



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea in ing. Aerospaziale
A.a. 2021/2022
Sessione di Laurea 12 2021

**Dimensionamento e definizione
delle leggi di controllo di un
attuatore elettro-idrostatico per
il controllo del passo del rotore
di coda di un elicottero**

Relatori:

Prof. Giovanni JACAZIO
Prof. Massimo SORLI
Dott. Andrea DE MARTIN

Candidati:

Alessandro CANTÙ
Matricola: S233458

Introduzione

L'obiettivo che ci si è posti, nello studio che si andrà di seguito a illustrare, è stato quello di individuare un sistema alternativo per il controllo del passo del rotore di coda di un elicottero. Attualmente infatti la variazione del passo del rotore di coda, per la quasi totalità dei velivoli sul mercato, è eseguita attraverso l'attuazione di un cilindro idraulico collegato al cinematismo che modifica il passo delle pale dell' elica di coda. Il cilindro idraulico a sua volta è direttamente collegato all' impianto idraulico del velivolo da cui assorbe potenza, ed alla pedaliera del pilota da cui riceve il comando. In tal modo si realizza un classico attuatore idromeccanico, una tecnologia ampiamente utilizzata e diffusa che ha raggiunto ormai un punto di maturazione avanzato.

La tendenza più recente però è quella di integrare sistemi elettronici di aumento del controllo della stabilità (SCAS-Stability Control Augmentation System) nel sistema di attuazione. Al fine di realizzare ciò la tecnologia idro-meccanica è stata affiancata, o talvolta completamente sostituita, da quella elettro-idraulica che permette una agile integrazione dei controlli elettronici. I sistemi EHSA inoltre, costituiscono un primo passo verso un approccio MEA-More Electric Aircraft della trasmissione del comando. Questo orientamento, dati gli innumerevoli benefici che comporta, è considerato la strada maestra per la nuova generazione di vettori aeronautici. I passi più promettenti per lo sviluppo dei comandi primari di volo prevedono quindi una distribuzione elettrica dell'energia alle unità di attuazione. All' interno del quadro definito da tale criterio costruttivo si inserisce la scelta di considerare un attuatore elettro-idrostatico come possibile alternativa ai sistemi tradizionali di variazione del passo dell' elica di coda.

Nei primi capitoli di questo lavoro si andrà a descrivere il contesto entro cui l' attuatore per la variazione del passo dell' elica di coda opera, ricorrendo ad alcuni fondamentali concetti di meccanica del volo. Successivamente si fornirà una panoramica sulle attuali tecnologie disponibili per l' attuazione analizzandone punti di forza e di debolezza. Nel terzo capitolo della tesi verrà eseguita una scelta preliminare su quale architettura sia più conveniente utilizzare per un sistema EHA con la funzione considerata. Dopodiché si procederà al dimensionamento del sistema sulla base delle specifiche richieste proporzionando le caratteristiche di ogni componente e avendo cura di garantire un' integrazione ottimale con gli altri elementi. Nei capitoli centrali si procederà all' analisi delle prestazioni dinamiche del sistema: Verrà inizialmente costruito un modello linearizzato dell' attuatore per un settaggio di massima dei guadagni dei diversi anelli di regolazione e per ottenere un indicazione sui margini di stabilità del sistema. In un secondo momento si implementerà un modello non lineare ad alta fedeltà dell' EHA in

Introduzione

ambiente Matlab-Simulink[®]. In questo modo si potrà procedere ad uno studio dettagliato delle performance del sistema e della sua risposta in frequenza che permetterà di effettuare una regolazione maggiormente raffinata dei guadagni dei controllori.

In conclusione di questa tesi si presenterà un bilancio sui vantaggi apportati dalla soluzione proposta nel lavoro svolto e sulle carenze da colmare, o possibili miglioramenti da sviluppare.

Sommario

Introduzione.....	i
Indice delle figure	v
Capitolo 1.....	1
Panoramica sul rotore di coda	1
1.1. Meccanica del volo dell' elicottero	1
1.1.1. Rotore principale.....	2
1.1.2. Comandi di volo primari.....	4
1.1.3. Funzionamento del rotore di coda.....	8
1.2. Principali sistemi utilizzati	10
1.2.1. Notar	10
1.2.2. Fenestron	11
1.3. Direzione attuale.....	12
Capitolo 2.....	14
Attuazione per la variazione del passo	14
2.1. Attuatore elettro-idraulico.....	14
2.2. Attuatore elettro-meccanico	18
Capitolo 3.....	21
Attuatori di tipo Elettro-idrostatico	21
3.1. Architetture considerate.....	22
Capitolo 4.....	25
Dimensionamento dei componenti	25
4.1. Cilindro idraulico	25
4.2. Pompa	29
4.3. Motore PMSM.....	36
4.4. Sensori utilizzati	41
Capitolo 5.....	46
Modello linearizzato per la risposta dinamica	46
5.1. Modellazione	46
5.2. Architettura dell' elettronica	50
5.3. Schema a blocchi e funzioni di trasferimento.....	54
5.4. Verifica delle performance e settaggio dei controlli.....	59
Capitolo 6.....	67
Modello non lineare per la risposta dinamica	67
6.1. Modellazione	68
6.1.1. Sensoristica	70
6.1.2. Motore	71
6.1.3. Pompa	75

6.1.4.	Attuatore.....	83
6.2.	Risposta ad un comando a gradino.....	88
6.3.	Risposta ad un comando in frequenza.....	95
6.3.1.	Funzioni di trasferimento ad anello chiuso.....	95
6.3.2.	F.d.t. ad anello aperto e rigidità dinamica	100
Capitolo 7.	104
Conclusioni e possibili sviluppi.....		104
Script Matlab.....		107
Bibliografia		114

