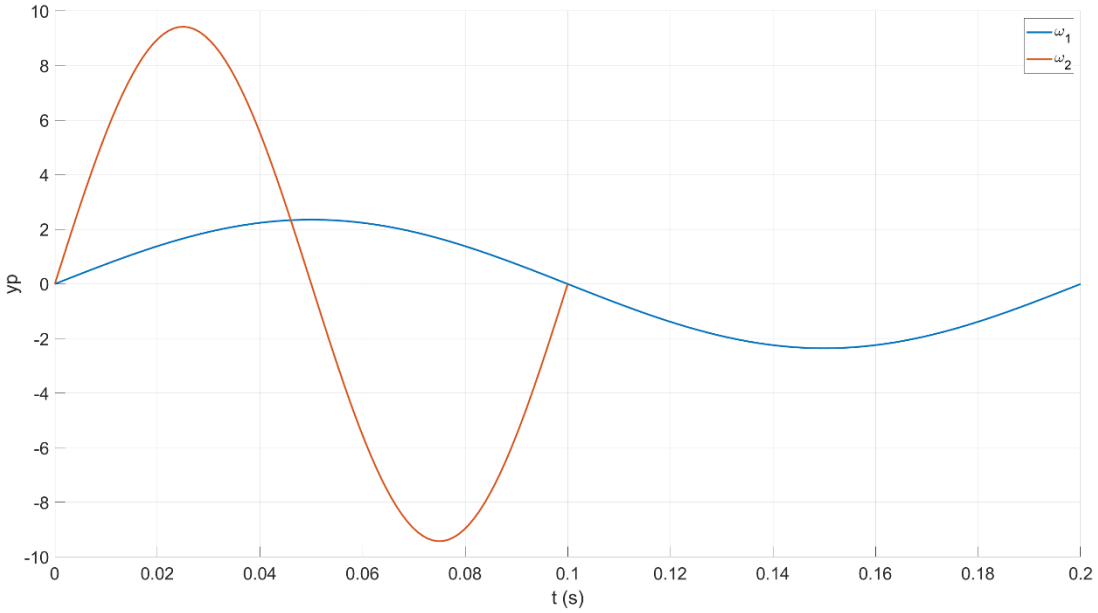


Figura 2.4. Influenza di ω sull'accelerazione del cedente

Nella seguente Tabella 2.1 è riassunto l'effetto di ω sulle leggi del moto:

	Spostamento	**Velocità**	**Accelerazione**
Effetto di ω	$T = \frac{2\pi}{\omega}$	$\dot{y_{max}} = y'_{max} \cdot \omega$	$\ddot{y_{max}} = y''_{max} \cdot \omega^2$
$\boldsymbol{\omega_2 = 2\omega_1}$	$T_2 = \frac{T_1}{2}$	$\dot{y}_{max,2} = 2\dot{y}_{max,1}$	$\ddot{y}_{max,2} = 4\ddot{y}_{max,1}$

Tabella 2.1. Riassunto effetto di ω

2.1.1. Adimensionalizzazione

Nel moto delle macchine è caratterizzato dall'alternarsi di fasi di salita, arresto o discesa, ciascuna delle quali è caratterizzata da una determinata *alzata* h e dal corrispondente tempo di avanzamento t_a.

È conveniente riportare i diagrammi del moto in forma adimensionale perché, così facendo, valgono importanti proprietà che permettono al progettista di determinare coefficienti caratteristici delle curve stesse. Grazie ad essi è possibile avere un'idea delle accelerazioni e velocità massime in gioco e, di conseguenza, mettere in evidenza potenza e coppia necessarie al moto del meccanismo già nelle prime fasi di progetto.

Si definisce il tempo adimensionale τ:

$$\tau = \frac{t}{t_a} \tag{2.7}$$

e, insieme ad esso, i seguenti diagrammi adimensionali o *forme*:

- Forma del diagramma delle alzate $Y = \frac{y}{h}$
- Forma del diagramma delle velocità $Y' = \frac{v}{h/t_a}$
- Forma del diagramma delle accelerazioni $Y'' = \frac{a}{h/t_a^2}$

Riprendendo l'ipotesi fatta in precedenza di velocità angolare ω del movente costante, si può affermare che $\alpha = \omega \cdot t$; esplicitando il tempo e sostituendo in (2.7) si ottiene

$$\tau = \frac{\alpha}{\alpha_a}$$

in cui α_a è l'angolo percorso dal movente nel tempo t_a.

In questo modo viene messo in evidenza un primo aspetto importante: utilizzare diagrammi in forma adimensionale svincola il progetto dalla velocità di rotazione del movente.

Nella seguente Figura 2.5 è rappresentato un esempio di forma del diagramma delle alzate in fase di salita.

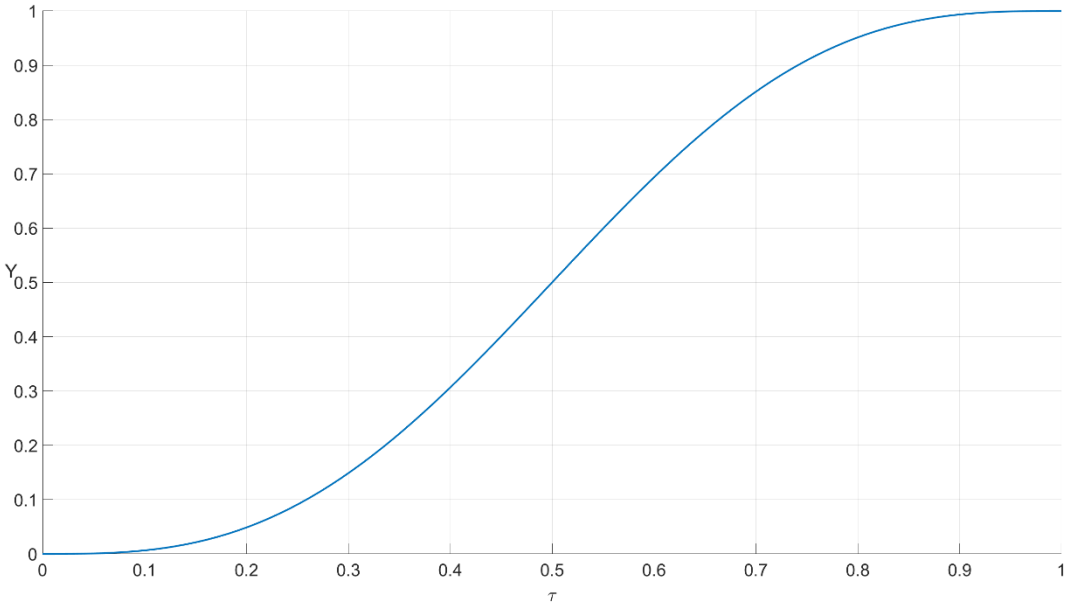


Figura 2.5. Forma del diagramma delle alzate

Si nota che il grafico raggiunge il massimo in corrispondenza di un valore unitario, coerentemente con la definizione di τ e Y.

Considerando ora la forma del diagramma di velocità, si definisce *coefficiente di velocità* il massimo valore del grafico Y'.

$$C_v = Y'_{max} \tag{2.8}$$

Sostituendo nella (2.8) la definizione di Y':

$$C_v = \frac{\dot{y}_{max}}{\frac{h}{t_a}} \tag{2.9}$$

Da cui è ben evidente che C_v è pari al rapporto tra la velocità massima del cedente e la sua velocità *media* (h/t_a). Ovviamente in ogni caso risulta $C_v > 1$, dato che la velocità massima non può essere inferiore a quella media. Riprendendo la (2.9) ed esplicitando la velocità massima, si ottiene:

$$\dot{y}_{max} = C_v \cdot \frac{h}{t_a}$$

Dato C_v si può conoscere la massima velocità alla quale si muoverà il meccanismo noti alzata massima e tempo di avanzamento (parametri di progetto).

Questa è strettamente legata alla potenza necessaria per la movimentazione del meccanismo stesso, in quanto è valido:

$$P_{max} \cong F \cdot \dot{y}_{max} \tag{2.10}$$

dove F è la forza agente sul sistema.

Scegliere una curva con C_v basso significa avere $\dot{y}_{max}$ minore, potenza più bassa e dunque motore più piccolo.

Nello stesso ordine di idee si chiama coefficiente di accelerazione C_a la più grande accelerazione in valore assoluto del grafico Y''. In particolare, si indica con C_{a+} il valore massimo di accelerazione positiva e con C_{a-} il valore assoluto della massima accelerazione negativa. Anche in questo caso è valida:

$$\ddot{y}_{max} = C_a \cdot \frac{h}{t_a^2} \tag{2.11}$$

Conoscere già nelle fasi iniziali la massima accelerazione del cedente permette di quantificare le forze inerziali in gioco.

2.1.2. Proprietà fondamentali dei diagrammi adimensionali

Proprietà 1

"L'area sottesa al diagramma di accelerazioni è nulla"

Per dimostrarla, si calcola l'integrale definito in $[0\ t_a]$ della forma del diagramma di accelerazioni, che ha il significato geometrico di area sottesa ad una curva:

$$\int_0^{t_a} \ddot{y}\, dt = \dot{y}(t_a) - \dot{y}(0)$$

Che risulta essere nullo in quanto la velocità all'inizio ed alla fine del moto è uguale e pari a zero. Da ciò discende direttamente che l'area sottesa alla parte positiva del grafico deve essere uguale a quella negativa.

Proprietà 2

Momento Risultante Diagramma di Accelerazioni (M.O.R.D.A.)

Si considera una legge di accelerazione costante a tratti non simmetrica, rappresentata in Figura 2.6.:

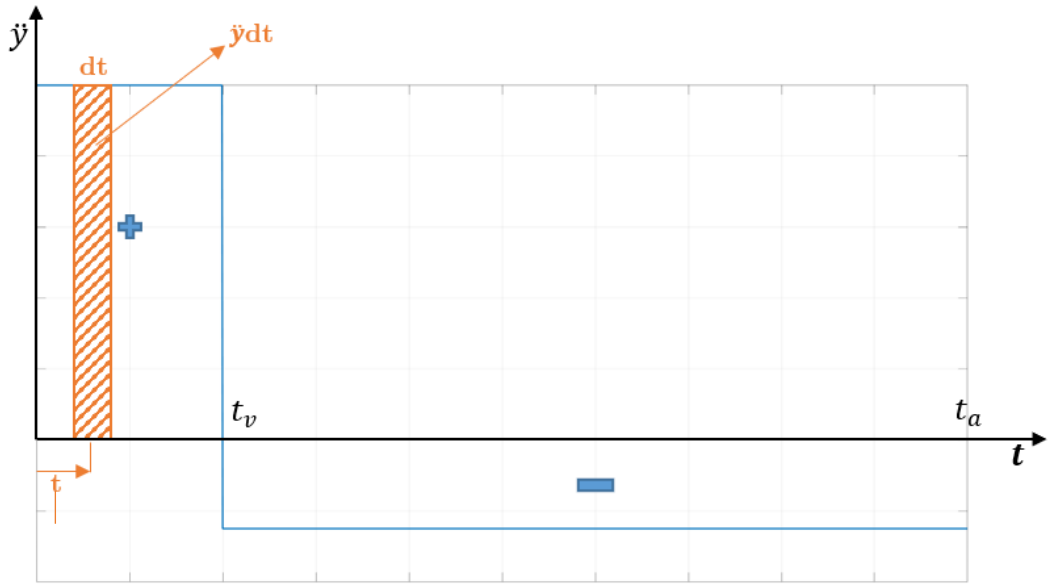


Figura 2.6.

Il momento statico dell'elemento di area infinitesima $\ddot{y}dt$ rispetto all'asse delle ascisse è pari a:

$$M = \int dM = \int_0^{t_a} \ddot{y}\, t\, dt \tag{2.12}$$

in cui t_v è l'istante in cui l'accelerazione cambia segno.

Inquadrando il problema dal punto di vista fisico, si può calcolare la risultante dei due tratti (positivo e negativo) del grafico con l'integrale:

$$\begin{aligned} +) \qquad & \int_0^{t_v} \ddot{y}\, dt = \dot{y}(t_v) - \dot{y}(0) = \dot{y}_{max} \\ -) \qquad & \int_{t_v}^{t_a} \ddot{y}\, dt = \dot{y}(t_a) - \dot{y}(t_v) = -\dot{y}_{max} \end{aligned} \tag{2.13}$$

Queste risultanti, assimilabili a forze, sono considerate applicate nel baricentro delle parti positive e negative del diagramma di accelerazioni in verso opposto.

La schematizzazione è riportata in Figura 2.7.

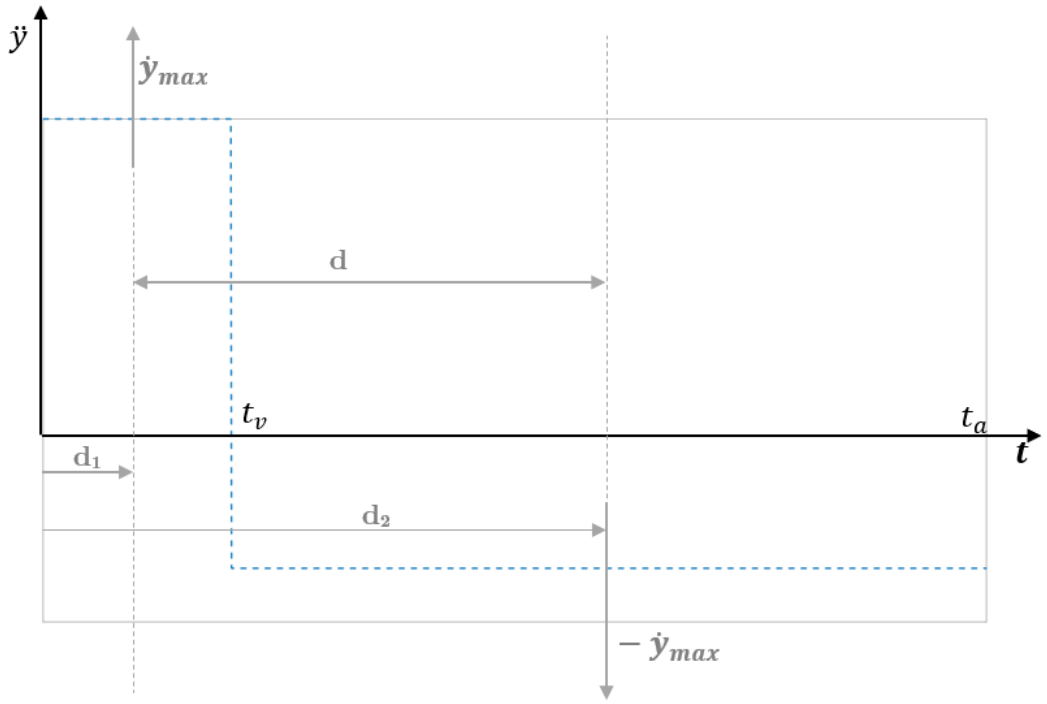


Figura 2.7

Definita d la distanza tra le due risultanti, il momento della coppia di risultanti è:

$$M = \dot{y}_{max} \cdot d_1 - \dot{y}_{max} \cdot d_2 = -\dot{y}_{max} \cdot d \tag{2.14}$$

Ritornando alla (2.12), l'integrale può essere risolto applicando la formula di integrazione per parti[3]:

$$\int_0^{t_a} \ddot{y}\, t\, dt = \dot{y}t|_0^{t_a} - \int_0^{t_a} \dot{y}\, dt = -\big(y(t_a) - y(0)\big)$$

Essendo la prima parte nulla in quanto la velocità è nulla in 0 e t_a. Si ha:

$$M = -h \tag{2.15}$$

Da questo risultato si vede che alzate grandi hanno un elevato momento M che, secondo la (2.14), dipende da velocità massima del cedente e distanza d delle parti positiva e negativa del diagramma di accelerazione

Unendo (2.15) e (2.14) si ottiene:

$$\dot{y}_{max} \cdot d = h \tag{2.16}$$

Il progettista, per raggiungere una determinata alzata h, può:

- Aumentare la velocità del movente mantenendo d piccolo
- Mantenere bassa la velocità e aumentare la distanza d

La (2.16)può essere riscritta considerando le grandezze adimensionali introdotte nel paragrafo 2.1.1.

$$C_v \frac{h}{t_a} \cdot d = h$$

$$C_v \cdot \delta = 1 \tag{2.17}$$

Dove $\delta = \frac{d}{t_a}$ e rappresenta la distanza adimensionale tra i baricentri delle curve di accelerazione positiva e negativa. È un coefficiente sempre minore di 1 e, per curve simmetriche, è pari a 0.5.

[3] (https://www.youmath.it/ "Integrali per parti") Siano $f, g : [a, b] \to R$ due funzioni continue e supponiamo che le loro derivate siano pure continue su $[a\,, b]$. Allora:

$$\int_a^b f(x)g'(x)dx = f(b)g(b) - f(a)g(a) - \int_a^b f'(x)g(x)dx$$

Sapendo questo, è noto che $C_v = 2$ per qualsiasi forma del moto simmetrica, anche se molto complicata dal punto di vista analitico.

Nota

Applicando l'equazione (2.13) ad un grafico di accelerazione costante a tratti, si ottiene:

$$\dot{y}_{max} = \ddot{y}_{max} \cdot t_v$$

In quanto è dimostrato che l'area sottesa al grafico di accelerazioni (area di un rettangolo di lati $\ddot{y}_{max}$ e t_v) è proprio pari alla velocità massima.

Passando in termini adimensionali:

$$C_v = C_a \cdot \tau_v \tag{2.18}$$

Nel caso di profilo ad accelerazione triangolare (*legge cubica*) applicando la (2.18):

$$C_v = \frac{1}{2} C_a \cdot \tau_v$$

Sfruttando questa proprietà si può facilmente ricavare il coefficiente di accelerazione noto quello di velocità determinato dalla (2.17).

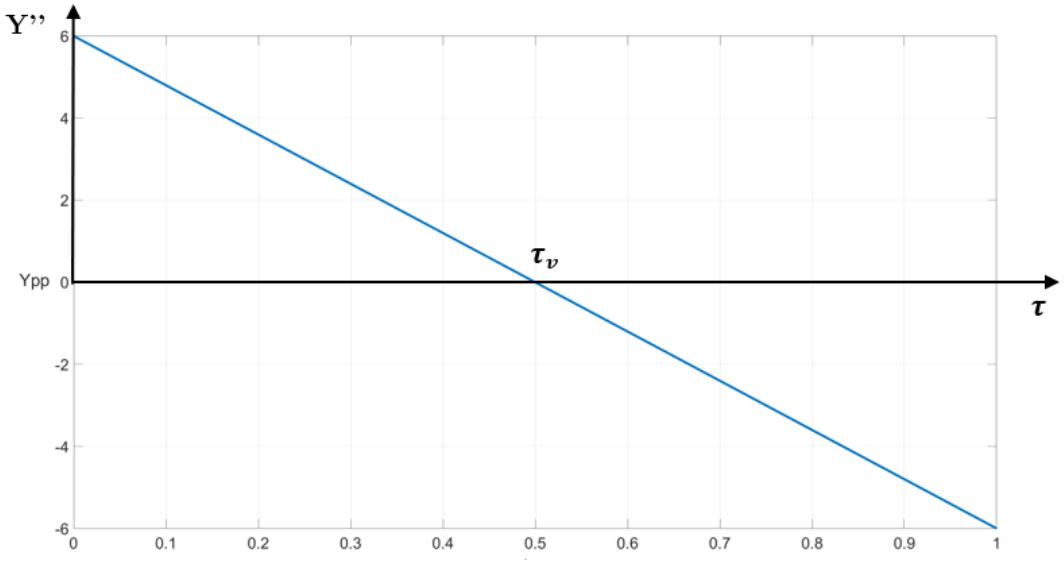


Figura 2.8 Legge cubica

2.2. La scelta della legge del moto

"Nel progetto di meccanismi il primo passo è il tracciamento qualitativo del diagramma delle alzate, in modo da stabilire la successione, la durata e l'ampiezza dei movimenti in accordo con la funzione che il meccanismo deve svolgere." (Magnani – Ruggeri, Meccanismi per macchine automatiche p. 35)

La legge di movimento è generalmente composta da quattro tratti ben distinti:

- Un tratto di salita, in cui il cedente passa dalla posizione di zero a quella di alzata massima
- Un tratto di arresto, che vede il cedente fermo alla posizione di alzata massima ($y = h$), non necessariamente presente in tutte le applicazioni
- Un tratto di discesa, in cui il cedente si muove in direzione opposta al tratto di salita, passando da h a zero
- Un tratto di riposo, in cui si ha $y = 0$

Un esempio di legge del moto tipica di questi sistemi è riportato in Figura 2.9.

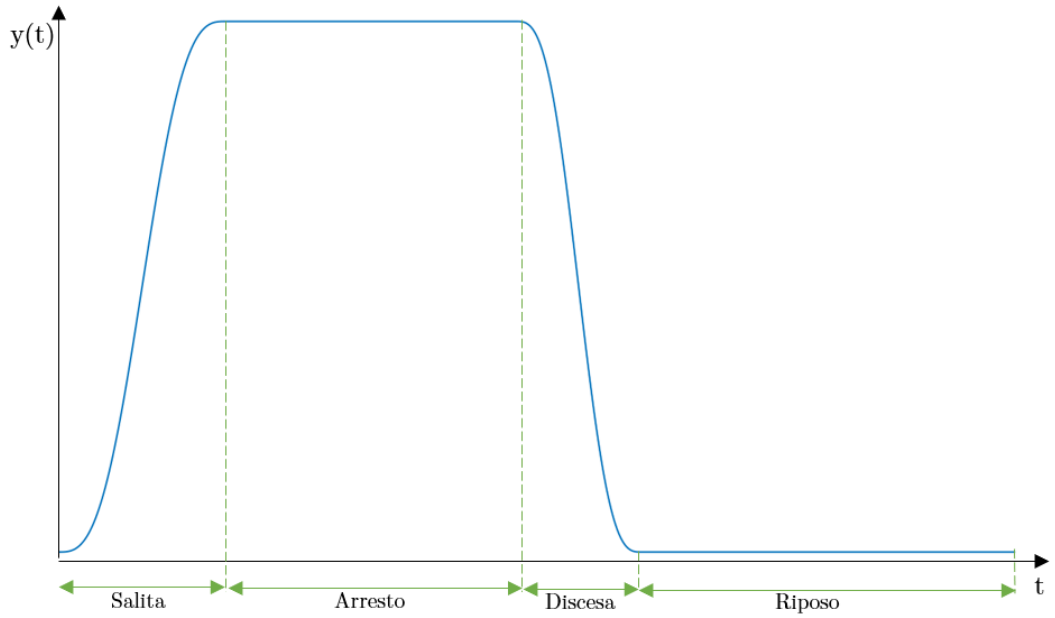


Figura 2.9. Esempio di legge del moto y(t)

Ad ogni fase elencata è associato un tempo ben definito oppure, mediante cambiamento di scala, il corrispondente angolo di rotazione del movente:

- t_s (α_s) tempo di salita, ovvero il tempo impiegato dal cedente per spostarsi dalla posizione di zero a quella di alzata massima
- t_d (α_d) tempo di discesa, ovvero il tempo impiegato dal cedente per spostarsi dalla posizione di alzata massima a quella di zero
- $t_r(\alpha_r)$ tempo di riposo
- $t_a(\alpha_a)$ tempo di arresto
- h alzata massima

La somma dei tempi caratteristici di ogni fase costituisce il *periodo di funzionamento* del meccanismo T:

$$T = t_s + t_a + t_d + t_r$$

La specifica di progetto è relativa al valore di alzata che il cedente deve raggiungere ai tempi (e dunque angoli) sopra elencati. Tutte le posizioni intermedie non sono di solito vincolate da alcuna specifica e quindi il particolare andamento della $y(t)$ / $y(\alpha)$ può essere scelto abbastanza liberamente. Ciò può essere sfruttato per adattare la legge del moto all'applicazione specifica, perfezionandola al fine di garantire una adeguata *dolcezza di funzionamento*.

In generale, una legge del moto ben progettata deve essere in grado di limitare al minimo possibile:

- Accelerazioni massima e minima
- Velocità massima
- Coppia massima

Di seguito vengono presentati alcuni accorgimenti che il progettista può adottare oppure di cui può servirsi come riferimento per soddisfare queste caratteristiche.

2.2.1. Limitazione della accelerazione massima

Le forze di inerzia sono una componente importante delle forze complessivamente agenti sul cedente. Inoltre, sono variabili nel tempo, essendo legate all'accelerazione stessa, e sono atte a produrre vibrazioni. Per questo motivo si tende a limitarle il più possibile agendo direttamente sull'accelerazione massima del cedente.

Dalla definizione di Y'', questa può essere scritta come:

$$\ddot{y}_{max} = C_a \cdot \frac{h}{\alpha_s^2} \cdot \omega^2 \tag{2.19}$$

Da cui si vede che, fissata l'alzata massima al valore minimo indispensabile per compiere la funzione richiesta, si può agire su tre parametri per limitare $\ddot{y}_{max}$:

- Limitare ω
- Limitare α_s e di conseguenza diminuire il tempo di salita
- Scegliere una legge del moto a coefficiente di accelerazione C_a più basso

La legge di accelerazione che ha il minimo coefficiente di accelerazione è quella ad *accelerazione costanti a tratti* di cui si riporta un esempio in Figura 2.10:

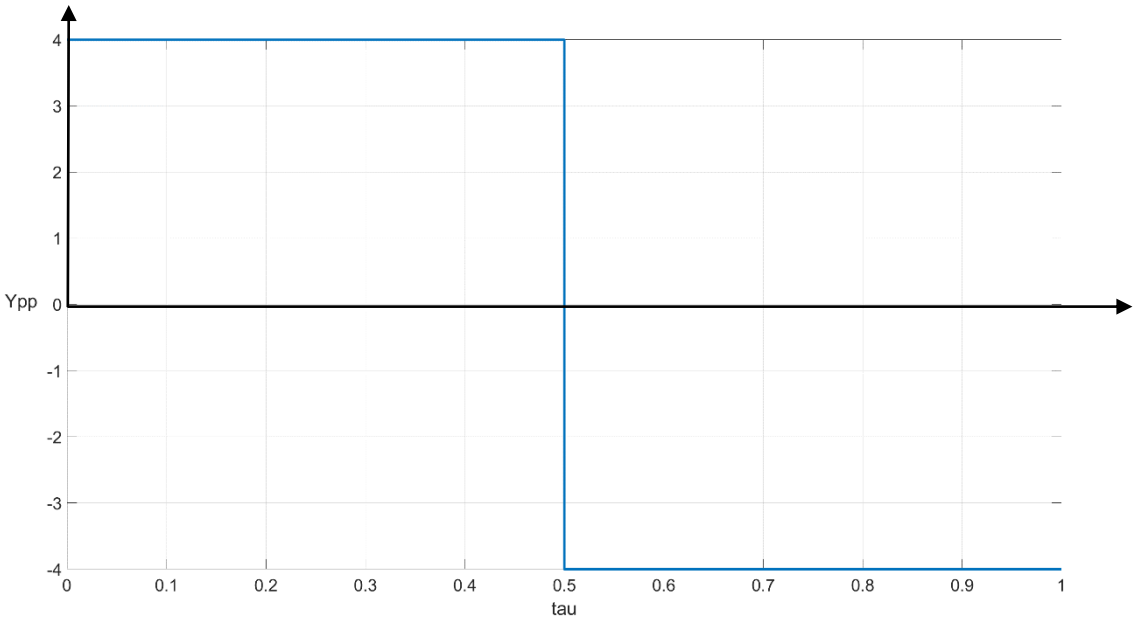


Figura 2.10. Accelerazione costante a tratti

Si nota come $C_a = 4$. Ne consegue che non si potranno avere accelerazioni inferiori a $\frac{4h}{\alpha_s^2}$. Inoltre, essendoci una diretta proporzionalità con l'alzata e una proporzionalità del tipo

$\frac{1}{\alpha_s^2}$ con l'angolo di salita, raddoppiando entrambi si ottengono accelerazioni dimezzate. Ciò può essere utile in fase di progetto se nel meccanismo è possibile una *extra corsa* del cedente che può essere sfruttata per dilatare anche l'angolo di salita.

In alcune applicazioni è più importante limitare le accelerazioni che si hanno in discesa, ovvero quelle negative. Questo perché in tale fase anche le forze di inerzia cambiano verso e potrebbero insorgere problemi di distacco del movente dal cedente. Per evitare ciò, si può modificare la legge del moto per limitare le accelerazioni negative a scapito, ovviamente, di quelle positive.

Prendendo come esempio una legge di accelerazione costante a tratti, quanto detto può essere realizzato semplicemente rendendo *asimmetrica* la legge. Un esempio in Figura 2.11.

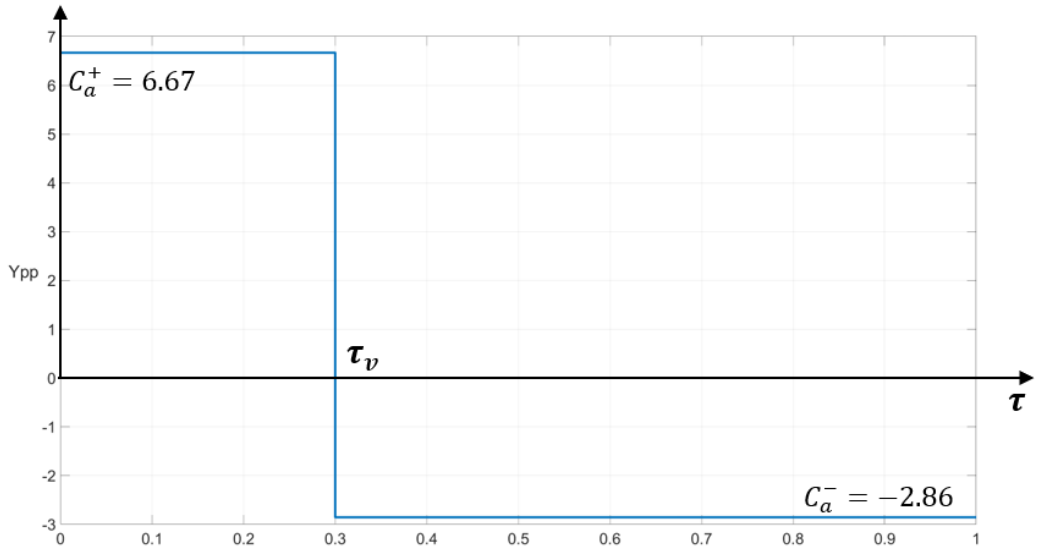


Figura 2.11. Accelerazione costante a tratti non simmetrica

Applicando la proprietà 1 dei diagrammi adimensionali (Sez. 2.1.2), si ottiene:

- Parte positiva $C_v = C_a^+ \cdot \tau_v$
- Parte negativa $C_v = C_a^- \cdot (1 - \tau_v)$

In cui $C_v = 2$ (essendo $\delta = 0.5$).

In Figura 2.12 sono riportati gli andamenti dei coefficienti di accelerazione positiva e negativa al variare di τ_v:

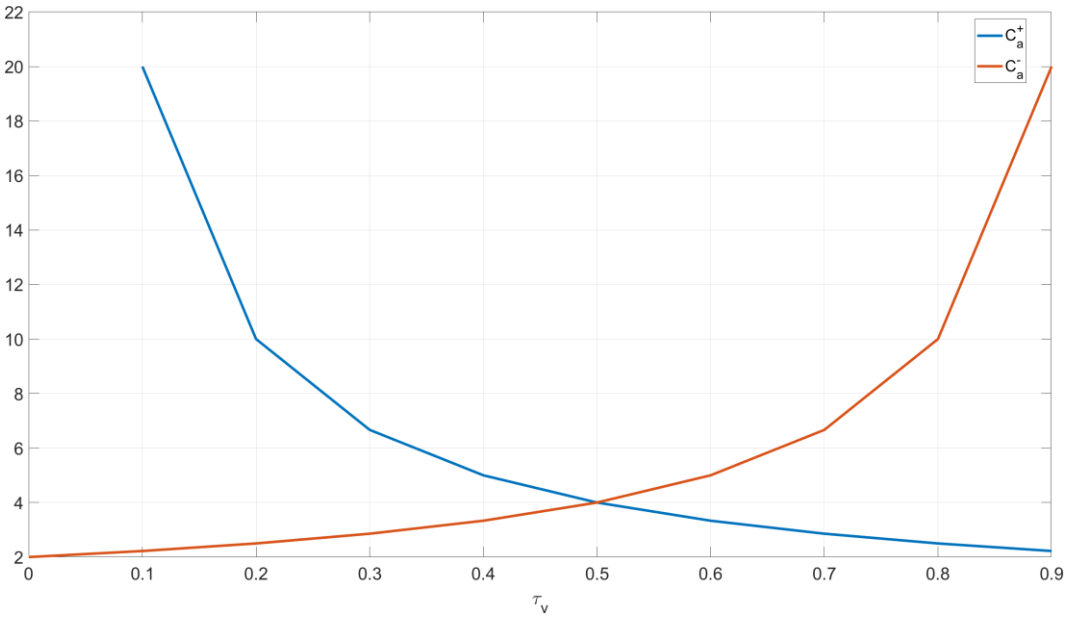


Figura 2.12. Influenza di τ_v sui coefficienti di accelerazione

Questo discorso vale anche per la limitazione di accelerazioni positive, basta spostare τ_v verso destra.

2.2.2. Limitazione della velocità massima

In diverse applicazioni è conveniente ridurre la velocità massima del cedente. Da ciò ne deriva una riduzione della coppia agente sul movente (coppia resistente), una limitazione della potenza massima in ingresso al meccanismo ed anche la possibilità di ridurre gli ingombri dello stesso.

Dalla definizione di Y', la velocità massima può essere scritta come:

$$\dot{y}_{max} = C_v \cdot \frac{h}{\alpha_s}\omega \tag{2.20}$$

A parità di ω e del rapporto h/α_s si deve ovviamente agire sul coefficiente di velocità, scegliendo una legge del moto che limiti il suo valore.

Una legge che si presta a ridurre il valore di C_v rispetto al valore 2 fornito da leggi considerate nei precedenti paragrafi è quella illustrata in Figura 2.13:

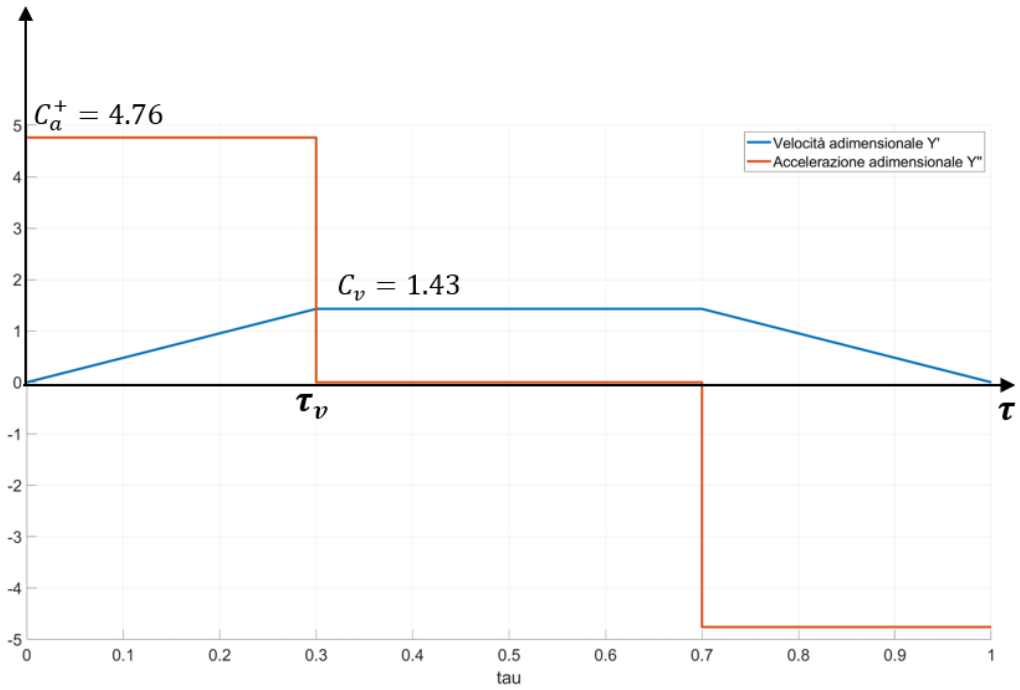


Figura 2.13. Legge del moto tagliata

È una legge di accelerazione costante a tratti e simmetrica in cui i tratti ad accelerazione positiva e negativa sono separati da un tratto ad accelerazione nulla, a cui corrisponde velocità costante. Dunque, il diagramma di velocità risulta essere trapezoidale anziché triangolare.

A grafico sono riportati i valori di C_a e C_v di questa legge. Come si può vedere la riduzione di coefficiente di velocità si paga in un aumento in coefficiente di accelerazioni. È possibile calcolare il valore di C_v utilizzando la "Proprietà 2" dei diagrammi adimensionali, essendo $\delta = (1 - \tau_v)$:

$$C_v = \frac{1}{1 - \tau_v} \tag{2.21}$$

Da cui si vede che aumentando τ_v il coefficiente di velocità diminuisce sempre di più.

Ricordando poi la "Proprietà 1", l'area sottesa al diagramma di accelerazioni è:

$$C_a \cdot \tau_v = C_v$$

Unendo le due espressioni risulta:

$$C_a = \frac{C_v^2}{C_v - 1} \tag{2.22}$$

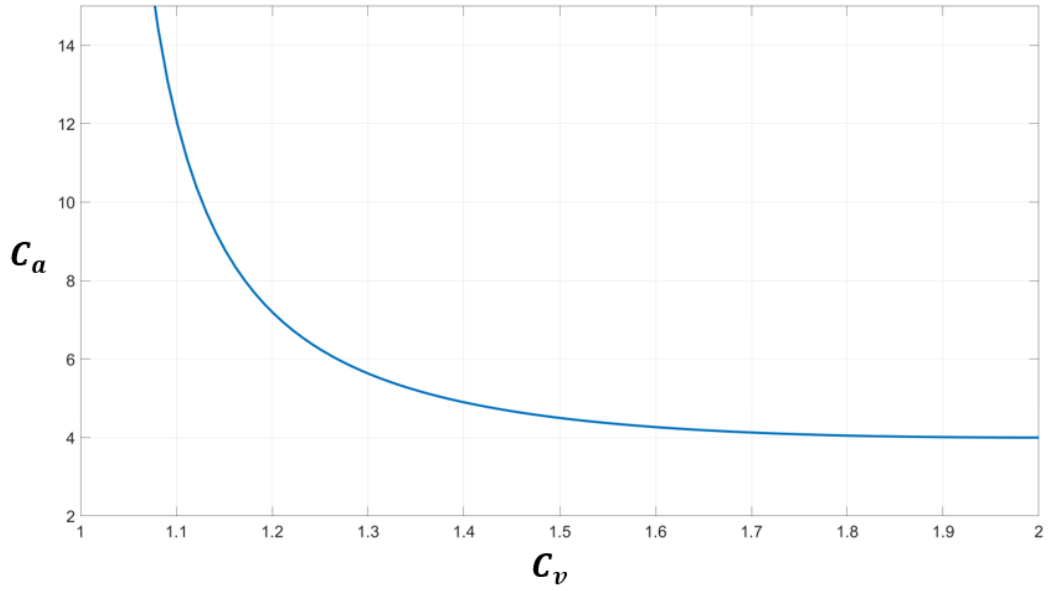


Figura 2.14. Grafico equazione (2.22)

La (2.22) è valida per la legge in esame, ma può essere utilizzata per ragionamenti preliminari in caso di legge diversa. Per $C_v = 2$ si ha $C_a = 4$ mentre per $C_v = 1.5$ si ha $C_a = 4.5$; si deduce che sensibili diminuzioni del coefficiente di velocità possono essere ottenute senza forti aumenti del coefficiente di accelerazione. Il valore minimo raggiungibile per C_v si ricava direttamente dal massimo valore accettabile per C_a, che di solito è posto pari a 8. Con $\tau_v = 0.3$ si ottiene $C_v \approx 1.17$. Tuttavia, di solito si tende a non scendere al di sotto di $C_v = 1.2$.

2.2.3. Limitazione della coppia motrice

La forza totale che agisce sul cedente può essere considerata pari alla somma tra la forza inerziale e quella resistente necessaria alla movimentazione del carico esterno; in formule: $F = F_i + F_r$. Si ipotizza un meccanismo veloce, ovvero un meccanismo all'interno del quale le forze inerziali sono molto maggiori rispetto a quelle resistenti proprio a causa dell'alta velocità ($F_i \gg F_r$)

Si può scrivere il bilancio di potenza del meccanismo, supponendo rendimento unitario ($\eta = 1$):

$$P_{in} = F_i \cdot \dot{y} \tag{2.23}$$

Dove:

- P_{in}, è la potenza fornita dal motore al quale è collegato il movente
- F_i, forze inerziali
- $\dot{y}$, velocità del cedente

La potenza in ingresso è pari a $P_{in} = C \cdot \omega$, mentre la forza inerziale è $F_{in} = m \cdot \ddot{y}$. Sostituendo nella (2.23):

$$C \cdot \omega = m\, \ddot{y}\, y'\omega$$

$$C = m\, \ddot{y}\, y'$$

Espressione da cui si nota subito che la coppia motrice dipende sia dalla velocità del meccanismo che dall'accelerazione. È chiaro che, essendo potenza e coppia differenti solo di un fattore ω, limitare la prima vuol dire farlo anche sulla seconda e viceversa.

Ritornando alla potenza e ricordando le espressioni adimensionali di velocità ed accelerazione, si può scrivere:

$$P_{max} = m\left(Y''\frac{h}{t_s^2} \cdot Y'\frac{h}{t_s}\right)_{max}$$

A parità di alzata h e tempo di salita t_s, la potenza è massima quando lo è il prodotto tra velocità ed accelerazione adimensionali:

$$P_{max} = m\frac{h^2}{t_s^3} \cdot (Y'' \cdot Y')_{max} \tag{2.24}$$

Si definisce *coefficiente di coppia* C_k il massimo valore di $(Y'' \cdot Y')$:

$$C_k = (Y'' \cdot Y') \tag{2.25}$$

Il valore di C_k è inferiore o al massimo uguale al prodotto $C_a \cdot C_v$, diventando proprio pari a quest'ultimo nel caso particolare in cui velocità ed accelerazione siano massime contemporaneamente. Ciò avviene ad esempio nelle leggi ad accelerazione costante, che di conseguenza sono poco soddisfacenti dal punto di vista della limitazione della coppia motrice. Infatti, per una legge di questo tipo, nonostante presenti il valore minimo possibile di $C_a = 4$, risulta:

$$C_k = C_a \cdot C_v = 8$$

In applicazioni in cui interessa ridurre al minimo la coppia motrice, bisogna optare per leggi che vedono sfasati nel tempo l'istante in cui la velocità è massima e quello in cui lo è l'accelerazione.

Una legge apprezzabile da questo punto di vista è la *legge cubica*, nella quale l'accelerazione ha un andamento lineare.

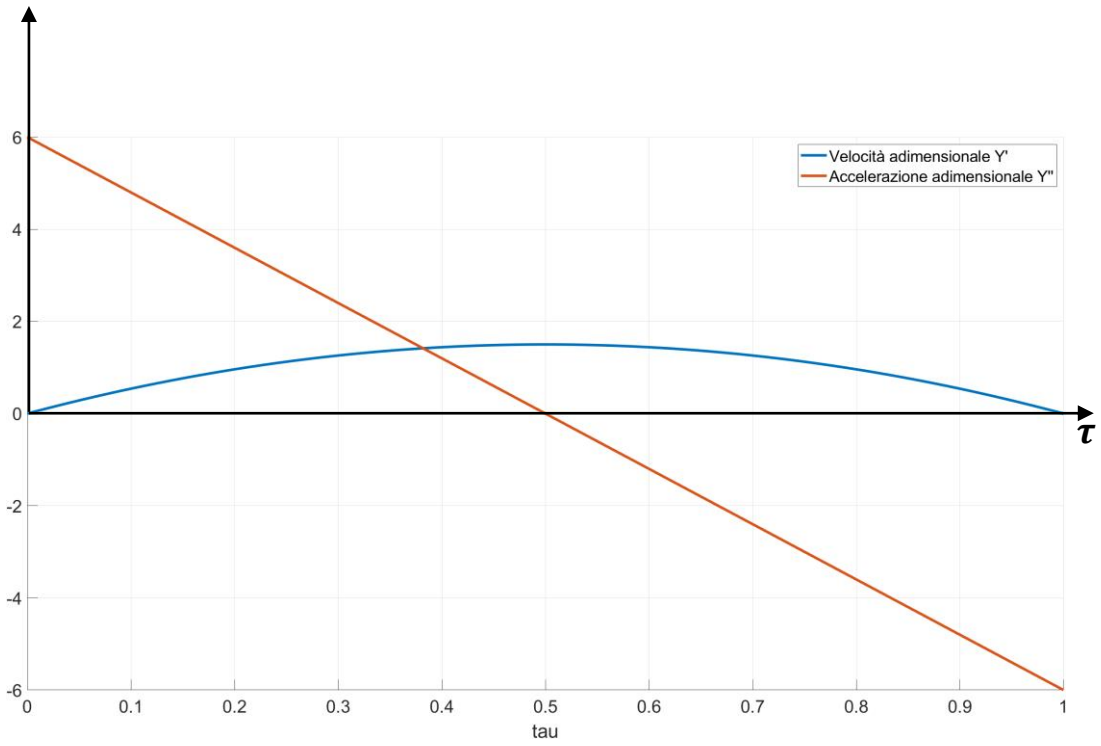


Figura 2.15. Legge cubica: accelerazione e velocità

I coefficienti caratteristici sono riassunti nella seguente tabella:

$\boldsymbol{\delta}$	$2/3$
$\boldsymbol{C_v = {}^1/_{\delta}}$	1.5
$\boldsymbol{C_a = 4 \cdot C_v}$	6

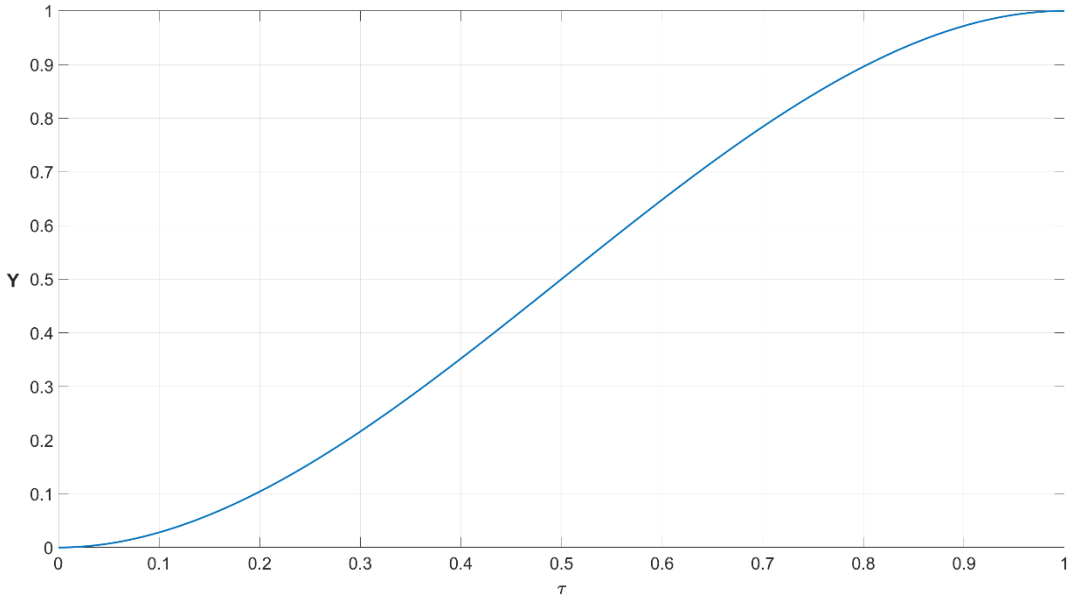


Figura 2.16. Legge cubica: spostamento

Per ricavare il valore del coefficiente di coppia, si cerca il minimo della funzione $Y'' \cdot Y'$ e si arriva a:

$$C_k = 3.4$$

Lo sviluppo analitico è riportato nella sezione Allegati.

"Più in generale si può dimostrare che per qualsiasi tipo di legge deve valere:

$$C_v^2 \leq C_k \leq C_v \cdot C_a \tag{2.26}$$

e che il minimo valore possibile per C_k vale 2.25. in pratica è difficile raggiungere valori così bassi perché all'avvicinarsi di C_k al valore limite di ottengono leggi con punte elevatissime di accelerazione. I migliori risultati si ottengono con leggi caratterizzate da valori di $C_v = 1.5$ (ad esempio la legge cubica) e il valore di $C_k = 3.4$ è da considerarsi un minimo "pratico", ovvero un punto di riferimento nel perfezionamento della legge del moto."

(Magnani – Ruggeri, Meccanismi per macchine automatiche p. 43)

2.3. La legge di velocità nei sistemi PSD

In ambito porte di banchina si adotta un differente profilo di velocità in fase di apertura e chiusura.

Nel primo caso, si ha un profilo trapezoidale. Un esempio è riportato nella Figura 2.17. Il profilo reale non è necessariamente isoscele.

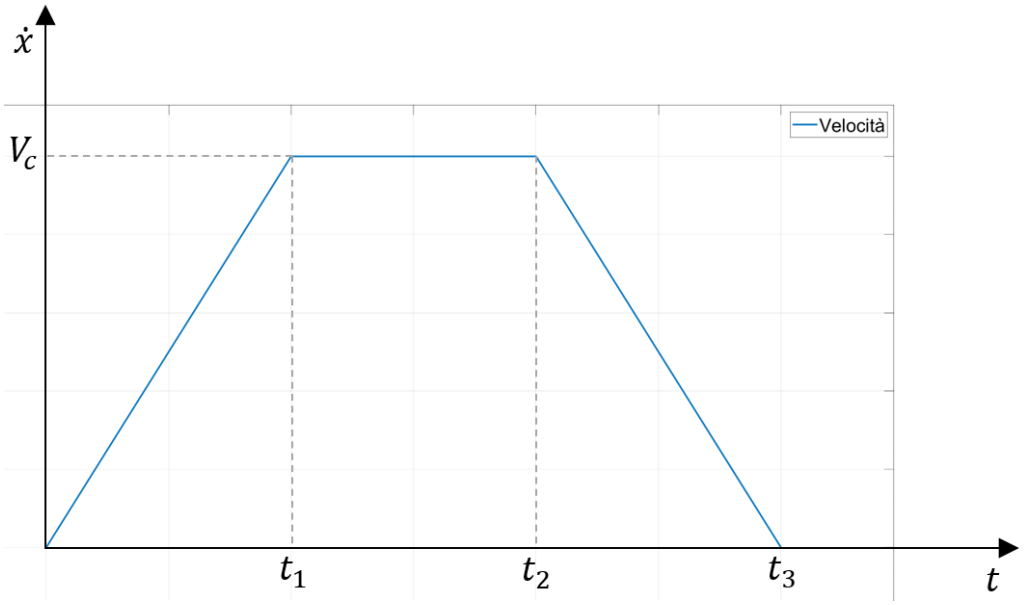


Figura 2.17. Profilo di velocità in apertura

È caratterizzato da tre fasi distinte dai relativi tempi e dalla velocità di crociera V_c:

- Accelerazione, tempo t_1
- Velocità di crociera V_c, tempo t_2
- Decelerazione, tempo t_3

In fase di chiusura il profilo di velocità ha forma pseudo – trapezoidale con due tratti a velocità costante, V_C e V_F, come in Figura 2.18. Questa differenza è dovuta ad un requisito di sicurezza prescritto dalla normativa di riferimento EN 14752 – 2015 la quale impone che nell'ultimo tratto della fase di chiusura la velocità dell'anta deve essere ridotta.

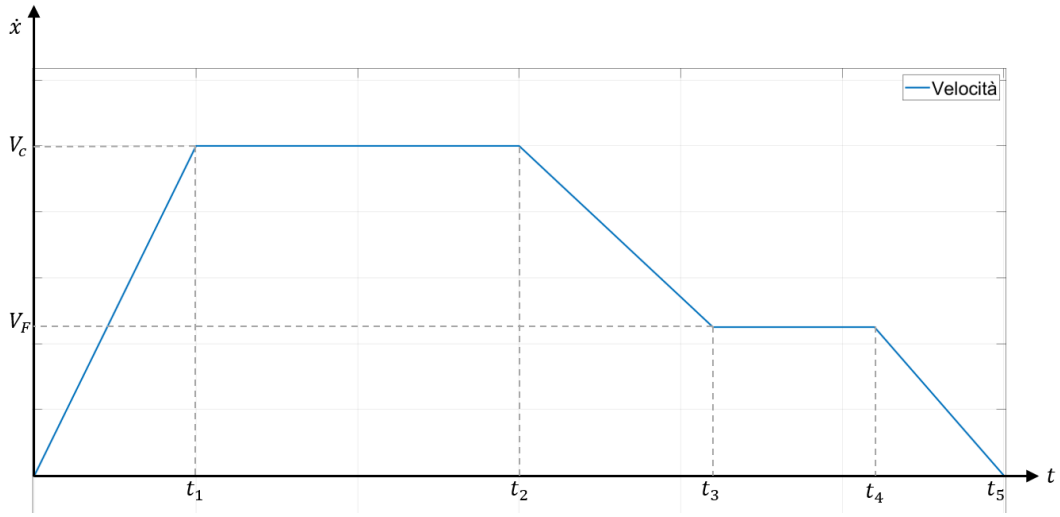


Figura 2.18. Profilo di velocità in chiusura

È caratterizzata da cinque fasi distinte dai corrispondenti tempi e dalle due velocità V_F e V_C:

- Accelerazione, tempo t_1
- Velocità di crociera V_C, tempo t_2
- Prima decelerazione, tempo t_3
- Velocità in accostamento V_F, tempo t_4
- Seconda decelerazione, tempo t_5

Le espressioni analitiche dei due profili sono riportate in Allegato (2).

I parametri delle due leggi del moto vengono scelti in modo da realizzare lo spostamento dell'anta scorrevole dato dalla specifica di progetto. Secondo il procedimento dettagliato nei paragrafi precedenti, si dovrebbe progettare il cinematismo partendo dalla legge di spostamento. Tuttavia, in questa applicazione, si segue una strada diversa a causa dei requisiti di sicurezza imposti dalla normativa di riferimento, tra cui il più importante è quello relativo alla massima energia cinetica dell'anta durante il moto. Questo requisito limita la velocità massima del corpo ed è dunque più pratico e veloce partire dalla legge di velocità e adattare quest'ultima per soddisfare il requisito di progetto sulla posizione.

È evidente che tale metodologia di progetto impone di scegliere correttamente i tempi e le velocità per rispettare non solo i requisiti di sicurezza ma anche la specifica sullo spostamento massimo h.

Applicando i principi per la scelta della legge del moto visti nei capitoli precedenti, si può arrivare a delle indicazioni di massima che possono aiutare il progettista.

Per limitare la massima velocità dell'anta scorrevole si possono applicare i ragionamenti del capitolo 2.2.2, in cui si è visto che l'utilizzo di leggi tagliate permette di raggiungere questo obiettivo. La legge trapezoidale, che è appunto una legge di questo tipo, è adatta per l'applicazione. Quanto riportato in seguito fa riferimento alla sola fase di apertura per la semplicità della legge ma alcune delle conclusioni saranno applicabili in chiusura.

Si può determinare l'istante di tempo τ_v^* al quale inizia il tratto a velocità costante considerando l'equazione (2.21), imponendo un valore di coefficiente di velocità opportunamente basso. Sulla base di quanto detto, di solito si tende a non scendere al di sotto di $C_v = 1.2$, ottenendo:

$$\tau_v^* = \frac{C_v - 1}{C_v} = 0.17$$

Rispetto alla legge trapezoidale simmetrica adimensionale di Figura 2.13, in questo caso si ottiene ugualmente una legge simmetrica ma con l'andamento riportato di seguito.

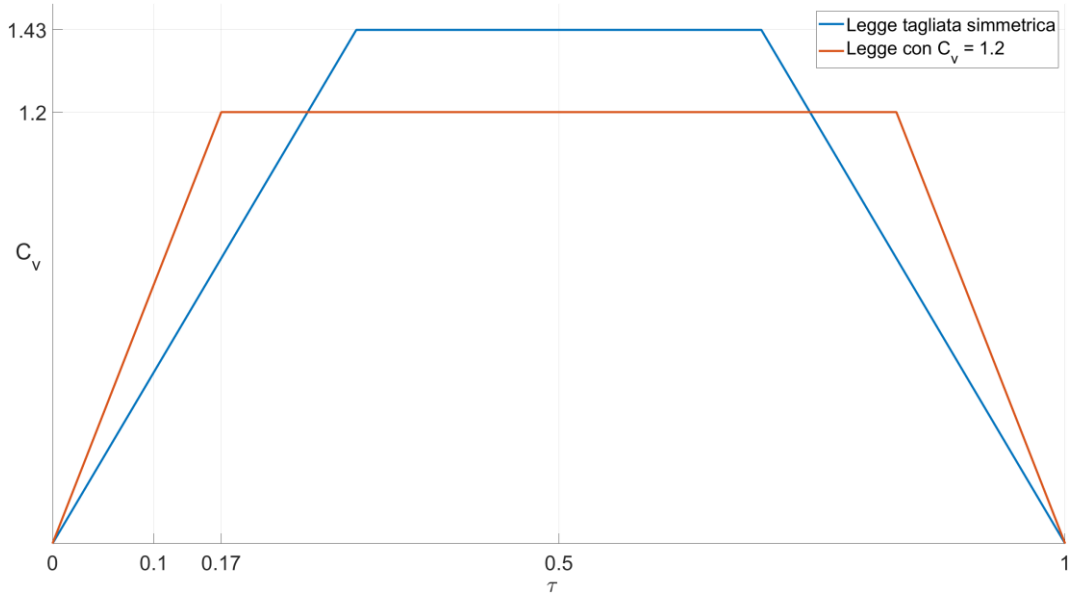


Figura 2.19. Nuova legge di velocità

Dalla (2.22) si calcola il coefficiente di accelerazione:

$$C_a = 7.2$$

A partire dal profilo di Figura 2.19 si possono fare ragionamenti di massima per stabilire, ancor prima di scegliere i componenti, il tempo di apertura che ci si può aspettare da un sistema di questo tipo.

La normativa EN 14752 – 2015 stabilisce che la massima energia cinetica del corpo non deve superare un determinato valore, che viene posto pari a $E_{k\,max} = 20\,J$ per esempio. L'energia cinetica di un corpo si calcola come:

$$E_k = \frac{1}{2} m v^2$$

dove m è la massa del corpo e v la sua velocità.

Ponendo di voler movimentare un'anta di massa $m = 90\,kg$, nota l'energia cinetica massima, si può determinare la velocità del corpo:

$$v_{max} = \sqrt{\frac{2 \cdot E_k}{m}} = 0.67 \frac{m}{s}$$

Dalla definizione di coefficiente di velocità (2.9), si calcola il tempo impiegato dal cinematismo per realizzare lo spostamento h, posto pari ad 1.2 m.

$$t_a = \frac{C_v \cdot h}{v_{max}} = 2.15\,s$$

A questo punto si può arrivare alla legge in funzione del tempo essendo nota la forma del diagramma di velocità per il profilo trapezoidale Y', arrivando al grafico di figura.

$$v(t) = Y' \cdot \frac{h}{t_a}$$

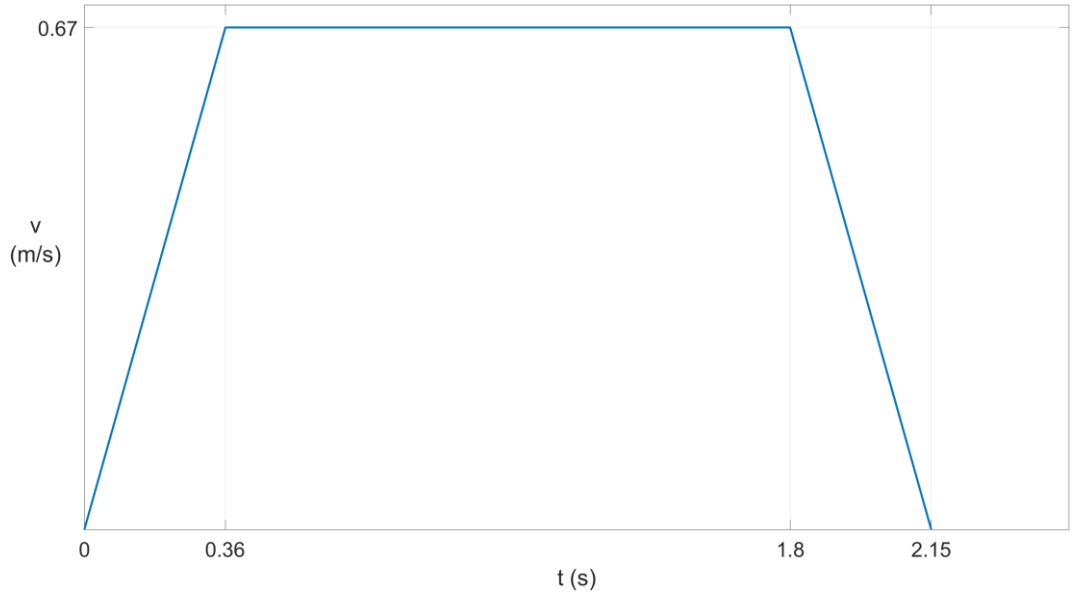


Figura 2.20. Legge in funzione del tempo con $C_v = 1.2$

Adottare un coefficiente di velocità basso determina necessariamente elevate accelerazioni, che potrebbero non essere adatte alle prestazioni del motore. Si può dunque utilizzare un C_v più elevato sacrificando leggermente il tempo di apertura e ricalcolando la legge con i passaggi visti in precedenza.

Per quanto riguarda invece la fase di chiusura, si può applicare questo ragionamento alla prima fase, ovvero il tempo t_1 e la velocità V_c possono essere gli stessi della fase di apertura. Gli altri parametri della legge si regolano di conseguenza per rispettare le specifiche su spostamento massimo h e velocità di accostamento V_f.

3. Modello Simulink

I costruttori di porte di banchina adottano diverse soluzioni per la movimentazione delle ante, alcune delle quali sono descritte sommariamente al capitolo 1. In questa sezione si porrà l'attenzione sulla configurazione tipica del sistema che prevede un motore elettrico accoppiato ad un riduttore, collegato ad una puleggia con cinghia dentata alla quale sono fissate le ante scorrevoli. Si procede qui ad una descrizione più approfondita dal punto di vista meccanico per arrivare al modello Simulink.

Il modello nasce con lo scopo di aiutare il progettista nella scelta dei componenti che andranno poi a costituire il sistema reale. In sostanza, essendo noti massa, dimensioni, spostamento e tempo di apertura delle porte, si può capire se una determinata coppia motore/riduttore riesce ad eseguire il comando di apertura/chiusura nei tempi prefissati. Qualora ciò non avvenga, si possono modificare i parametri all'interno del modello per capire se è necessario scegliere un rapporto di trasmissione maggiore piuttosto che un motore più potente. Inoltre, è possibile anche valutare il comportamento del sistema con diverse leggi del moto, implementate in ambiente MATLAB – Simulink.

Il modello viene poi utilizzato per simulare diversi scenari di funzionamento, in modo da verificare se il servomotore scelto può essere utilizzato in questa applicazione, oppure bisogna optare per un motore di taglia maggiore.

Tale strumento, una volta validato con dati sperimentali, verrà utilizzato per analisi parametriche sul sistema cambiando anche la legge del moto per valutare l'effetto su coppia, potenza, corrente motore e tempo di apertura/chiusura.

3.1. Descrizione del sistema

Il sistema porte di banchina oggetto della modellazione è costituito da un azionamento elettrico con servomotore DC comandato in tensione e controllato in velocità, un riduttore collegato direttamente al motore tramite accoppiamento scanalato ed un sistema di trasmissione a cinghia dentata. Le ante scorrevoli sono collegate alla cinghia da fissaggio meccanico.

Uno schema del sistema è visibile nella seguente Figura 3.1 tratta dalla normativa di riferimento EN 14752 – 2015.

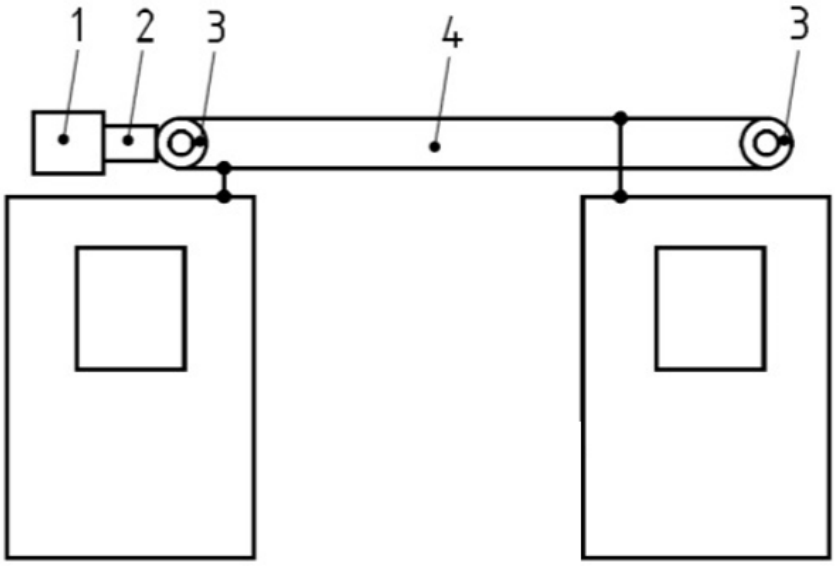


Figura 3.1. Schema PSD da EN 14752 – 2015

In cui si identificano i componenti:

1) Motore DC
2) Riduttore epicicloidale
3) Puleggia
4) Cinghia dentata

- Ante scorrevoli, con carrelli

L'azionamento elettrico è costituito dal servomotore brushless DC realizzato da JVL A/S modello MAC 402 (figura a fianco), dotato di encoder interno all'involucro per la misura delle grandezze cinematiche angolari.

In questo modo è possibile controllare in retroazione la velocità di rotazione del motore, compiendo un passo in avanti rispetto allo standard industriale in anello aperto; inoltre, si può sfruttare questa caratteristica per il rilevamento di ostacoli durante la corsa delle ante in aggiunta o in sostituzione ai metodi convenzionali, quali sensori di forza sugli spigoli delle porte o rilevamento di sovracorrente nel motore.

Questo componente è stato scelto, oltre per i motivi già elencati, perché può comunicare con apparati di controllo attraverso numerosi protocolli di comunicazione industriale (Ethernet/IP, SERCOS, Prophinet etc.). Dunque, può essere facilmente integrato nella rete PLC di stazione e comandato tramite quest'ultimo, in sostituzione delle schede a microcontrollore (DCU). Questo aspetto è approfondito nel Capitolo 6.2, in cui si descrive brevemente come avviene la comunicazione tra i due apparati.

Di seguito si riporta la curva di coppia fornita dal costruttore. La scheda tecnica completa è riportata in Allegato (3).

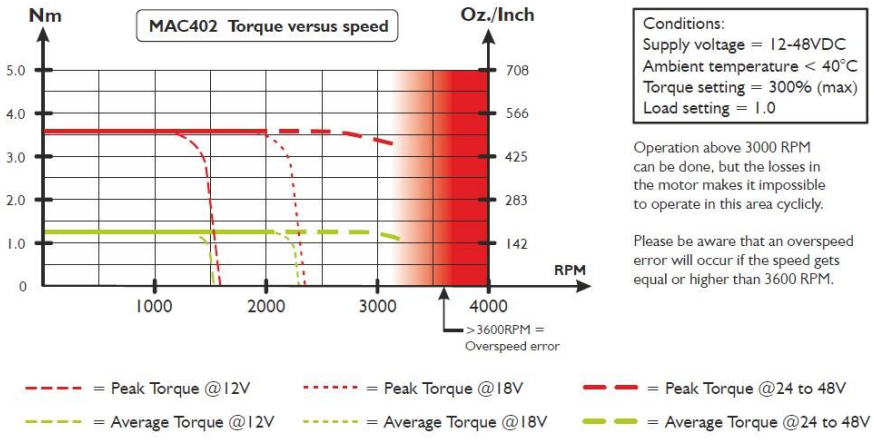


Figura 3.2. Curva di coppia servomotore JVL MAC402

Il motore, alimentato alla massima tensione di armatura possibile (48 V), può erogare fino a 3.8 Nm a 3000 rpm per una potenza nominale di 1200 W. Come si può vedere, però, i punti di lavoro possibili sono molti a seconda delle condizioni di alimentazione.

Sotto questo punto di vista, grazie ai dati di simulazione, è possibile individuare la condizione ottimale di funzionamento che bilanci potenza assorbita e prestazioni per non sovradimensionare l'alimentatore.

Il riduttore di velocità è sempre presente in queste applicazioni. Da un lato è necessario ridurre la coppia resistente per non sovraccaricare il motore e dall'altro le velocità di rotazione tipiche dei motori usati in questa applicazione, superiori a 1000 rpm, non permettono l'accoppiamento diretto essendo piccolo lo spostamento lineare dell'anta da realizzare.

Nel caso specifico è stato scelto un riduttore avente rapporto di trasmissione 30:1, ovvero 30 giri sull'albero motore corrispondono ad 1 giro in uscita dal riduttore. Il componente è fornito da JVL A/S ed è rappresentato nella seguente Figura 3.3.

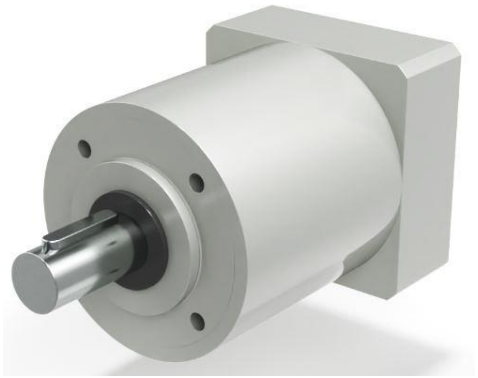


Figura 3.3. Riduttore epicicloidale JVL

Per quanto riguarda la trasmissione, si utilizza una configurazione a cinghia sincrona, caratterizzata dalla presenza di dentatura su una delle facce del profilo. La puleggia ha al suo esterno un profilo dentato che ingrana con i denti della cinghia assicurando precisione e stabilità di trasmissione del moto. Rispetto ad una più tradizionale cinghia piatta o trapezoidale, si preferisce questa non solo per le caratteristiche sopracitate ma anche per una maggiore resistenza all'usura grazie al rivestimento superficiale dei denti. Un esempio di cinghia sincrona è riportato in Figura 3.4.

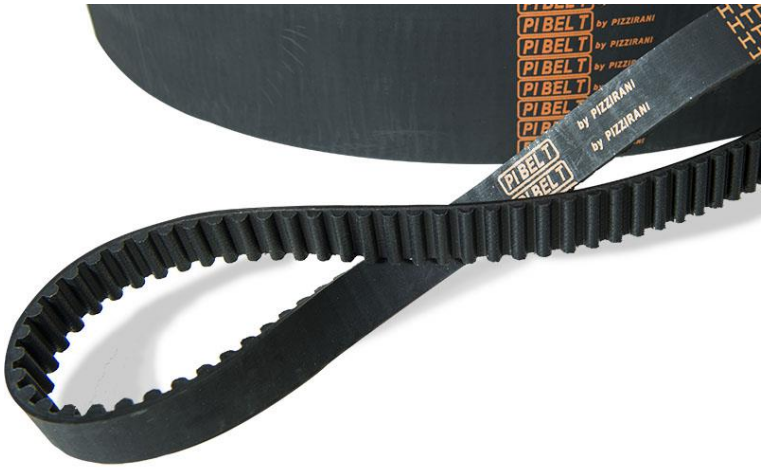


Figura 3.4. Cinghia sincrona[4]

La configurazione di pulegge necessarie a mantenere il corretto valore di precarico e garantire il corretto funzionamento della cinghia è diverso per ogni applicazione (un esempio è riportato in Figura 3.5). Inoltre, sempre in riferimento ad applicazioni pratiche, si effettua manutenzione programmata ogni anno per verificare ed eventualmente ripristinare il precarico oltre a stabilire se la cinghia deve essere sostituita.

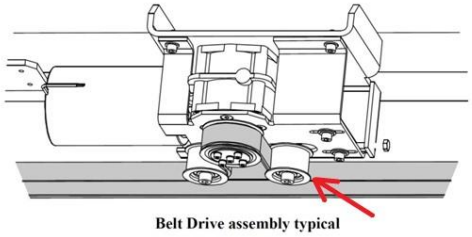


Figura 3.5. Configurazione di esempio motore – riduttore – cinghia

La puleggia utilizzata sul sistema costruito in stazione ha diametro $d = 60\ mm$. Tuttavia, la dimensione di questo componente, come si avrà modo di approfondire in seguito, costituisce un parametro che è possibile variare in fase di progetto. Grazie al modello Simulink sarà possibile valutarne l'influenza sulle prestazioni del sistema.

Le ante scorrevoli sono elementi di forma rettangolare. Il movimento di traslazione è realizzato mediante due coppie di carrelli, una per anta, ciascuno dei quali è dotato di due ruote. L'anta, inoltre, è collegata rigidamente ai carrelli, i quali scorrono

[4] Fonte: Web

orizzontalmente su una guida. La forza che realizza il moto di traslazione è trasmessa dalla cinghia da un fissaggio meccanico realizzato tra uno dei carrelli e la cinghia stessa.

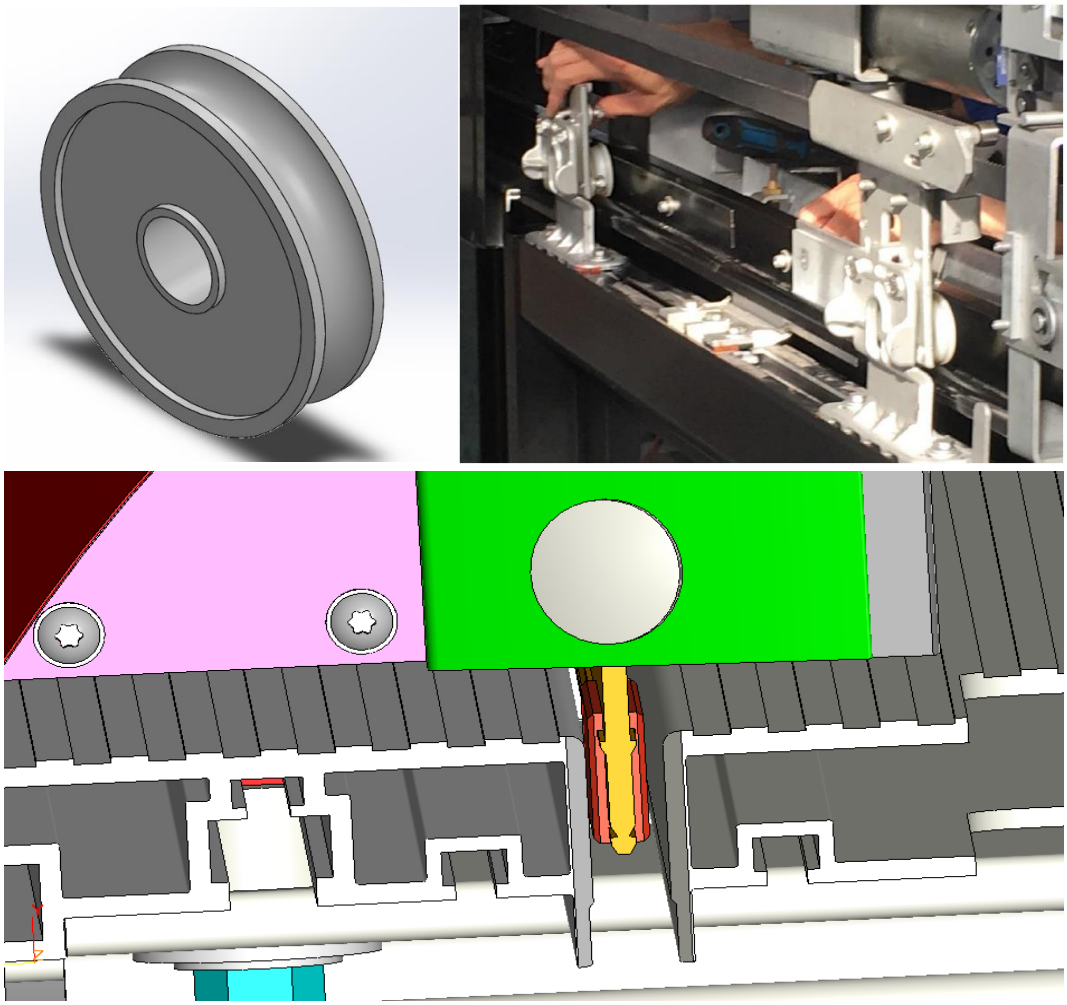


Figura 3.6. Ruota del carrello (In alto a sinistra); guida scorrevole e fissaggio meccanico dei carrelli alla cinghia (In alto a destra); lama guida (In basso)

In questa configurazione, la porta è soltanto appesa alla guida mediante i carrelli e si sfrutta il peso proprio dell'elemento per mantenerlo in posizione. Tuttavia, eventuali forze esterne potrebbero causare delle oscillazioni dell'anta durante il moto. Per evitare ciò si aggiunge un ulteriore vincolo di tipo prismatico, costituito da un elemento di forma rettangolare che scorre all'interno di una guida realizzata nel pavimento di banchina. Tale elemento viene di solito denominato lama guida ("guiding blade") e, con la sua aggiunta, l'unico grado di libertà della porta è la traslazione lungo la guida scorrevole.

3.2. Approccio alla modellazione

Il primo passo per la creazione di un modello accurato consiste nel riconoscimento delle parti che compongono il sistema, identificando ingressi e uscite di ciascuna di esse, in modo da realizzarne lo schema a blocchi. Si procede poi ad una semplificazione del sistema stesso, introducendo ipotesi opportune per ridurre il numero di gradi di libertà. Tali ipotesi potranno essere rimosse in seguito, dopo aver verificato il corretto comportamento del modello. Così facendo risulta più facile scegliere il metodo di modellazione più adatto al caso specifico, oltre che semplificare l'operazione di debugging.

Considerando il sistema completo, si ha in ingresso il riferimento in tensione per il comando del motore DC e in uscita le grandezze cinematiche delle ante scorrevoli. Ipotizzando l'assenza di ostacoli che bloccano il normale scorrimento, in una corsa completa di apertura o chiusura, risulta che spostamento, velocità ed accelerazione sono uguali per entrambe le ante.

Per identificare con maggiore livello di dettaglio ingressi e uscite di ogni singolo componente, si può fare riferimento al seguente schema.

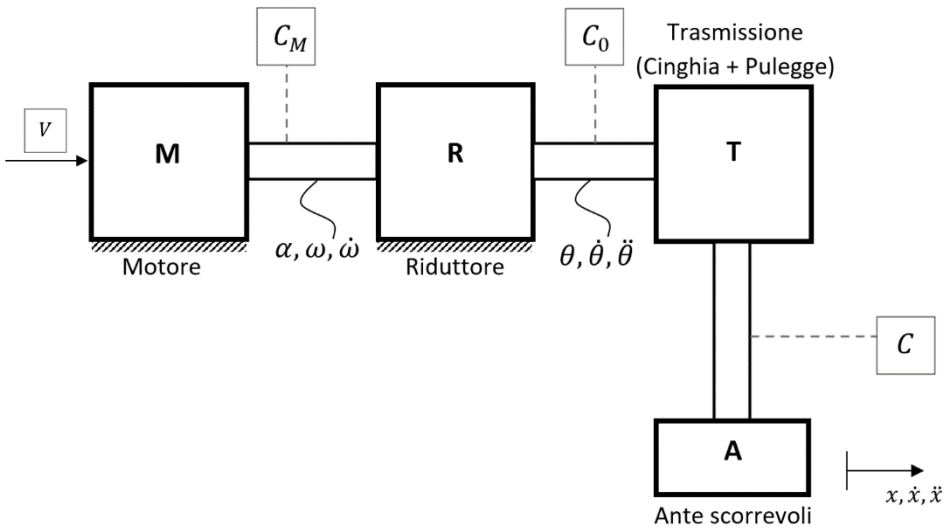


Figura 3.7. Componenti del sistema

Sono messe in evidenza le coppie trasmesse e le grandezze cinematiche (angolari e lineari) dei singoli componenti. Nello specifico:

- C_M, coppia fornita dal motore
- C_0, coppia agente all'albero del riduttore
- C, coppia da fornire alla puleggia motrice per la movimentazione delle ante scorrevoli
- $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ spostamento, velocità ed accelerazione angolare albero del riduttore e puleggia
- $\alpha, \omega, \dot{\omega}$ spostamento, velocità ed accelerazione angolare albero motore
- $x, \dot{x}, \ddot{x}$ spostamento, velocità ed accelerazione anta scorrevole

Le ipotesi su cui si basa la prima versione del modello riguardano sia le condizioni di attrito del sistema che il controllo del motore. Nello specifico:

- Le uniche forze agenti sulla porta sono quella inerziale e quella relativa all'attrito volvente dei carrelli all'interno della guida
- Sistema in anello aperto
- Si trascura il momento di inerzia delle pulegge, essendo di piccole dimensioni e soggette ad accelerazioni contenute
- Si trascura la perdita di potenza dovuta alla velocità della cinghia e gli effetti di centrifugazione, lecito in quanto cinghia sottile, puleggia piccola e velocità bassa

A seconda delle ipotesi fatte si realizzano tre versioni del modello, ognuna più vicina al caso reale della precedente:

- **Versione 1**: segue le ipotesi appena discusse.
- **Versione 2**: considera la presenza di una forza esterna che agisce sulla facciata dell'anta scorrevole, aggravando le condizioni di attrito.
- **Versione 3**: introduce il controllo in retroazione della velocità angolare del motore.

Si passa ora alla descrizione delle singole parti che compongono il sistema, delineando per ognuna di esse il diagramma di corpo libero, le equazioni caratteristiche e la loro implementazione in Simulink.

3.2.1. Motore DC

Il servomotore DC è un sistema elettromeccanico che riceve in ingresso una tensione (quella di alimentazione del motore) e restituisce in uscita una velocità angolare ω. Nella rappresentazione in basso (Figura 3.8) sono ben visibili le due parti: elettrica (riquadro blu) e meccanica (riquadro rosso).