Indice delle figure

Figura 1: Forze principali agenti sull' elicottero [4].....	2
Figura 2: Andamenti di pressione e velocità per la teoria del disco attuatore [3]	2
Figura 3: Cerniere di passo, flappeggio e brandeggio [5]	4
Figura 4: Insieme rotore e piatti oscillanti AW109 [2]	5
Figura 5: Sistema di controllo del comando ciclico e collettivo [6]	6
Figura 6: Rotazioni secondo gli assi principali del velivolo [7]	7
Figura 7: Rotore di coda articolato a 4 pale [8]	9
Figura 8: Servovalvola a doppio ugello e otturatore [14]	15
Figura 9: Architettura di riferimento per un sistema EHSA [13].....	16
Figura 10: Architettura per il controllo dell' attuatore del rotore di coda dell' NH90 [16]	18
Figura 11: Goodrich ElectroMechanical Actuator[16]	20
Figura 12: Architettura per un sistema completamente EHA.....	24
Figura 13: Architettura per EHA a singola ridondanza ed EHAS a doppia pompa ..	24
Figura 14: Elementi fondamentali di un cilindro idraulico [21]	26
Figura 15: Coppia di attuatori idraulici collegati in parallelo [21].....	28
Figura 16: Configurazione generale di una pompa a pistoni assiali [22]	33
Figura 17: Schema per le perdite in un pistone [23].....	35
Figura 18: Andamento delle forze elettromotrici indotte nelle tre fasi di un BLDC [19]	38
Figura 19: Schema di un inverter con carico trifase [20]	39
Figura 20: Schema di un Resolver a riluttanza variabile [24].....	43
Figura 21: Rappresentazione segnali elettrici nel -Resolver [24]	44
Figura 22: Schema funzionale di un LVDT [25]	45
Figura 23: Schema masse dell' attuatore.....	47
Figura 24: Controllore PI	51
Figura 25: Architettura del controllo dell' EHA	53
Figura 26: Schema a blocchi dell' intero sistema.....	55
Figura 27: Schema a blocchi anello di corrente	56
Figura 28: Schema a blocchi anello di velocità	57
Figura 29: Schema a blocchi dell' anello di posizione	58
Figura 30: Modulo e fase della funzione di trasferimento dell' anello chiuso di corrente	60
Figura 31: Modulo e Fase della funzione di trasferimento ad anello aperto di corrente	61
Figura 32: Modulo e Fase della funzione di trasferimento ad anello chiuso di velocità.....	62

Figura 33: Modulo e Fase della funzione di trasferimento ad anello aperto di velocità.....	63
Figura 34: Modulo e Fase della funzione di trasferimento ad anello chiuso di posizione	64
Figura 35: Modulo e Fase della funzione di trasferimento ad anello aperto di posizione	65
Figura 36:Schema Simulink dell' intero sistema	69
Figura 37:Schema Simulink ADC	70
Figura 38: Schema simulink DAC.....	70
Figura 39: Schema Simulink LVDT	71
Figura 40: Schema Simulink Inverter	72
Figura 41: Schema simulink PWM.....	72
Figura 42: Schema Simulink del sottosistema per il calcolo della forza controelettrica	73
Figura 43: Schema Simulink del sottosistema per il calcolo delle correnti di fase .	74
Figura 44:Schema Simulink del contributo cinetico del pistone alla portata	76
Figura 45: Schema Simulink del contributo della Discharge chamber alla portata	78
Figura 46:Aree di passaggio viste dai pistoni durante la rotazione [23].....	79
Figura 47: Schema Simulink del calcolo delle aree di passaggio viste dai cilindri ..	80
Figura 48: Simulink del calcolo delle perdite tra pistone e tamburo.....	81
Figura 49: Schema Simulink del calcolo della corsa dei pistoni della pompa	81
Figura 50: Schema Simulink del calcolo delle perdite tra pattini e piastra inclinata	82
Figura 51: Schema Simulink del equazione di equilibrio nella camera dell' attuatore	83
Figura 52: Schema Simulink del calcolo delle perdite nell' attuatore.....	84
Figura 53: Schema Simulink del calcolo della forza effettiva sul pistone	85
Figura 54: Schema Simulink del calcolo dello spostamento e della velocità della camicia	86
Figura 55: Schema Simulink del calcolo della forza scambiata con il vincolo alla struttura	87
Figura 56: Andamento della forza esterna agente sull' attuatore.....	89
Figura 57: Andamento della velocità comandata e di quella di rotazione del motore	90
Figura 58: Andamento della corrente comandata e di quella di quadratura	91
Figura 59: Andamento della corrente diretta e del riferimento nullo.....	92
Figura 60: Andamento delle correnti di fase nel motore	92
Figura 61: Andamento delle pressioni nelle camere dell'attuatore	93
Figura 62: Andamento della posizione comandata e di quella dell' attuatore.....	94
Figura 63:Funzione di trasferimento ad anello chiuso di corrente per il modello Simulink.....	96
Figura 64: Funzione di trasferimento ad anello chiuso di velocità per il modello Simulink.....	96

Figura 65: Funzione di trasferimento ad anello chiuso di posizione per il modello Simulink.....	97
Figura 66: Funzione di trasferimento ad anello chiuso di posizione per un comando il 30% della corsa	98
Figura 67: Funzione di trasferimento ad anello chiuso di posizione per un comando il 70% della corsa	99
Figura 68: Funzione di trasferimento ad anello aperto di corrente per il modello Simulink.....	100
Figura 69: Funzione di trasferimento ad anello aperto di velocità per il modello Simulink.....	101
Figura 70: Funzione di trasferimento ad anello aperto di posizione per il modello Simulink.....	102
Figura 71: Rigidezza dinamica del sistema per il modello Simulink.....	103

Capitolo 1.

Panoramica sul rotore di coda

Al fine di fornire un contesto, il più chiaro possibile, entro il quale questo lavoro di tesi si inserisce, si è pensato di introdurre brevemente alcuni richiami di meccanica del volo dell'elicottero e del funzionamento del rotore di coda. Entrambi questi concetti risultano necessari per una corretta comprensione delle problematiche relative alla variazione del passo delle pale del rotore di coda e dei vantaggi che potrebbero derivare da un'attuazione differente rispetto a quella tradizionalmente adottata.

1.1. Meccanica del volo dell'elicottero

L'elicottero è un aeromobile che si inserisce nella categoria delle aerodine ad ala rotante, la sua sustentazione infatti è consentita grazie al movimento delle pale del rotore principale Figura 1, queste generano un flusso d'aria che attraversa il "disco rotore"[2] generando così la quantità di spinta richiesta per il volo dell'elicottero. Nella stessa categoria di velivoli si trovano anche gli autogiri, da cui l'elicottero differisce per il fatto che le pale del suo rotore sono messe in rotazione direttamente dal propulsore anziché dal flusso d'aria che attraversa la superficie del disco attuatore, questo permette all'elicottero di decollare ed atterrare in modo completamente verticale, cosa non possibile per un autogiro.