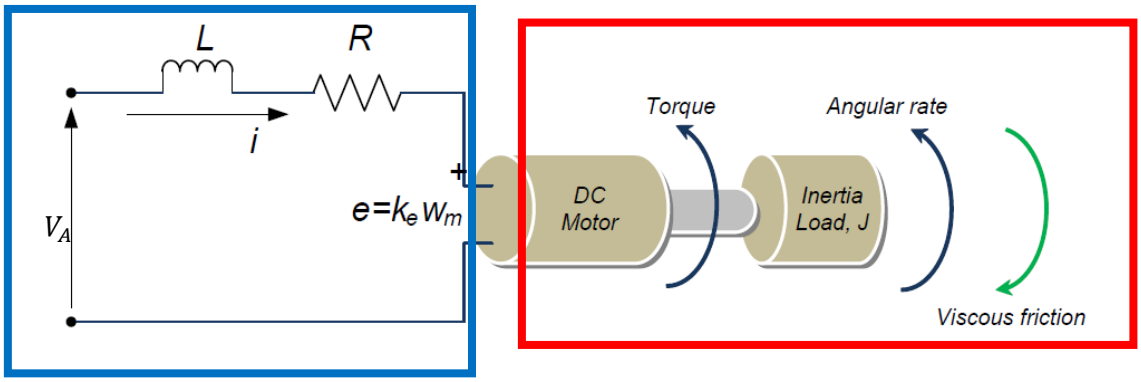


Figura 3.8. Modello servomotore DC [5]

Considerando gli avvolgimenti di armatura del motore, si può scrivere l'equazione di tensione alla maglia del circuito:

$$V_A = Ri + L\frac{di}{dt} + k_e\omega \tag{3.1}$$

In cui

- R, resistenza avvolgimenti di armatura
- L, induttanza avvolgimenti di armatura
- V_A, tensione di armatura
- i, corrente di armatura
- ω, velocità di rotazione del rotore
- k_e, costante di tensione

[5] Fonte immagine: Web

Per quanto riguarda la parte meccanica del sistema, si può scrivere l'equilibrio delle coppie agenti all'albero motore, come da schema in Figura 3.9.

$$C_M = I_M\dot{\omega} + \beta\omega + C_0 \tag{3.2}$$

In cui

- I_M, momento di inerzia delle parti rotanti
- β, coefficiente di smorzamento che modellizza l'attrito delle parti rotanti (cuscinetti, giunti etc.)
- C_0, coppia meccanica resistente degli elementi a valle del motore (riduttore, trasmissione e ante scorrevoli)

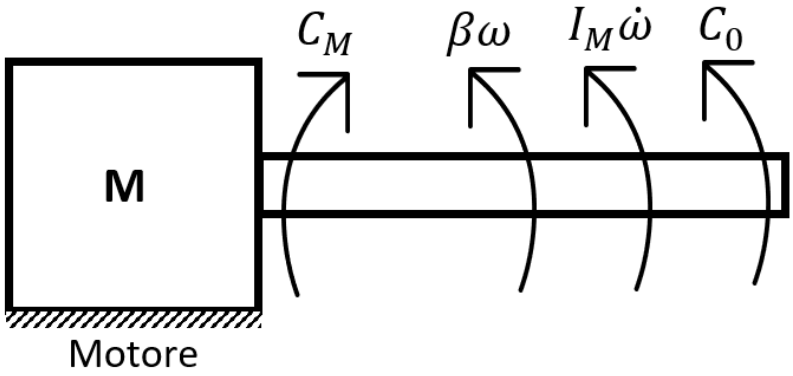


Figura 3.9. Coppie agenti all'albero motore

Una ulteriore equazione è quella di conversione elettromeccanica; in particolare, sotto opportune ipotesi, la coppia motrice è direttamente proporzionale alla corrente di armatura secondo il coefficiente di proporzionalità k_c, chiamato costante di coppia.

$$C_M = k_c \cdot i \tag{3.3}$$

In Simulink le equazioni sopra riportate vengono tradotte nello schema a blocchi di Figura 3.10.

Gli ingressi sono individuabili nella parte sinistra dello schema e sono realizzati con blocchi "Inport", che collegano il sottosistema al modello principale. In questo caso i segnali importati dal modello principale sono due: riferimento in tensione e coppia resistente degli elementi a valle del motore C_0. Allo stesso modo, le uscite, che rappresentano i segnali inviati da questo sottosistema al modello principale, sono realizzate con blocchi "Outport" e sono qui visibili nella parte destra dello schema. Tra

queste, oltre alla velocità di rotazione ω, si trovano anche coppia e corrente motore. Al centro della figura si trovano le equazioni, sottoforma di schema a blocchi.

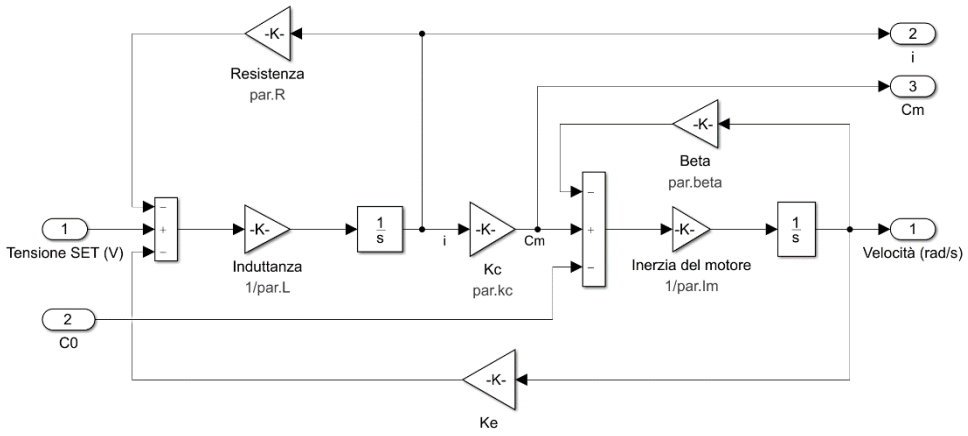


Figura 3.10. Schema a blocchi Simulink motore DC

Il motore DC è dunque modellizzato come un sistema del secondo ordine utilizzando le equazioni di equilibrio meccanico (3.2), equilibrio di tensione alla maglia del circuito (3.1) e conversione elettromeccanica (3.3). Questo approccio rende il modello adattabile a diverse applicazioni; infatti, questi dati sono reperibili facilmente sui datasheet forniti dai costruttori di motori e, qualora non lo siano, si può inserire un valore di tentativo coerente con il componente che si sta utilizzando e successivamente identificarlo utilizzando i dati sperimentali.

Per quanto riguarda il caso in oggetto, questi dati non venivano forniti esplicitamente, ma sono stati in parte ipotizzati e successivamente stimati con il tool di Simulink "Parameter Estimator" utilizzando i dati sperimentali.

3.2.2. Riduttore

Si definisce il rapporto di trasmissione τ:

$$\tau = \frac{\omega}{\dot{\theta}} \tag{3.4}$$

dove ω è la velocità angolare dell'albero motore e $\dot{\theta}$ quella dell'albero del riduttore, collegato direttamente alla puleggia motrice.

Considerando l'albero sul quale è montato il riduttore, schematizzato in Figura 3.11, si può scrivere:

$$C_0 = C + I_R\ddot{\theta} \tag{3.5}$$

In cui

- I_R, momento di inerzia riduttore
- C, coppia meccanica resistente delle parti a valle, ovvero necessaria alla movimentazione delle porte

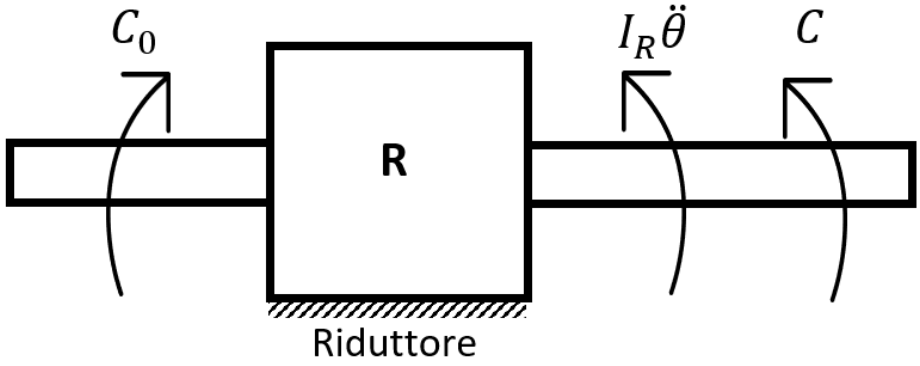
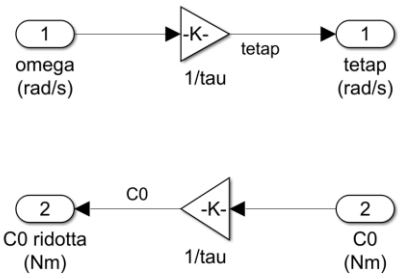


Figura 3.11. Coppie agenti all'albero del riduttore

In Simulink, il riduttore è implementato come una divisione per una costante pari al rapporto di trasmissione utilizzando un blocco "Gain" (figura a fianco). Nello specifico, τ divide sia la velocità angolare che la coppia C_0 inviata al blocco motore.



3.2.3. Trasmissione a cinghia

Si considera una configurazione a due pulegge (non si usano galoppini tendicinghia) in cui una di queste è collegata direttamente all'albero in uscita dal riduttore. La cinghia è di tipo sincrono, ovvero con dentatura, in modo da evitare slittamenti. Le ante sono rigidamente collegate alla cinghia stessa con un fissaggio meccanico.

In questa configurazione le ante sono masse traslanti solidali alla cinghia; la coppia C necessaria allo spostamento di queste ultime è pari a:

$$C = 2R \cdot \frac{d}{2} = R \cdot d$$

Dove:

- R, forza necessaria per spostare una sola anta
- d, diametro della puleggia

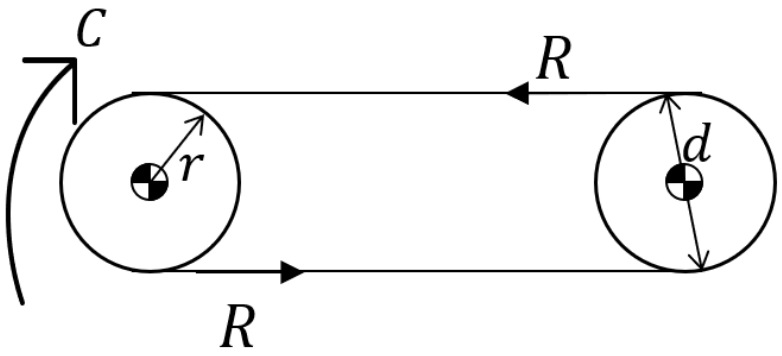


Figura 3.12. Schema sistema di trasmissione a cinghia

3.2.4. Carrelli e ante scorrevoli

Secondo la configurazione adottata, la traslazione di ogni anta è realizzata mediante una coppia di carrelli, ognuno dotato di due ruote, che scorrono appoggiati ad una guida. Per evitare movimenti accidentali dell'anta durante il movimento, è presente una "lama" che scorre all'interno di un binario ricavato nel pavimento della banchina, qui schematizzata come un vincolo prismatico. Uno schema dell'anta con relative quote è riportato nella Figura 3.13.

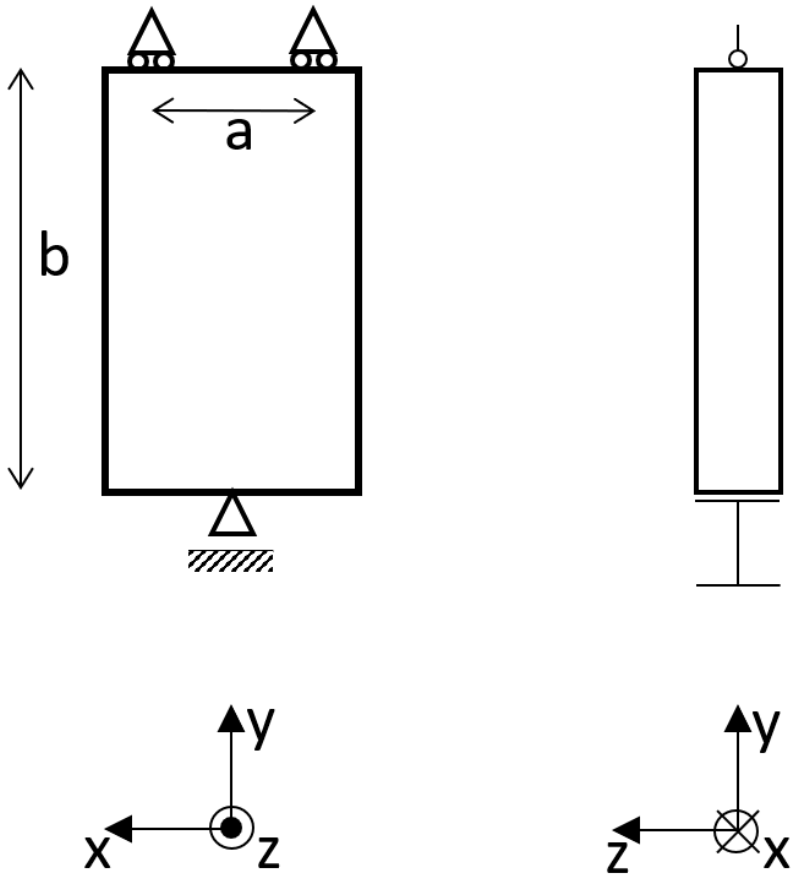


Figura 3.13. Schema anta scorrevole

Data la configurazione dei vincoli, l'unico grado di libertà dell'anta scorrevole è una traslazione lungo x, che diventa l'asse del moto. Le forze che agiscono nel piano x-y sono le seguenti:

- Forza di inerzia
- Attrito di rotolamento delle ruote all'interno della guida

In questa fase non si considera ancora l'attrito di strisciamento della lama guida all'interno della feritoia in quanto questa è realizzata in modo da non strisciare con le pareti del binario in assenza di disturbi esterni. Tali forze di disturbo verranno prese in considerazione successivamente.

Per arrivare ad un'espressione analitica della forza resistente presente durante il moto, si parte dal diagramma di corpo libero. Data l'uniformità di costruzione della porta, si considerano le forze agenti nel baricentro.

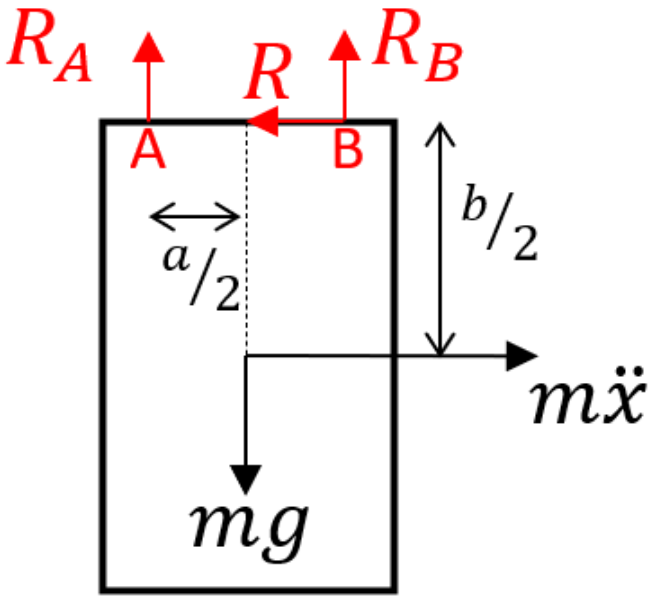


Figura 3.14. Diagramma di corpo libero dell'anta nel piano x-y

Le reazioni vincolari che i carrelli esercitano sull'anta sono schematizzate come forze dirette verticalmente e denominate R_A ed R_B. Le dimensioni della porta, quotate a schema, sono:

- a interasse carrelli
- b altezza

Vista l'altezza considerevole della porta, è necessario considerare anche il momento della forza d'inerzia; tuttavia, come si avrà modo di vedere dalle equazioni, questo risulterà ininfluente data la simmetria del sistema. Inoltre, la forza orizzontale esercitata dai carrelli sull'anta e responsabile dello scorrimento della stessa è denominata R; è applicata al carrello B in quanto solo questo è collegato rigidamente alla cinghia.

Considerando il diagramma di corpo libero dell'anta, è possibile scrivere tre equazioni

$$1)\ R_A + R_B - mg = 0$$

$$2)\ R = m\ddot{x}$$

$$3)\ R_B \cdot a + m\ddot{x} \cdot \frac{b}{2} = 0$$

Risolvendo:

$$R_A = mg + m\ddot{x} \cdot \frac{b}{2a}$$

$$R_B = -m\ddot{x} \cdot \frac{b}{2a}$$

In cui:

1) Equazione di equilibrio alla traslazione verticale
2) Equazione di equilibrio alla traslazione orizzontale
3) Equazione di momento attorno al punto A, indicato in Figura 3.14

Considerando, poi, il diagramma di corpo libero dei carrelli (figura seguente), si ha che in ognuno di questi la reazione vincolare R_B (R_A) si scarica sulla coppia di ruote. Di conseguenza, su ognuna di esse agisce una forza di reazione:

- $R_{A,1}$: forza agente sulla ruota 1 del carrello A
- $R_{A,2}$: forza agente sulla ruota 2 del carrello A
- $R_{B,1}$: forza agente sulla ruota 1 del carrello B
- $R_{B,2}$: forza agente sulla ruota 2 del carrello B

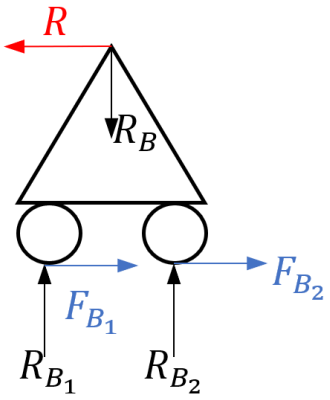


Figura 3.15. Diagramma di corpo libero dell'anta nel piano x-y

Data la simmetria del sistema, queste forze di reazione sono uguali a due a due:

$$R_{A,1} = R_{A,2} = \frac{R_A}{2}$$

$$R_{B,1} = R_{B,2} = \frac{R_B}{2}$$

Per l'attrito tra ruota e carrello, su ognuna delle ruote agisce una forza in direzione orizzontale e contraria al moto.

- $F_{A,1}$: forza di attrito agente sulla ruota 1 del carrello A
- $F_{A,2}$: forza di attrito agente sulla ruota 2 del carrello A
- $F_{B,1}$: forza di attrito agente sulla ruota 1 del carrello B
- $F_{B,2}$: forza di attrito agente sulla ruota 2 del carrello B

In analogia con quanto detto, considerando che la generica forza d'attrito F può essere calcolata moltiplicando il coefficiente d'attrito μ_v per la corrispondente forza T in direzione verticale ($F = \mu_v \cdot T$), si ha:

$$F_{A,1} = F_{A,2} = \mu_v \frac{R_A}{2}$$

$$F_{B,1} = F_{B,2} = \mu_v \frac{R_B}{2}$$

Si può ora scrivere l'equazione di equilibrio alla traslazione orizzontale considerando entrambi i carrelli:

$$R = m\ddot{x} + F_{A,1} + F_{A,2} + F_{B,1} + F_{B,2}$$

Semplificando si ottiene:

$$\mathrm{R} = \mu_v R_A + \mu_v R_B + m\ddot{x}$$

Sostituendo le espressioni trovate in precedenza per R_A e R_B si ottiene:

$$\mathrm{R} = \mu_v mg + m\ddot{x} \tag{3.6}$$

Risulta verificato che il momento della forza d'inerzia non influisce sulla dinamica del sistema.

La dinamica dell'anta 2 è uguale a quella dell'anta 1 ma tutte le forze agiscono in direzione opposta, in quanto nella fase d'apertura questa si muove verso destra.

Per modellizzare il comportamento delle sole porte scorrevoli, si considera un sottosistema che riceve in ingresso lo spostamento angolare dell'albero di trasmissione e restituisce in uscita la legge del moto (spostamento, velocità, accelerazione) delle ante.

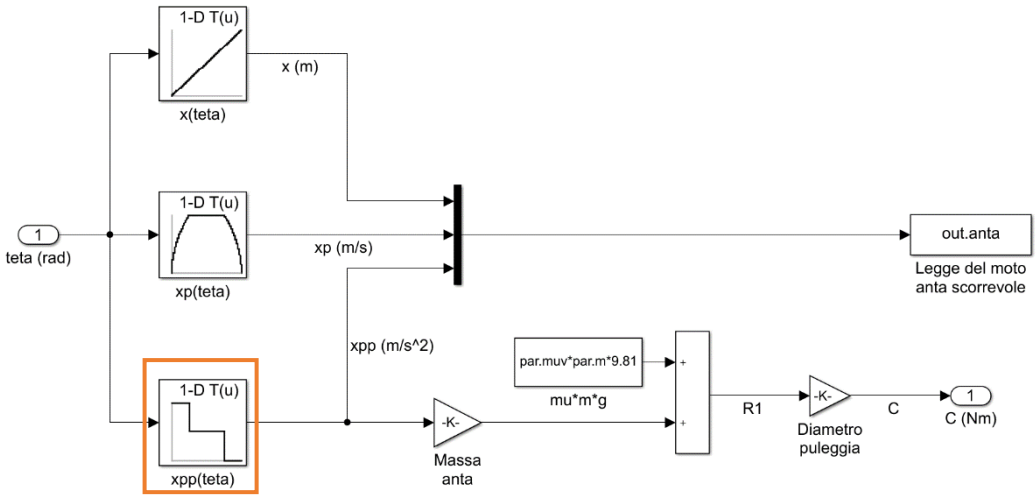


Figura 3.16. Modello porte scorrevoli

Il blocco che permette di correlare tali grandezze ($\theta,\ x,\ \dot{x},\ \ddot{x}$) è una Lookup Table. Al suo interno vengono specificati i valori da correlare, in modo da creare le corrispondenze:

- x(teta), spostamento anta in funzione di teta
- xp(teta), velocità anta in funzione di teta
- xpp(teta), accelerazione anta in funzione di teta

Queste informazioni vengono inviate al Workspace di MATLAB con il blocco "To Workspace" che salva i valori in una struttura denominata "*out.anta*".

A titolo di esempio, la prima di queste corrispondenze è riportata nella seguente Figura 3.17, in cui i valori numerici sono solo un esempio:

In ascissa vi è l'angolo θ mentre in ordinata lo spostamento dell'anta, il cui valore massimo è 1. Come si può vedere, lo spostamento massimo dell'anta viene raggiunto solo se il valore di θ in ingresso (simulato) è pari a 50 rad.

In questo modo, si riescono a visualizzare spostamento, velocità ed accelerazione della porta al variare del tempo. Ciò è vero in quanto θ dipende direttamente dalla velocità angolare ω in uscita dal motore: se questa è insufficiente si vedrà un andamento di x che non arriva alla posizione finale h nel tempo di apertura/chiusura stabilito.

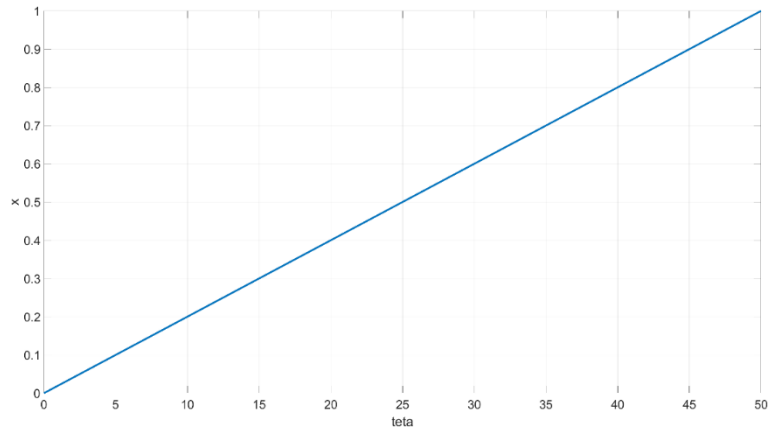


Figura 3.17. Corrispondenza x(θ)

Questo approccio, tuttavia, presenta un limite importante poiché con questo utilizzo delle Lookup Table si trascura tutta la dinamica dell'anta.

Ad esempio, consideriamo l'accelerazione $\ddot{x}$: questa ha un andamento costante a tratti, ovvero è una funzione di ordine zero, in virtù del profilo di velocità trapezoidale, funzione del primo ordine nei tratti di accelerazione e decelerazione. Dato che il blocco in questione realizza una semplice corrispondenza tra due serie di valori, accelerazione dell'anta e spostamento angolare θ in questo caso, non viene calcolata la dinamica del sistema, che dovrebbe rispondere al gradino di accelerazione con un andamento più o meno smorzato.

Questo limite viene superato con la sostituzione dei blocchi Lookup Table inserendo al loro posto integrazione e derivazione diretta della velocità dell'anta $\dot{x}$ calcolata dal modello, di cui si parlerà più approfonditamente nel capitolo 3.5 – Controllo in retroazione.

All'interno del blocco è calcolata anche la coppia resistente C necessaria alla movimentazione delle ante scorrevoli, segnale che viene inviato al modello principale.

3.3. Modello completo

Unendo le equazioni e gli schemi a blocchi riportati nei precedenti paragrafi, si arriva al modello completo rappresentato di seguito

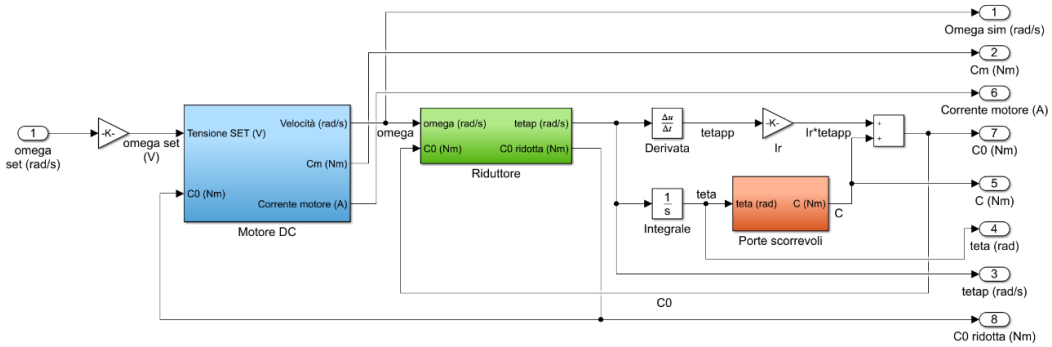


Figura 3.18. Modello completo, versione 1

Con continuità di rappresentazione, ingressi ed uscite sono posti rispettivamente a sinistra e a destra dello schema. Sono presenti tre sottosistemi, "Motore DC", "Riduttore" e "Porte scorrevoli", all'interno dei quali sono implementate le equazioni viste in precedenza.

Il principio di funzionamento del modello Simulink rispecchia il comportamento reale del sistema. Leggendo lo schema a blocchi di Figura 3.18, si vede come il punto iniziale consiste in un profilo di velocità del motore espresso in radianti al secondo (SET) il quale viene trasformato in riferimento in tensione attraverso una costante di proporzionalità opportuna. In questo caso, questa coincide con la costante di tensione k_e.

Il motore, tenendo conto della coppia resistente C_0 degli elementi a valle, risponde generando un profilo di velocità ω simulato, il quale viene subito diviso per il rapporto di trasmissione τ secondo la (3.4) per arrivare alla velocità di rotazione della puleggia motrice $\dot{\theta}$. Questo segnale viene integrato e passato al sottosistema "Porte scorrevoli" che, secondo le modalità descritte nel capitolo 3.2.4, simula la cinematica delle ante scorrevoli e procede al calcolo della coppia resistente C. Quest'ultima viene poi sommata alla coppia d'inerzia $I_R\ddot{\theta}$ del riduttore per arrivare alla coppia resistente C_0 totale, che tiene conto sia delle ante scorrevoli che dell'inerzia del riduttore secondo la (3.5).

L'implementazione della derivata, usata per arrivare a $\ddot{\theta}$, ha richiesto particolare attenzione. In Simulink, infatti, il blocco indicato come derivata non corrisponde

all'operatore laplaciano "s", contrariamente all'integrale. Quello che fa Simulink a livello numerico è approssimare la derivata partendo dalla definizione di rapporto incrementale ed arrivando alla seguente approssimazione:

$$\frac{du}{dt} = \frac{u(t_n) - u(t_{n-1})}{t_n - t_{n-1}} \tag{3.7}$$

dove i pedici n e $n-1$ rappresentano due istanti di tempo generici.

Questo artificio numerico è dovuto al fatto che per calcolare la derivata pura di un segnale in un determinato istante (ad esempio n), dovrebbe essere noto il suo valore all'istante di tempo $n+1$ e ciò è ovviamente non realizzabile.

Ciò comporta problemi che possono compromettere il funzionamento del modello quando il segnale presenta delle discontinuità oppure cresce molto velocemente, passando ad esempio da zero ad un valore finito in un intervallo di tempo molto piccolo. In questo caso, infatti, il numeratore della (3.7) assume valore finito mentre il denominatore assume un valore dipendente dal time step adottato dal solutore, valore generalmente molto piccolo (anche $10^{-4}\ s$). Va da sé che il segnale derivato può divergere molto facilmente.

Per ovviare a questo inconveniente si implementa la derivata con una funzione di trasferimento del tipo:

$$\frac{C \cdot s}{s + C} \tag{3.8}$$

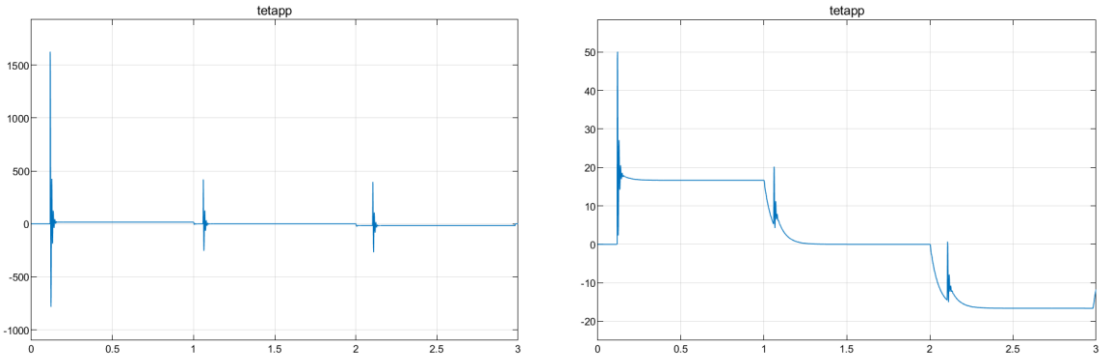
dove s è l'operatore di Laplace e C è una costante.

Se C è molto grande rispetto alle grandezze in gioco nel sistema, si verifica che

$$\frac{C \cdot s}{s + C} \approx \frac{C \cdot s}{C} \approx s$$

In sostanza l'aggiunta di un polo nella funzione di trasferimento della derivata filtra il segnale evitando che questo diverga in maniera incontrollata. Per questa applicazione, dopo alcuni tentativi, si è scelto $C = 30$.

Di seguito sono messi a confronto i due approcci.



La prima figura riporta l'andamento di $\ddot{\theta}$ ("tetapp") al variare del tempo ottenuto con l'approssimazione di Simulink, mentre la seconda utilizza la (3.8), a fronte di un segnale in ingresso che presenta discontinuità a 1, 2 e 3 secondi. Come si può notare, nel primo caso il risultato diverge fino a 1500 rad/s^2, alterando tutta la simulazione, mentre utilizzando l'approssimazione proposta si registra un andamento più accettabile.

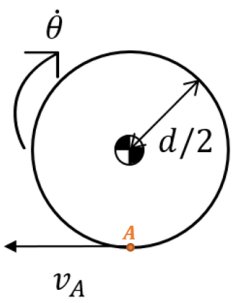
A questo punto è necessario determinare il profilo di velocità in ingresso al motore, qui denominato ω_{set}.

In riferimento alle ante scorrevoli, come descritto nel capitolo 2.3, il profilo di velocità tipico è una legge trapezoidale diversa per le fasi di apertura e chiusura. Facendo riferimento alla fase di apertura, il profilo trapezoidale è caratterizzato da tre fasi:

- Accelerazione, tempo t_1
- Velocità di crociera V_c, tempo t_2
- Decelerazione, tempo t_3

La legge di velocità del motore si può ottenere considerando la catena cinematica che lega spostamento, velocità ed accelerazione delle ante, grandezze legate ad un moto rettilineo, alle corrispondenti grandezze angolari dell'albero motore.

Considerando in primo luogo la trasmissione a cinghia e puleggia, si può subito osservare che, in assenza di slittamenti, la velocità di un punto A appartenente alla puleggia, come rappresentato in figura a fianco, è:



$$v_A = \dot{\theta} \cdot \frac{d}{2} \qquad (3.9)$$

Trascurando lo spessore della cinghia, poiché molto piccolo rispetto alle grandezze in gioco, considerando che il punto A appartiene alla cinghia e che le ante sono collegate rigidamente ad essa, la velocità del punto A coincide con la velocità di traslazione orizzontale delle ante. Si calcola la velocità $\dot{\theta}$ dell'albero di trasmissione dalla (3.9):

$$\dot{\theta} = 2 \cdot \frac{v_A}{d} \tag{3.10}$$

Dalla definizione di rapporto di trasmissione (3.4) si ottiene facilmente la velocità dell'albero motore:

$$\omega = \tau \cdot \dot{\theta} \tag{3.11}$$

Dunque, il profilo di velocità del motore ha la stessa forma di quello scelto per le ante scorrevoli, opportunamente scalato da due costanti: rapporto di trasmissione τ e diametro della puleggia d.

Riassumendo, la logica di funzionamento è la seguente:

- In MATLAB:
  - Si sceglie la legge del moto che si vuole avere per la porta
  - Si riportano tutte le caratteristiche del sistema (rapporto di trasmissione, spostamento massimo ante, diametro puleggia ecc.)
  - Risolvendo la catena cinematica si calcola la legge di velocità del motore
- In Simulink
  - Il modello prende in ingresso la legge di velocità e simula la risposta del motore tenendo conto della coppia resistente necessaria all'apertura delle porte
  - La velocità in uscita dal motore viene divisa per *tau* (rapporto di trasmissione) e successivamente integrata per determinare lo spostamento angolare del riduttore/puleggia, denominato *teta*
  - Questo viene passato alle lookup table che determinano x, xp ($\dot{x}$), xpp ($\ddot{x}$) dell'anta secondo le modalità appena descritte
- Si ritorna poi in MATLAB per altre analisi, come calcolo energia cinetica, potenza.

3.4. Simulazione di disturbi esterni

In condizioni di esercizio ci sono numerosi disturbi che agiscono sulle ante scorrevoli che non vengono presi in considerazione nella prima versione del modello.

Per una maggiore fedeltà al caso reale e per capire se i componenti sono adatti alla movimentazione delle ante anche in presenza di sollecitazioni esterne, è necessario considerare l'influenza di queste forze di disturbo sulla dinamica dell'anta scorrevole, arrivando alla versione due del modello.

In prima approssimazione, si possono classificare i disturbi esterni in tre categorie:

- Impulsivi, ad esempio l'impatto di un corpo sulla facciata della porta
- Costanti, ad esempio una persona che si appoggia all'anta durante il moto della stessa
- Disturbi derivanti da azione del vento

Per la modellizzazione dei primi due disturbi si considera una forza, denominata F_{ext}, che agisce esattamente nel centro dell'anta. Per quanto riguarda l'azione del vento si considera invece un carico distribuito agente sulla facciata. Si determinano poi le reazioni vincolari in maniera analoga al caso precedente e, a partire da queste, le corrispondenti forze d'attrito.

Il diagramma di corpo libero dell'anta scorrevole nel piano z-y è schematizzato nella seguente Figura 3.19.

Per la simmetria del sistema, si può subito scrivere:

$$R_G = R_Z = \frac{F_{ext}}{2} \tag{3.12}$$

Dove:

- R_G, reazione vincolare della lama guida posta nella parte inferiore della porta
- R_Z, reazione vincolare dei carrelli nel piano z-y

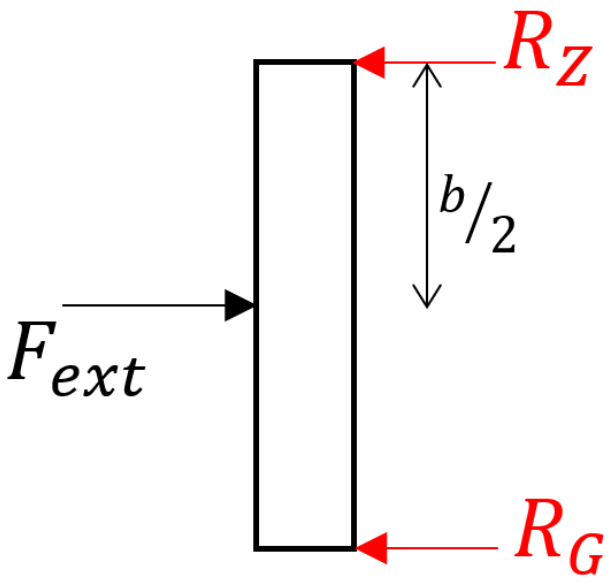


Figura 3.19. Diagramma di corpo libero dell'anta nel piano z – y

A queste forze di reazione corrispondono, nel piano x-y, due forze d'attrito, che vanno ad aggiungersi a quelle già presenti, ovvero forza d'inerzia ed attrito di rotolamento dei carrelli.

Reazione	Coefficiente d'attrito	Forza d'attrito
R_G	μ_G	$F_G = \mu_G \cdot R_G$
R_Z	μ_Z	$F_Z = \mu_Z \cdot R_Z$

È importante sottolineare che in questo caso l'attrito non è volvente ma radente dinamico, anche detto di strisciamento. Questo perché la forza esterna ha l'effetto di premere a contatto i carrelli con il corrispondente risalto realizzato nella guida. Inoltre, i coefficienti d'attrito non sono uguali in quanto non lo sono i materiali a contatto ed i valori attribuiti nelle prime simulazioni sono forniti dalla letteratura. In generale il coefficiente d'attrito di strisciamento è difficile da determinare con certezza perché dipende da molti fattori, come ad esempio la forma dell'area di contatto tra i due corpi e la forza stessa agente tra i due.

La forza necessaria alla movimentazione delle ante in presenza di forza esterna è:

$$R = \mu_V mg + m\ddot{x} + \frac{F_{ext}}{2} \cdot (\mu_G + \mu_Z) \tag{3.13}$$

In presenza di azione del vento, si considera il carico distribuito q agente sulla superficie frontale della porta:

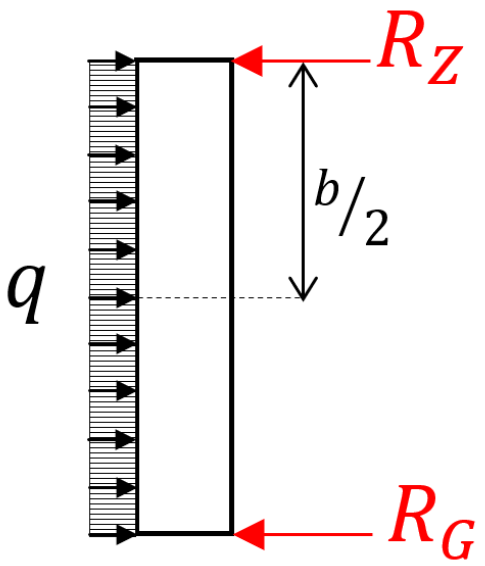


Figura 3.20. Azione del vento

Il quale dipende dalla velocità del vento e dalla densità dell'aria attraverso la relazione:

$$q = \frac{1}{2}\rho v^2$$

dove:

- q, carico distribuito misurato in N/m^2
- $\rho = 1.225\ kg/m^2$, densità media dell'aria a temperatura ambiente ($T = 20°\ C$)
- v, velocità del vento

Dunque, nel caso specifico, le reazioni vincolari sono uguali e pari a:

$$R_G = R_Z = \frac{q \cdot lb \cdot C_v}{2} \tag{3.14}$$

in cui:

- C_v coefficiente aerodinamico della parete piana investita da un flusso d'aria. Per questa applicazione si considera $C_v = 1$
- l, larghezza porta
- b, altezza porta

Queste equazioni vengono implementate in ambiente Simulink aggiungendo un sottosistema denominato "Forza esterna" all'interno del sottosistema "Porte Scorrevoli", come da Figura 3.21. Per dare possibilità di scelta all'utente di quale disturbo esterno simulare è realizzata una piccola interfaccia grafica.

Figura 3.21. Sottosistema "Forza esterna" e interfaccia utente

Agendo sul selettore a sinistra, si può scegliere se inserire o meno la forza esterna nella simulazione, in quanto non è detto che si sia interessati ai suoi effetti. Ad esempio, nelle fasi iniziali di progetto può risultare superfluo valutarne gli effetti quando si scelgono per la prima volta i componenti oppure non si conoscono bene i valori da attribuire alle varie forze.

Utilizzando, poi, il selettore a manopola si può scegliere la forza esterna da simulare: rumore bianco, costante, impulsiva, azione del vento o una combinazione delle tre. Per modificare i singoli valori si accede alla maschera del sottosistema con un doppio click sullo stesso. È possibile assegnare a ciascuna forza il proprio valore, mentre accedendo al sottosistema si ha il dettaglio della modellizzazione ed è possibile modificare alcune opzioni avanzate.

Lo switch a destra dell'immagine permette di scegliere se, nella simulazione di interesse, la forza esterna deve agire su una o entrambe le ante scorrevoli.