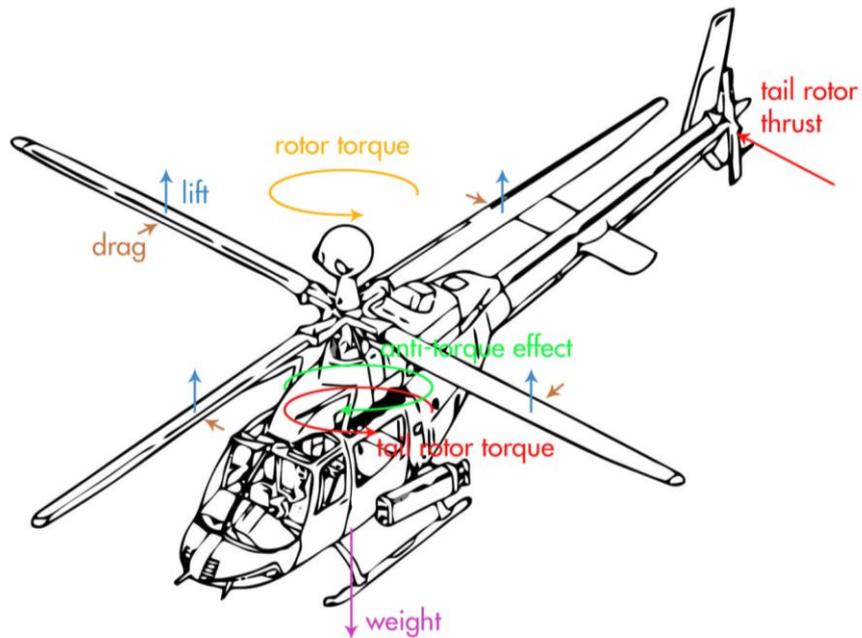


Figura 1: Forze principali agenti sull' elicottero [4]

1.1.1. Rotore principale

Il rotore principale è uno dei sottosistemi di maggior importanza per un elicottero, perché, come accennato in precedenza è ciò che fornisce la sustentazione di cui il velivolo necessita. Applicando la seconda legge di Newton e la "Teoria del disco attuatore" [3] risulta immediato ottenere che per il volo in hover la trazione è pari a:

$$T = \rho A v_i v_\infty \quad (1.1)$$

In cui: ρ è la densità dell' aria, A è l' area del disco, v_i è la velocità dell' aria a cavallo del rotore e v_∞ è la velocità dell' aria ad infinito a monte, come mostrato dagli andamenti di pressione e velocità del flusso per la teoria considerata riportati in Figura 2

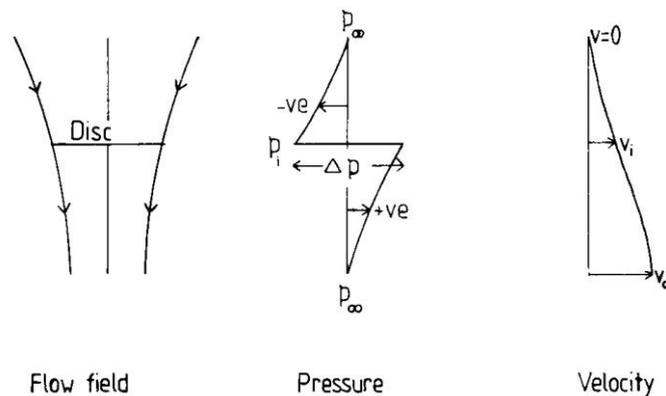


Figura 2: Andamenti di pressione e velocità per la teoria del disco attuatore [3]

Capitolo 1. Panoramica sul rotore di coda

Semplificando il ragionamento si ha quindi che la spinta è proporzionale alla portata d'aria che attraversa il flusso moltiplicata per la velocità che il flusso assume a valle. Definiamo ora l'angolo di azimut: Ψ quello che la pala forma, sul piano del disco rotore, con la direzione che va dall'albero del rotore verso poppa del velivolo. La modulazione della spinta allora si realizza variando l'incidenza delle pale in modo simultaneo durante la loro rotazione sull'angolo di azimut, modificando quello che viene chiamato angolo di passo θ . Al fine di permettere questo tipo di movimento è necessario articolare la pala in modo che possa ruotare, oltre che attorno all'asse rotore, anche attorno ad un asse perpendicolare al primo che percorre la pala in lunghezza, risultando ortogonale quindi anche alla corda della pala stessa. L'elemento che permette tale articolazione è la cerniera di passo e collega la radice della pala al mozzo del rotore.

L'incremento di portanza dato dalla variazione di passo, produce anche un incremento di resistenza, quindi è necessario considerare che il vettore velocità della pala non sarà sempre costante e contenuto nel piano del disco attuatore. L'effetto di una maggiore portanza infatti porterà la pala a sollevarsi rispetto all'istante precedente mentre l'effetto di una maggiore resistenza indurrà la pala ad indietreggiare rispetto alla posizione che avrebbe occupato con la velocità precedente. Per evitare l'insorgere di carichi eccessivi dovuti ai fenomeni appena descritti spesso si desidera introdurre alcuni elementi sulla pala che ne permettano il movimento al di fuori del piano del disco rotore e secondo un angolo di azimut differente rispetto a quello imposto dal mozzo. La cerniera di flappeggio permette il primo tipo di movimento, infatti, l'asse attorno a cui compie la rotazione è contenuto all'interno del piano del disco ed è parallelo alla corda. Il secondo tipo di movimento è invece consentito dalla cerniera di brandeggio che realizza la possibilità di ruotare attorno ad un asse parallelo all'albero rotore¹.

In Figura 3 è possibile osservare le tre diverse cerniere descritte con il loro nome inglese, quindi "Feather hinge" corrisponde alla cerniera di passo, "Flap hinge" a quella di flappeggio mentre "Lag hinge" alla cerniera di brandeggio.

¹ Talvolta le cerniere sono sostituite da elementi flessibili, ad esempio nell'Airbus A125

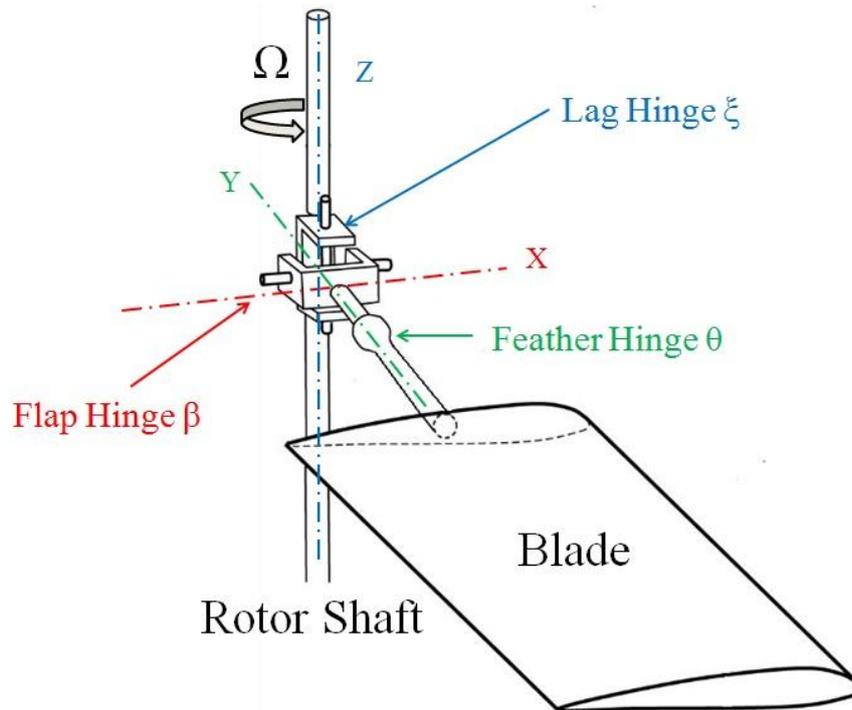


Figura 3: Cerniere di passo, flappeggio e brandeggio [5]

1.1.2. Comandi di volo primari

Nelle ipotesi discusse fino a questo momento si è considerato un aumento della portanza simultaneo sulle pale indipendentemente dall'angolo di azimut in cui si trovano, questo costituisce una prima tipologia di comando che permette di variare la portanza sviluppata dal velivolo e quindi la quota di volo. Per ottenere una manovrabilità completa dell'elicottero però è necessario anche fornire al pilota la possibilità di traslare nelle due direzioni rimanenti, fissata la quota e la possibilità di ruotare attorno ai tre assi principali del velivolo.

Vediamo prima di tutto come viene realizzata la possibilità di traslare in direzione parallela all'asse longitudinale di fusoliera e in direzione laterale: Questi movimenti del velivolo vengono ottenuti variando la direzione del vettore spinta generato dal rotore principale, producendo quindi una componente aggiuntiva a quella destinata ad equilibrare la forza peso, che imprime al velivolo l'accelerazione richiesta dal pilota². Il vettore spinta del rotore è chiaramente il risultato della somma della portanza generata dalle singole pale, risulta immediato comprendere

² Si trascurano gli effetti accoppiati dei comandi che esulano dall'interesse della presente Tesi.

Capitolo 1. Panoramica sul rotore di coda

quindi che per modificare la direzione del primo è necessario variare la portanza delle seconde. Per fare ciò si interviene sull' incidenza della pala, infatti questa presenta una sezione trasversale analoga ad un profilo alare, ed all' interno di un intervallo di linearità, la relazione che lega l' angolo d' attacco e la portanza sviluppata è ben descritta dalle seguenti equazioni:

$$L = \frac{1}{2} \rho C_L V^2 \quad (1.2)$$

Dove troviamo: L : Portanza sviluppata dal profilo, ρ : Densità dell' aria, V : Velocità rispetto al flusso, ed infine C_L : Coefficiente di portanza dato da:

$$C_L = c_{L\alpha} \alpha \quad (1.3)$$

In cui si ha $c_{L\alpha}$: Pendenza della curva $c_L - \alpha$ nel suo tratto lineare, α : Angolo d' incidenza. Si è evidenziato quindi che esiste un rapporto di diretta proporzionalità tra le due grandezze e per variare la prima quindi, si modifica la seconda.

Gli elementi deputati a variare l' incidenza della pala sono chiamati Bielle di variazione del passo [2] e collegano ogni singola pala al blocco dei piatti oscillanti, visibili in Figura 4. Queste ruotano insieme alla pala e si collegano, nella zona della radice, solitamente all' estremità del bordo d'attacco, in questo modo si massimizza il braccio a loro disposizione per trasmettere la rotazione di passo alla pala.

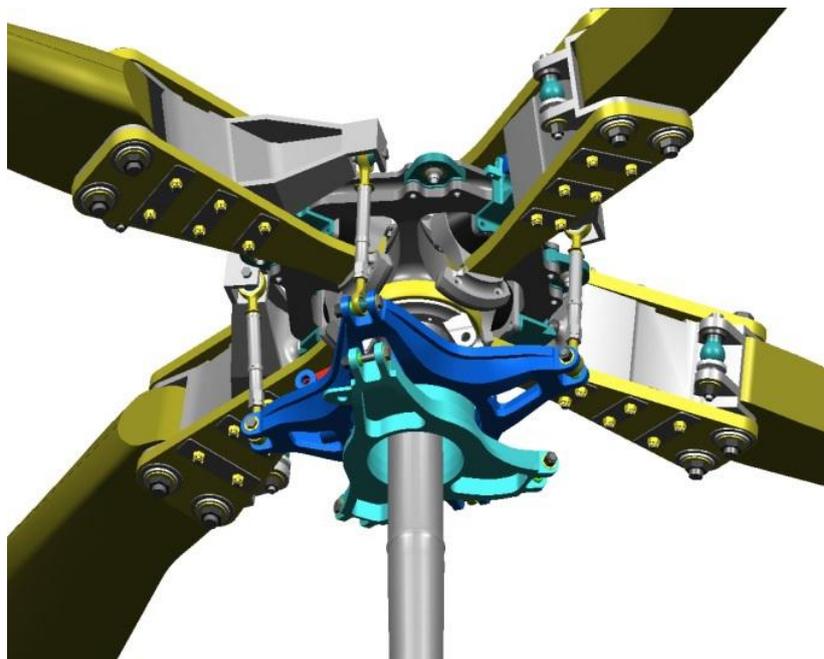


Figura 4: Insieme rotore e piatti oscillanti AW109 [2]

Capitolo 1. Panoramica sul rotore di coda

I piatti oscillanti costituiscono l'organo che permette di trasmettere l'escursione comandata dal pilota alle bielle di variazione di passo. Tale compito non è una funzione scontata, infatti mentre il comando del pilota è solidale alla fusoliera, le bielle sono solidali al gruppo pale-rotore quindi in rotazione rispetto alla fusoliera. Per trasferire la traslazione comandata tra il sistema fisso e quello rotante viene utilizzata la soluzione costituita da due piatti sovrapposti, chiaramente visibile in Figura 4. I due piatti possono traslare lungo la direzione dell'albero rotore ed oscillare, appunto, a trecentosessanta gradi attorno ad un punto di perno individuato dall'intersezione dell'albero con il piano su cui giacciono i piatti stessi. Il piatto più vicino alla fusoliera prende il nome di piatto inferiore ed è solidale alla fusoliera stessa, rappresentato in figura in verde. Il piatto più distante dalla fusoliera prende il nome di piatto superiore, ed è invece in rotazione con le pale, nella figura è identificabile in blu.

Grazie a questo sistema i due piatti sono svincolati tra loro per quanto riguarda la rotazione ma traslando lungo la direzione dell'albero rotore possono variare simultaneamente l'incidenza di tutte le pale; inoltre oscillando attorno al loro punto di cerniera possono variare l'incidenza delle pale in modo differente durante la rotazione sull'angolo di azimut.