Disturbo impulsivo

Per la modellazione di questo tipo di disturbo si ricorre ad un blocco "Pulse generator", che permette di ottenere un segnale impulsivo specificando modulo (Amplitude), periodo del moto (Period) e durata dell'impulso (Pulse Width) come % del periodo del moto. È possibile anche specificare un determinato ritardo sulla comparsa dell'impulso stesso (Phase delay). Nella seguente figura è rappresentato il blocco e le sue impostazioni:

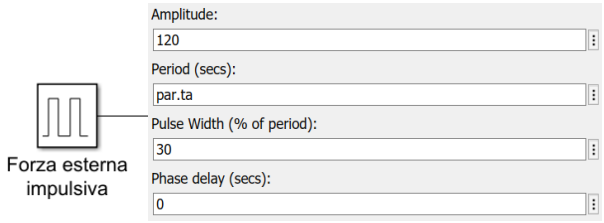
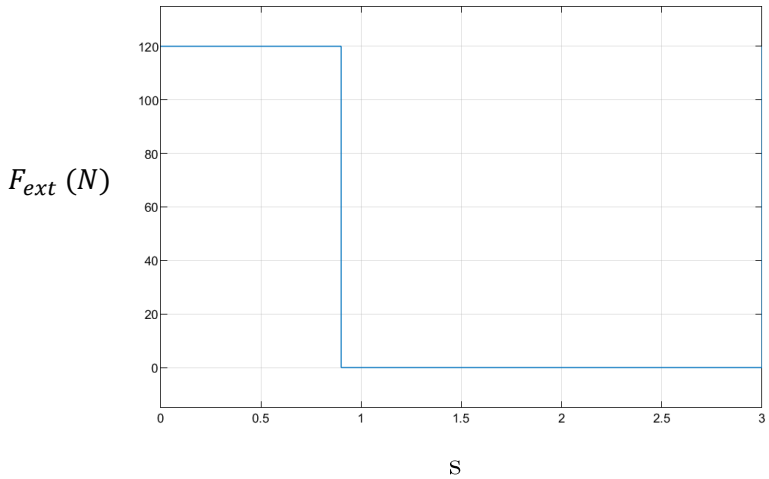


Figura 3.22. Modello forza esterna impulsiva

In questa versione del modello l'utente ha la possibilità di impostare il valore della forza esterna impulsiva (Amplitude) direttamente dall'interfaccia principale di Simulink senza dover accedere alle impostazioni del blocco. Il periodo del moto è preso pari al tempo di apertura mentre la durata dell'impulso è pari al 30% di t_a. Infine, si ha che l'impulso compare all'inizio della fase di apertura avendo impostato un ritardo pari a 0. Questi valori possono essere modificati per simulare diversi scenari.

Con queste impostazioni, si ottiene il seguente grafico per la forza impulsiva



Disturbo costante

In accordo con il caso precedente, si utilizza un blocco "Constant" per implementare tale disturbo. Il valore può essere cambiato accedendo alla maschera del sottosistema "Forza esterna".

Modello azione del vento

Per quanto riguarda l'azione del vento si è ipotizzato che le raffiche di vento abbiano un andamento sinusoidale di periodo π, corrispondente a 0.5 Hz. L'ampiezza, in questo caso, corrisponde alla *velocità* in m/s del vento e non direttamente alla forza, in quanto quest'ultima viene determinata dalle equazioni riportate al capitolo precedente.

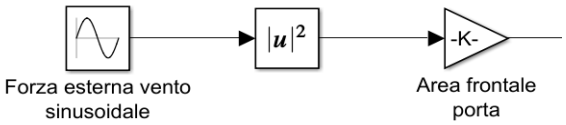


Figura 3.23. Modello azione del vento

Anche in questo caso si può impostare facilmente il valore massimo di velocità.

Con queste impostazioni si ottiene l'andamento di Figura 3.24.

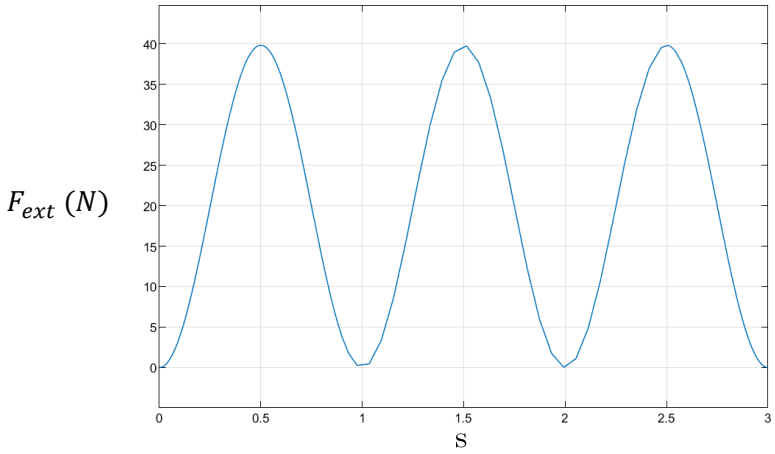


Figura 3.24. Grafico sinusoidale azione del vento

3.5. Controllo in retroazione PID

Il motore elettrico responsabile della movimentazione delle porte viene comandato in velocità. Essendo un servomotore integrato, è dotato di un encoder incrementale per la misurazione della velocità angolare inviata al PLC. Ciò rende possibile il controllo in retroazione sia della velocità angolare dell'albero motore che della velocità di traslazione dell'anta, realizzando un sistema ad anello chiuso. In questa sezione vengono discusse le modifiche apportate al modello per incorporare questa logica di controllo. In realtà il servomotore utilizza un controllo diverso dal PID, che tiene conto di numerosi fattori e che verrà approfondito in seguito. Dato che non vengono fornite dal costruttore le specifiche del controllo interno, si realizza nel modello Simulink un controllo PID con guadagni opportuni per simulare la presenza di un controllo in retroazione.

Il controllo PID (Proporzionale – Integrativo – Derivativo) è il metodo di controllo più utilizzato nelle applicazioni industriali per la semplicità della legge di controllo e versatilità del controllore, che si avvale di pochi parametri e può di conseguenza adattarsi facilmente alle diverse applicazioni. Inoltre, esistono metodi di taratura empirici che permettono di identificare il processo da controllare e calcolare i parametri del controllo ottimale. Talvolta è anche utilizzata la versione PI del controllore, senza azione derivativa, per maggiore semplicità essendo questa spesso non necessaria.

Lo schema a blocchi del controllore PID è riportato nella Figura 3.25.

Si calcola l'errore sulla grandezza da controllare, ovvero una variabile di processo qui denominata "Output", che di conseguenza deve essere misurata, sottraendo quest'ultima al segnale di SET o "Setpoint". Il risultato è una funzione che esprime l'errore in funzione del tempo che viene passata al controllore PID, il quale genera il segnale di comando come somma di tre componenti:

- Proporzionale: moltiplicazione dell'errore per una costante denominata "Guadagno proporzionale" ed indicata con K_P
- Integrativo: integrale dell'errore nel tempo e moltiplicazione per un opportuno guadagno K_I
- Derivativo: derivata dell'errore rispetto al tempo e moltiplicazione per un opportuno guadagno K_D

I guadagni esprimono il peso di ciascuna componente all'interno dell'algoritmo di controllo e ad ognuno di essi sono associati determinati contributi di seguito riassunti.

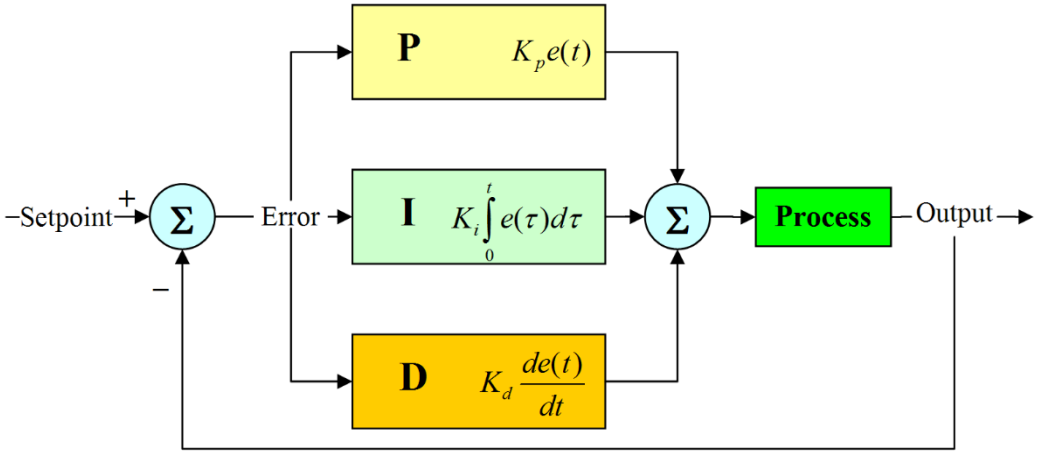


Figura 3.25. Controllore PID – Schema a blocchi

Contributo dell'azione proporzionale

Effetti positivi all'aumentare del K_P

- Aumento della banda passante
- Riduzione del tempo di salita
- Riduzione dell'errore a regime
- Diminuzione dell'effetto di variazioni parametriche del sistema

Effetti negativi all'aumentare del K_P

- Riduzione del margine di stabilità

Contributo dell'azione integrale

Effetti positivi all'aumentare del K_I

- Eliminazione dell'errore a regime

Effetti negativi all'aumentare del K_I

- Riduzione della banda passante
- Riduzione del margine di stabilità

Contributo dell'azione derivativa

Effetti positivi all'aumentare del K_D

- Diminuisce la sovraelongazione ("overshoot") e la durata del transitorio
- Aumento margini di stabilità
- Aumento della banda passante

Effetti negativi all'aumentare del K_D

- Amplificazione dei rumori alle alte frequenze

Per completezza si riporta anche la funzione di trasferimento del controllo PID nel dominio di Laplace:

$$G(s) = K_P + K_I \cdot s + \frac{K_D}{s} \tag{3.15}$$

Come già accennato nel capitolo 3.2.4 dove si è descritta la modellazione delle sole ante scorrevoli, è necessario sostituire le Lookup Table per calcolare la dinamica di questo elemento prima dell'implementazione del controllo. Questo perché solo in questo modo è possibile calcolare l'errore tra il Set e il Feedback necessario al controllore per generare il segnale di comando. L'approccio con Lookup Table, infatti, prevede di associare un determinato valore di grandezza in uscita, in questo caso la velocità di traslazione delle ante, con un dato valore in ingresso, costituito dallo spostamento angolare della puleggia motrice. In questo modo l'informazione sulla grandezza controllata è solo una previsione poiché non si tiene conto dell'effettiva dinamica dell'anta.

A tale scopo, si calcola direttamente la velocità di traslazione dell'anta a partire dalla velocità di rotazione della puleggia applicando la (3.9), integrando e derivando una volta questo segnale per ottenere spostamento e accelerazione dell'anta, rispettivamente. Lo schema a blocchi del sottosistema "Ante scorrevoli" con queste modifiche è riportato nella Figura 3.26.

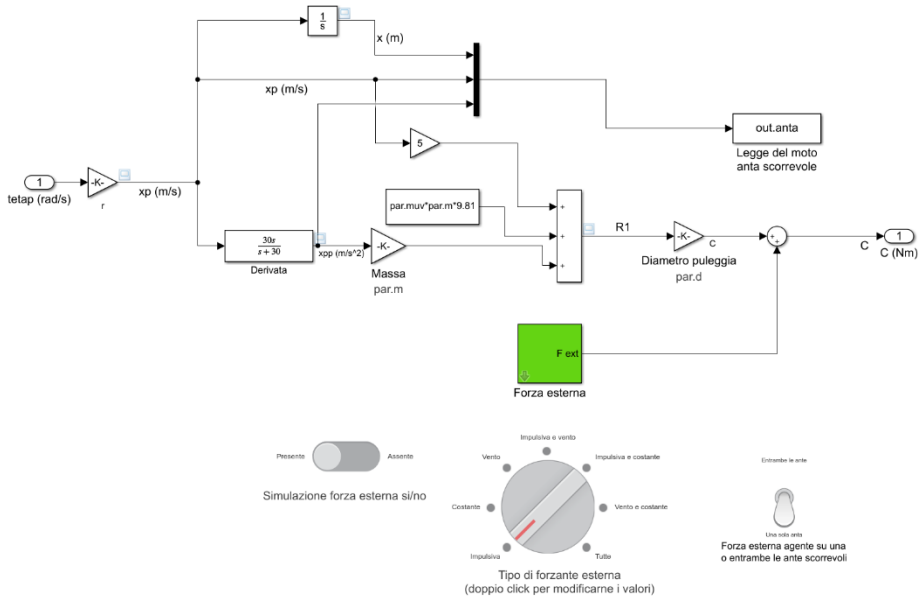


Figura 3.26. Nuova versione del sottosistema "Porte scorrevoli"

Come si può notare, in ingresso al sottosistema vi è la velocità di rotazione della puleggia $\dot{\theta}$ mentre in uscita, oltre alle grandezze cinematiche relative all'anta che vengono esportate in MATLAB, c'è la coppia resistente C delle ante scorrevoli.

Per quanto riguarda l'implementazione del controllo PID nel modello "Porte di banchina" è possibile controllare due grandezze: velocità di rotazione del motore e della velocità di traslazione dell'anta scorrevole. Tuttavia, come si è visto, quest'ultima è dipendente dalla ω del motore attraverso rapporto di trasmissione τ e diametro della puleggia d, che sono costanti. Controllare l'una o l'altra grandezza è del tutto equivalente.

Dato che il motore scelto è già dotato di encoder per la misura delle grandezze cinematiche angolari, è più conveniente controllare la velocità di rotazione del motore anziché quella di traslazione delle ante per evitare di acquistare un ulteriore sensore.

Per la realizzazione in Simulink del controllo, si ricorre al blocco "PID" che permette di implementare facilmente le tre componenti sopra descritte, specificando il valore di ciascun guadagno nella maschera del blocco stesso, riportata nella Figura 3.27.

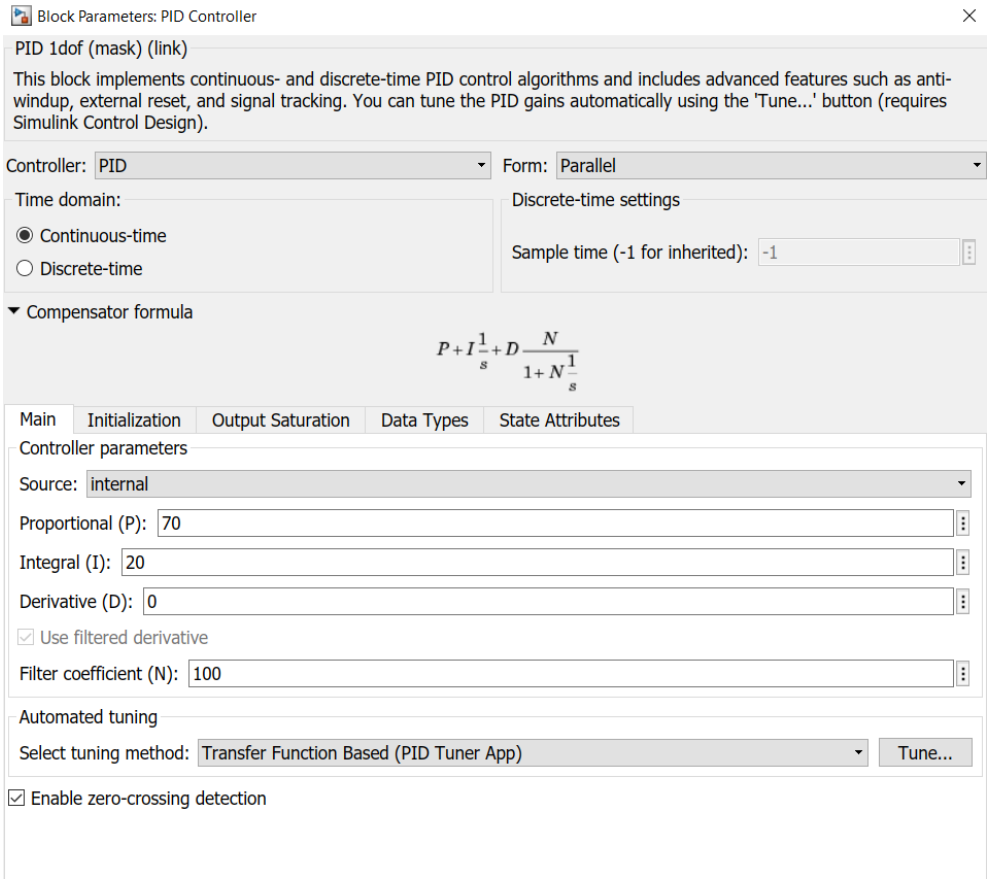


Figura 3.27. Maschera del blocco PID

Guardando la funzione di trasferimento utilizzata da Simulink, si vede come la componente derivativa è implementata in maniera analoga a quanto descritto nel capitolo 3.3 – Modello completo, utilizzando una costante N e un polo che agisce da filtro. Il valore di N è posto pari a 100 di default e non è stato modificato.

Per quanto riguarda i guadagni, i valori riportati in figura sono puramente indicativi e in seguito verranno eseguite prove al variare di questi ultimi.

Il blocco “PID” è implementato in Simulink come riportato nella Figura 3.28, dove si riporta in dettaglio la parte iniziale del modello.

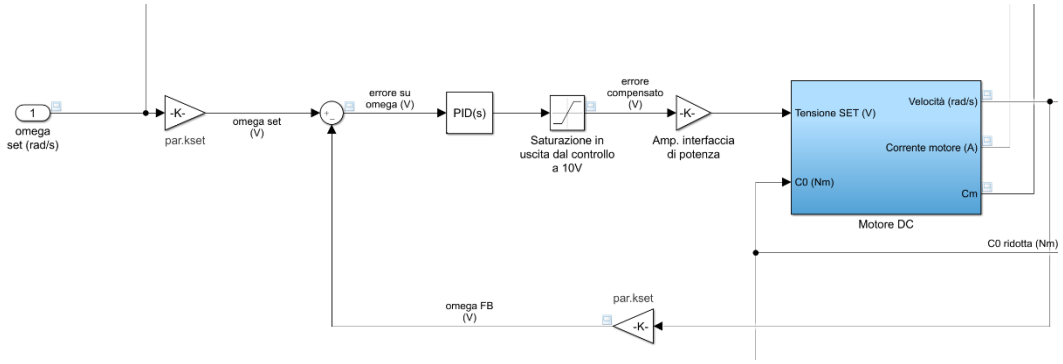


Figura 3.28. Dettaglio del controllore PID nella versione 3 del modello

In primo luogo, la legge di velocità del motore in rad/s viene convertita in un riferimento in tensione nel range $\pm 10\,V$, in quanto il datasheet del servomotore riporta questo range di valori per la tensione in uscita dal circuito di controllo. La costante di conversione è denominata k_{set} ed è calcolata imponendo che alla massima tensione in uscita dal controllo (10V) corrisponde la massima velocità di rotazione del motore (300 rad/s). Tale costante è presente anche sul ramo di retroazione.

In uscita dal controllo, l'errore compensato viene saturato a $\pm 10\,V$ e successivamente amplificato dall'interfaccia di potenza che alimenta il motore. Tale amplificazione è realizzata da una costante determinata dal rapporto tra la massima tensione di alimentazione del motore (24 V) e la massima tensione in uscita dal controllo (10 V).

4. Risultati di simulazione

In questa sezione sono riportati i risultati di diversi scenari di simulazione. In particolare, si fa riferimento ad una situazione ideale per mostrare il funzionamento del modello e confrontare i risultati tra le versioni, illustrando anche il procedimento seguito per la valutazione iniziale di alcuni parametri del modello elettrico non forniti direttamente dal costruttore (Capitolo 4.1.2 – Modello elettrico: stima iniziale di alcuni parametri). Questi coefficienti verranno successivamente stimati con più accuratezza utilizzando dati sperimentali (Capitolo 6.3 – Identificazione parametri).

Si utilizzano i dati di simulazione per capire se il motore è sufficientemente potente per l'applicazione e dimensionare l'alimentatore.

4.1. Caratteristiche del sistema

4.1.1. Riduttore, trasmissione, ante scorrevoli e coefficienti d'attrito

Di seguito sono riassunte le caratteristiche dei componenti del sistema oggetto di modellazione.

	Grandezza	Valore
τ	Rapporto di trasmissione	12
I_r	Momento di inerzia (kg· m^2)	$4.8 \cdot 10^{-5}$
η_r	Rendimento	0.95

Tabella 4.1. Caratteristiche riduttore

Le pulegge utilizzate dal costruttore hanno tutte lo stesso diametro e movimentano la cinghia sincrona già descritta al Capitolo 3.1. Non sono fornite informazioni riguardanti il passo della dentatura e il numero di denti della singola puleggia.

	Grandezza	Valore
d	Diametro pulegge(mm)	60
η_1	Rendimento della trasmissione	0.95

Tabella 4.2. Caratteristiche cinghia e pulegge

Nella seguente tabella sono riportate le caratteristiche delle ante scorrevoli utilizzate nel sistema reale. Spesso può capitare di avere ante con peso maggiore.

Grandezza		Valore
l	Larghezza (m)	1.3
b	Altezza (m)	2
a	Interasse carrelli (m)	0.7
m	Massa singola anta (kg)	90
h	Spostamento (m)	1

Tabella 4.3. Caratteristiche ante scorrevoli

I valori dei coefficienti d'attrito sono forniti dalla letteratura noti i materiali a contatto. Nello specifico:

- Trolley – guida: contatto Polyacetal (POM – H)– Acciaio
- Guiding blade: polietilene termoplastico UHMWPE (Ultra-high-molecular-weight polyethylene)

Coefficienti d'attrito		Valore
μ_v	Volvente dinamico carrello – guida	0.1
μ_s	Statico trolley – guida	0.2
μ_z	Radente dinamico carrello – guida	0.4
μ_g	Radente dinamico guiding blade	0.1

Tabella 4.4. Coefficienti d'attrito

4.1.2. Modello elettrico: stima iniziale di alcuni parametri

Nella seguente tabella è riportato un riassunto dei dati necessari per la realizzazione del modello elettrico del secondo ordine descritto nel capitolo 3.2.1 – Motore DC:

Parte elettrica		
	Grandezza	**Unità di misura**
R	Resistenza di armatura	Ω
L	Induttanza di armatura	H
k_e	Costante di tensione	$V/rad/s$
k_c	Costante di coppia	Nm/A
Parte Meccanica		
	Grandezza	**Unità di misura**
I_m	Momento di inerzia	$kg \cdot m^2$
β	Smorzamento dinamico	$Nm/rad/s$

Tabella 4.5. Parametri modello motore DC

Da una semplificazione delle equazioni (3.1), (3.2) e (3.3) si arriva alla funzione di trasferimento del servosistema motore DC:

$$G(s) = \frac{1/k_e}{\tau_m \tau_e \cdot s^2 + \tau_m \cdot s + 1} \tag{4.1}$$

in cui si introducono le due costanti di tempo meccanica ed elettrica, rispettivamente τ_m e τ_e, che contengono al loro interno tutti i parametri di Tabella 4.5. Sono definite come segue:

$$\tau_m = \frac{R \cdot I_m}{k_e \cdot k_c} \qquad \tau_e = \frac{L}{R} \tag{4.2}$$

Dal costruttore viene fornito il valore di queste due costanti oltre che del momento di inerzia delle parti rotanti I_m. È dunque necessario valutare i rimanenti parametri del modello elettrico secondo opportune ipotesi.

Per avere una stima della resistenza di armatura R, si guarda i dati relativi a questa grandezza presenti su cataloghi di servomotori con prestazioni simili a quello utilizzato in laboratorio, ricercando dunque un motore che eroghi 1.3 Nm a 3000 rpm. Si trovano due motori "gemelli", di cui si riassumono le caratteristiche nella Tabella 4.6.

Scelta una resistenza di armatura $R = 0.1\ \Omega$, si calcola l'induttanza di armatura L con la seconda delle (4.2):

$$L = R \cdot \tau_e \tag{4.3}$$

La costante di tensione, con riferimento ai dati di Tabella 4.6, può essere considerata pari a 0.08 V/rad/s. La costante di coppia, invece, può essere ricavata dalla prima delle (4.2):

$$k_c = \frac{R \cdot I_m}{\tau_m \cdot k_e} \tag{4.4}$$

A questo punto, per avere una stima più fedele dei dati elettrici del motore usato in laboratorio, si possono fare le seguenti considerazioni.

Immaginando di annullare il carico sul motore ed alimentarlo alla tensione nominale, questo ruoterà alla velocità di fuga. L'equazione di equilibro alla maglia del circuito elettrico del motore DC (3.1) diventa:

$$V_A = k_e \cdot \omega_{fuga} \tag{4.5}$$

in quanto, essendo nullo il carico esterno e trascurando le perdite dovute all'inerzia del motore, la corrente di armatura è nulla come anche la sua derivata.

Nome	Linearmech BM 63 L – 30	Maxon IDX 56 L
Alimentazione (V)	48 V DC	48 V DC
Coppia nominale/massima (Nm)	1.3/4.2	0.78/2
Velocità nominale/massima (rpm)	3000/4000	3500/4915
Corrente di stallo/massima (A)	15.7/53	6.7/24
Costante di tensione (V/rad/s)	0.09	0.066
Costante di coppia (Nm/A)	0.089	0.066
Resistenza di armatura (Ω)	0.2	0.095
Induttanza di armatura (mH)	0.8	0.138

Tabella 4.6. Dati servomotori DC "gemelli"

La costante di tensione può essere calcolata come:

$$k_e = \frac{V_A}{\omega_{fuga}} \tag{4.6}$$

Non avendo a disposizione il motore per misurare la velocità di fuga reale, si ricorre al modello del motore DC con i parametri approssimati. Si isola il sottosistema separandolo dal riduttore e dalle porte scorrevoli (annullando il carico) e si valuta la risposta del motore ad un gradino di ampiezza 24 V.

Come si può vedere dal grafico di Figura 4.1, dopo un breve transitorio il motore si stabilizza ad una velocità di 298 rad/s, corrispondenti a circa 2847 rpm. Tale valore è molto vicino alla velocità massima prescritta dal costruttore di 3000 rpm.

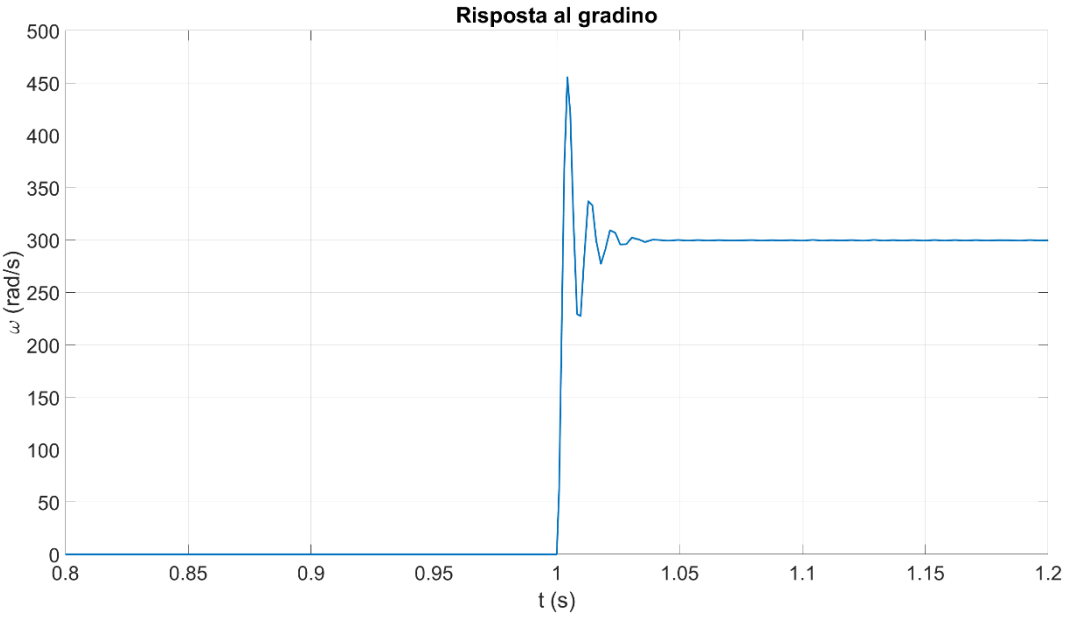


Figura 4.1. Risposta al gradino motore DC

Applicando la (4.6) si ottiene

$$k_e = 0.081 \frac{V}{rad/s}$$

Il valore trovato è molto vicino con quello ipotizzato all'inizio ottenendo una costante di coppia pari a:

$$k_c = 0.0758 \frac{Nm}{A}$$

che risulta, come di solito succede nella pratica, di poco inferiore alla costante di tensione. Per questo motivo, può essere considerato accettabile il valore di 0.1 Ω ipotizzato per la resistenza di armatura.

4.1.3. Funzioni MATLAB per costruire le leggi del moto

I profili di velocità descritti nei capitoli precedenti vengono costruiti con funzioni MATLAB scritte a tal scopo.

In base a quanto detto, i parametri sui quali è costruita la legge di velocità sono:

- I tempi delle fasi di accelerazione, velocità costante e decelerazione
- Le velocità di crociera

La funzione, basandosi sui parametri in ingresso, calcola i profili di spostamento, velocità ed accelerazione utilizzando le relazioni analitiche dell'allegato (2). Viene anche fornito il vettore tempi su cui è calcolato il profilo. Tali output sono vettori numerici.

La sintassi di queste funzioni è la seguente:

$$[x,\ xp,\ xpp,\ t] = Classico_apertura(tt,\ Vc)$$

per la fase di apertura, in cui:

- x, xp, xpp: vettori spostamento velocità ed accelerazione, rispettivamente
- t: vettore tempi
- tt: vettore che contiene i tempi di riferimento delle diverse fasi del profilo trapezoidale
- Vc: velocità di crociera

$$[x,\ xp,\ xpp,\ t] = Classico_chiusura(tt,\ Vc,\ Vf)$$

per la fase di chiusura, in cui Vf è la velocità del tratto finale.

4.2. Caso ideale: prestazioni del modello

4.2.1. Fase di apertura

Nei seguenti paragrafi vengono mostrati e commentati i grafici forniti dal modello per mostrarne il funzionamento. È importante sottolineare che, anche se in questa fase si vuole solo fornire un'idea del funzionamento, si sceglie comunque una legge del moto vicina a quella reale, in modo da poter già capire se il motore è correttamente dimensionato.

In fase di apertura, come già ampiamente detto nei capitoli precedenti, si comanda il motore con un profilo di velocità trapezoidale caratterizzato da quattro parametri: tempi delle fasi di accelerazione, velocità costante, decelerazione e velocità di crociera.

Si considera, per questo primo caso, una legge simmetrica con tempo di apertura pari a 3 secondi e velocità di crociera $V_c = 0.5\,m/s$, in modo da ottenere uno spostamento dell'anta di 1 m. Inoltre, non è presente alcuna forza esterna. Con questi parametri si costruisce la legge del moto per l'anta con la funzione vista al capitolo precedente, ottenendo gli andamenti riportati in Figura 4.2 per spostamento, velocità ed accelerazione.

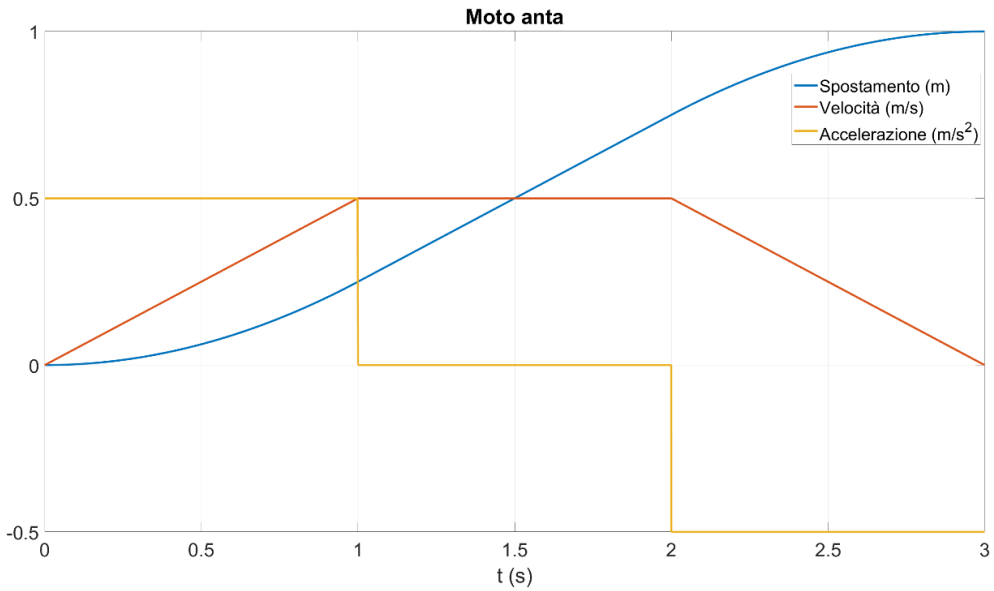


Figura 4.2. Moto anta scorrevole in fase di apertura

A partire da questa, si ricava la legge di velocità del motore con il procedimento delineato al capitolo 3.3 – Modello completo. Il risultato è presentato in Figura 4.3.

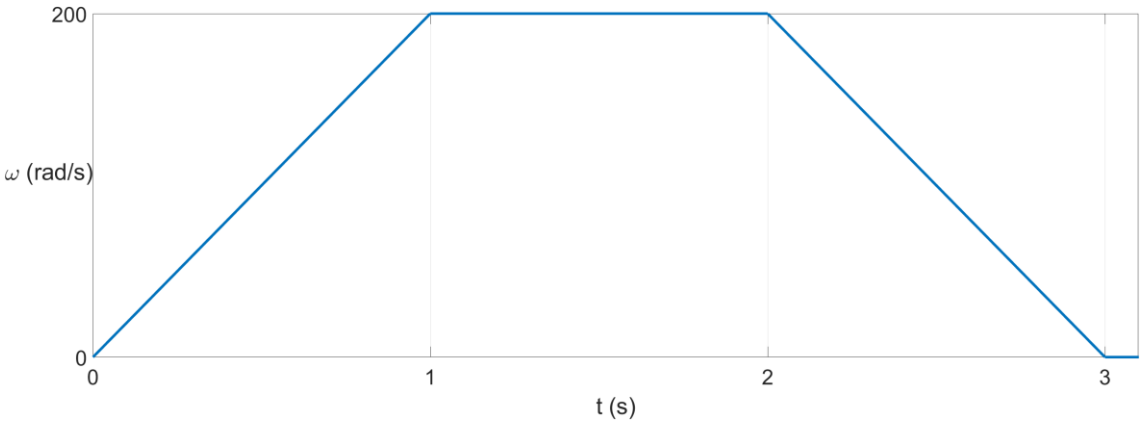


Figura 4.3

Come si può vedere, i due profili hanno lo stesso andamento poiché queste grandezze dipendono l'una dall'altra da rapporto di trasmissione τ e diametro della puleggia d, che sono costanti. Di conseguenza, anche i profili simulati sono uguali. Per questo motivo, da ora in avanti, si analizzerà solo il profilo di velocità del motore.

Il primo grafico oggetto di analisi riporta il confronto tra velocità simulata e il suo riferimento, con il quale si comanda il motore.

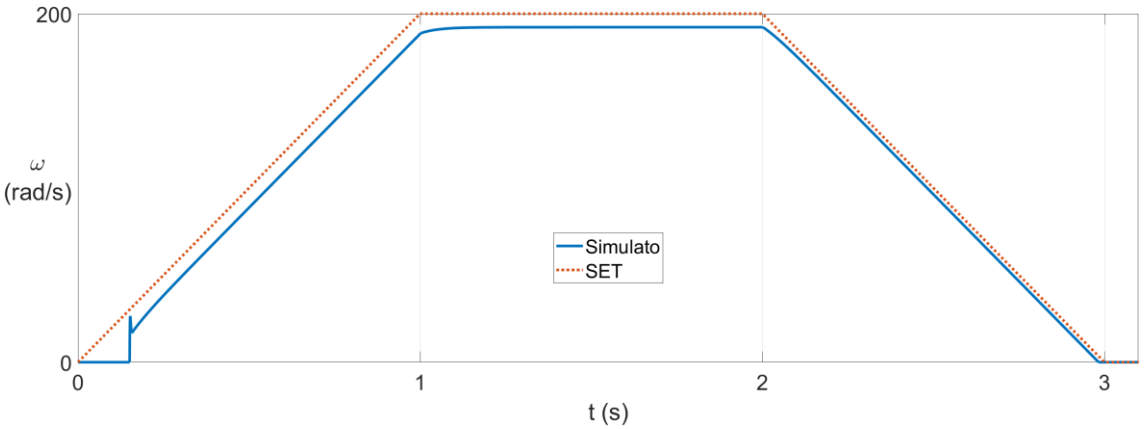


Figura 4.4. Confronto ω set e simulata in fase di apertura

È possibile notare la dinamica del motore nella fase iniziale del moto, in cui passa un determinato istante di tempo prima che il motore si avvii per effetto della coppia resistente. È presente anche un errore a regime abbastanza marcato, in quanto, nella prima versione del modello, non è presente alcun controllo. Ciò si ripercuote sulla

posizione finale dell'anta che non coincide con quella che ci si aspetta dalla legge del moto, come riportato in Figura 4.5.

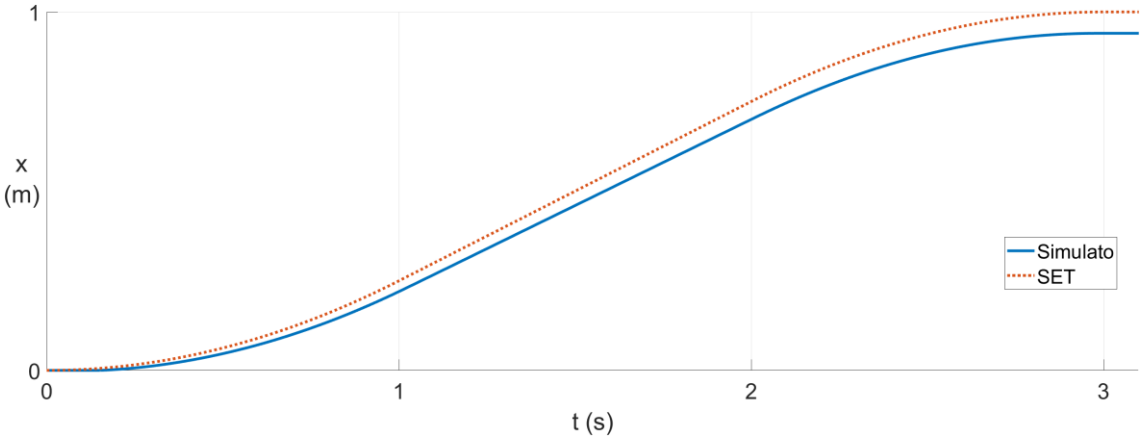


Figura 4.5. Confronto posizione anta SET e simulata in fase di apertura

Inoltre, a causa del gradino in accelerazione a moto incipiente, il moto dell'anta inizia con un'accelerazione molto elevata, come si può vedere guardando gli istanti iniziali del grafico di colore blu di Figura 4.4.

Nella Figura 4.6 sono riportati i grafici di coppia e corrente motore al variare del tempo. Le curve hanno lo stesso andamento in virtù dell'equazione di conversione elettromeccanica (3.3), che calcola la coppia motrice moltiplicando la corrente di armatura i per la costante di coppia k_c. L'andamento è inoltre compatibile con il comportamento tipico dei motori DC, ovvero corrente e coppia massime allo spunto per poi stabilizzarsi ad un valore costante a regime.

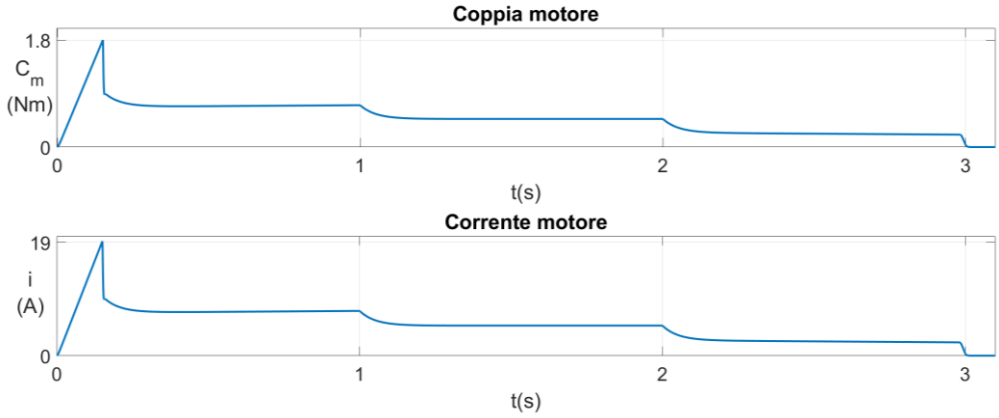


Figura 4.6. Coppia e corrente motore in fase di apertura

Nel caso specifico, si vede che la coppia massima è pari a 1.8 Nm, mentre la corrente di armatura massima è di circa 19 A. Questi valori sono accettabili per l'applicazione.

Inoltre, il grafico presenta tre tratti ben distinti in cui sia corrente che coppia diminuiscono con un gradino abbastanza marcato. Questo comportamento è spiegabile considerando l'espressione della forza di movimentazione delle ante scorrevoli R, riportata di seguito:

$$\mathrm{R} = \mu_v mg + m\ddot{x}$$

Si vede come la forza R è data da due componenti:

- $\mu_v mg$, componente *fissa* dovuta all'attrito volvente tra carrelli e guida scorrevole
- $m\ddot{x}$, componente *variabile* con l'accelerazione delle ante costituita dalla forza inerziale delle masse in movimento

In Figura 4.7 è riportato il profilo di accelerazione di SET per le ante scorrevoli ed il confronto con il profilo simulato.