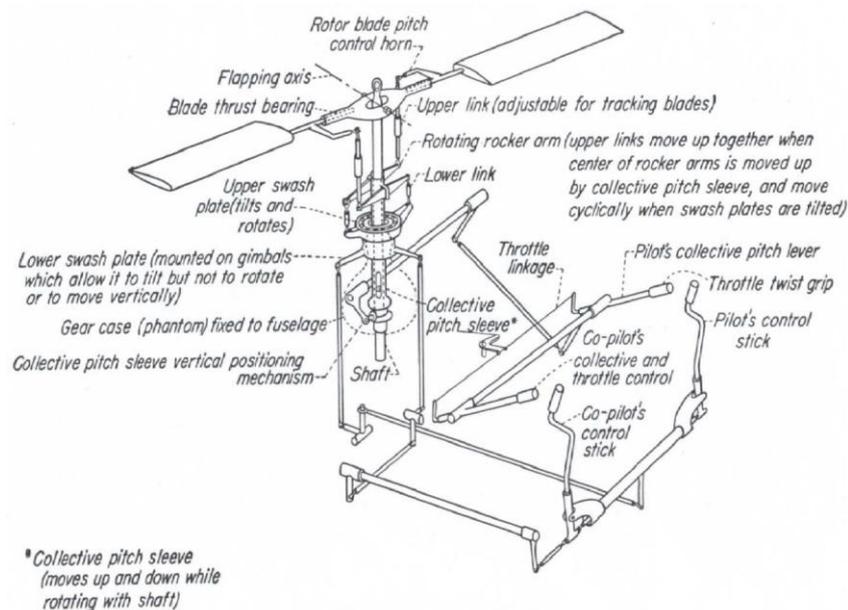


Figura 5: Sistema di controllo del comando ciclico e collettivo [6]

Si realizza così la possibilità di variare il vettore di spinta nella sua grandezza grazie al comando collettivo ed anche nella sua direzione grazie

Capitolo 1. Panoramica sul rotore di coda

al comando ciclico. I cinematismi che portano i movimenti del pilota ai piatti oscillanti sono efficacemente schematizzati in Figura 5³

I comandi di volo primari inoltre permettono all'elicottero di ruotare attorno ai tre principali assi di riferimento del velivolo, individuati in Figura 6 come X, Y e Z, e rispettivamente corrispondenti agli assi di rollio, beccheggio ed imbardata. I primi due tipi di rotazione, anche se non fondamentali per il controllo, sono possibili grazie al fatto che l'ipotetico punto di applicazione della forza sviluppata dal rotore non coincide con il baricentro del velivolo, ma dista, rispetto a questo, una distanza b indicata in rosso in figura. Tale distanza costituisce un braccio per le componenti di forza sviluppate dal rotore che giacciono sul piano del disco, che in questo modo, generano una coppia che permette la rotazione sull'asse rollio e beccheggio.

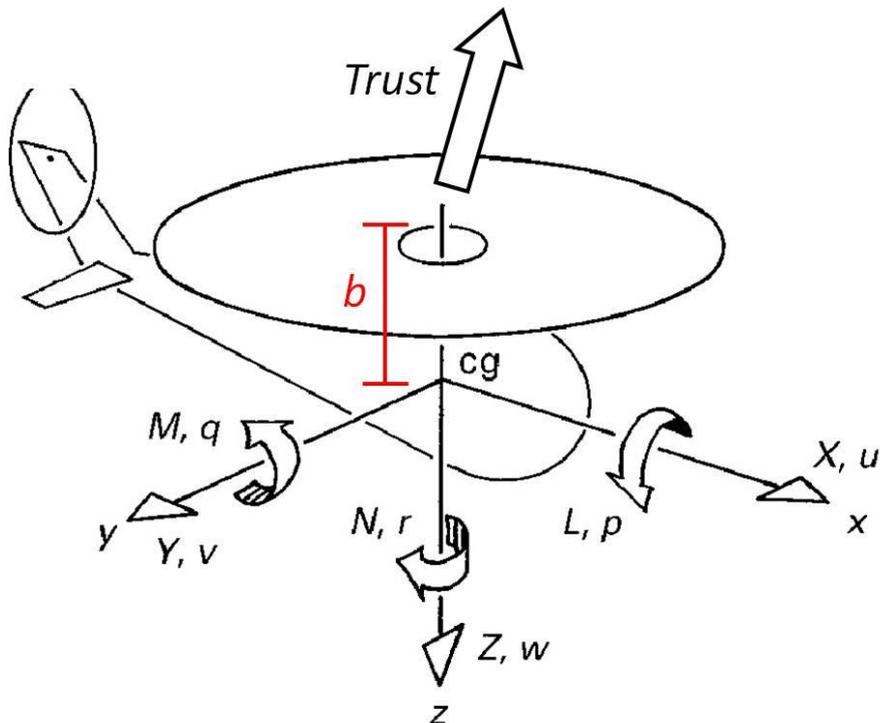


Figura 6: Rotazioni secondo gli assi principali del velivolo [7]

E' stato volutamente lasciato per ultimo il controllo del velivolo sull'asse di imbardata, come è possibile osservare da Figura 1 infatti, la coppia trasmessa al rotore fa nascere come reazione sulla fusoliera una contro coppia chiamata "Anti-torque effect" che di per se tenderebbe a far ruotare il velivolo sull'asse z in Figura 6. Quindi è necessario introdurre un

³ Valido per un elicottero con catena di comando reversibile

elemento che annulli l'effetto della contro coppia e al contempo permetta il controllo della rotazione sull'asse d'imbardata.

1.1.3. Funzionamento del rotore di coda

Il dispositivo che fornisce al pilota la possibilità di manovrare il velivolo sull'asse di imbardata è, per gli elicotteri con configurazione convenzionale⁴, il rotore di coda. La logica che sta alla base del suo funzionamento è quella di conferire al velivolo una forza laterale che abbia un sufficiente braccio dal baricentro in modo da generare la coppia richiesta. In Figura 1: Forze principali agenti sull'elicottero [4] è possibile osservare in rosso sia la forza sviluppata dal rotore di coda che la coppia conseguente agente sulla fusoliera.

Come detto in precedenza la coppia generata dal rotore di coda è necessaria non solo alla rotazione sull'asse di imbardata, ma anche alla semplice neutralizzazione della contro coppia generata dal rotore. Questo significa che ogni qualvolta venga aumentata la trazione generata dal rotore principale questo richiederà una maggiore coppia, di conseguenza verrà prodotta anche una contro coppia superiore e infine sarà necessario aumentare la coppia sviluppata dal rotore di coda per bilanciare il sistema. Ovviamente anche nel caso in cui si desideri ottenere una rotazione dell'elicottero è necessario modulare la coppia sull'asse d'imbardata. Per ottenere tale risultato, essendo, per motivi costruttivi, più difficile modificare il braccio della forza, si interviene sul modulo di quest'ultima. Per un rotore di coda convenzionale la variazione della forza sviluppata avviene modificando il passo delle pale, conferendo a queste quindi una maggiore incidenza. Il metodo con cui viene modificato il passo solitamente differisce da quello utilizzato per il rotore principale, in questo caso infatti non si presenta l'esigenza di ottenere simultaneamente un'incidenza differente sulle pale ma sono tutte regolate alla medesima incidenza. Comunemente le bielle di variazione del passo vengono collegate a quello che è chiamato "ragno", un dispositivo che ha tanti bracci quante sono le pale, e che ha la possibilità di traslare lungo la direzione dell'asse di rotazione del rotore di coda. In Figura 7 si può vedere tale organo come elemento posizionato al vertice del rotore e, in questo caso composto da quattro bracci. Al fine di trasmettere i comandi di traslazione al "ragno" questo è solitamente collegato ad un'asta di comando che passa internamente all'albero di trasmissione della coppia, il quale quindi, si presenta cavo. I comandi del pilota, provenienti dalla pedaliera, sono opportunamente collegati all'asta di comando in modo differente in funzione della tipologia di velivolo.