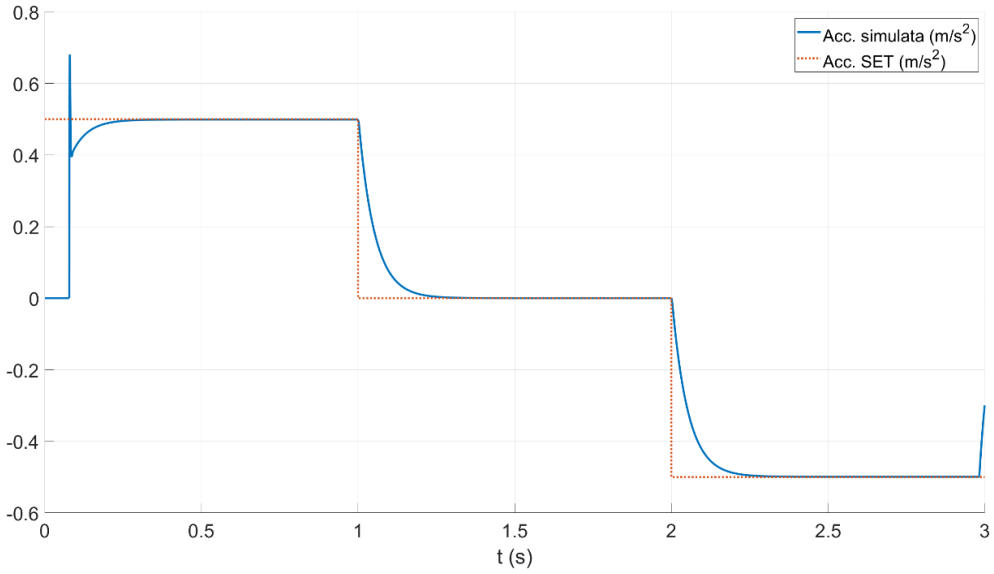


Figura 4.7. Accelerazione anta simulata e ideale in fase di apertura

Nella fase di accelerazione, la componente inerziale della forza resistente R è concorde a quella d'attrito. Da ciò derivano maggiore coppia e corrente motore che si osservano nei grafici di Figura 4.6. Nella fase a velocità costante, la forza inerziale è nulla perché lo è l'accelerazione. Di conseguenza, R diminuisce come anche coppia e corrente motore. Nell'ultima fase del moto si osserva una ulteriore diminuzione di forza resistente R poiché l'accelerazione è negativa. La componente inerziale, discorde rispetto a quella d'attrito, è

rivolta nella direzione del moto ed aiuta il motore nel trascinamento dell'anta scorrevole, con conseguente carico minore.

Confrontando i due profili di accelerazione simulata e ideale, si vede che nella pratica non è possibile realizzare un andamento a gradino perfetto. Guardando il profilo simulato, infatti, si nota un istante di tempo iniziale in cui il sistema è fermo in quanto il motore ha una sua dinamica e di conseguenza impiega un certo tempo (seppur breve) per erogare una coppia sufficiente affinché il moto abbia inizio. Successivamente c'è un overshoot molto marcato dovuto alla crescita repentina della corrente di armatura che si arresta solo alla fine del transitorio di avviamento del motore.

Nei successivi punti di discontinuità, essendo il motore già avviato, non si registrano ulteriori overshoot ma si osserva che il sistema raggiunge la nuova condizione di regime con andamento sovra smorzato.

Ulteriore grafico di interesse è quello della potenza meccanica erogata dal motore, riportato in Figura 4.8.

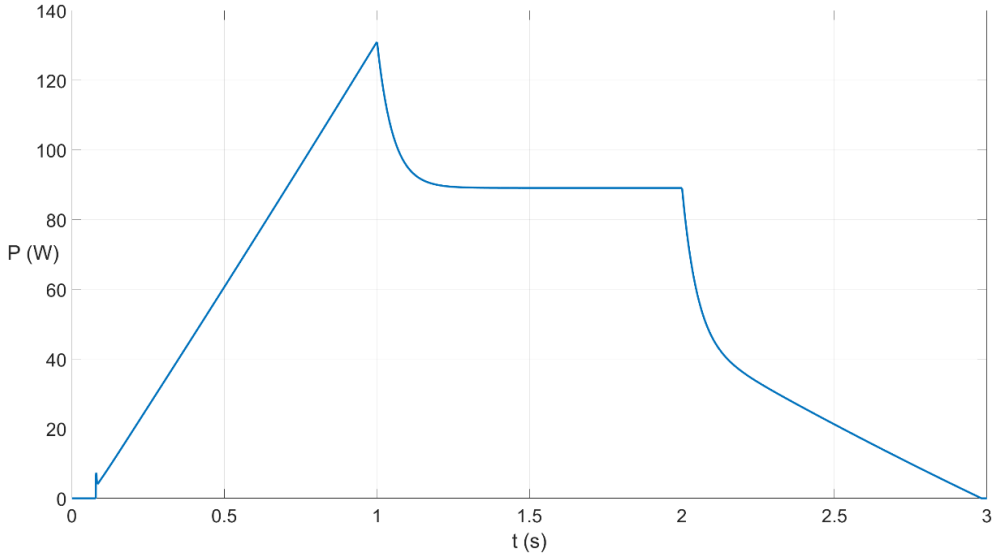


Figura 4.8. Potenza meccanica in fase di apertura

La potenza è calcolata come segue:

$$P = C \cdot \omega \tag{4.7}$$

dove C è la coppia erogata all'albero motore ed ω la velocità angolare dello stesso. Questa risulta massima alla fine della fase di accelerazione.

Il modello, già in questa prima versione, prevede con sufficiente fedeltà il comportamento reale del sistema. Inoltre, grazie alla facilità di visualizzazione dei segnali in ambiente Simulink, è possibile tenere sotto controllo le variabili di maggior interesse per il progettista.

4.2.2. Fase di chiusura

Nella fase di accostamento delle ante scorrevoli, si comanda il motore con un profilo semi – trapezoidale caratterizzato da due fasi a velocità costante. Un esempio è riportato in Figura 4.9.

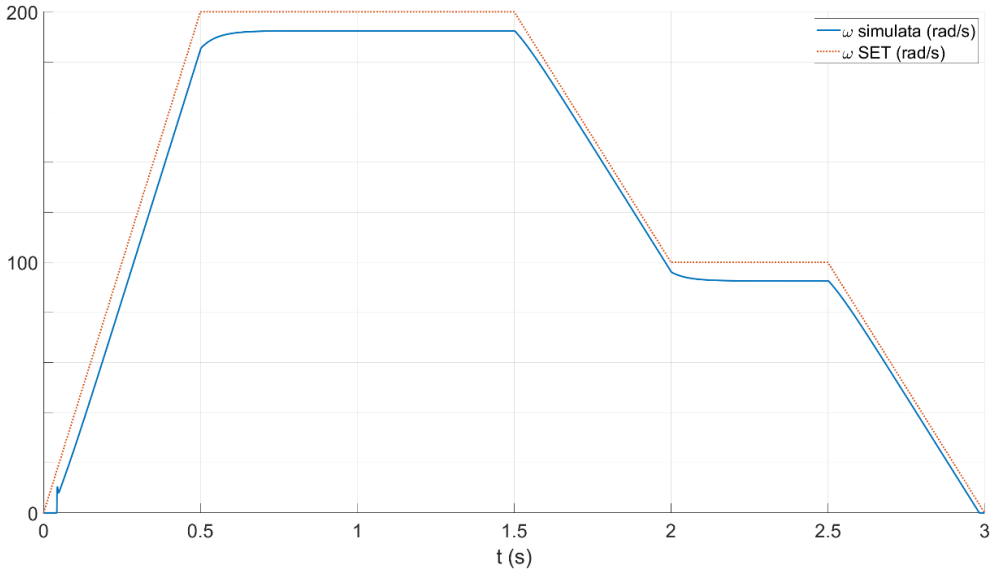


Figura 4.9. Confronto ω set e simulata in fase di chiusura

Anche in questo caso si ottiene uno spostamento dell'anta pari ad 1 m.

Si nota un errore a regime, che porta ad un errore sulla posizione finale dell'anta analogo a quello di Figura 4.5.

Il confronto tra il profilo di accelerazione dell'anta simulato e ideale è riportato in Figura 4.10. Si nota una somiglianza marcata con quello di Figura 4.7 nella fase iniziale del moto. Tuttavia, non è presente overshoot a causa della maggiore accelerazione imposta dalla legge di velocità. Ne deriva che il picco di accelerazione che si nota in entrambi i casi è dovuto alla dinamica del motore e all'assenza di controllo in retroazione e non è da ricondursi all'accelerazione imposta dalla legge del moto.

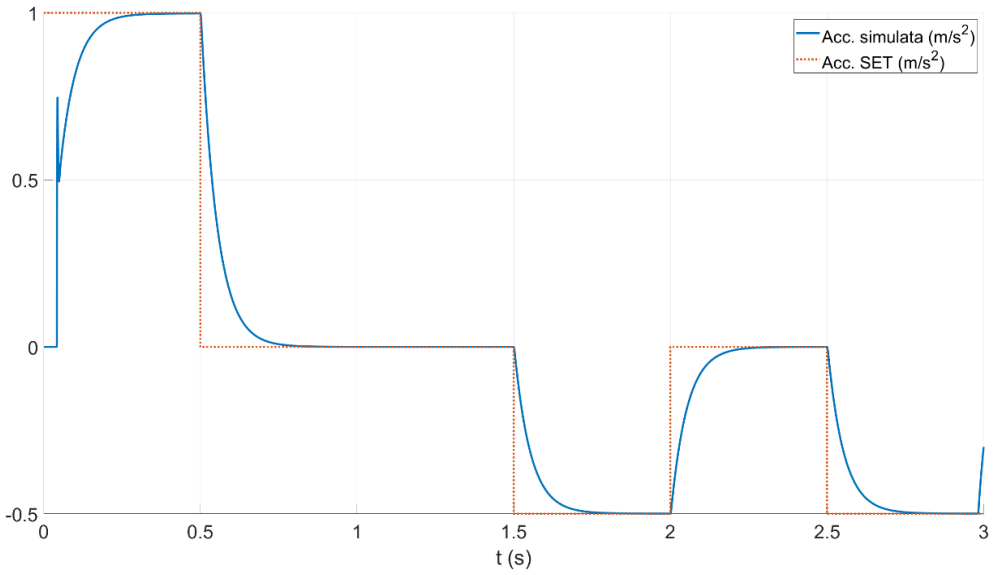


Figura 4.10. Accelerazione anta simulata e ideale in fase di chiusura

Per quanto riguarda coppia, corrente e potenza, si ottengono grafici molto simili a quelli visti per la fase di apertura, con valori di picco pari a 1.82 Nm per la coppia motore e c.ca 20 A per la corrente di armatura.

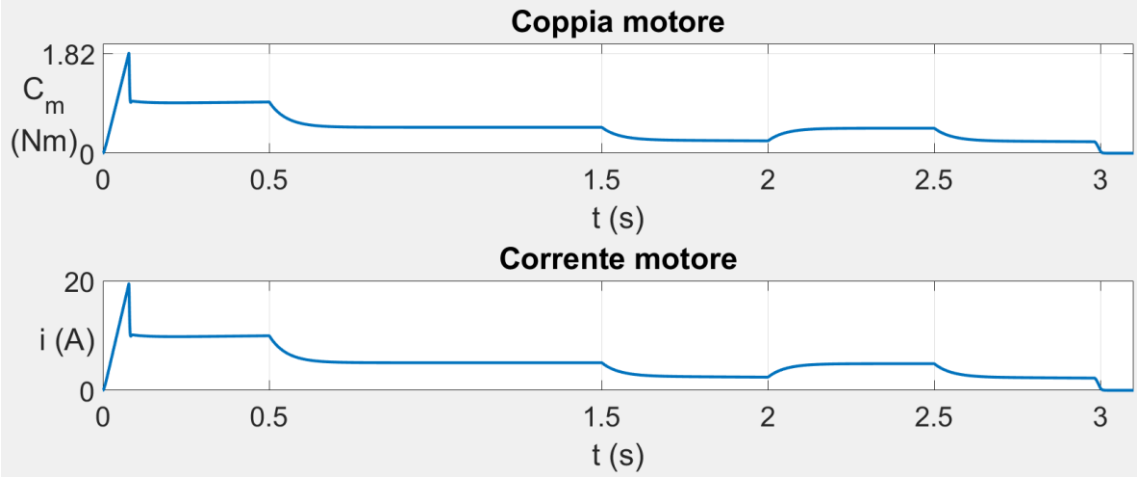


Figura 4.11. Coppia e corrente motore in fase di chiusura

4.2.3. Effetto dei disturbi esterni

Nella versione due del modello si prendono in considerazione le forze esterne che possono agire sull'anta scorrevole perpendicolarmente alla direzione del moto. Tali forze hanno l'effetto di aggravare l'attrito generato dal contatto carrello – guida. Le modalità di

implementazione all'interno del modello e la trattazione analitica è riportata nel capitolo 3.4 – Simulazione di disturbi esterni.

Rispetto al caso ideale, l'effetto del disturbo esterno è quello di rallentare, se non arrestare del tutto, il moto dell'anta. Si guardano, dunque, i grafici di coppia e corrente per determinare la condizione di stress massimo per il motore elettrico.

Si considera la legge di velocità trapezoidale simmetrica vista nel capitolo precedente, con la quale si comanda il motore in fase di apertura. I risultati per la fase di chiusura sono analoghi.

Poniamo che durante il moto si generi una forza esterna impulsiva dovuta, ad esempio, all'impatto di un corpo esterno con l'anta scorrevole. Nella Figura 4.12 è visualizzato l'effetto sul moto dell'anta.

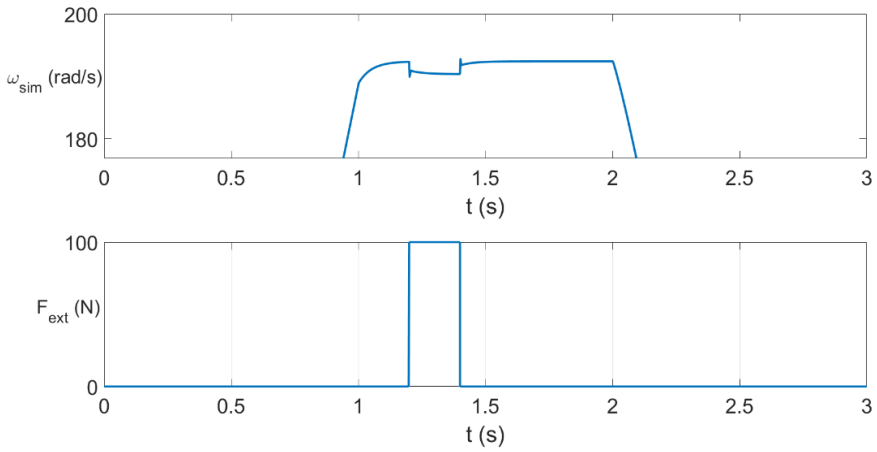


Figura 4.12. Perturbazione del moto da impulso esterno

Il modulo della forza esterna è posto pari a 100 N e l'impulso ha una durata di 0.2 s. Per visualizzare l'effetto sul motore si riporta il profilo di velocità simulato nell'intervallo 180 – 200 rad/s. Come si può vedere, il motore rallenta per effetto del carico maggiore dato dall'impulso. Anche in questo caso la dinamica è molto veloce, ovvero il motore si adatta rapidamente alle nuove condizioni di funzionamento.

Un ulteriore grafico di interesse per quantificare l'effetto della forza esterna è quello della corrente, riportato in Figura 4.13, in cui viene messo a confronto l'andamento della corrente di armatura nei due casi di forza esterna assente e presente.

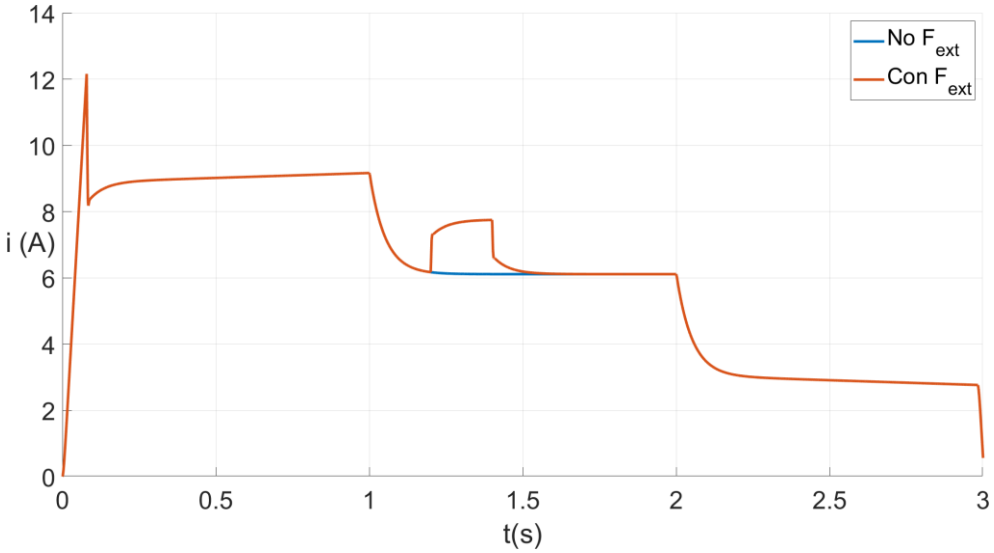


Figura 4.13. Corrente motore con impulso esterno

Questo effetto è analogo per la coppia motore.

Questa parte del modello può essere utilizzata dal progettista per capire fino a che punto il motore può sopportare e adattarsi a tutte le sollecitazioni dell'ambiente esterno che possono verificarsi durante il moto delle ante scorrevoli.

4.3. Controllo in retroazione

In questa sezione verranno presentati i risultati di simulazioni effettuate utilizzando la versione tre del modello, modificata opportunamente per controllare in retroazione la velocità angolare dell'albero motore.

Nel seguente grafico è riportato il confronto tra la velocità angolare del motore in anello aperto (versione due del modello) e quella con controllo in retroazione *solo proporzionale,* a fronte del profilo di velocità trapezoidale simmetrico caratteristico della fase di apertura di Figura 4.3. Inoltre, non è presente alcuna forza esterna.

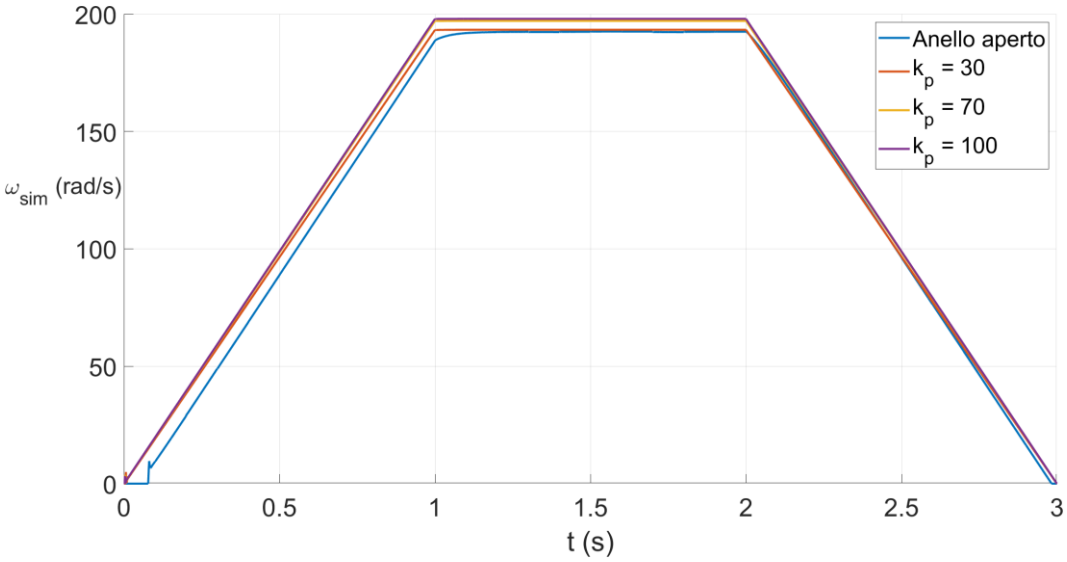


Figura 4.14. Confronto ω simulato con e senza controllo

Come ci si aspetta dalla teoria, il motore risulta più pronto quando è controllato in retroazione, come si può vedere nella prima parte del grafico di Figura 4.14. La banda morta[6] all'avviamento, infatti, è presente solo in anello aperto, mentre diminuisce fino a scomparire all'aumentare del guadagno proporzionale del controllore.

La seguente Figura 4.15 riporta un ingrandimento dei primi istanti di tempo del grafico di Figura 4.14, per mettere in evidenza le oscillazioni che si generano in avviamento.

[6] Banda morta: zona del sistema in cui l'uscita (in questo caso velocità di rotazione del motore) è zero a fronte di un ingresso (riferimento in tensione) non nullo.

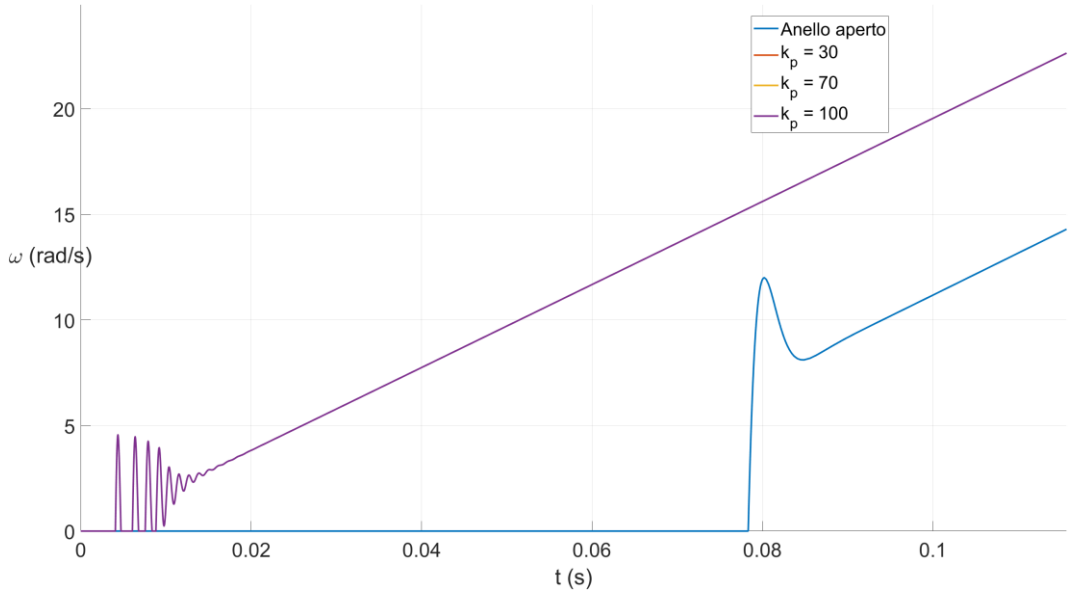


Figura 4.15. Confronto ω simulato con e senza controllo

Il sistema, come detto, è più pronto ma queste oscillazioni spostano il sistema verso l'instabilità.

È inoltre evidente la diminuzione dell'errore a regime, che si può apprezzare meglio soffermandosi sul tratto a velocità costante del profilo di riferimento trapezoidale.

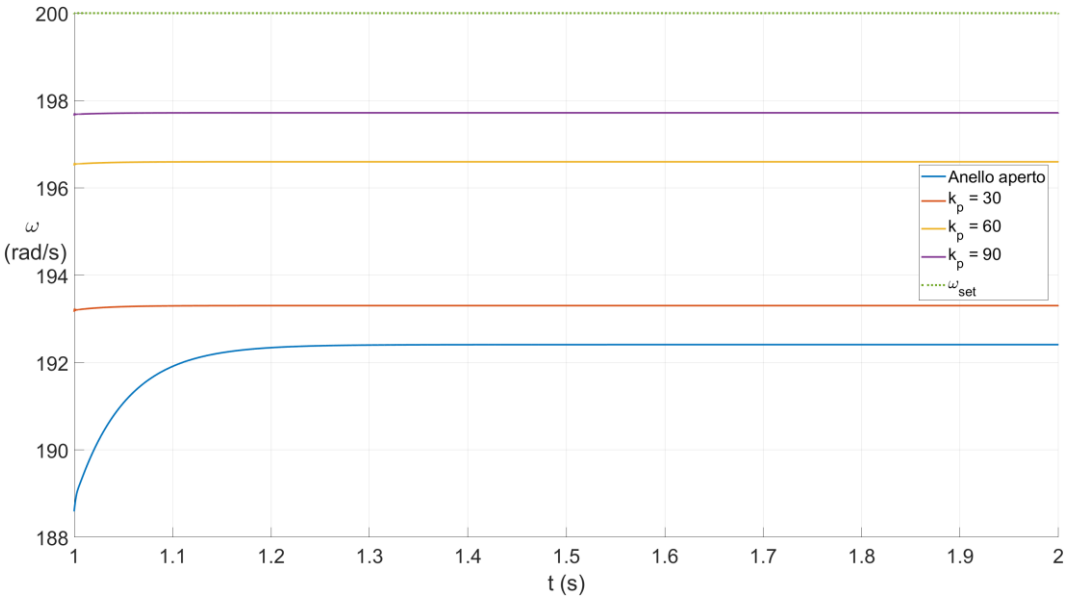


Figura 4.16. Confronto errore a regime variando il guadagno proporzionale

Nella Figura 4.16 è riportato in verde il profilo di riferimento (SET) mentre i restanti grafici si riferiscono ai profili di velocità simulati in anello aperto e con controllo al variare del guadagno proporzionale.

Dal punto di vista dell'errore a regime, con un guadagno proporzionale pari a 30 non si osservano sostanziali miglioramenti rispetto all'anello aperto. L' errore si riduce notevolmente aumentando il guadagno a 60, mentre si vede che adottando un guadagno maggiore non si ha lo stesso margine di miglioramento rispetto al passaggio da 30 a 60.

Questi ragionamenti possono essere applicati anche al grafico della posizione dell'anta simulata, riportato in Figura 4.17.

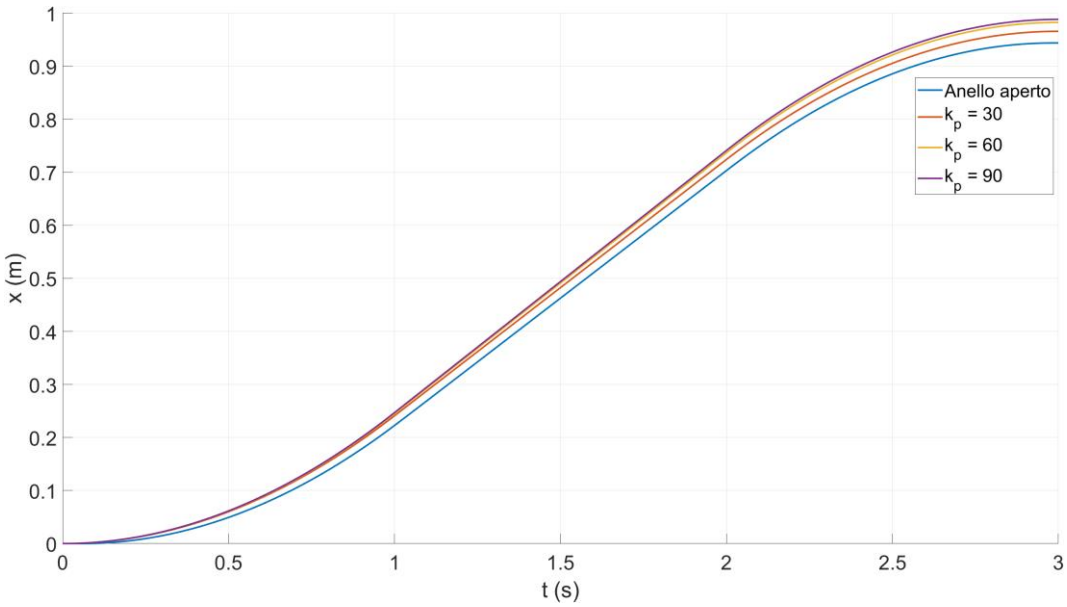


Figura 4.17. Confronto posizione anta variando il guadagno proporzionale

Con $k_p = 30$ si ottiene un buon margine di miglioramento rispetto all'anello aperto derivante dall'eliminazione della banda morta all'avviamento, che migliora ulteriormente a $k_p = 60$. Anche in questo caso un aumento ulteriore del guadagno proporzionale non migliora sensibilmente le prestazioni del sistema. Inoltre, all'aumentare del guadagno proporzionale, diminuisce la larghezza di banda dell'intero servosistema, come descritto nel capitolo 3.5 – Controllo in retroazione PID, dove sono elencati gli effetti di tutte le componenti del controllo. Si può dunque scegliere di mantenere un guadagno più basso in modo da avere un sistema più stabile oppure optare per un valore maggiore in modo da aumentare l'accuratezza del controllo.

Con l'aggiunta della componente integrativa, si ha una compensazione più marcata dell'errore a regime ed un inseguimento del profilo di riferimento più accurato. I risultati di simulazione sono riportati in Figura 4.18, che mette a confronto i profili di velocità simulata in anello aperto, con controllo solo proporzionale (P), controllo proporzionale – integrativo (PI, con $k_i = 30$) e riferimento (SET).

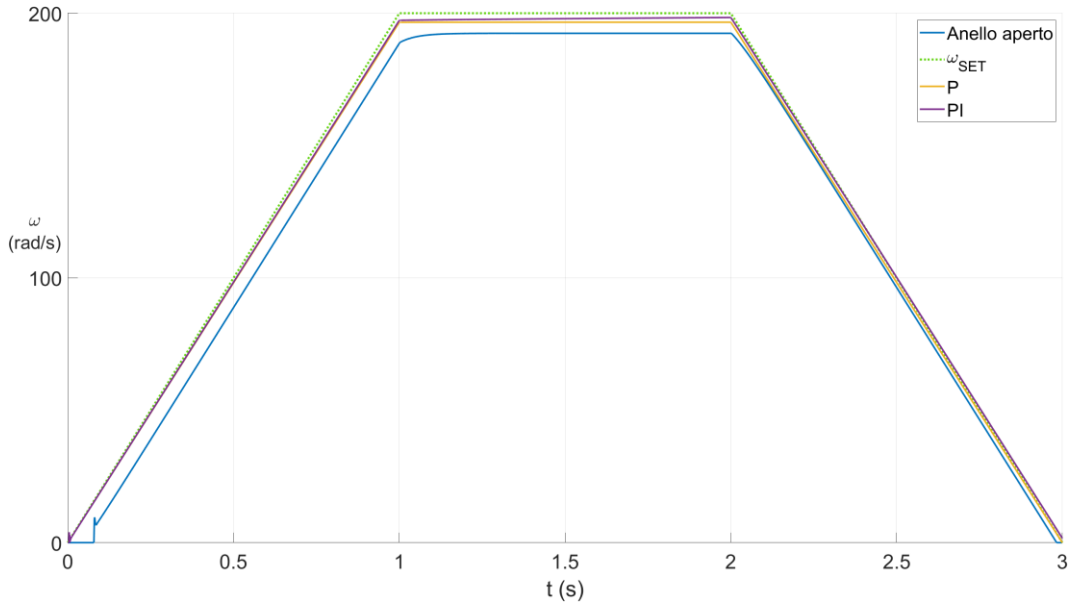


Figura 4.18. Controllo proporzionale e proporzionale – integrativo

Anche in questo caso si apprezza meglio l'effetto del controllo soffermandosi sulla parte a velocità costante del profilo trapezoidale.

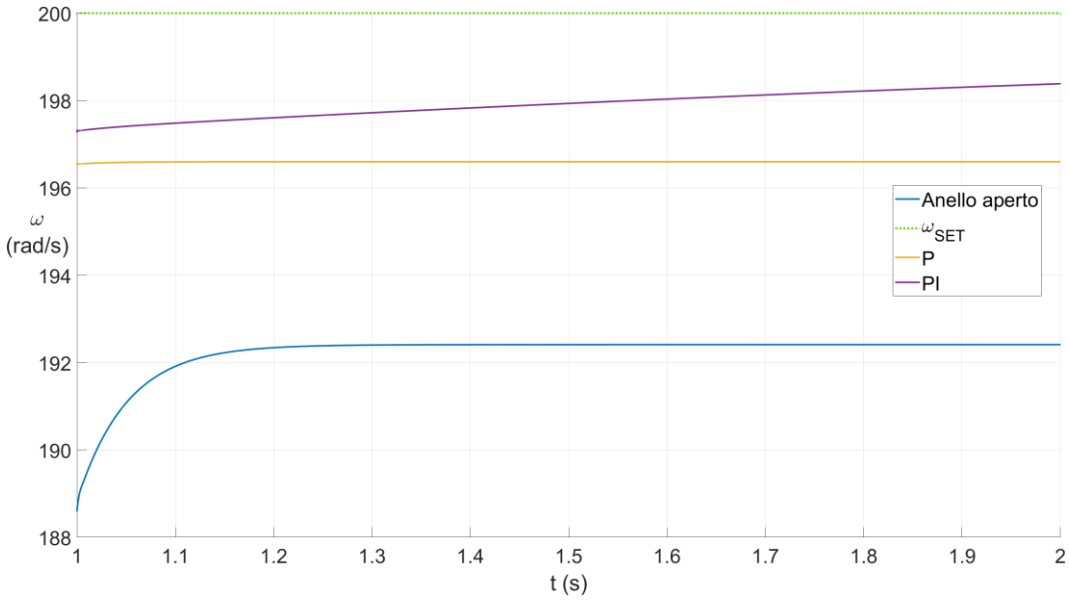


Figura 4.19. Dettaglio di Figura 4.18

La componente integrativa migliora ulteriormente il recupero dell'errore a regime anche se non riesce ad azzerarlo del tutto.

A questo punto è interessante analizzare le prestazioni del motore. Nella figura è riportato l'andamento della corrente di armatura in tre configurazioni del sistema: anello aperto, controllo solo proporzionale (P, $k_p = 60$) e proporzionale – integrativo (PI, $k_p = 60,\ k_i = 30$).

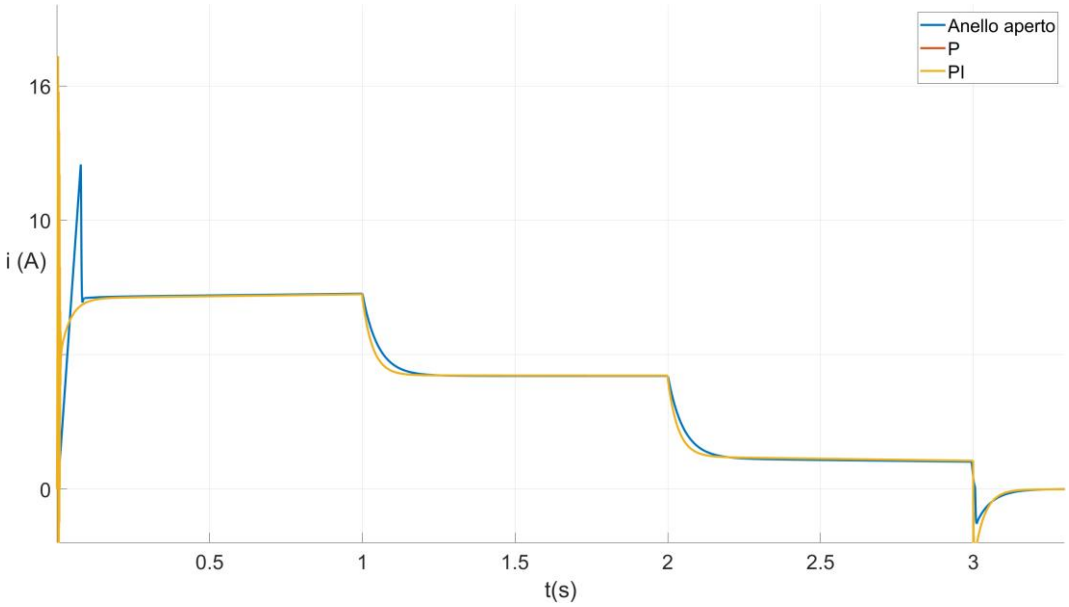


Figura 4.20. Corrente motore con controllo in retroazione

Dalla Figura 4.20 si vede che avere un sistema più pronto genera correnti allo spunto maggiori rispetto al sistema in anello aperto. Inoltre, le curve relative al sistema con controllo P e PI sono sovrapposte. La dinamica più veloce si nota anche dal fatto che la corrente va prima a regime rispetto al caso in anello aperto. Inoltre, dopo il tempo di apertura (pari a 3 s) la corrente va a zero essendo l'anta ferma.

4.4. Considerazioni sulla scelta del motore

I grafici riportati in precedenza, mostrano che il motore elettrico scelto può essere considerato adatto per l'applicazione e non è necessario l'acquisto di un motore di taglia maggiore. In Figura 4.4 e Figura 4.9, infatti, si vede come la movimentazione dell'anta riesca nei tempi stabiliti. È presente un piccolo errore a regime dovuto all'assenza di controllo in retroazione, che in realtà è compensato dal controllo interno del servomotore. Guardando ai grafici di coppia e corrente si vede come i valori previsti dal modello siano accettabili. Per completezza, si valuta il comportamento del motore con ante più pesanti e con leggi del moto trapezoidali che realizzano tempi di apertura e chiusura più rapidi.

Si considerano, dunque, i casi in cui le ante scorrevoli abbiano massa 100 kg e 110 kg, valori ricorrenti in molti casi per questa applicazione. Per semplicità, le dimensioni sono le stesse di Tabella 4.3.

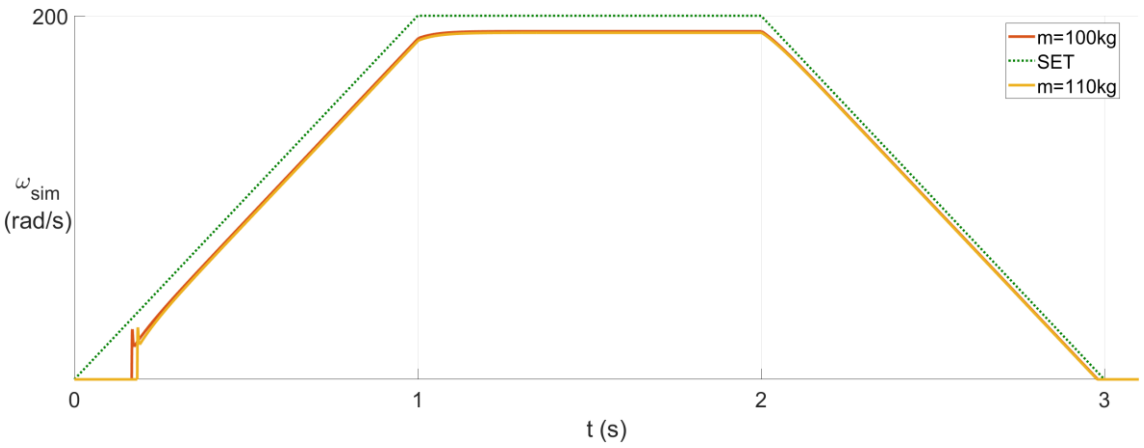


Figura 4.21. Confronto ω SET e simulata in apertura, con massa anta 100 kg e 110 kg

La Figura 4.21 riporta i risultati di simulazione ottenuti con la versione due del modello, senza controllo in retroazione. Come si può notare, il grafico ha lo stesso andamento di Figura 4.4, a dimostrazione che il motore riesce a funzionare correttamente anche in condizioni più gravose. È comunque presente un marcato errore a regime.

Per quanto riguarda coppia e corrente motore, l'aumento del carico provoca un aumento delle grandezze suddette, come visibile in Figura 4.22.

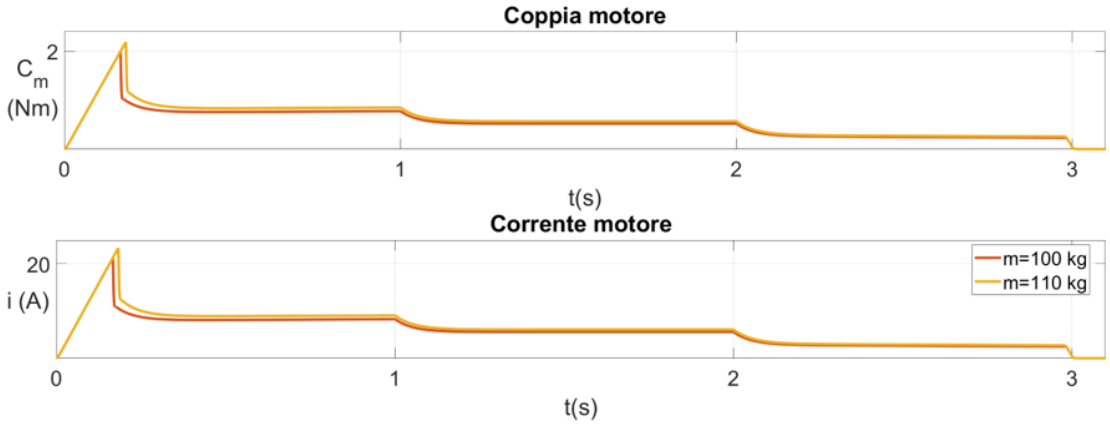


Figura 4.22. Corrente e coppia motrice con massa anta 100 kg e 110 kg

In ultima analisi, la potenza motore aumenta leggermente ma rimanendo comunque al di sotto di 200 W.

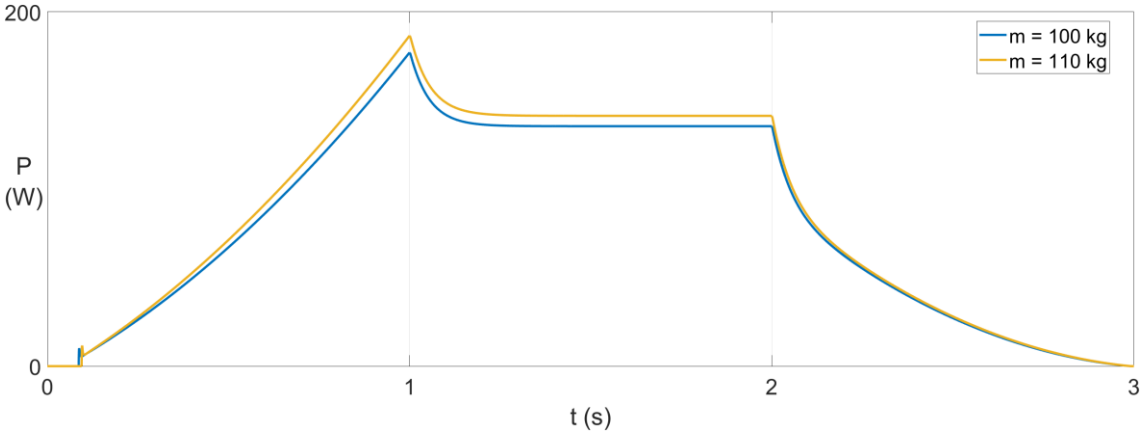


Figura 4.23. Potenza motore con massa anta 100 kg e 110 kg

I risultati sono analoghi anche in fase di chiusura.

Si analizza ora una situazione in cui in fase di apertura si adotta una legge del moto con accelerazioni più spinte, mantenendo la massa dell'anta scorrevole a 110 kg. Ad esempio:

- $t_1 = 0.5\ s \qquad t_2 = 2.2\ s \qquad t_3 = 2.5\ s$
- $V_c = 220\ rad/s$

I risultati di simulazione sono riportati di seguito.

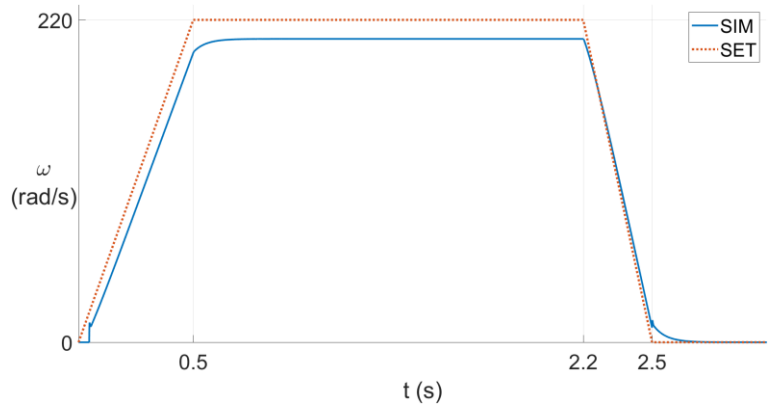


Figura 4.24. Confronto ω SET e simulata con nuova legge del moto

Come si vede, pur essendo presente un errore a regime, la movimentazione delle ante riesce correttamente. Nella fase finale del moto, si vede che quando il SET diventa zero il motore impiega un certo tempo per adeguarsi al segnale di comando: ciò vuol dire che in quel momento l'anta sarà ancora in movimento. Il tempo di apertura effettivo è dunque maggiore di quello previsto.

I grafici di coppia, corrente e potenza mostrano che nella fase di decelerazione il motore agisce da freno. La corrispondente energia generata è dissipata in effetto joule dagli avvolgimenti del motore, provocando l'innalzamento della temperatura all'interno del componente.

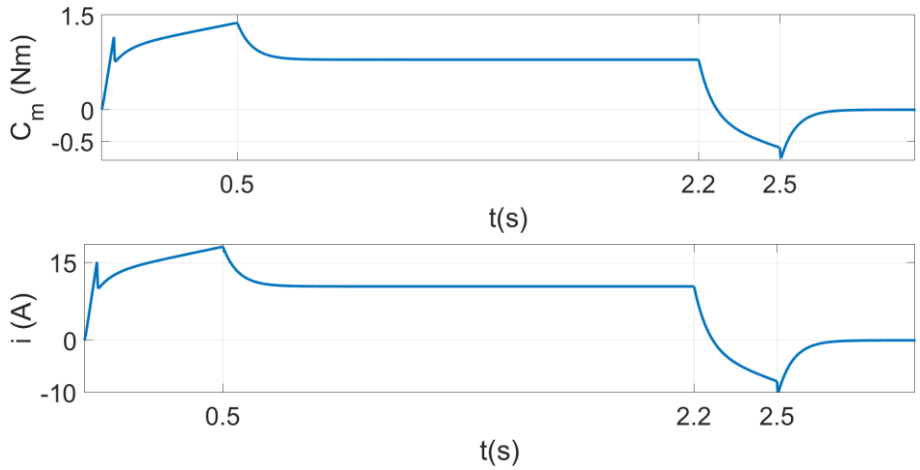


Figura 4.25. Corrente e coppia motore con nuova legge del moto

Di conseguenza, in situazioni in cui le decelerazioni sono particolarmente spinte, bisogna porre particolare attenzione a questi aspetti, che grazie al modello è possibile prevedere.

I valori massimi di corrente e coppia motore rientrano nei normali range di funzionamento.

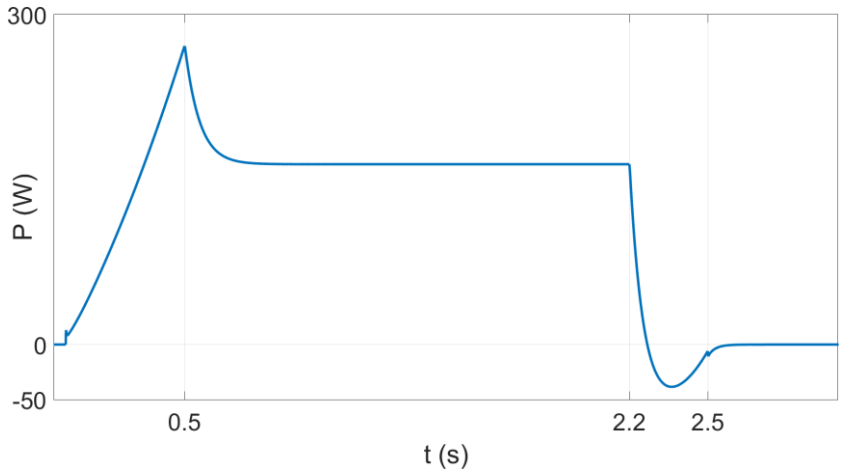


Figura 4.26. Potenza motore con nuova legge del moto

Anche la potenza meccanica erogata dal motore, Figura 4.26, è al di sotto della massima potenza continuativa del componente (pari a 400 W).

I dati su corrente di armatura e potenza meccanica erogata dal motore aiutano nella scelta dell'alimentatore per il servomotore. In primo luogo, si guarda ai dati di targa del componente, che prescrivono una potenza nominale di 400W. Questa corrisponde alla condizione in cui il motore eroga la coppia nominale (1.3 Nm) alla velocità massima (c.ca 3000 rpm). Tuttavia, il motore può erogare fino al triplo della coppia massima per brevi periodi (vedi caratteristica del motore, Figura 3.2), portando la massima potenza meccanica a 1200W. Dai dati di simulazione si vede in realtà che la massima potenza meccanica non supera 300 W, in quanto la legge del moto trapezoidale sfasa nel tempo l'istante in cui la coppia è massima (allo spunto) rispetto a quello in cui lo è la velocità. Guardando il grafico di Figura 4.26, si vede come la potenza meccanica massima venga erogata alla fine della fase di accelerazione.

Il costruttore non fornisce alcuna informazione riguardante la corrente nominale. Per valutare questo aspetto si fa riferimento ai dati di simulazione, grazie ai quali si vede che la corrente non supera mai 20 A, anche in condizioni molto gravose.

Data l'incertezza sui coefficienti d'attrito, la condizione di carico reale potrebbe essere più gravosa del previsto; si consiglia, dunque, un alimentatore DC con potenza massima 600 W che garantisca una corrente massima di 30 A.

5. Ottimizzazione legge del moto

La legge di velocità è di fondamentale importanza in questa applicazione. Nel progetto di un sistema di questo tipo, l'obiettivo primario è sempre la riduzione al minimo possibile del tempo di apertura e chiusura delle ante scorrevoli. Questa esigenza nasce in seguito a considerazioni che vengono fatte nelle fasi preliminari di progetto della linea metropolitana.

Nello specifico, in base alla specifica di progetto e alla normativa di riferimento, deve essere garantito il passaggio di un treno ogni determinato intervallo di tempo, requisito che diventa ancor più stringente negli orari di punta. Può capitare, dunque, che il tempo "morto" richiesto per la movimentazione delle ante causi un accumulo di ritardi tale da rendere necessario l'acquisto di un veicolo aggiuntivo.

A prima vista basterebbe l'impiego di motori più potenti in modo da poter gestire accelerazioni maggiori e, di conseguenza, diminuire i tempi di movimentazione. Tuttavia, entrano in gioco ulteriori fattori sia di sicurezza, legati alla massima energia cinetica che l'anta può avere durante il moto, che economici, rendendo difficile la messa in atto di questa strategia.

Il modello Simulink dell'intero servosistema permette di tenere sotto controllo tutti i parametri fondamentali influenzati dalla forma della legge di velocità, cosa che risulta più difficile attuare con un calcolo manuale. Da ciò nasce una procedura assistita da MATLAB per l'ottimizzazione della legge di velocità, che può velocizzare il lavoro del progettista.

Nei seguenti paragrafi verrà dettagliato il procedimento che ha portato alla creazione di questo algoritmo con esempi di funzionamento.

5.1. Oggetto dell'ottimizzazione

Il primo punto dell'analisi risiede nello stabilire la correlazione tra la forma della legge di velocità e le quantità da essa dipendenti. A tale scopo si consideri il profilo trapezoidale riportato in Figura 5.1, utilizzato tipicamente in fase di apertura, già ampiamente descritto nei capitoli precedenti.

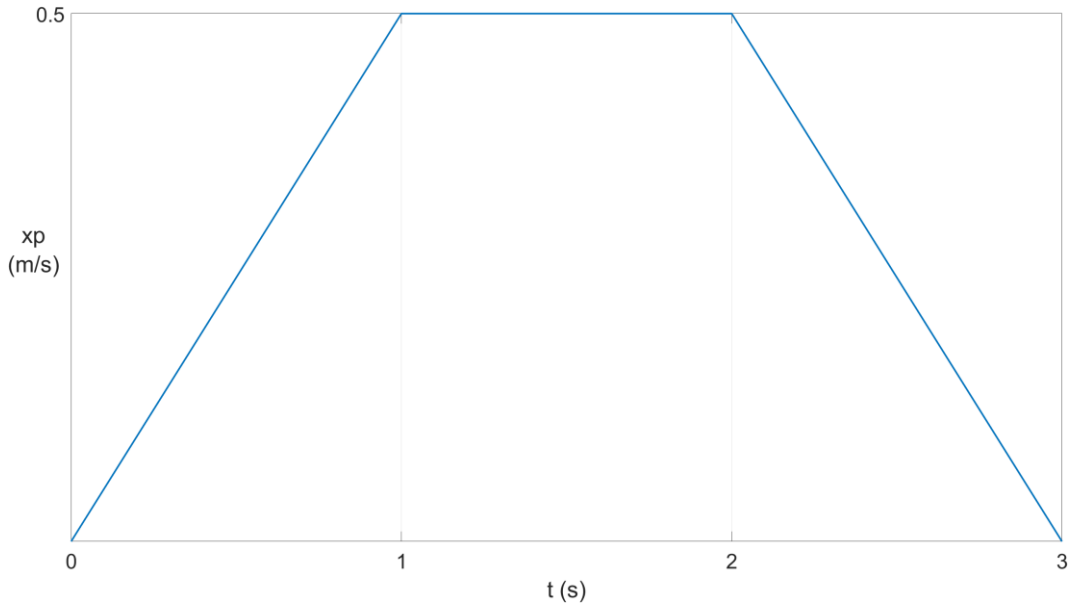


Figura 5.1. Profilo di velocità anta scorrevole, fase di apertura

Il primo requisito fondamentale nel progetto della legge del moto è dettato dalla normativa EN 14752 e stabilisce la massima energia cinetica dell'anta durante il moto. Nello specifico, si utilizza la seguente formulazione per porte di banchina ad azionamento elettrico:

$$E_k = \frac{1}{2}m_1 v^2 + \frac{1}{2}m_2 v^2 \eta_1^2 + \frac{1}{2}\eta_1 \left[I_r \dot{\theta}^2 + I_m \eta_2 \left(\dot{\theta} \cdot \tau \right)^2 \right] \tag{5.1}$$

in cui i simboli hanno il significato già utilizzato nei capitoli precedenti:

- E_k, energia cinetica ante
- m_1, massa della prima anta
- m_2, massa della seconda anta
- v, velocità di traslazione ante scorrevoli
- η_1, rendimento della trasmissione a cinghia – puleggia
- η_2, rendimento del riduttore di velocità

- τ, rapporto di trasmissione
- $\dot{\theta}$, velocità angolare puleggia
- I_m, momento di inerzia motore
- I_r, momento di inerzia riduttore

La normativa, come si può vedere dalla (5.1), inserisce nel calcolo di questa quantità tutti i componenti della trasmissione, considerando che le inerzie di motore e riduttore partecipano alla movimentazione delle ante.

Supponendo di aver già scelto i componenti del sistema, si possono supporre costanti: i rendimenti, il rapporto di trasmissione e la massa delle ante. Per semplicità si può ipotizzare $m_1 = m_2$, essendo vero nella maggioranza dei casi. Dunque, l'energia cinetica è una funzione di:

$$E_k = f(v, \dot{\theta}) \tag{5.2}$$

Essendo $\dot{\theta}$ e v legate dalla relazione $v = \dot{\theta} \cdot d/2$, l'energia cinetica risulta funzione, come ci si aspetta, della sola velocità di traslazione v. Va da sé che:

$$E_{k_{max}} \propto v_{max} \tag{5.3}$$

Per rispettare il vincolo di sicurezza imposto dalla normativa si agisce sulla massima velocità dell'anta.

Ulteriore parametro influenzato dalla forma della legge del moto è lo stress sul motore elettrico, ovvero il carico complessivo durante il funzionamento. Per limitare questo aspetto, si può agire su:

- Coppia motrice massima $C_{m_{max}}$
- Corrente di armatura massima i_{max}
- Potenza assorbita P_{max}

Considerando che la potenza meccanica fornita dal motore è $P = C_m \cdot \omega$, ci si accorge che limitare la coppia motrice massima significa limitare anche la potenza massima. Inoltre, si può anche sfasare nel tempo l'istante in cui è massima la coppia rispetto a quello in cui lo è la velocità angolare dell'albero motore, riprendendo i concetti delineati nel Paragrafo 2.2.3 – Limitazione della coppia motrice.

Per quanto riguarda la corrente di armatura, in un motore elettrico a corrente continua quest'ultima è direttamente proporzionale alla coppia motrice attraverso la costante di

coppia, secondo la nota relazione $C_m = k_c \cdot i$. Dunque, anche in questo caso, limitando la coppia motrice si fa lo stesso con la corrente.

Per capire come modificare la forma del profilo di velocità a tale scopo, si guarda l'espressione della coppia resistente che, in assenza di forze esterne, è riportata di seguito:

$$C_r = R \cdot \frac{d}{2} = (\mu_v mg + m\ddot{x}) \cdot \frac{d}{2} \tag{5.4}$$

Come già detto nei capitoli precedenti, essa è data da due componenti:

- $\mu_v mg$, componente *fissa* dovuta all'attrito volvente tra carrelli e guida scorrevole
- $m\ddot{x}$, componente *variabile* con l'accelerazione delle ante costituita dalla forza inerziale delle masse in movimento

Dunque, per limitare la coppia motrice è necessario agire sull'accelerazione dell'anta. Data la composizione del sistema e considerando il comportamento tipico dei motori elettrici, i quali hanno coppia massima allo spunto, si agisce limitando l'accelerazione del primo tratto. Per la legge di velocità trapezoidale questa è costante e pari a:

$$\ddot{x} = \frac{V_C}{t_1} \tag{5.5}$$

dove V_c è la velocità di crociera e t_1 è la durata della fase di accelerazione. In conclusione, per limitare la coppia motrice bisogna agire sui parametri della legge di velocità V_C e t_1.

In ultima analisi, deve essere sempre rispettata la specifica sullo spostamento massimo h_{max} dell'anta, che dipende da tutti e quattro i parametri che costituiscono la trapezoidale. Nel procedimento di ottimizzazione si darà precedenza ai primi due fattori e successivamente di andrà a modificare la legge per rispettare quest'ultima specifica.

Nei seguenti capitoli verrà analizzata l'ottimizzazione della sola fase di apertura, essendo la legge in cui si ha maggiore possibilità di variazione dei parametri. In fase di chiusura, infatti, la normativa impone ulteriori requisiti di sicurezza che limitano le prospettive di ottimizzazione.

5.2. Ottimizzatore

Nel progetto della legge di velocità nei sistemi porte di banchina, si parte da un profilo di tentativo per poi modificarne i parametri in modo da soddisfare le specifiche di progetto: requisiti normativi, utilizzo del motore e caratteristiche costruttive delle ante scorrevoli.

Per trasferire in MATLAB il procedimento di ottimizzazione, dunque, verranno usati algoritmi di ricerca del minimo già presenti all'interno del software oltre a sfruttare il modello per avere le informazioni sull'utilizzo del motore.

È importante sottolineare come questo metodo di ottimizzazione sia applicabile a sistemi già realizzati, ovvero di cui si conoscono i dati di tutti i componenti.

L'inizio di ogni problema di ottimizzazione consiste nel fissare gli obiettivi:

- Raggiungimento dello spostamento h_{max} prefissato al termine del moto
- Controllo dell'energia cinetica massima delle ante in movimento $E_{k,max}$
- Minimizzazione della coppia motrice massima $C_{m,max}$
- Minimizzazione del tempo di apertura t_a

In seguito, si stabiliscono i parametri che l'algoritmo può cambiare per risolvere il problema di ottimizzazione. In questo caso, sono i parametri con i quali si costruisce la legge di velocità trapezoidale di Figura 5.1: t_1, t_2, t_3 e V_c.

A questo punto si può formulare il problema di ottimizzazione, definendo una funzione obiettivo che crea una correlazione tra i parametri modificabili e gli obiettivi. Fatto ciò, risolvere tale problema significa cercare un minimo relativo di questa funzione.

Dato il gran numero sia di variabili che di obiettivi, è opportuno dividere il procedimento di ottimizzazione in più parti, ciascuna delle quali mira al raggiungimento di uno degli obiettivi di cui sopra. In particolare, si ottimizzerà in tre fasi:

- Fase 1: modifica di tutti i parametri della legge del moto in modo da raggiungere energia cinetica e spostamento massimi
- Fase 2: modifica del tempo di accelerazione t_1 e della velocità di crociera V_c per soddisfare il vincolo sulla coppia motrice

- Fase 3: modifica di t_2 ed eventualmente t_3 per soddisfare nuovamente la specifica dello spostamento massimo

La risoluzione del problema di ottimizzazione avviene impiegando funzioni di ricerca obiettivo disponibili in MATLAB, nello specifico "*fgoalattain*" e "*fmincon*".

La prima è una funzione di ottimizzazione multi – obiettivo, che ottimizza i parametri in ingresso guardando a due o più obiettivi in simultanea, ed è usata nella Fase 1. La sintassi è la seguente:

$$x = fgoalattain(fun,\ x0,\ goal,\ weight)$$

in cui in ingresso:

- *fun(x)*, funzione obiettivo con x vettore, ovvero la funzione obiettivo lavora su più variabili
- x_0, vettore di valori iniziali per i parametri
- *goal*, vettore di valori obiettivo
- *weight*, "peso" attribuito al raggiungimento di ciascuno degli obiettivi

La funzione restituisce in uscita il vettore x, contenenti i valori di ottimo dei parametri del problema di ottimizzazione. Questi sono determinati dall'algoritmo in modo da soddisfare la relazione:

$$fun(x) - weight \cdot \gamma \leq goal \tag{5.6}$$

in cui γ è un vettore contenenti i moltiplicatori di Lagrange della soluzione utilizzati dalla funzione.

La seconda funzione di ottimizzazione opera in modo abbastanza simile alla prima con l'unica differenza di essere a singolo obiettivo. La sintassi è la seguente:

$$x = fmincon(fun,\ x0,\ A,\ b)$$

in cui i fattori hanno lo stesso significato della precedente.

In ogni fase di ottimizzazione, inoltre, vengono fissati due parametri aggiuntivi costituiti dai limiti superiori e inferiori all'interno dei quali l'algoritmo deve ricercare la soluzione ottima. Questo perché le funzioni ricercano un minimo relativo della funzione obiettivo; dunque, l'ottimo può esistere anche con valori di tempo negativi o molto elevati che, pur avendo senso matematico, non hanno alcun significato fisico.

A titolo di esempio si partirà dalla legge di velocità di Figura 5.1, che è costruita in modo da ottenere uno spostamento finale dell'anta di 1 m. Si vogliono ottenere, alla fine dell'ottimizzazione, i seguenti obiettivi:

- $h_{max} = 1.2\ m$
- $E_{k,max} = 20\ J$
- $C_{m,max} = 1\ Nm$

Si ipotizza di avere un sistema con le seguenti caratteristiche di base:

- Massa singola anta $m = 100\ kg$
- Rapporto di trasmissione $\tau = 12$
- Diametro puleggia $d = 60\ mm$

5.2.1. Fase 1

In questa fase l'algoritmo può modificare tutti i parametri della legge del moto in modo da raggiungere energia cinetica e spostamento massimi.

Si parte con valori i di tentativo della lege di Figura 5.1 riassunti nella seguente tabella.

Grandezza	Valore primo tentativo
t_1	1 s
t_2	2 s
t_3	3 s
V_c	0.5 m/s

Tabella 5.1. Ottimizzazione legge del moto – Primo tentativo

Con questi parametri, si ottengono valori di energia cinetica e spostamento pari a:

$$E_{k,i} = 23.78\ J$$

$$h_i = 1\ m$$

L'ottimizzazione procede puntando a ridurre l'errore esistente ad ogni iterazione tra le grandezze obiettivo e quelle effettive; in formule:

$$err\ E_k = |E_{k,max} - E_k|$$

$$err\ h = |h_{max} - h|$$

Quando viene raggiunta la condizione di uscita, l'ottimizzazione termina e all'interno del vettore x si trovano i valori ottimi per i tempi e la velocità di crociera. Per l'esempio in oggetto, questi sono riportati nella seguente tabella:

Grandezza	Valore primo tentativo	Dopo Fase 1
t_1	1 s	**0.39 s**
t_2	2 s	**2.3 s**
t_3	3 s	**3.34 s**
V_c	0.5 m/s	**0.46 m/s**

Tabella 5.2. Ottimizzazione legge del moto – Fase 1

Nella Figura 5.2 è riportato il confronto tra il profilo di primo tentativo e quello ottenuto dopo la prima fase di ottimizzazione.

I valori di energia cinetica e spostamento dopo la prima fase di ottimizzazione sono:

$$E_{k,1} = 20\,J$$

$$h_1 = 1.2\,m$$

Come si può vedere, per rispettare il vincolo esistente sulla massima energia cinetica l'algoritmo ha ridotto la velocità di crociera V_c ed ha calibrato le durate dei diversi tratti per rispettare il secondo vincolo esistente, ovvero quello sullo spostamento h_{max}. In questo caso è stato necessario l'aumento del tempo di apertura rispetto al caso di tentativo, dato il valore elevato di spostamento massimo da raggiungere.

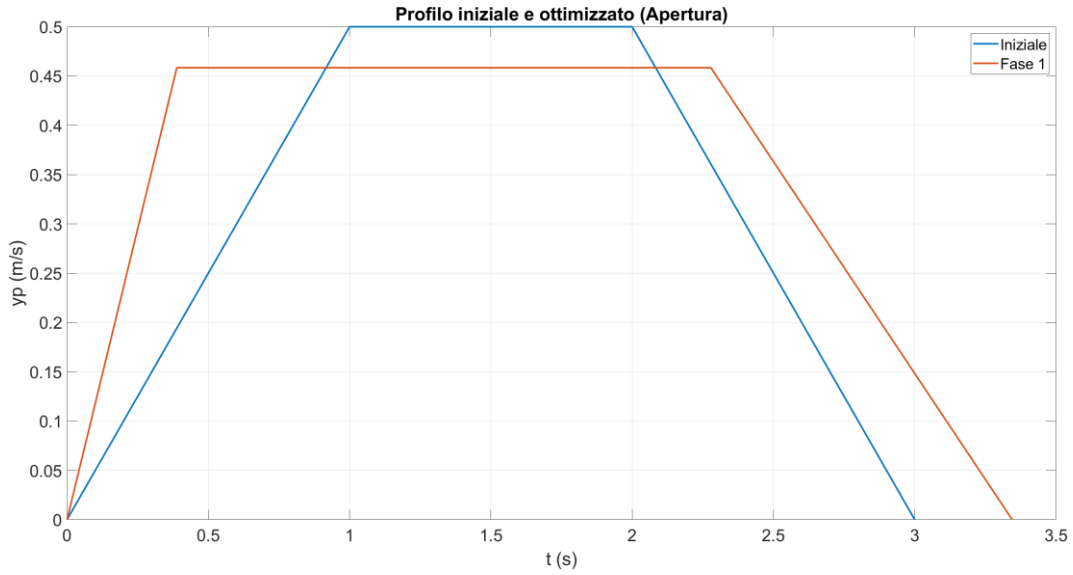


Figura 5.2. Profilo ottenuto dopo la Fase 1 di ottimizzazione

5.2.2. Fase 2

In questa fase l'algoritmo modifica la durata della fase di accelerazione t_1 e la velocità di crociera V_c per rispettare il vincolo esistente sulla coppia massima erogabile dal motore.

L'ottimizzazione riparte dai valori trovati nella fase 1. Dato che l'obiettivo di ottimizzazione è singolo, si utilizza la funzione *fmincon*. Anche in questo caso, l'obiettivo dell'algoritmo è la minimizzazione di un errore, ovvero quello sulla coppia motrice massima:

$$err\ C_m = |C_{m,max} - C_m|$$

Per ottenere i dati su questa grandezza, si utilizza il modello Simulink del servosistema; dunque, ad ogni iterazione, corrisponderà una simulazione con i dati aggiornati all'iterazione precedente. Per velocizzare l'algoritmo, viene impostata una soglia sul massimo numero di iterazioni pari a 50, in quanto si è visto che nella maggior parte dei casi il risultato viene raggiunto con sufficiente precisione.

Alla fine della fase 1, si ha una coppia allo spunto $C_{m,i} = 1\,Nm$ che, basandosi sulle caratteristiche del motore, può essere portata fino a 1.2 Nm senza particolari conseguenze. Dunque, nella seconda fase di ottimizzazione l'algoritmo punterà alla riduzione del tempo

t_1 per accelerare maggiormente. L'aumento della velocità di crociera non è contemplato in quanto si violerebbe il limite di energia cinetica.

I risultati di ottimizzazione sono riassunti nella seguente Tabella 5.3 mentre nella Figura 5.3 si trova il confronto grafico tra i profili.

Grandezza	Dopo Fase 1	Dopo Fase 2
t_1	0.39 s	**0.28** s
t_2	2.3 s	2.3 s
t_3	3.34 s	3.34 s
V_c	0.46 m/s	0.46 m/s

Tabella 5.3. Ottimizzazione legge del moto – Fase 2

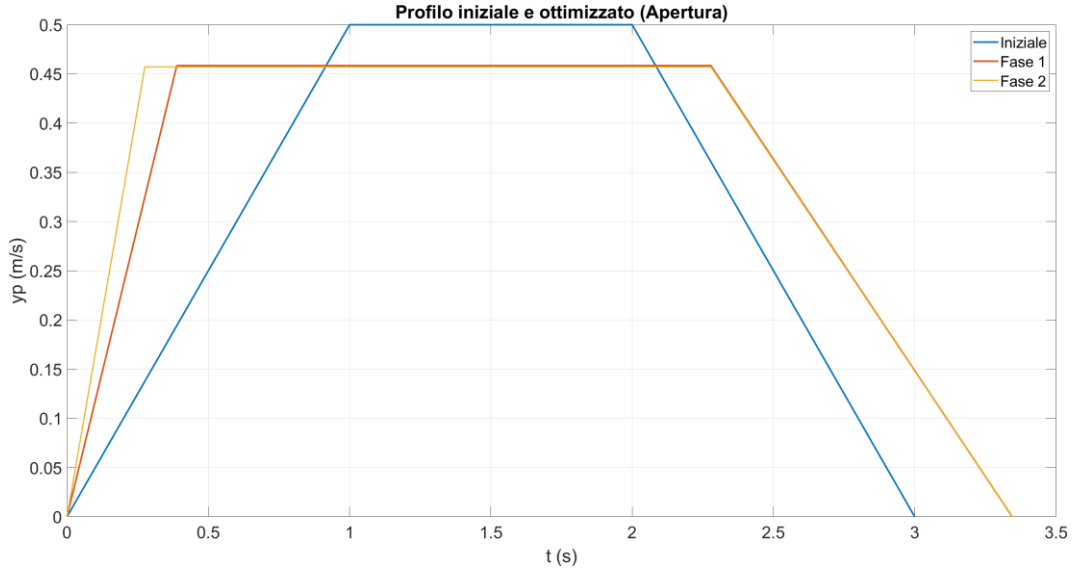


Figura 5.3. Profilo ottenuto dopo la Fase 2 di ottimizzazione

Si nota che i profili corrispondenti alla Fase 1 e 2 (rispettivamente rosso e giallo) sono sovrapposti ad eccezione della fase di accelerazione.

I valori di coppia motrice e spostamento dopo la prima fase di ottimizzazione sono:

$$C_{m,2} = 1.2\ Nm$$

$$h_2 = 1.22\ m$$

5.2.3. Fase 3

La variazione dei parametri della legge del moto dovuta alle fasi precedenti dell'ottimizzazione potrebbe violare il vincolo sullo spostamento. Nell'ultima fase di ottimizzazione si modifica la durata della fase a velocità costante t_2 ed eventualmente il tempo di apertura t_3 finché tale vincolo non risulta soddisfatto.

In questo caso, l'algoritmo procederà ad una riduzione del tempo t_2, come si può vedere di seguito.

Grandezza	Dopo Fase 2	Dopo Fase 3
t_1	0.28 s	0.28 s
t_2	2.3 s	**2.2** s
t_3	3.34 s	3.34 s
V_c	0.46 m/s	0.46 m/s

Tabella 5.4. Ottimizzazione legge del moto – Fase 3

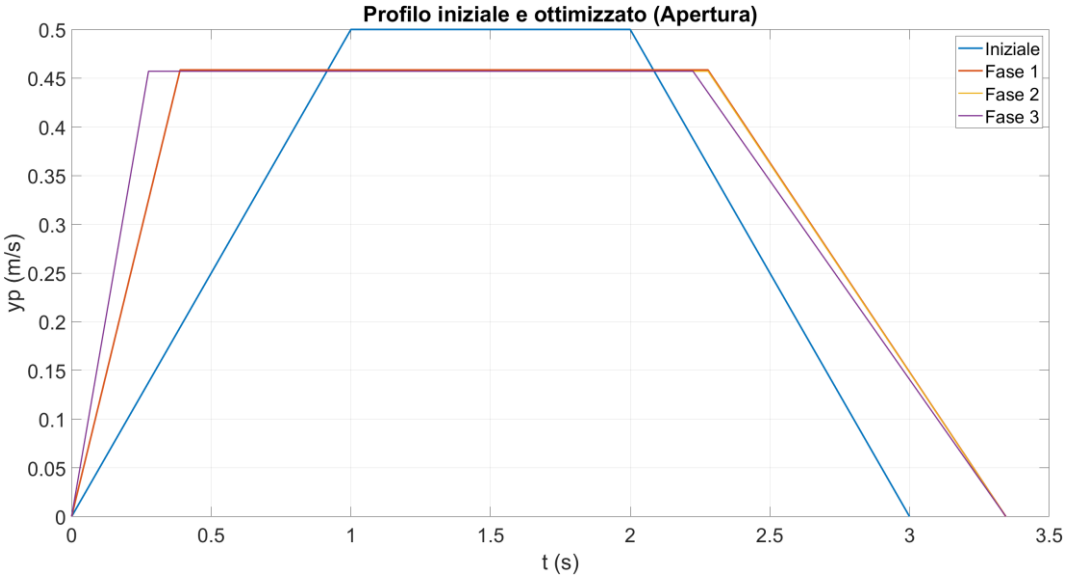


Figura 5.4. Profilo ottenuto dopo la Fase 3 di ottimizzazione

Una volta determinata la legge ottima per l'anta, si può ricavare quella di comando per il motore utilizzando il procedimento descritto in precedenza. È ovvio che la forma

rimarrà la stessa ma cambieranno i valori di velocità. Ponendo di utilizzare i componenti con le caratteristiche descritte in apertura, si ottiene la seguente legge di velocità per il motore.

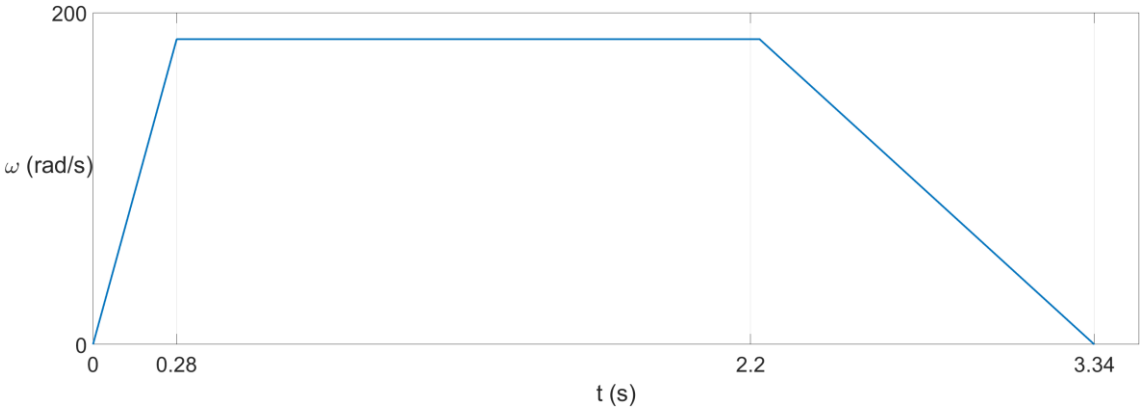


Figura 5.5. Profilo di velocità motore ottimizzato

5.2.4. Fase di chiusura

L'ottimizzazione della legge del moto relativa alla fase di chiusura sfrutta lo stesso algoritmo di quella di apertura; tuttavia, aumenta il numero di parametri oggetto di ottimizzazione. Nello specifico:

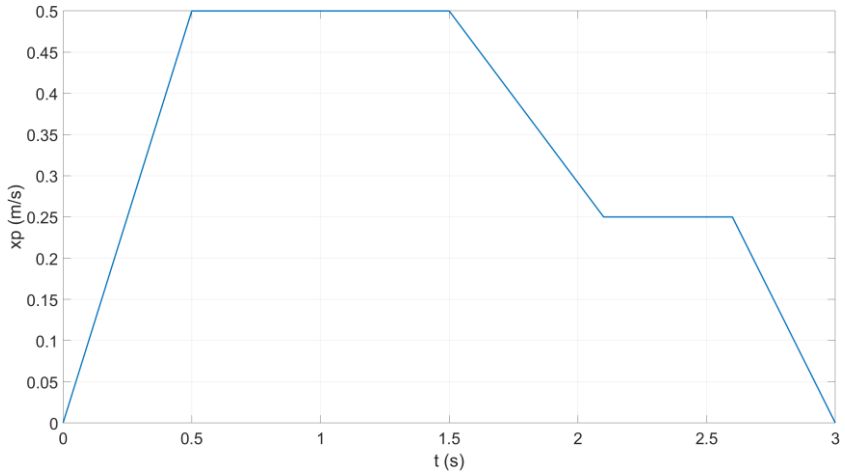


Figura 5.6. Profilo di velocità anta scorrevole, fase di chiusura

- Tempi delle diverse fasi, t_1, t_2, t_3, t_4, t_5
- Velocità di crociera e del tratto finale, V_c e V_F

Dunque, l'algoritmo è differente rispetto al caso in apertura nei seguenti punti:

- Fase 1 si hanno 7 parametri da ottimizzare invece che 5
- Fase 2 invariata, in quanto vengono modificati solo t_1 e V_c
- Fase 3, si hanno 5 parametri da ottimizzare invece che 3

Dato il maggior numero di parametri l'ottimizzazione è leggermente più complessa, ed è anche necessario specificare più condizioni al contorno. Inoltre, in riferimento al caso reale, è la fase di apertura quella in cui si può ridurre maggiormente il tempo di movimentazione. Questo perché, in fase di chiusura, la normativa impone che la velocità delle ante sia ridotta a V_f per il tratto finale. Ciò causa un allungamento dei tempi di movimentazione e, anche se si adottano accelerazioni molto spinte, è difficile scendere al di sotto di 3.8 – 4.2 s, tempo che si allunga fino a c.ca 4.5 s per spostamenti dell'anta maggiori.

6. Analisi dati e prove in laboratorio

Nel seguente capitolo è presentata la parte sperimentale della tesi. Viene descritto il setup sperimentale, utilizzato per raccogliere i dati che sono stati poi analizzati in MATLAB. Viene anche descritto brevemente la procedura per instaurare la comunicazione tra PLC e motore, per scambiare informazioni da e verso il motore stesso.

Si analizzano le diverse strategie di comando del motore per ottenere la legge di velocità trapezoidale, per determinarne la migliore.

Successivamente, si analizzano i dati sperimentali di prove a vuoto e a carico. I primi vengono utilizzati sia per determinare la migliore strategia di comando che per validare il modello Simulink. I secondi sono utili per comprendere il funzionamento del controllo interno del servomotore e l'influenza dei diversi parametri che è possibile regolare.

6.1. Setup sperimentale

Il sistema realizzato in laboratorio vede il motore collegato via Ethernet al PLC configurato per il comando, a sua volta collegato ad una workstation preposta allo sviluppo delle routine Ladder. È costituito dai seguenti elementi:

- Servomotore DC MAC 402 – D5 – CAGM
- Modulo di comunicazione servomotore MAC00 – EI4
- PLC Allen – Bradley serie ControlLogix 5580 modello 1756 – L83E
- Modulo Ethernet/IP 1756 – EN2TR
- Workstation con ambiente di sviluppo "Studio 5000 Logix Designer"
- Alimentatore 12 V DC
- Alimentatore 48 V DC

Il principale punto di forza del servomotore scelto è quello di essere compatibile con diversi protocolli di comunicazione per reti industriali. Per questa applicazione è stato scelto il protocollo CIP Ethernet/IP per ragioni di flessibilità e facilità di integrazione nella rete PLC di stazione. Uno schema di massima dell'attrezzatura di laboratorio è riportato nella Figura 6.1.

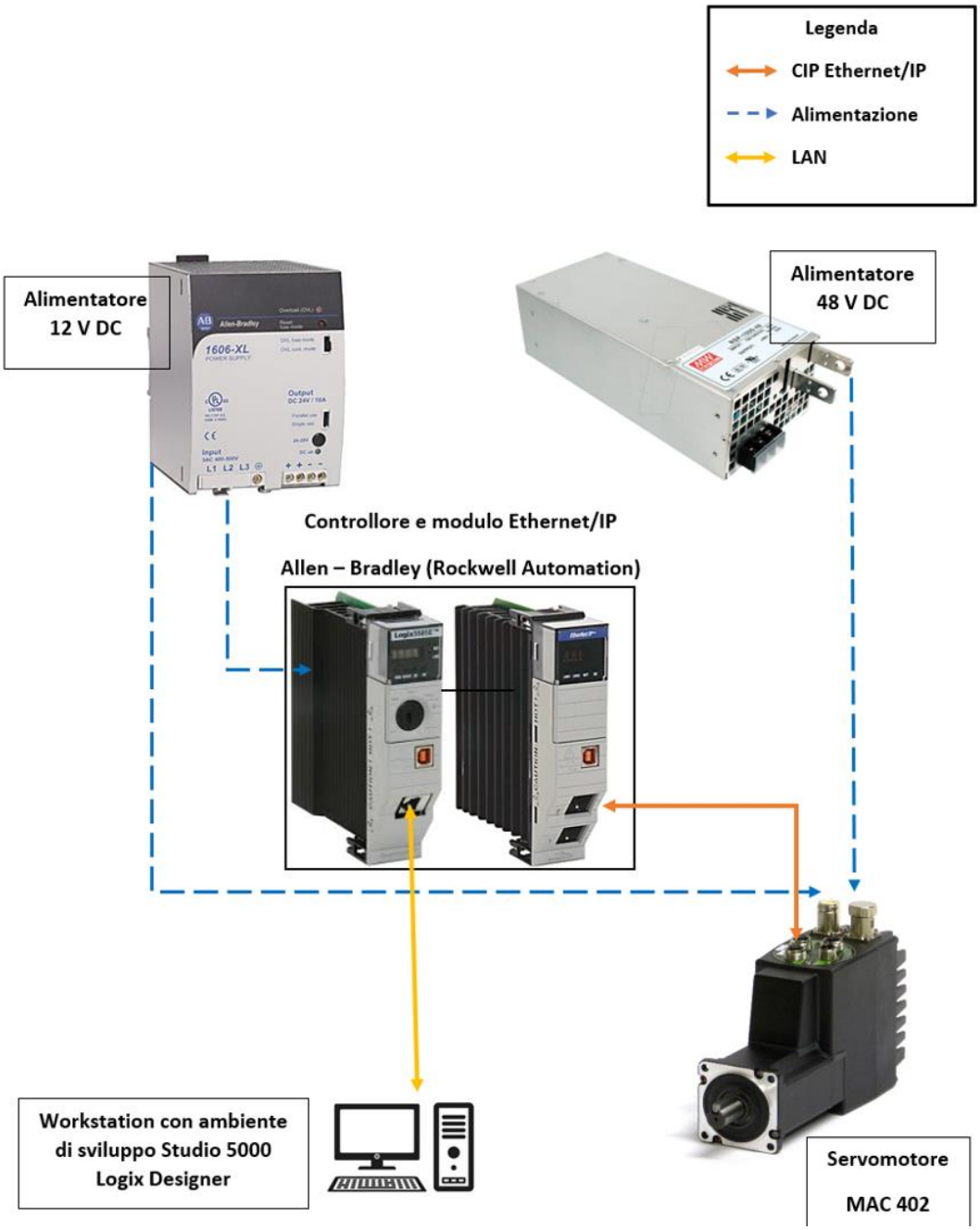


Figura 6.1. Schema di massima setup sperimentale

L'alimentazione a 12 V DC serve il PLC ed i circuiti di controllo del servomotore, mentre quella a 48 V DC è dedicata interamente alla parte di potenza. Le linee arancioni della Figura 6.1 rappresentano le comunicazioni Ethernet/IP che in pratica sono realizzate mediante cavo Ethernet RJ45 e corretta configurazione del protocollo.