⁴ Per configurazioni con rotori in tandem, tilt-rotor, rotori intersecantisi e rotori coassiali il controllo è realizzato in maniera differente.

Capitolo 1. Panoramica sul rotore di coda

Per elicotteri di piccole dimensioni sono comunemente utilizzate catene di trasmissione reversibili, (similmente a quelle mostrate in Figura 5 per i comandi ciclico e collettivo), la potenza del pilota è infatti sufficiente a movimentare le superfici aerodinamiche. All' aumentare delle dimensioni e delle velocità sviluppate dalla macchina può non essere più sufficiente la forza del pilota e quindi è necessario assistere la sua azione con della forza aggiuntiva generata da dei sistemi di attuazione. Esistono diverse tipologie di attuatori che è possibile utilizzare a tale scopo ed essi vengono generalmente classificati in funzione della natura della potenza assorbita per generare il movimento. Si rimanda al Capitolo 2 per una trattazione maggiormente dettagliata dell' argomento.

In Figura 7 è anche possibile apprezzare l' articolazione della pala che consente a quest' ultima i movimenti di brandeggio e flappeggio a cui è soggetta esattamente alla pari di quelle del rotore principale. Vi è inoltre da considerare che durante il volo traslato si somma una componente di velocità al flusso dell' aria che lambisce il rotore di coda che modifica l' effetto dei fenomeni appena citati. Esisterà infatti, una pala avanzante che vedrà una velocità del flusso maggiore rispetto a quella generata dalla sola rotazione del rotore, e una pala retrocedente che sarà invece soggetta ad un flusso di velocità inferiore. Conseguentemente i fenomeni di flappeggio e brandeggio verranno amplificati per la pala a velocità più alta mentre verranno ridotti per la pala a velocità più bassa. Tale fenomeno risulta chiaramente asimmetrico, e talvolta può innescare situazioni indesiderate come lo stallo sull' estremità della pala. In certi casi possono quindi essere adottate soluzioni per mitigare i suoi effetti come schemi cinematici che riducono il passo all' aumentare del flappeggio.



Figura 7: Rotore di coda articolato a 4 pale [8]

Un ulteriore dettaglio di rilevante importanza, che è possibile osservare nella zona inferiore di Figura 7, è lo smorzatore del movimento di brandeggio di una delle pale. Spesso la frequenza di oscillazione del rotore secondo il moto di brandeggio infatti è vicina alle frequenze di risonanza della struttura o di alcune sue parti, è quindi opportuno intervenire sulla frequenza e sull' ampiezza di tali vibrazioni attraverso l' inserimento di smorzatori.

1.2. Principali sistemi utilizzati

Quello descritto nel precedente paragrafo è lo schema più diffuso con cui si presenta il rotore di coda. Generalmente il numero di pale che lo compongono varia tra due e sei, e i gradi di libertà sugli assi di flappeggio e brandeggio possono essere realizzati con delle cerniere, con dei perni centrati sull' asse del rotore o semplicemente sfruttando la flessibilità dei materiali stessi.

Esistono configurazioni di rotore anticoppia che differiscono da quella convenzionale ma che sfruttano il medesimo principio di generazione di una forza con braccio non nullo rispetto al baricentro. Nel prossimo paragrafo descriveremo le metodologie maggiormente utilizzate.

1.2.1. Notar

L' Azienda statunitense McDonnell-Douglas, confluita successivamente in Boing Helicopters, intorno alla metà degli anni settanta dello scorso secolo brevettò un sistema registrato come NOTAR (NO Tail Rotor). Questo dispositivo in realtà solo in parte è associabile al funzionamento dei tradizionali sistemi anticoppia. Esso infatti combina la coppia creata dal flusso che fuoriesce dall' estremità della coda dell' elicottero all' effetto Coandă[9] [10]. Sostanzialmente questa architettura prevede che un compressore dedicato faccia fluire una portata di flusso all' interno di una cavità ricavata nel longherone di coda. Parte di questo flusso fuoriesce nella zona terminale, generando quindi una forza, con un relativo braccio, che dà luogo ad una coppia. La parte rimanente del flusso, invece, viene opportunamente soffiata attraverso l' intera lunghezza del longherone di coda al fine di sfruttare la portanza causata dall' effetto Coandă.

Capitolo 1. Panoramica sul rotore di coda

In caso di avaria al motore il compressore continua a girare perché direttamente collegato al rotore ma il flusso attorno al longherone di coda assume una direzione inversa al fine di garantire la portata d'aria richiesta dal disco rotore per innescare la condizione di auto rotazione. Si perde quindi uno dei due effetti utilizzati dal Notar, ma non essendoci più una coppia trasmessa al rotore principale la forza sviluppata risulta comunque sufficiente per assicurare la stabilità del velivolo.

Il controllo secondo l'asse d'imbardata è realizzato permettendo al pilota di intervenire, attraverso la pedaliera, sul passo delle pale del compressore (similmente alla configurazione convenzionale), e sulle feritoie lungo il longherone di coda.

I vantaggi che tale sistema comporta sono soprattutto in termini di riduzioni delle vibrazioni e dell'impronta acustica rispetto ad un velivolo equipaggiato con rotore di coda. In secondo luogo vi è anche da considerare una maggiore sicurezza e affidabilità non avendo un organo sensibile come il rotore anti coppia esposto ad eventuali urti. Purtroppo però questa configurazione è accompagnata anche da alcuni svantaggi: L'efficienza del Notar infatti, è inferiore a quella di un rotore esposto al flusso d'aria esterno e questo implica l'utilizzo di una maggior quantità di potenza del propulsore per garantire la stabilità latero-direzionale. Inoltre per elevate velocità di avanzamento l'effetto Coandă si attenua quindi sono necessarie ampie superfici verticali per sviluppare la forza richiesta che risultano sfavorevoli in virata e in volo laterale.