6.2. Controllo del servomotore

Per capire come instaurare una corretta comunicazione tra motore e PLC, si fa riferimento al protocollo Ethernet/IP. Questo è un protocollo di rete industriale che adatta il Common Industrial Protocol (CIP) allo standard Ethernet. Le informazioni scambiate attraverso questo protocollo possono essere di due tipi: Explicit Message (messaggi espliciti) e Implicit Message (messaggi impliciti). Vedi Figura 6.2 per un esempio.

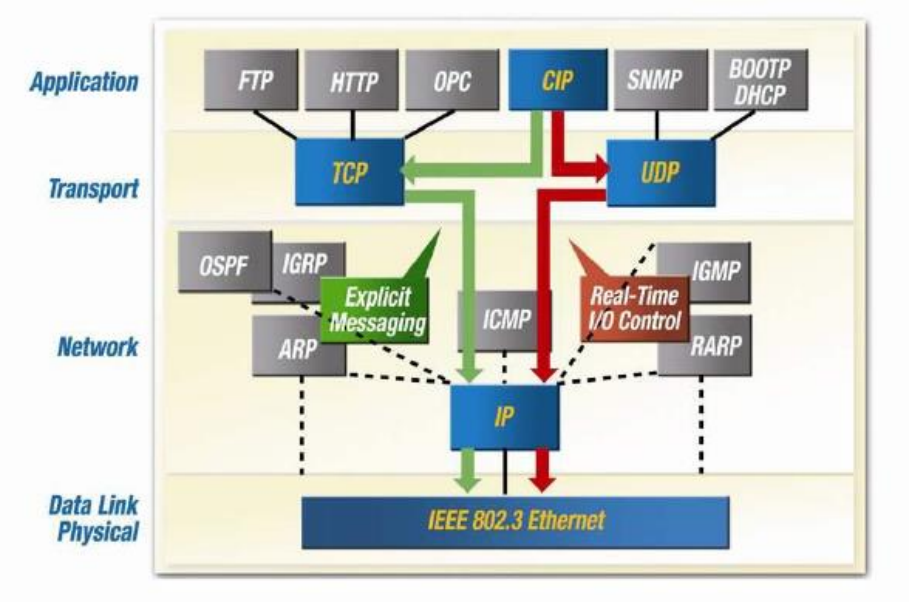


Figura 6.2. Layers protocollo Ethernet/IP

"Nel caso di Explicit Messaging, il controllore agisce come Client ed il dispositivo di campo come Server. Quest'ultimo invia informazioni al Client quando questo ne fa richiesta esplicita. Tale comunicazione avviene mediante protocollo TCP/IP e richiede che le aree di memoria sede delle informazioni da inviare e ricevere siano definite nell'istruzione logica (Message – MSG) responsabile dell'Explicit Message.

Nel caso di Implicit Messaging (anche detto I/O Messaging) il controllore agisce da I/O Scanner ed il dispositivo di campo da I/O Adapter. Lo scambio di informazioni avviene a partire da aree di memoria predefinite e con un intervallo di tempo predefinito (detto RPI: Requested Packet Interval). Tale comunicazione avviene mediante protocollo UDP e, distinguendosi in termini di maggiore velocità rispetto ad Explicit Messaging, risulta più adeguata a comunicazioni time-critical.

In altre parole, possiamo definire sincroni i messaggi di tipo implicito ed asincroni i messaggi di tipo esplicito. Messaggi di tipo esplicito richiedono la scrittura di codice di programmazione, mentre messaggi di tipo implicito non richiedono programmazione ma la sola configurazione della comunicazione tra i dispositivi I/O Scanner ed I/O Adapter.

Un rapido esempio di informazioni time-critical e non può essere fatto proprio nel caso di un dispositivo come quello in questione, ovvero un motore di terze parti con servoazionamento integrato: dati riguardanti posizione, velocità e coppia ad ogni istante sono informazioni time-critical, mentre non lo sono parametri come la temperatura del motore o ancora più nettamente i parametri di configurazione."[7]

Il modulo di comunicazione montato a bordo del servomotore in oggetto permette lo scambio ciclico (comunicazione di tipo I/O Messaging) di un numero massimo di otto dati sia in scrittura che in lettura senza aumentare sensibilmente il tempo di comunicazione. Inoltre, queste word sono configurabili: è possibile scegliere quali informazioni devono essere scambiate in tempo reale tra motore e controllore. Si è scelto di utilizzare solo cinque slot per la comunicazione ciclica e di configurarli come da Figura 6.3.

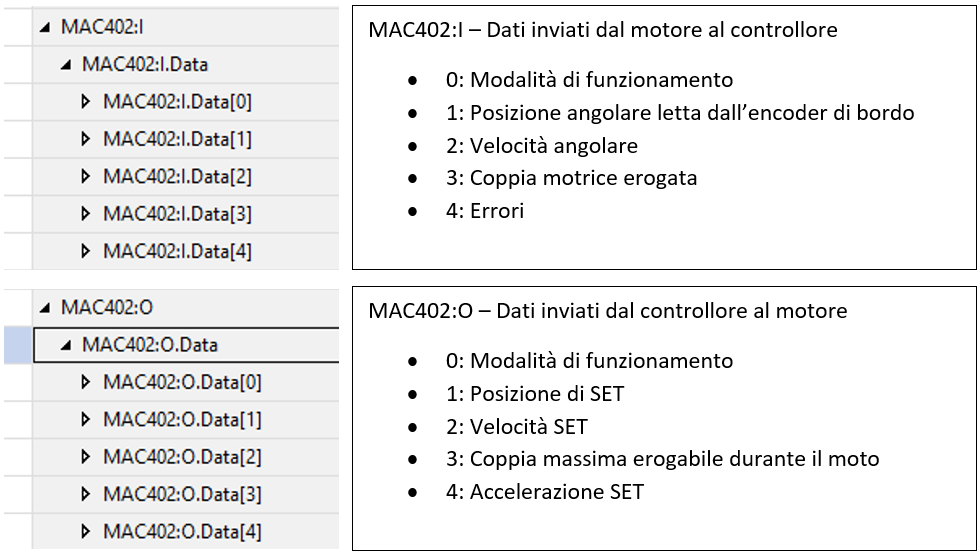


Figura 6.3. Strutture dati I/O

[7] Fonte del testo e della Figura 6.2: Manuale Rockwell Automation sull'integrazione di servomotori integrati nell'ambiente di sviluppo "Studio 5000 Logix Designer"

I dati scambiati in tempo reale sono in formato “Double Word”, ovvero codificati su 32 bit, che il PLC interpreta come numeri interi con segno.

Una volta instaurata la comunicazione tra i due dispositivi, il controllore raggruppa questi dati scambiati ciclicamente in due strutture denominate come segue:

- **MAC402:I**, che contiene i dati inviati dal servomotore al controllore, ovvero quelli letti dai sensori interni del motore stesso
- **MAC402:O**, che contiene i dati inviati dal controllore al servomotore, come ad esempio la velocità di comando

Ad esempio, scrivendo all’interno della word 2 della struttura di dati in uscita, si imposta la velocità di rotazione del motore. Quest’ultima verrà mantenuta costante grazie al controllo interno del motore stesso.

La facilità di comando del motore grazie alle informazioni scambiate ciclicamente tra i due dispositivi e la disponibilità di dati sullo stato del moto letti dai sensori interni al servomotore, rendono possibili diversi scenari di controllo velocità:

1. Controllare la velocità di rotazione avvalendosi del solo controllo interno del motore, realizzando la legge trapezoidale specificando velocità di crociera V_c e accelerazione massima
2. Costruire in ambiente di sviluppo Ladder la legge trapezoidale cambiando ad istanti di tempo prefissati la velocità di SET e lasciando l’accelerazione costante
3. Sfruttare la velocità di rotazione letta dall’encoder per realizzare un ulteriore controllo di questa grandezza all’interno del PLC

Nei seguenti paragrafi si analizzeranno i dati ottenuti da prove a vuoto per stabilire la modalità di controllo più conveniente per questa applicazione.

6.2.1. Velocità controllata interamente dal servo

In questo caso, si lascia fare tutto il lavoro al controllore interno del motore, realizzando la legge trapezoidale di velocità impostando, nella struttura dati MAC402:O, le seguenti word:

- Velocità di SET pari alla V_c (Word 2)
- Accelerazione di SET (Word 5)
- Coppia massima erogabile (Word 4)
- Modalità di funzionamento (Word 0)

L'accelerazione di SET si calcola come segue:

$$a_{SET} = \frac{V_c}{t_1} \tag{6.1}$$

Un riassunto delle prove effettuate è riportato nella seguente tabella.

Set di prove	$t_1\ (s)$	$t_2\ (s)$	$t_3\ (s)$	$V_C\ (rpm)$
1	2	3	5	500 – 1000- 2000
2	1	2	3	1000 – 2000

Tabella 6.1.Riassunto prove – Caso 1

Considerando la prova numero 2 del primo set ($V_c = 1000\,rpm$), si ha $a_{SET} = 500\frac{rpm}{s}$. Nella seguente Figura 6.4 è riportato il grafico di velocità misurata ω_{FB}[8] per la prova in oggetto confrontato con il profilo di riferimento ω_{SET}.

[8] FB = FeedBack, grandezza misurata dal sensore

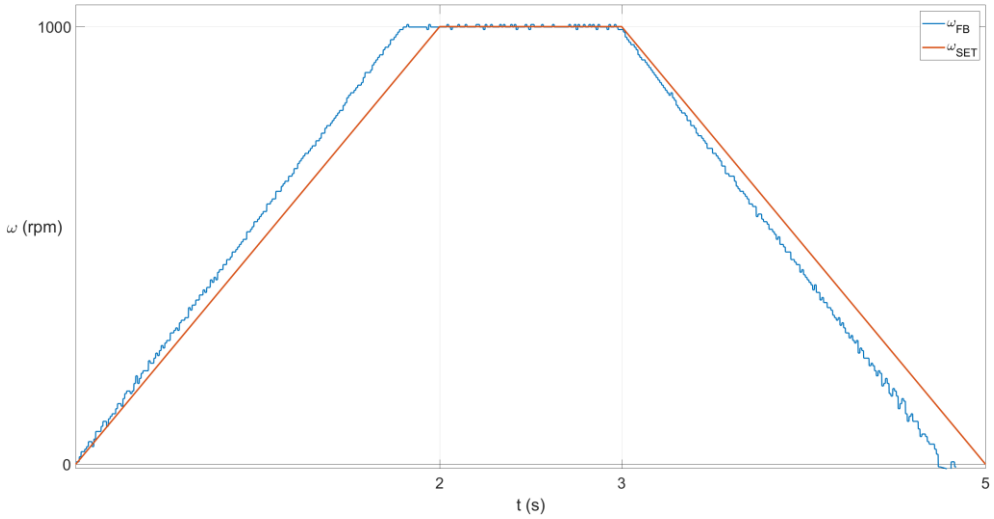


Figura 6.4. Set 1, 1000 rpm – Confronto FB e SET

Si vede che il profilo sperimentale si discosta molto da quello di riferimento. Questa situazione si ritrova anche nella prova a $V_c = 2000\,rpm$, caratterizzata da $a_{SET} = 1000\frac{rpm}{s}$, come visibile in Figura 6.5.

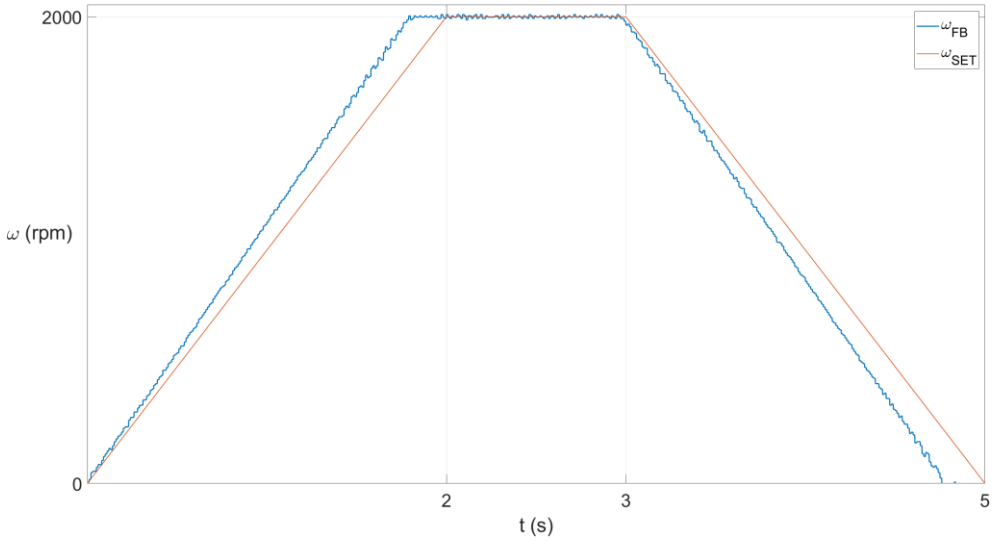


Figura 6.5. Set 1, 2000 rpm – Confronto FB e SET

Questo comportamento è dovuto al fatto che è presente un fattore di scala tra l'accelerazione in unità ingegneristiche (rpm/s) e quella in unità del motore (counts/sample^2). All'interno della routine Ladder, tale conversione genera un numero reale; ad esempio, con riferimento alla Figura 6.5:

$$1000\frac{rpm}{s} = 3.6\frac{counts}{sample^2}$$

Tuttavia, essendo la word di comando dell'accelerazione nella struttura dati MAC402:O un numero intero, il PLC approssima il valore reale a quello intero più vicino. Riprendendo l'esempio precedente, l'accelerazione effettiva del motore risulta essere:

$$3.6 \approx 4\frac{counts}{sample^2} = 1100\frac{rpm}{s}$$

generando lo scostamento dei profili visibile nelle figure riportate in precedenza.

Ciò è dovuto ad un limite esistente nello scambio dati PLC – Servo. Da analisi approfondite del controllore interno del servomotore effettuate con il software fornito dal costruttore, si vede che in realtà è possibile impostare un numero reale nella word di accelerazione. Tuttavia, dato che il PLC legge e scrive questi dati come numeri interi, non è possibile al momento specificare con precisione l'accelerazione di comando, rendendo questo metodo di controllo non adatto per l'applicazione.

6.2.2. SET di velocità esterno e controllo motore interno

Con questa modalità di controllo si costruisce il profilo trapezoidale cambiando ad istanti di tempo prefissati velocità di SET del servomotore, corrispondente alla word 2 della struttura dati MAC402:O.

Nell'ambiente di sviluppo Ladder vengono definiti tre timer di tipo TON, uno per ogni tratto del profilo. La loro durata corrisponde a quella di ogni tratto e può essere modificata agendo sulla variabile PRESET del timer. Le espressioni analitiche riportate in Allegato (2) sono implementate utilizzando come riferimento temporale la variabile di accumulo (ACC) del timer stesso, che aumenta linearmente ogni millisecondo fino a raggiungere il valore di PRESET. Dunque, la velocità di SET inviata al servo cambia ogni millisecondo. Questo tempo, corrispondente al ciclo di scansione del PLC, è compatibile i tempi di comunicazione garantiti dal protocollo scelto, sia con la latenza interna del controllo.

Per tutte le prove sperimentali, il valore di accelerazione a_{SET} è impostato a 10000 rpm/s, per avere una risposta più veloce dal servo.

Un riassunto delle prove effettuate è riportato nella seguente tabella.

Set di prove	$t_1\ (s)$	$t_2\ (s)$	$t_3\ (s)$	$V_C\ (rpm)$
1	10	15	25	500 – 1000- 2000
2	5	7	13	500 – 1000- 2000
3	2	3	5	500 – 1000- 2000
4	1	2	3	2000
5	0.5	1.5	2	2000

Tabella 6.2.Riassunto prove – Caso 2

Nella seguente Figura 6.6 è riportato il confronto tra SET e FB del profilo avente $V_c = 1000\,rpm$ del terzo set di prove. Si osserva che il motore riesce a seguire bene il riferimento proveniente dal PLC e che l'accelerazione sia effettivamente quella voluta.

L'effetto di scalettatura presente sul grafico di ω_{FB} è dovuto al campionamento limitato a 1000 Hz dal PLC.

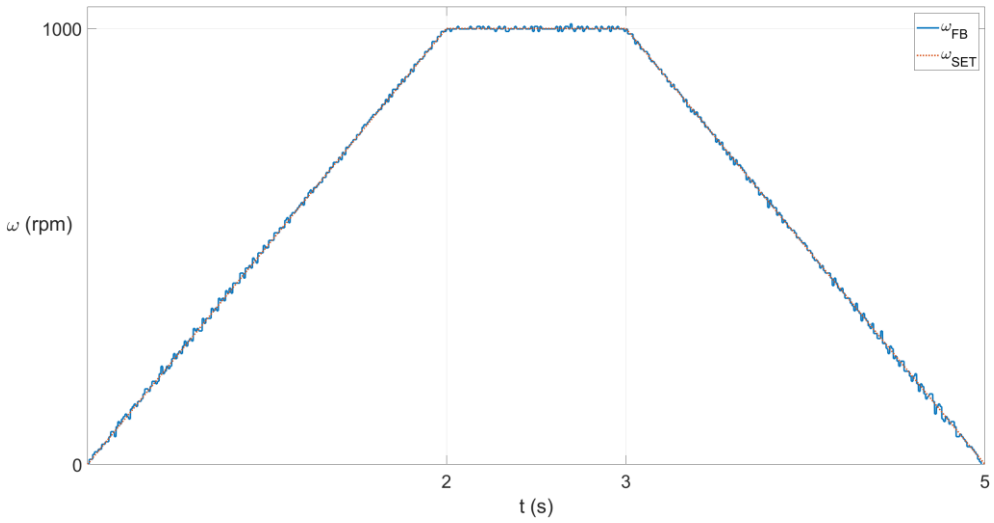


Figura 6.6. Set 3, 1000 rpm – Confronto FB e SET

Anche con accelerazioni più spinte il servomotore segue fedelmente il profilo di riferimento, come in Figura 6.7.

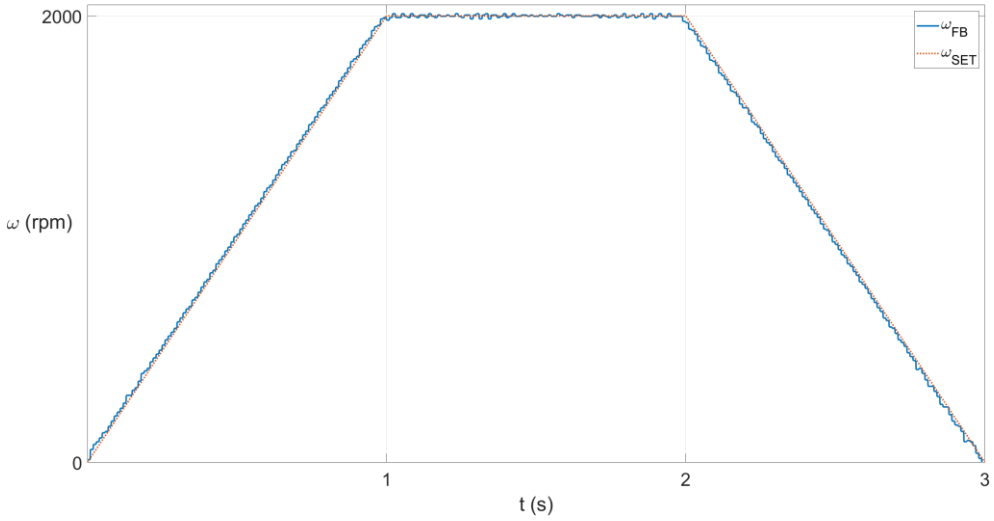


Figura 6.7. Set 4 – Confronto FB e SET

6.2.3. SET di velocità e controllo esterni

In questa configurazione del sistema di controllo si utilizza la velocità letta dall'encoder per realizzare un ulteriore controllo di questa grandezza all'interno del PLC. È stato scelto, per il caso in oggetto, un controllo PID, in quanto il controllore (PLC) utilizzato permette di inserirlo nella logica Ladder e di gestirne facilmente i guadagni.

Non potendo escludere completamente il controllo interno del servo, in questa configurazione si hanno in realtà due controlli della stessa grandezza annidati. Le ragioni per cui può essere utile avere un secondo controllo sono principalmente due:

- Ridondanza: se per qualsiasi motivo i circuiti interni del servo dovessero non funzionare, ci sarebbe sempre il controllo PID del PLC a garantire il servizio
- Flessibilità: il costruttore del servo non permette libero accesso ai parametri del controllo. Averne uno esterno può essere utile per modificare la risposta del sistema secondo le necessità dell'applicazione

Dopo diverse prove in laboratorio, si è visto che il sistema risulta instabile anche con piccoli guadagni proporzionali e derivativi, mentre con solo guadagno integrativo si ottengono prestazioni accettabili. Ciò può dipendere da un conflitto tra i due controlli oppure dal fatto che al motore non è collegato ancora il carico. Dunque, i seguenti grafici corrispondono a prove in cui il controllo PID esterno ha i seguenti guadagni:

- $k_P = 0$
- $k_I = 10$
- $k_D = 0$

Un riassunto delle prove effettuate è riportato nella seguente tabella.

Set di prove	$t_1\ (s)$	$t_2\ (s)$	$t_3\ (s)$	$V_C\ (rpm)$
1	5	7	13	500 – 1000 – 2000
2	2	3	5	1000 – 2000
3	1	2	3	1000 – 2000
4	0.5	1.5	2	1000 – 2000

Tabella 6.3.Riassunto prove – Caso 3

Nella seguente Figura 6.8 è riportato il grafico della prova a 2000 rpm del terzo set di prove.

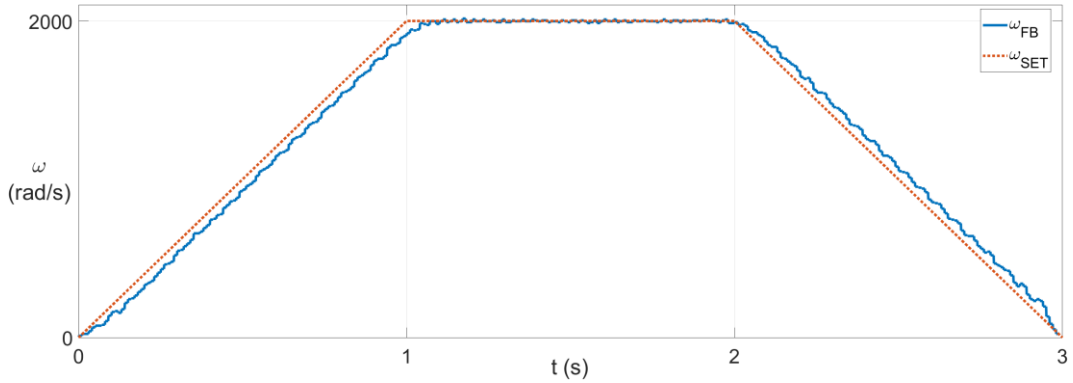


Figura 6.8. Set 3, 2000 rpm – Confronto FB e SET

Come si può vedere, si osserva un leggero sfasamento temporale tra i due profili, con il motore che ritarda nel seguire il SET. Tuttavia, rispetto ai casi precedenti, l'accelerazione risulta più dolce nella prima fase della curva, comportamento che influisce positivamente su corrente di armatura e forze inerziali.

Questo comportamento si presenta anche nella prova a 1000 rpm, come visibile nella seguente Figura 6.9, in cui il profilo di velocità misurato è stato approssimato con una spline di ordine 10 per chiarezza di rappresentazione. Ciò dà anche un'idea più completa del moto, eliminando la scalettatura dei grafici precedenti.

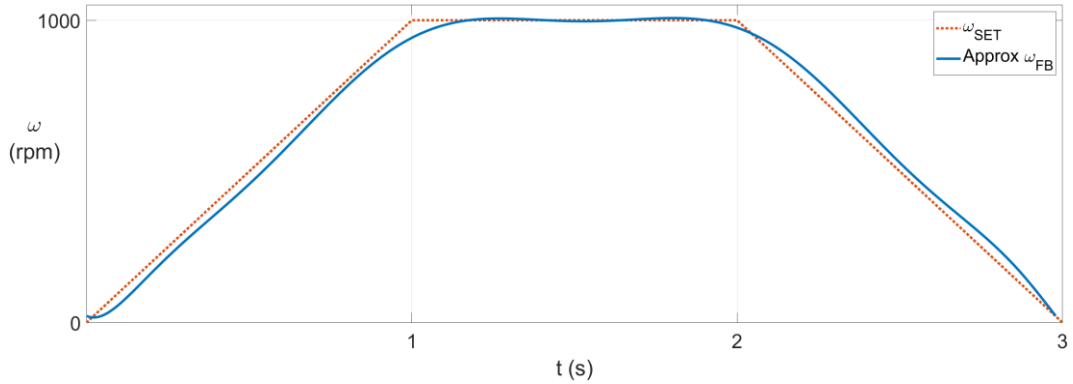


Figura 6.9. Set 3, 1000 rpm – Confronto FB approssimato con spline e SET

Nella Figura 6.10 vengono messi a confronto i metodi di controllo 2 e 3. In entrambe le figure i dati sperimentali sono approssimati con spline per chiarezza di rappresentazione. Come si può vedere, il profilo di SET viene seguito molto fedelmente dalla linea gialla, che corrisponde al metodo di controllo in cui la trapezoidale viene costruita dal PLC e il controllo di velocità è affidato al servomotore. La linea blu del grafico corrisponde invece al metodo che vede due controlli di velocità annidati, e presenta un piccolo ritardo nel seguire il SET come appena visto.

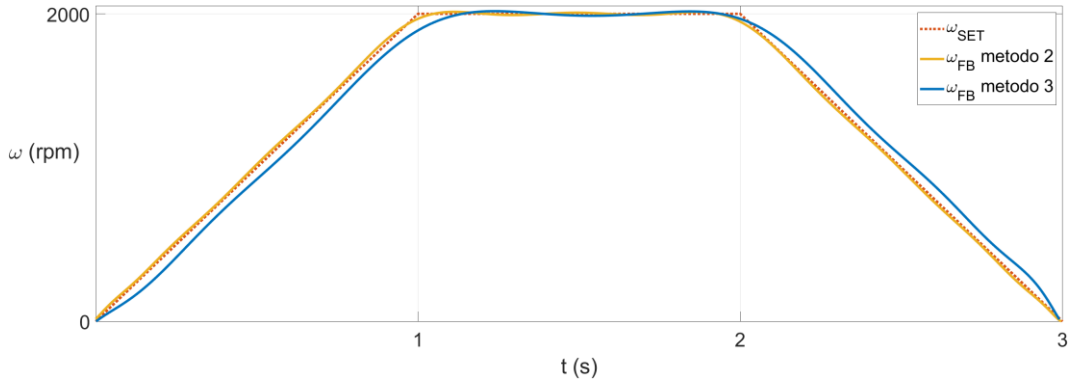


Figura 6.10 Confronto metodi di controllo 2 e 3

Basandosi su quanto detto, conviene adottare il secondo metodo di controllo.

6.3. Identificazione parametri

6.3.1. Modello elettrico: identificazione parametri con dati sperimentali

I dati sperimentali raccolti in laboratorio da prove a vuoto del motore vengono utilizzati per stimare alcuni parametri non forniti direttamente dal costruttore, per completare il modello e renderlo più fedele alla realtà.

Riprendendo quanto già detto nel Capitolo 4.1.2 – Modello elettrico: stima iniziale di alcuni parametri, il costruttore fornisce il valore delle costanti di tempo meccanica ed elettrica, che al loro interno incorporano tutti i principali parametri utilizzati nel modello del secondo ordine del servomotore DC. È dunque necessario conoscere solo alcuni dei parametri e ricavare gli altri dalla definizione delle costanti di tempo (4.2), che si ricorda di seguito:

$$\tau_m = \frac{R \cdot I_m}{k_e \cdot k_c} \qquad\qquad \tau_e = \frac{L}{R}$$

Si sceglie di stimare i seguenti parametri:

- k_e, costante di tensione
- R, resistenza di armatura
- β, coefficiente di smorzamento che modellizza l'attrito delle parti rotanti (cuscinetti, giunti etc.)

e di ricavare L e k_c sfruttando (4.3) e (4.4):

$$L = R \cdot \tau_e \qquad\qquad k_c = \frac{R \cdot I_m}{\tau_m \cdot k_e}$$

A tal fine si utilizzano i dati sperimentali ottenuti dalle prove a vuoto della Tabella 6.2 (comando del motore con SET di velocità trapezoidale generato dal PLC e controllo in retroazione della velocità dai circuiti interni del servo), già descritti al precedente Capitolo 6.2 – Controllo del servomotore.

Il modello Simulink utilizzato comprende il solo motore DC senza controllo in retroazione ed i parametri sono stimati con l'app di Simulink "Parameter Estimator".

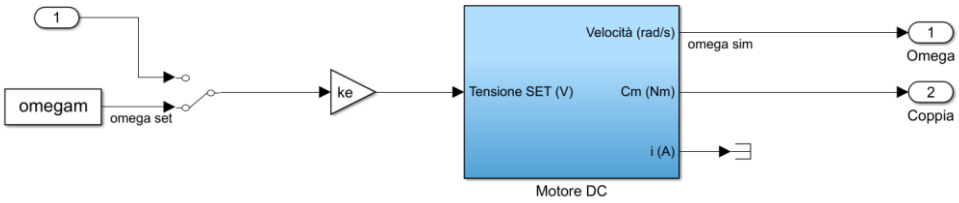


Figura 6.11 Modello del solo motore DC per stima parametri

La seguente Figura 6.12 mostra le principali impostazioni di configurazione del Parameter Estimator. Si prende come esempio la prova caratterizzata da una trapezoidale simmetrica di tempi (1,1,1) e velocità $V_c = 2000\ rpm$.

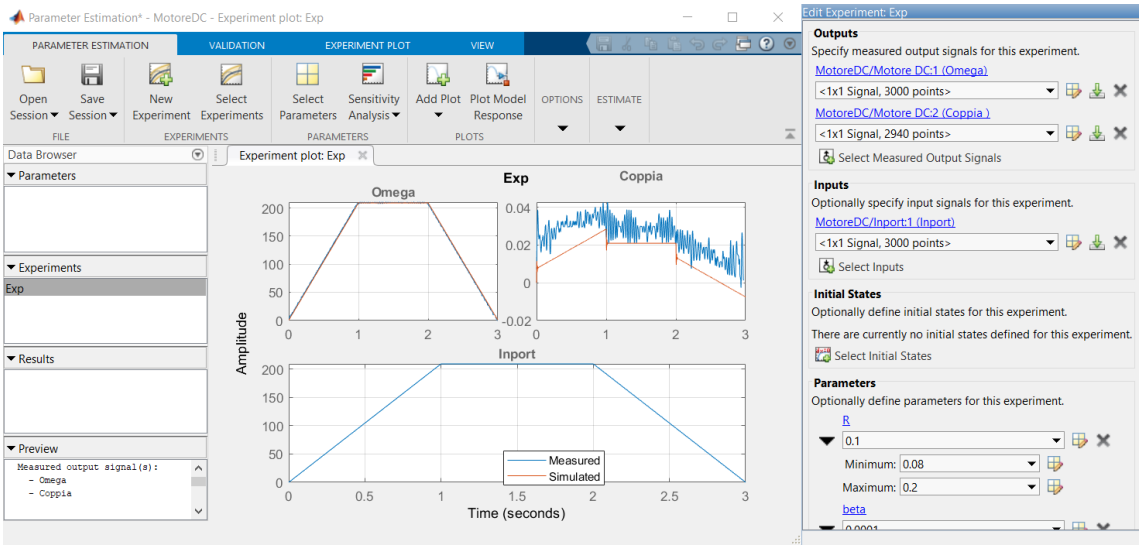


Figura 6.12 Parameter Estimator – schermata principale

Il primo passo consiste nell'associare i dati sperimentali ("measured output signals") ai corrispondenti output del modello, che in questo caso sono velocità angolare ω e coppia motrice. Successivamente si definisce il segnale in ingresso al sistema, ovvero la legge trapezoidale di velocità di comando, generato in MATLAB. In ultimo, si impostano i parametri da stimare. Vengono subito forniti i grafici che si vedono in Figura 6.12, che aiutano a capire quanto sono distanti gli andamenti sperimentale e simulato. Inoltre, è anche possibile filtrare i dati sperimentali qualora questi contengano troppo rumore.

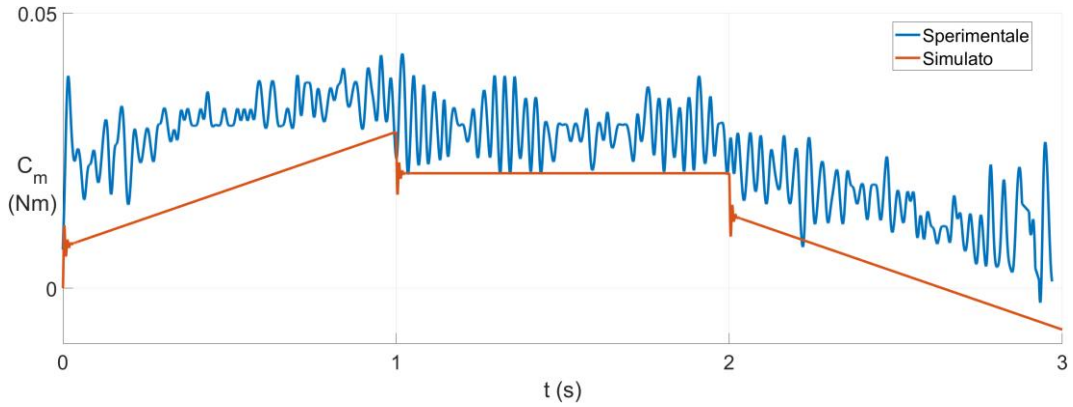


Figura 6.13 Confronto coppia motrice sperimentale e simulata

Il modello prevede abbastanza fedelmente l'andamento generale dell'erogazione della coppia motrice, ovvero crescente in accelerazione, costante in fase intermedia e decrescente in decelerazione; tuttavia, c'è un leggero offset tra i due andamenti che è da attribuire alla sottostima del coefficiente di smorzamento β.

Per quanto riguarda, invece, l'andamento di velocità simulato e sperimentale, si vede come il modello preveda fedelmente il comportamento reale del motore in assenza di carico, segno che il valore di resistenza di armatura e costante di tensione sono stati ipotizzati correttamente.

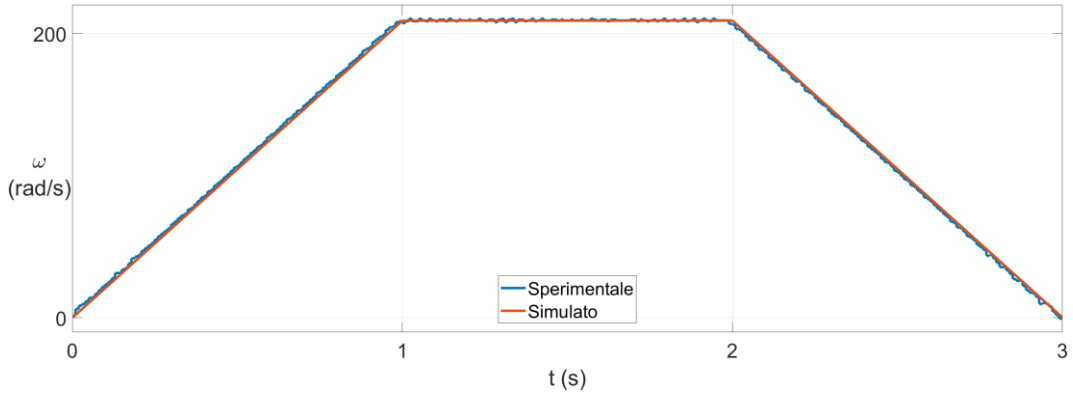


Figura 6.14 Confronto velocità angolare sperimentale e simulata

L'algoritmo di ottimizzazione modifica i parametri in modo da minimizzare l'errore quadratico medio tra i due profili. Una volta aggiornato il modello con i parametri ottimizzati, si vede come la rispondenza tra i profili sperimentale e simulato è più accurata.

Nella seguente tabella sono riassunti i risultati di ottimizzazione.

Prova sperimentale					Parametri		
Tipo	T1	T2	T3	Vc (rpm)	R (Ohm)	k_e (rad/s/V)	β (N*m/rad/s)
Trap	2	1	2	1000	0,120	0,151	2,59E-04
Trap	2	1	2	2000	0,130	0,085	1,60E-04
Trap	2	1	2	500	0,170	0,090	1,00E-04
Trap	1	1	1	2000	0,190	0,144	1,55E-04
Trap	0,5	1	0,5	2000	0,200	0,050	1,49E-04
			Media		0,16	0,104	1,65E-04
			Varianza		1,88E-04	1,45E-03	2,69E-09

Tabella 6.4. Risultati di ottimizzazione

Si utilizza la media dei risultati delle singole ottimizzazioni e si sostituiscono i valori trovati nei parametri del modello.

È utile aggiungere al grafico di Figura 6.13 anche il profilo simulato ottenuto con i valori ottimizzati, osservando che la simulazione diventa più accurata. Per quanto riguarda il profilo di velocità, non si registrano miglioramenti sostanziali con i valori ottimizzati.

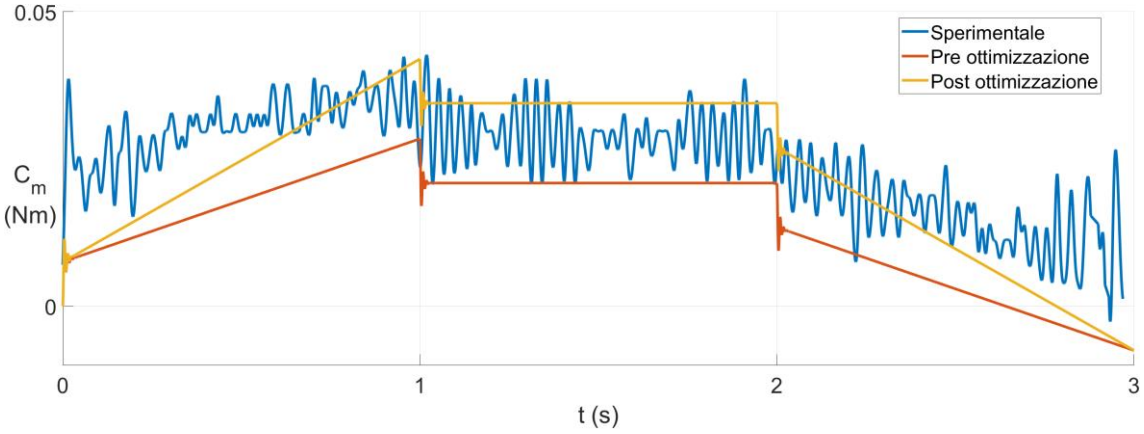


Figura 6.15 Parameter Estimator – schermata di fine ottimizzazione

6.4. Funzionamento a carico del servo

Nei capitoli precedenti è stato analizzato il comportamento a vuoto del servomotore MAC 402, individuando la migliore strategia di comando e controllo collegando quest'ultimo al PLC. È opportuno, ora, analizzare il comportamento del servomotore a carico, per approfondire il funzionamento del controllo interno e capirne le potenzialità.

A tal fine, è stato ricreato in laboratorio il sistema di movimentazione reale di una porta di banchina, già approfondito al capitolo 3.1 – Descrizione del sistema. Il sistema realizzato in laboratorio è dotato, oltre che del motore, dei seguenti componenti:

- Una coppia di pulegge dentate, ciascuna di diametro $d = 80\ mm$
- Cinghia dentata di larghezza 30 mm e lunga 2800 mm
- Guida lineare di lunghezza 900 mm
- Supporti

Si è scelto di realizzare l'accoppiamento diretto tra il motore e la puleggia, eliminando il riduttore, per avvicinarsi il più possibile alle reali condizioni di carico; così facendo, basta un piccolo carico a valle per generare una coppia resistente considerevole all'albero motore.

Il motore è collegato alla puleggia motrice tramite linguetta, mentre la puleggia libera è supportata da un perno ad attrito. Il collegamento meccanico per trasmettere il moto dalla cinghia alla guida è realizzato da una placca ad L che ad un'estremità è collegata alla guida mentre all'altra può essere stretta attorno alla cinghia mediante bulloni.

Il controllo interno del servomotore può essere configurato utilizzando il software fornito dal costruttore JVL. Nella seguente Figura 6.16 è riportata la schermata di configurazione.

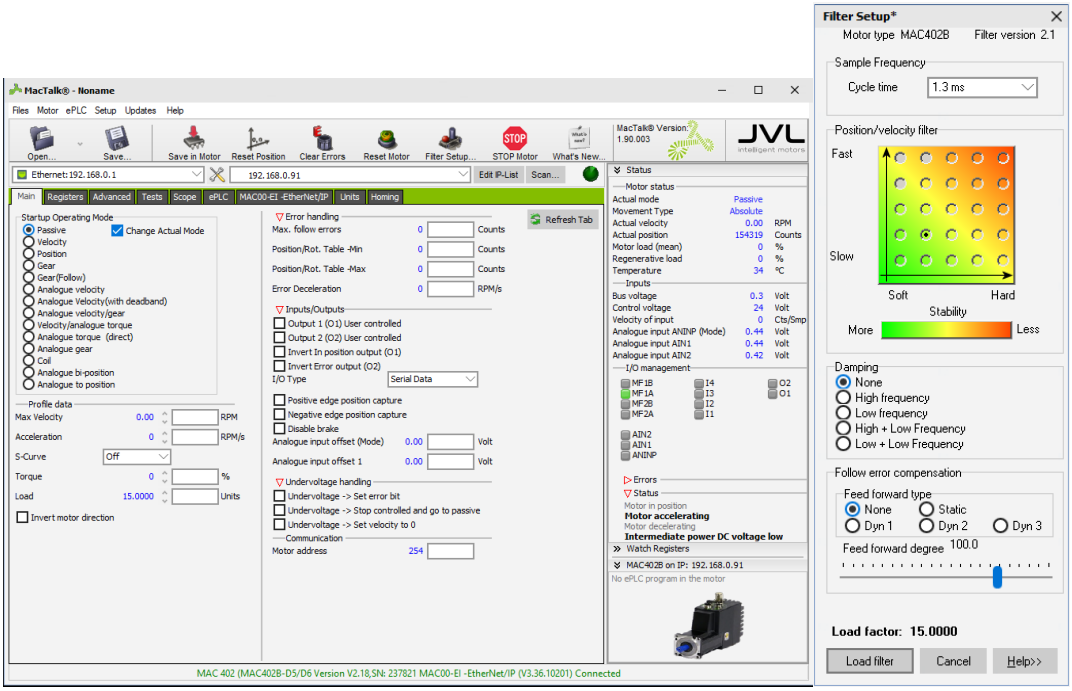


Figura 6.16 Taratura controllo del servomotore

Il comportamento del servomotore dipende sostanzialmente da quattro parametri:

- "Load Ratio" (LR), ovvero una misura dell'inerzia rotazionale del corpo collegato direttamente all'albero; esso è definito come $LR = \frac{I_M + I_L}{I_M}$, con I_L momento di inerzia del carico ed I_M momento di inerzia del motore
- "Hardness" (H), che stabilisce l'entità dell'errore di inseguimento durante il funzionamento (vedi Figura 6.17)
- "Fastness" (F), regola quanto velocemente viene raggiunta la velocità di SET, in accordo con gli altri parametri (vedi Figura 6.17)
- "Damping", ovvero un filtro dei rumori a diverse frequenze.

Inoltre, una ulteriore opzione permette di ridurre ulteriormente l'errore di inseguimento durante il moto.

Per questa applicazione, si utilizzano solo i primi tre parametri. Si comanda il motore con un profilo di velocità trapezoidale e si guarda al grafico di confronto della velocità angolare di SET e FB.

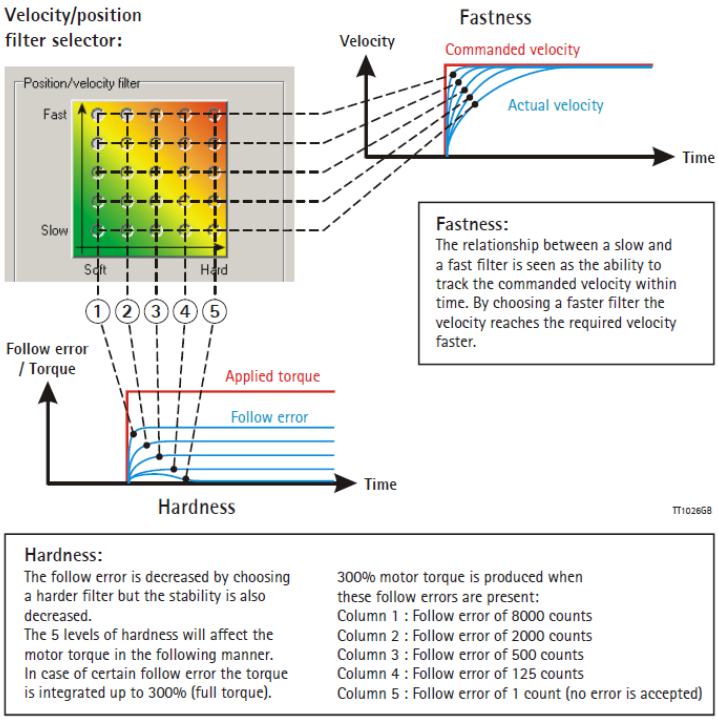


Figura 6.17 Parametri del controllo[9]

Il grafico riportato nella seguente figura riporta la velocità angolare del servo misurata dall'encoder interno a fronte di un segnale di comando trapezoidale con tempi [0.9 – 1 – 0.9] e velocità di crociera $\omega_c = 90\,rpm$. I parametri del controllo interno sono riportati in didascalia.

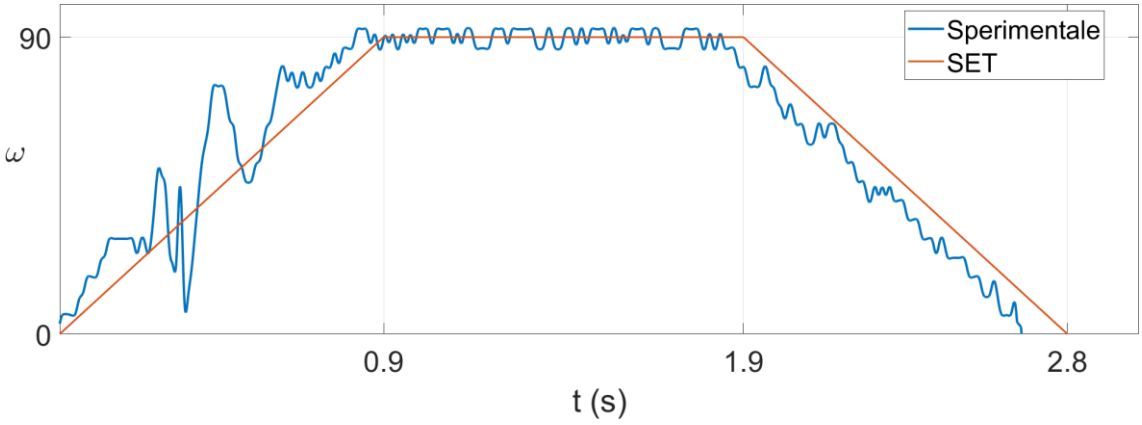


Figura 6.18 ω sperimentale – Controllo con LR = 20; H = 1; F = 2

Il sistema oscilla molto nella fase di accelerazione, mentre sembra stabilizzarsi in seguito. Questo comportamento è da attribuire sia al supporto della puleggia libera, che

[9] Fonte immagine: Manuale del motore JVL MAC 402

è costituito da un semplice perno ad attrito, che alla bassa tensione meccanica della cinghia. A causa del primo fattore, il coefficiente d'attrito non è costante durante il moto e di conseguenza nemmeno la coppia resistente; la forza di tensione della cinghia insufficiente, inoltre, causa vibrazioni del sistema indesiderate. Tuttavia, il motore riesce a realizzare la movimentazione del sistema e a seguire abbastanza bene il profilo di SET.

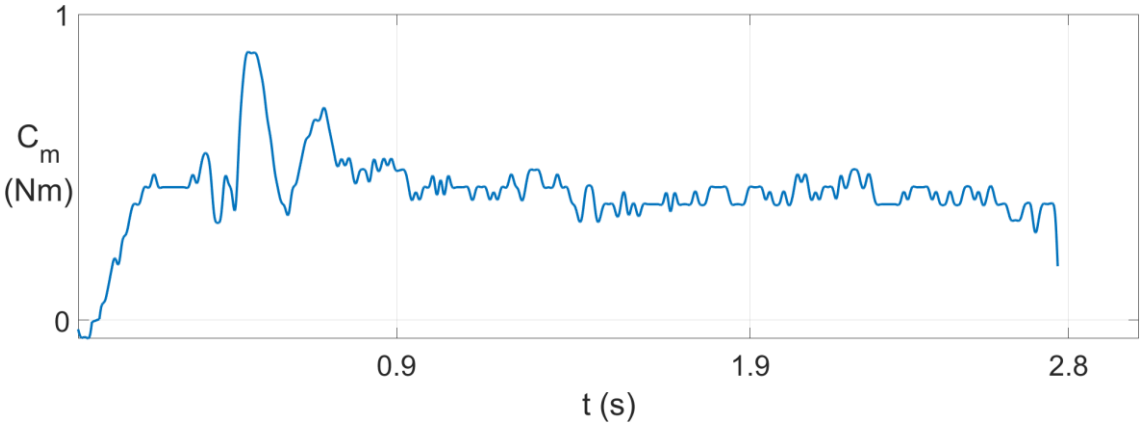


Figura 6.19 Coppia motrice del caso di Figura 6.18

Il grafico della coppia motrice mostra che il motore fornisce circa la metà della sua coppia nominale per la movimentazione del sistema, con un picco corrispondente all'oscillazione in accelerazione.

Per determinare la migliore combinazione dei parametri del controllo interno, è utile confrontare la ω di FB a diverse impostazioni del controllo, come in Figura 6.20. In essa, il Load Ratio è costante e pari a 15 e la legge di comando ha i tempi [1 – 1 – 1] e velocità di crociera $\omega_c = 90\,rpm$, corrispondente ad uno spostamento lineare della guida di circa 70 cm.

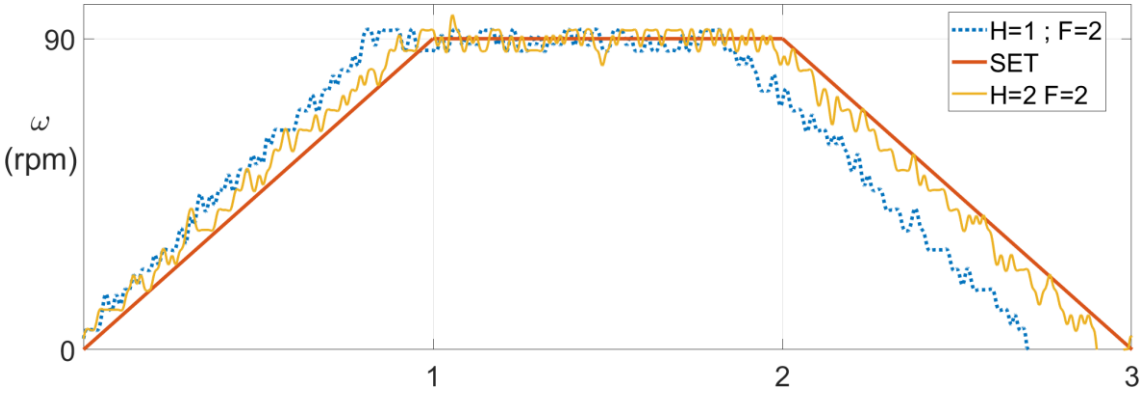


Figura 6.20 Confronto ω sperimentale a diversa impostazione del controllo e LR = 15

Il profilo blu tratteggiato è ottenuto impostando i parametri del controllo di Hardness (H) e Fastness (F) rispettivamente ad 1 e 2, mentre il profilo giallo ha entrambi i coefficienti a 2. In sostanza, si è impostato il controllo in modo da consentire un errore a regime e una durata del transitorio medie, rispetto al caso di controllo più pronto corrispondente ad entrambi i parametri pari a 5.

Il profilo giallo segue più accuratamente il riferimento rispetto al profilo blu, il quale, per il ritardo accumulato, termina il moto prima della durata stabilita di 3 s.

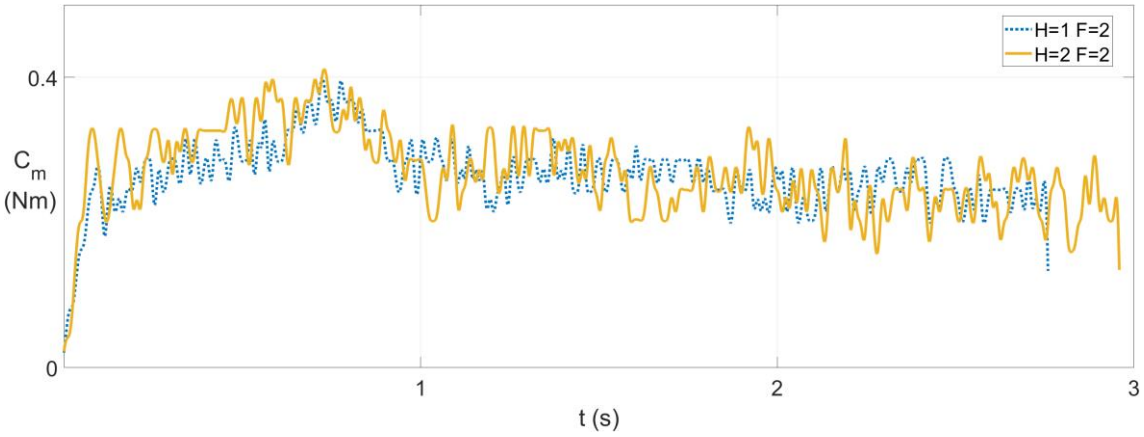


Figura 6.21 Confronto coppia motrice del caso di Figura 6.20

Il grafico di coppia motrice, riportato in Figura 6.21, mostra che l'erogazione di coppia di entrambi i casi è comparabile.

Nel seguente grafico si valuta l'effetto del parametro "Load Ratio" (LR) a fronte dello stesso profilo di velocità trapezoidale dei casi precedenti.

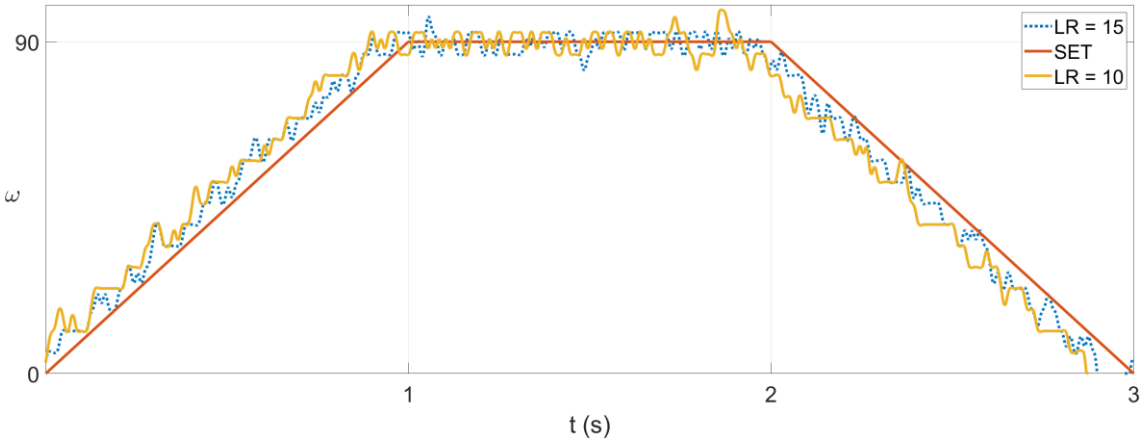


Figura 6.22 Confronto ω sperimentale al variare del Load Ratio

I due andamento sono all'incirca sovrapponibili, con il profilo blu tratteggiato, corrispondente a LR = 15, che nel complesso segue meglio il SET. Guardando il grafico della coppia motrice, si vede come nel caso in cui LR = 15, il motore eroga una coppia media inferiore.

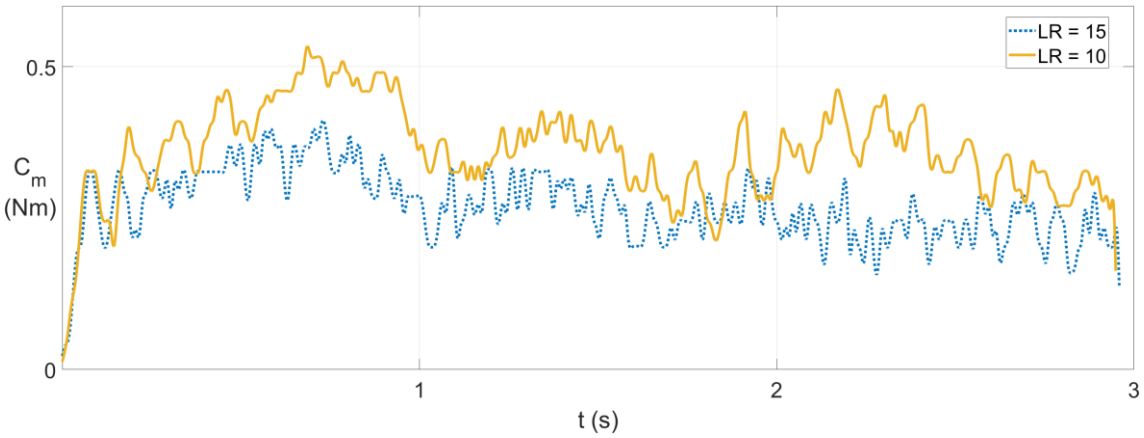


Figura 6.23 Confronto coppia motrice del caso di Figura 6.22

Per questa applicazione conviene scegliere LR = 15, H = 2/3 e F = 2.

In ultima analisi, si vede come è possibile realizzare lo stesso spostamento lineare dei casi precedenti (c.ca 70 cm) in tempi minori. Nel seguente grafico si valuta la risposta del servomotore a fronte di un segnale trapezoidale in ingresso del tipo [0.6 – 1 – 0.6] e velocità di crociera $\omega_c = 100\,rpm$.

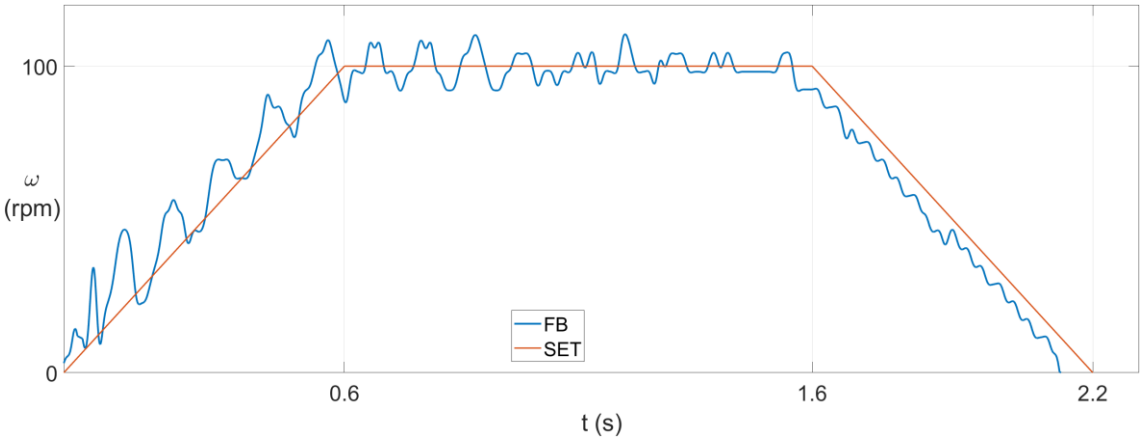


Figura 6.24 ω sperimentale – Controllo con LR = 15; H = 3; F = 2

Il profilo sperimentale oscilla molto in fase di accelerazione, mentre nell'ultima fase del moto il controllo riesce a compensare.

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi valuta la possibilità di utilizzare un servomotore integrato comandato da PLC per la movimentazione delle ante scorrevoli del sistema Porte di banchina. Questa esigenza nasce dal voler sostituire l'azionamento solito per sistemi di questo tipo, costituito da un motore elettrico con sensoristica esterna e comandato da una unità di controllo dedicata chiamata DCU (Door Control Unit). Quest'ultima, essendo realizzata in logica cablata, può gestire un numero prefissato di ingressi e uscite, limitando sia la flessibilità del sistema che la sua integrazione con altri apparati di stazione.

Il primo passo riguarda il dimensionamento del motore. Per valutare forze e coppie in gioco, viene realizzato un modello in ambiente MATLAB – Simulink prendendo come riferimento un impianto già realizzato.

Sulla base dei dati ottenuti dalle simulazioni, si sceglie un servomotore di potenza nominale 400 W (1.3 Nm a 3000 rpm, con coppia di picco 3.8 Nm), prodotto da JVL A/S modello MAC402 – D5, che risulta compatibile con PLC Rockwell Automation e protocollo industriale Ethernet/IP. Questo motore, inoltre, è stato scelto perché è dotato di sensori interni che permettono la misura delle grandezze del moto e dello stato di funzionamento, rendendo superfluo l'acquisto di sensori aggiuntivi.

Successivamente, viene approfondito il tema dell'ottimizzazione della legge di comando del motore, con l'obiettivo di automatizzare il processo di modifica dei parametri della legge del moto in ottemperanza alle specifiche di progetto e normative di sicurezza. Si arriva ad un algoritmo di ottimizzazione che sfrutta il modello Simulink e funzioni di ricerca del minimo di MATLAB per arrivare ad una legge del moto che minimizza il tempo di apertura in accordo coi vincoli di cui sopra.

Il servomotore acquistato è stato testato in laboratorio per determinare sia l'effettiva compatibilità con il protocollo Ethernet/IP che la strategia di comando più efficace. Esso risulta compatibile con il protocollo di comunicazione scelto e si integra bene in ambiente di sviluppo Rockwell Automation. Per quanto riguarda la modalità di comando più efficace, si è visto che è più conveniente realizzare la legge trapezoidale con il PLC, implementandone l'espressione analitica, e affidare il controllo di velocità al servomotore.

Sono state poi eseguite prove a vuoto per validare il modello del motore DC. Nello specifico, grazie al tool "Parameter Estimator" è stato possibile valutare tre parametri del modello non forniti dal costruttore: la resistenza di armatura R, la costante di tensione k_e e il coefficiente di smorzamento β.

In ultimo, viene collegato il motore ad un sistema di trasmissione a cinghia e puleggia su modello del sistema reale, per testarne il funzionamento a carico e valutare l'influenza dei parametri del controllo interno. Il parametro denominato "Load Ratio" risulta essere quello più influente.

L'analisi svolta mostra che il servomotore scelto può essere utilizzato come azionamento in questa applicazione, in quanto sufficientemente potente, compatibile sia con il PLC che con il protocollo Ethernet/IP e adattabile al funzionamento in condizioni di carico instabili.

Un possibile suggerimento per sviluppi futuri può essere quello di valutare l'aspetto termico del componente in esercizio, per determinare se il funzionamento intermittente causa innalzamenti di temperatura che potrebbero portare al danneggiamento nel lungo periodo. Inoltre, si può realizzare una struttura per le prove a carico più vicina al caso reale.

Allegati

1) Coefficiente di coppia in legge del moto cubica

Per arrivare ad un'espressione analitica del prodotto $Y'' \cdot Y'$, si considera l'accelerazione nella legge del moto cubica:

$$Y'' = C_a \cdot (1 - 2\tau)$$

Da questa si ricava la legge di velocità integrando una volta in $d\tau$:

$$Y' = \int_0^{\tau} C_a(1 - 2\tau) \cdot d\tau = C_a \cdot \tau(1 - \tau)$$

che corrisponde all'equazione di una parabola, avendo integrato una legge lineare.

Unendo le due relazioni si ottiene:

$$Y'' \cdot Y' = C_a^2 \, (1 - 2\tau)(1 - \tau) \, \tau = C_a^2 \cdot G(\tau)$$

dove $G(\tau) = (1 - 2\tau)(1 - \tau) \, \tau$.

Ricordando che $C_k = (Y'' \cdot Y')_{max}$ si determina il valore di τ per il quale si ha il massimo dell'espressione sopra riportata. A tal fine, si calcola la derivata della funzione $G(\tau)$ e la si pone uguale a zero.

$$\frac{dG(\tau)}{d\tau} = 6\tau^2 - 6\tau + 1 = 0$$

Da cui risulta:

$$\tau_1 = \frac{1}{2} - \frac{\sqrt{3}}{6}$$

Sostituendo τ_1 appena trovato nell'espressione di $Y'' \cdot Y'$ si arriva al coefficiente di coppia:

$$C_k = C_a^2 \cdot G(\tau_1) = 3.4$$

2) Legge del moto trapezoidale

Fase di apertura

Accelerazione

I tratto	$\ddot{x} = \frac{V_c}{t_1}$	$0 \le t \le t_1$
II tratto	$\ddot{x} = 0$	$t_1 \le t \le t_2$
III tratto	$\ddot{x} = \frac{V_c}{t_2 - t_a}$	$t_2 \le t \le t_a$

Velocità

I tratto	$\dot{x} = \frac{V_c}{t_1} \cdot t$	$0 \le t \le t_1$
II tratto	$\dot{x} = V_c$	$t_1 \le t \le t_2$
III tratto	$\ddot{x} = V_c \cdot \frac{t_a - t}{t_a - t_2}$	$t_2 \le t \le t_a$

Spostamento

I tratto	$x = \frac{1}{2}\frac{V_c}{t_1} \cdot t^2$	$0 \le t \le t_1$
II tratto	$x = V_c\left(t - \frac{1}{2}t_1\right)$	$t_1 \le t \le t_2$
III tratto	$x = V_c\left(t - \frac{1}{2}t_1 - \frac{(t - t_2)^2}{2(t_a - t_2)}\right)$	$t_2 \le t \le t_a$

Fase di chiusura

Accelerazione

I tratto	$\ddot{x} = \frac{V_c}{t_1}$	$0 \le t \le t_1$
II tratto	$\ddot{x} = 0$	$t_1 \le t \le t_2$
III tratto	$\ddot{x} = \frac{V_f - V_c}{t_2 - t_a}$	$t_2 \le t \le t_3$
IV tratto	$\ddot{x} = 0$	$t_3 \le t \le t_4$
V tratto	$\ddot{x} = \frac{V_f}{t_4 - t_c}$	$t_4 \le t \le t_c$

Velocità

I tratto	$\dot{x} = \frac{V_c}{t_1} \cdot t$	$0 \le t \le t_1$
II tratto	$\dot{x} = V_c$	$t_1 \le t \le t_2$
III tratto	$\dot{x} = V_c + \frac{V_f - V_c}{t_3 - t_2} \cdot (t - t_2)$	$t_2 \le t \le t_3$
IV tratto	$\dot{x} = V_f$	$t_3 \le t \le t_4$
V tratto	$\dot{x} = V_f \cdot \frac{t_c - t}{t_c - t_4}$	$t_4 \le t \le t_c$

Spostamento

I tratto	$x = \frac{1}{2}\frac{V_c}{t_1} \cdot t^2$	$0 \le t \le t_1$
II tratto	$x = V_c\left(t - \frac{1}{2}t_1\right)$	$t_1 \le t \le t_2$
III tratto	$x = V_c\left(t - \frac{1}{2}t_1\right) + \frac{1}{2}\frac{V_f - V_c}{t_3 - t_2} \cdot (t - t_2)^2$	$t_2 \le t \le t_3$
IV tratto	$x = A + V_f \cdot t$	$t_3 \le t \le t_4$
V tratto	$x = A + V_f \cdot t - \frac{1}{2}\frac{V_f}{t_c - t_4}\,(t - t_4)^2$	$t_4 \le t \le t_c$

$$A = -\frac{1}{2}V_c t_1 - \frac{1}{2}\,(V_f - V_c) \cdot (t_3 - t_2)$$

3) Datasheet motore DC

5.1 Technical Data

Only MAC402

General	All data are specified for the MAC motor only, i.e. without any expansion module mounted.			
Technology	AC-servomotor (brushless) with built-in 2048 PPR encoder, hall sensors and 3 phase servo amplifier/controller			
Controller capacity		-	MAC402-D2 & -D3	MAC402-D5 & -D6 (w/brake)
	Rated output @3000 RPM	-	400W	400W
	Rated Torque RMS / Peak Torque	-	1.27Nm / 3.8Nm	1.27Nm / 3.8Nm
	Inertia (kgcm²)	-	0.34 (kgcm²)	0.36 (kgcm²)
	Maximum angular acceleration	-	114359 rad/sec² (1092048 RPM/sec)	102053 rad/sec² (974534 RPM/sec)
	Length	-	191mm	225mm
	Weight (without expansion module)	-	2.3kg	2.8kg
	Audible noise level (measured in 30cm distance)	-	-	(to be defined) dB(A)
	Backlash (when brake is activated)	-	-	< ±1 degree
Speed range	0-3000RPM with nom. torque. (max 3500RPM shortterm). O.Speed protection trips at >4300RPM. Motor will shut down.			
Amplifier control system	Sinusoidal wave PWM control. 20kHz switching			
Filter	6.th. order filter with only one inertia load factor parameter to be adjusted. Expert tuning also available for professionals.			
Feedback	Incremental A and B encoder 8192 CPR. (Physical 2048 PPR). Optional multiturn absolute encoder.			
Input power supply	Nominal 12-48VDC (±10%) for main power circuit. Recommended also for 12V battery applications. Consumption at 12-48VDC - see power supply section. 18-32VDC for control circuit. Control circuitry consumption: MAC400D1, 2 and 3 (wo/brake) = Typical 0.22A @ 24VDC(5.3W). Control circuitry consumption: MAC400D4, 5 and 6 (w/brake) = Typical 0.58A @ 24VDC(14W).			
Control modes	* ±10V Speed and Torque. A+B encoder outputs * Pulse/direction and 90° phase shifted A++B (Incremental) * RS422 or RS232 (5V) position and parameter commands * Gear mode with analogue input speed offset + different options * Sensor *Zero search* or mechanical *Zero search*			
Flange and shaft dimension	Front: 60x60mm. Rear: 63x115mm. Shaft Ø14mm			
POSITION (pulse inputs)				
Command input pulse	Pulse/direction or 90° phase shifted A+B. RS422			
Input frequency	0-8 MHz. 0-1 MHz with input filter			
Electronic gear	A/B: A= -10000 to 10000, B=1 to10000. Simulation of all step resolutions.			
Follow error register	32 bit			
In position width	0-32767 pulses			
Position range	32 bit. Infinity, Flip over at $\pm 2^{31}$ pulses.			
POSITION (serial communication)				
Communication facility	From PLC, PC etc via RS422 or asynchronous serial port RS232 with special cable. MacTalk JVL commands, special commands with high security.			
Communication Baud-rate	19200 bit/sec. (19.2kBaud)			
Position range	±67 000 000			
Speed range	0-3000 RPM.			
Digital resolution	0.3606 RPM			
Acceleration range	250 - 444.675 RPM/sec			
Addressing	Point to point on RS422. Up to 32 units on the same serial RS232/RS485 interface with built-in expansion module. Address range 1-254			
Number of parameters.	Standard 85. With MacRegIO software 156 (Only for experts)			
Speed variance	Max ±4 RPM variance between command and actual speed.			
SPEED/ TORQUE				
Analogue speed/torque input.	11bit+sign. nom. input voltage ±10V. 10kOhm input resistance. Voltage range max. -10 to +32VDC. Offset typical ±50mV.			
Sampling rate at analogue input	750 Hz			
Encoder output signals	A+,A-,B+,B-, RS422. Line driver Typical 1.1 - 3.7 Volt outputs (SN75176). 90° Phase shifted.			
Analogue speed input	+voltage -> CW rotation. Shaft view			
Zero speed determination.	0 - rated speed.			
Speed variance at rated speed	Initial error @20°C: ±0,0%	Power Supply: ±10%: 0.0%		
	Load 0-300%: ±0.0%	Ambient temperature 0-40°C: ±0,0005% (±50ppm)		
Torque limit in speed mode	0-300% by parameter			
Analogue torque input	+voltage (positive torque) -> CW rotation. Shaft view			
Torque control accuracy	±10% @ 20°C (Reproducibility)			
VARIOUS				
Electromechanical brake	Optional feature. The brake is activated automatically when an unrecoverable error situation occur.			
Regenerative	Integrated power dump. External attachment is possible			
Protective functions.	Error trace back.Overload (I^2T), Regenerative overload, follow error, function error, regenerative overload (over voltage), software position limit. Abnormality in flash memory, under voltage, over current, temperature too high.			
LED functions	Power (Green LED), Error (Red LED). Note that the LED's are only visible when no module is mounted.			
Output signals	3 general purpose NPN 30V/25 mA outputs. Error and In position.			
Zero search	1: Automatic *Zero search* with sensor connected to input (2 formats) 2: Mechanical *Zero search* without sensor. (Torque controlled)			
Shaft load maximum	Radial load: 24.5kg (13.5mm from flange). Axial load: 9.8kg.			
Optional brake(-D4 option)	Controlled automatic or from input. 1.3Nm, inertia 0.22cm2, turn on time: 50ms, turn off time: 15ms			
Rated power rate. (motor)	50.0 kW/s			
Mechanical time constant. (motor)	0.59±10% ms			
Electrical time constant. (motor)	3.5±10% ms			
Leakage current to earth	Not relevant. Supply ground is hardwired to earth and motor housing			
Standards	CE approved / UL File: E254947			
Protection	IP55 or IP66			
Usage / Storage Temperature	Ambient 0 to +40°C (32-104°F)/ Storage (power not applied): -20 to +85°C. (-4 to 185°F) (Humidity 90%). Temperature warning is given before reaching max. Temperature shut down and error message generated at 84°C (183F).			

Indice delle Figure

Figura 1.1. PSD a piena altezza in esercizio a Copenaghen (Sinistra) e Roma Linea C (Destra) (Fonte: Web) 4
Figura 1.2. PSD a mezza altezza in esercizio a Singapore (Sinistra) e prototipo per Honolulu (Destra) (Fonte: Web) 4
Figura 1.3. Diverse soluzioni costruttive per PSD (Sinistra) e PED (Destra) (Fonte: Web) 5
Figura 1.4. Sistema di trasmissione a cinghia e puleggia (in alto) e a vite senza fine (in basso) 5
Figura 1.5. Banchina completa 6
Figura 1.6. Modulo PSD singolo 6
Figura 1.7. Telaio di sostegno di un modulo PSD 7
Figura 1.8. Layout del sistema di movimentazione 8
Figura 1.9. Door Control Unit – schema funzionale (Fonte: slideshare.net) 9
Figura 2.1. Sistema a camma – punteria 12
Figura 2.2. Influenza di ω sulla legge del moto del cedente 14
Figura 2.3. Influenza di ω sulla velocità del cedente 15
Figura 2.4. Influenza di ω sull'accelerazione del cedente 16
Figura 2.5. Forma del diagramma delle alzate 18
Figura 2.6. 20
Figura 2.7 21
Figura 2.8 Legge cubica 23
Figura 2.9. Esempio di legge del moto y(t) 24
Figura 2.10. Accelerazione costante a tratti 26
Figura 2.11. Accelerazione costante a tratti non simmetrica 27
Figura 2.12. Influenza di τ_v sui coefficienti di accelerazione 28
Figura 2.13. Legge del moto tagliata 29
Figura 2.14. Grafico equazione (2.22) 30
Figura 2.15. Legge cubica: accelerazione e velocità 32
Figura 2.16. Legge cubica: spostamento 33
Figura 2.17. Profilo di velocità in apertura 34
Figura 2.18. Profilo di velocità in chiusura 35
Figura 2.19. Nuova legge di velocità 36

Figura 2.20. Legge in funzione del tempo con $\boldsymbol{Cv = 1.2}$ 38
Figura 3.1. Schema PSD da EN 14752 – 2015 40
Figura 3.2. Curva di coppia servomotore JVL MAC402 41
Figura 3.3. Riduttore epicicloidale JVL 42
Figura 3.4. Cinghia sincrona 43
Figura 3.5. Configurazione di esempio motore – riduttore – cinghia 43
Figura 3.6. Ruota del carrello (In alto a sinistra); guida scorrevole e fissaggio meccanico dei carrelli alla cinghia (In alto a destra); lama guida (In basso) 44
Figura 3.7. Componenti del sistema 45
Figura 3.8. Modello servomotore DC 47
Figura 3.9. Coppie agenti all'albero motore 48
Figura 3.10. Schema a blocchi Simulink motore DC 49
Figura 3.11. Coppie agenti all'albero del riduttore 50
Figura 3.12. Schema sistema di trasmissione a cinghia 51
Figura 3.13. Schema anta scorrevole 52
Figura 3.14. Diagramma di corpo libero dell'anta nel piano x-y 53
Figura 3.15. Diagramma di corpo libero dell'anta nel piano x-y 55
Figura 3.16. Modello porte scorrevoli 56
Figura 3.17. Corrispondenza x(θ) 57
Figura 3.18. Modello completo, versione 1 58
Figura 3.19. Diagramma di corpo libero dell'anta nel piano z – y 63
Figura 3.20. Azione del vento 64
Figura 3.21. Sottosistema "Forza esterna" e interfaccia utente 65
Figura 3.22. Modello forza esterna impulsiva 66
Figura 3.23. Modello azione del vento 67
Figura 3.24. Grafico sinusoidale azione del vento 67
Figura 3.25. Controllore PID – Schema a blocchi 69
Figura 3.26. Nuova versione del sottosistema "Porte scorrevoli" 71
Figura 3.27. Maschera del blocco PID 72
Figura 3.28. Dettaglio del controllore PID nella versione 3 del modello 73
Figura 4.1. Risposta al gradino motore DC 80
Figura 4.2. Moto anta scorrevole in fase di apertura 82
Figura 4.3 83
Figura 4.4. Confronto ω set e simulata in fase di apertura 83
Figura 4.5. Confronto posizione anta SET e simulata in fase di apertura 84
Figura 4.6. Coppia e corrente motore in fase di apertura 84

Figura 4.7. Accelerazione anta simulata e ideale in fase di apertura 85
Figura 4.8. Potenza meccanica in fase di apertura 86
Figura 4.9. Confronto ω set e simulata in fase di chiusura 87
Figura 4.10. Accelerazione anta simulata e ideale in fase di chiusura 88
Figura 4.11. Coppia e corrente motore in fase di chiusura 88
Figura 4.12. Perturbazione del moto da impulso esterno 89
Figura 4.13. Corrente motore con impulso esterno 90
Figura 4.14. Confronto ω simulato con e senza controllo 91
Figura 4.15. Confronto ω simulato con e senza controllo 92
Figura 4.16. Confronto errore a regime variando il guadagno proporzionale 92
Figura 4.17. Confronto posizione anta variando il guadagno proporzionale 93
Figura 4.18. Controllo proporzionale e proporzionale – integrativo 94
Figura 4.19. Dettaglio di Figura 4.18 94
Figura 4.20. Corrente motore con controllo in retroazione 95
Figura 4.21. Confronto ω SET e simulata in apertura, con massa anta 100 kg e 110 kg 96
Figura 4.22. Corrente e coppia motrice con massa anta 100 kg e 110 kg 97
Figura 4.23. Potenza motore con massa anta 100 kg e 110 kg 97
Figura 4.24. Confronto ω SET e simulata con nuova legge del moto 98
Figura 4.25. Corrente e coppia motore con nuova legge del moto 98
Figura 4.26. Potenza motore con nuova legge del moto 99
Figura 5.1. Profilo di velocità anta scorrevole, fase di apertura 101
Figura 5.2. Profilo ottenuto dopo la Fase 1 di ottimizzazione 108
Figura 5.3. Profilo ottenuto dopo la Fase 2 di ottimizzazione 109
Figura 5.4. Profilo ottenuto dopo la Fase 3 di ottimizzazione 110
Figura 5.5. Profilo di velocità motore ottimizzato 111
Figura 5.6. Profilo di velocità anta scorrevole, fase di chiusura 111
Figura 6.1. Schema di massima setup sperimentale 115
Figura 6.2. Layers protocollo Ethernet/IP 116
Figura 6.3. Strutture dati I/O 117
Figura 6.4. Set 1, 1000 rpm – Confronto FB e SET 120
Figura 6.5. Set 1, 2000 rpm – Confronto FB e SET 120
Figura 6.6. Set 3, 1000 rpm – Confronto FB e SET 122
Figura 6.7. Set 4 – Confronto FB e SET 123
Figura 6.8. Set 3, 2000 rpm – Confronto FB e SET 124
Figura 6.9. Set 3, 1000 rpm – Confronto FB approssimato con spline e SET 125

Figura 6.10 Confronto metodi di controllo 2 e 3.....125
Figura 6.11 Modello del solo motore DC per stima parametri.....127
Figura 6.12 Parameter Estimator – schermata principale.....127
Figura 6.13 Confronto coppia motrice sperimentale e simulata.....128
Figura 6.14 Confronto velocità angolare sperimentale e simulata.....128
Figura 6.15 Parameter Estimator – schermata di fine ottimizzazione.....129
Figura 6.16 Taratura controllo del servomotore.....131
Figura 6.17 Parametri del controllo.....132
Figura 6.18 ω sperimentale – Controllo con LR = 20; H = 1; F = 2.....132
Figura 6.19 Coppia motrice del caso di Figura 6.18.....133
Figura 6.20 Confronto ω sperimentale a diversa impostazione del controllo e LR = 15 133
Figura 6.21 Confronto coppia motrice del caso di Figura 6.20.....134
Figura 6.22 Confronto ω sperimentale al variare del Load Ratio.....134
Figura 6.23 Confronto coppia motrice del caso di Figura 6.22.....135
Figura 6.24 ω sperimentale – Controllo con LR = 15; H = 3; F = 2.....135

Indice delle Tabelle

Tabella 2.1. Riassunto effetto di ω 16
Tabella 4.1. Caratteristiche riduttore 75
Tabella 4.2. Caratteristiche cinghia e pulegge 75
Tabella 4.3. Caratteristiche ante scorrevoli 76
Tabella 4.4. Coefficienti d'attrito 76
Tabella 4.5. Parametri modello motore DC 77
Tabella 4.6. Dati servomotori DC "gemelli" 79
Tabella 5.1. Ottimizzazione legge del moto – Primo tentativo 106
Tabella 5.2. Ottimizzazione legge del moto – Fase 1 107
Tabella 5.3. Ottimizzazione legge del moto – Fase 2 109
Tabella 5.4. Ottimizzazione legge del moto – Fase 3 110
Tabella 6.1.Riassunto prove – Caso 1 119
Tabella 6.2.Riassunto prove – Caso 2 122
Tabella 6.3.Riassunto prove – Caso 3 124
Tabella 6.4. Risultati di ottimizzazione 129

Bibliografia

"Integrali per parti". https://www.youmath.it/. Web. 21 ottobre 20.

[1] Youn-Suk Son, Amgad Salama, Hye-Seon Jeong, Suhyang Kim, Jin-Ho Jeong, Jaihyo Lee, Young Sunwoo and Jo-Chun Kim - The Effect of Platform Screen Doors on PM10Levels in a Subway Station and a Trial to Reduce PM10in Tunnels