1.2.2. Fenestron

Nel 1968 la società Sud Aviation equipaggia per la prima volta un velivolo con un rotore di coda carenato. Per definirlo viene utilizzata la parola Fenestron che deriva da quello che in dialetto provenzale significa "piccola finestra". Sostanzialmente questo sistema non differisce molto da quello di un tradizionale rotore di coda, se non per il fatto che avendo un elica intubata si migliora l'efficienza aerodinamica riducendo le perdite alle estremità delle pale. Tale architettura costituisce anche un notevole passo avanti in termini di sicurezza sia per l'equipaggio a terra, che non rischia di essere colpito dalle pale, che per il velivolo stesso che presenta una protezione ulteriore per le pale del rotore di coda.

Generalmente per questo tipo di rotore il numero di pale aumenta ed è compreso tra le otto e sedici ma la superficie di ognuna diminuisce e in definitiva, a parità di spinta anche l'ingombro del rotore è ridotto di circa il 30%. La configurazione Fenestron permette una riduzione della velocità di rotazione che, congiuntamente all'utilizzo di pale statoriche, genera minor rumore.

Capitolo 1. Panoramica sul rotore di coda

La carenatura del rotore e il maggior numero di pale costituiscono uno svantaggio in termini di aumento di peso. Anche la minor velocità di rotazione richiede un riduttore di maggiori dimensioni e quindi più pesante. Le caratteristiche citate costituiscono, insieme al meccanismo di variazione del passo, elementi di maggior complessità costruttiva e di maggior costo di produzione per cui questa tecnologia non rappresenta sempre la scelta migliore disponibile.

1.3. Direzione attuale

La tendenza attuale dei produttori di elicotteri presenti sul mercato è quella di produrre macchine a decollo e atterraggio verticale sempre più performanti. Talvolta questa attitudine si concretizza in architetture diverse da quella convenzionale, come i velivoli a rotori basculanti⁵, a rotori coassiali⁶ o dotati di eliche traenti che svolgono anche la funzione di rotori anticoppia⁷. Nei casi rimanenti però, permane un dispositivo anticoppia posto nella sezione di coda del velivolo. Tra le tecnologie disponibili citate in precedenza sono maggiormente utilizzati sistemi di tipo Fenestron o a rotore libero, mentre il bilancio costi benefici ha portato la soluzione tecnica del Notar ad una minore diffusione.

Per entrambi le soluzioni individuate si rivela necessario, già per velivoli di dimensioni medie, attuare la variazione del passo dell' elica di coda attraverso strumenti che amplifichino la forza del pilota. Gli attuatori che utilizzano la potenza idraulica costituiscono da più di cinquant' anni il sistema più utilizzato per comporre la catena di comandi primari di volo, quindi anche per svolgere la funzione appena descritta. Questo grazie alle loro caratteristiche di affidabilità e di densità di potenza, come verrà analizzato in modo più approfondito nel Capitolo 2. Per larga parte si tratta di attuatori idromeccanici, ma con lo sviluppo di tecnologie *fly-by-wire* negli anni più recenti si sono presentati anche attuatori di tipo Elettro-idraulico (EHSA-Electro Hydraulic System Actuation)⁸. La tendenza attuale però è quella di sostituire le fonti di potenza idraulica, dove possibile, a causa delle numerose complicazioni e svantaggi a cui è necessario far fronte per il loro utilizzo. Le norme che regolamentano la

⁵ Ne sono un esempio l' AW609 di Leonardo o i V-22 e V-280 di Bell

⁶ Oltre a quelli di produzione sovietica Sikorky-Lockheed Martin hanno in sviluppo l' S-97 Raider

⁷ E' il caso dell' Eurocopter X³ e del suo eventuale sviluppo attraverso l' Airbus Racer

⁸ Il passo del rotore di coda dell' NH90 è regolato da due EHSA in parallelo

Capitolo 1. Panoramica sul rotore di coda

tossicità dei fluidi contenuti nelle tubazioni sono infatti sempre più restrittive inoltre si presentano alcune problematiche di natura tecnica: La distribuzione di un fluido in pressione per lunghe tubazioni comporta tipicamente molte condizioni sfavorevoli, i circuiti idraulici hanno scarsa possibilità di essere riconfigurati e infine sono necessari diversi componenti per garantire che un eventuale guasto non si propaghi lungo la linea.

Alla luce di tali considerazioni, il percorso che sembra ormai obbligato, all'interno del settore aeronautico, è quello di orientarsi verso una maggiore presenza di sorgenti di potenza elettrica a bordo del aeromobile. Questo approccio definito come "velivolo più elettrificato" (MEA-More electric aircraft [11]) si pone come obiettivo quindi quello di sostituire progressivamente le componenti idrauliche con dispositivi elettrici. Oltre a risolvere le criticità elencate in precedenza, il MEA presenta ulteriori vantaggi: Gli interventi manutentivi di cui necessita si riducono in quantità e complessità, e spesso si presenta anche un guadagno in termini di costo e peso [12]

Capitolo 2.

Attuazione per la variazione del passo

Nell'ottica di un'attuazione che si inserisca nel solco tracciato dalla filosofia MEA, o comunque predisposta all'integrazione con le più recenti architetture di controllo, le tipologie di dispositivi considerate per la variazione del passo dell'elica di coda sono state tre:

- Attuatore Elettro-idraulico (EHSA)
- Attuatore Elettro-meccanico (EMA-Electro Mechanic Actuator)
- Attuatore Elettro-idrostatico (EHA-Electro Hydrostatic Actuator).

Tutte le soluzioni prese in esame prevedono la ricezione del comando attraverso un segnale elettrico, ma la tipologia di potenza utilizzata ed il modo con cui viene gestita costituisce la differenza cardinale tra una tecnologia e l'altra.

2.1. Attuatore elettro-idraulico

Questo tipo di attuatore è costituito da una servovalvola, da un cilindro idraulico e dalle componenti del circuito che collegano tali organi. In questa circostanza quindi al dispositivo giungono, oltre ai cavi che portano il segnale elettrico, le linee idrauliche che forniscono il fluido in pressione e ne permettono il ritorno al serbatoio. Il funzionamento di questo tipo di attuatore prevede che il segnale elettrico di comando alimenti la servovalvola, che è formata da due stadi: il primo stadio è l'elettropilota mentre il secondo è il cassetto che regola la portata. La corrente che

scorre nell' elettropilota va ad alimentare gli avvolgimenti di armatura⁹ (indicati come Coil in Figura 8) generando, grazie alla presenza delle espansioni polari, una coppia sull' armatura stessa e sull' otturatore (Flapper) a lei solidale. Questo provoca la parziale otturazione di uno dei due ugelli (Nozzles) e quindi un aumento di pressione nel circuito a monte di esso. Il cassetto (Main spool) viene quindi spostato lateralmente a causa della differenza di pressione che si innesca alle sue estremità e, in questo modo, libera i condotti che portano alle camere del cilindro collegandoli opportunamente alla mandata ed al ritorno.

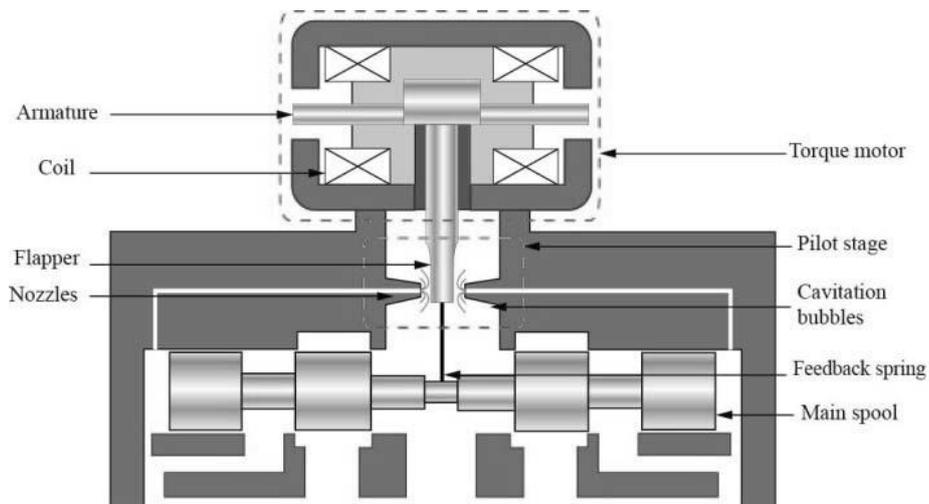


Figura 8: Servovalvola a doppio ugello e otturatore [14]

Allo stesso tempo però il cassetto è collegato alla molla di retroazione (feedback spring) quindi il suo movimento riporta l'otturatore in una posizione più centrale liberando, in parte, l'ugello precedentemente otturato. Si viene quindi a creare un equilibrio tra le coppie generate dall'elettropilota e quella della molla di richiamo che permette di ottenere una proporzionalità tra la corrente che scorre negli avvolgimenti e lo spostamento del cassetto. In questo modo le portate comandate giungono nelle rispettive camere del circuito idraulico generando, a cavallo del pistone la differenza di pressione necessaria a sviluppare, sulle aree del pistone stesso, la forza richiesta. Il sistema di attuazione è completato dall'opportuna sensoristica volta a fornire un segnale di retroazione opportuno a realizzare un controllo ad anello chiuso del sistema. In Fig 9 è possibile apprezzare una possibile architettura del dispositivo appena descritto con i componenti aggiuntivi che ne permettono un funzionamento maggiormente efficace.

⁹ Negli attuatori elettro-idraulici possono essere utilizzati diversi tipi di servo valvole ma per brevità della trattazione si esporranno solo quelli con valvole a doppio ugello e otturatore.

Capitolo 2. Attuazione per la variazione del passo

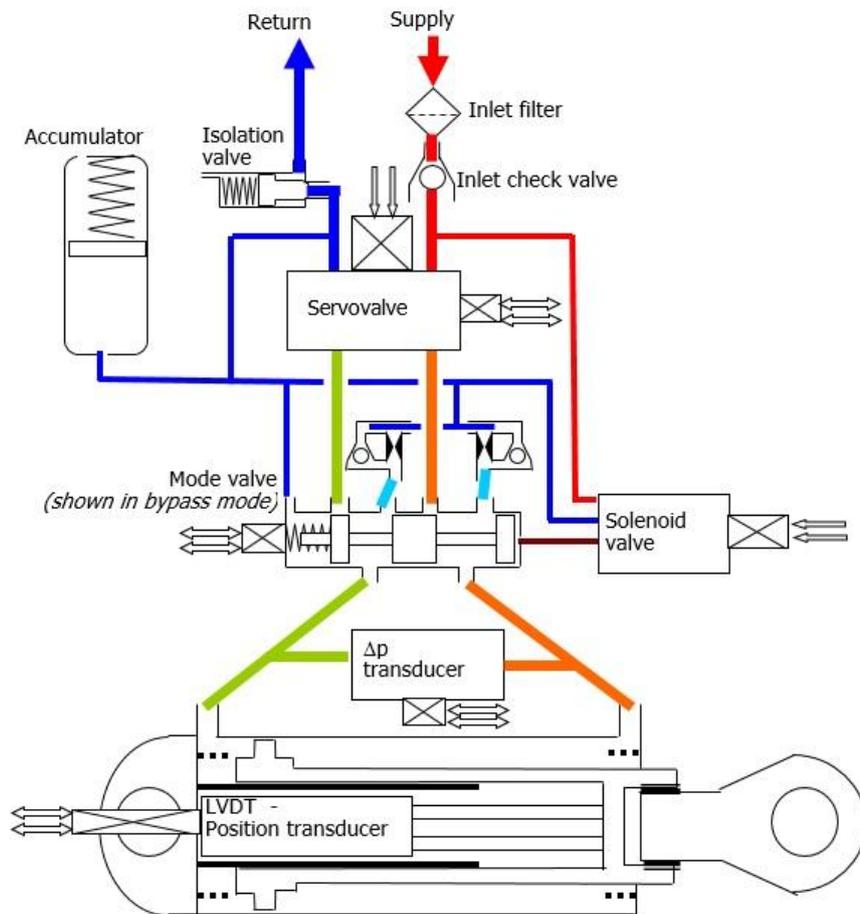


Figura 9: Architettura di riferimento per un sistema EHS [13]

Al centro del largo impiego di cui gode questo tipo di attuazione vi è certamente la grande affidabilità che garantisce sia in termini di tempo medio che intercorre tra i guasti, sia in termini di modalità di guasto. Infatti, per quanto riguarda la frequenza di guasto, il tempo medio che intercorre tra due malfunzionamenti di uno qualsiasi dei componenti del sistema è valutato attraverso il parametro MTBF (Mean Time Between Failure) che è stato calcolato in 23040 ore [15]. Questo valore è superiore rispetto a quello raggiunto da tutti gli altri possibili metodi di attuazione considerati per questa applicazione. Analizzando invece le modalità di guasto queste si presentano sovente come perdite sulle linee idrauliche o trafiletti imprevisti del liquido idraulico attraverso le guarnizioni ma la possibilità che avvenga un guasto che provochi il bloccaggio dell'attuatore è estremamente remota, assunta convenzionalmente dalla comunità scientifica con una probabilità inferiore a una ogni 10^9 ore di volo. Quest'ultima caratteristica risulta di cardinale importanza per l'applicazione considerata, infatti mentre un generico malfunzionamento può essere mitigato o risolto dalla presenza di linee ridondanti del comando, il bloccaggio completo dell'attuatore impedirebbe il movimento anche

Capitolo 2. Attuazione per la variazione del passo

delle componenti meccaniche a cui è collegato quindi l' impossibilità per il pilota di modificare il passo dell' elica di coda e in definitiva la perdita di controllo del velivolo sull' asse d' imbardata.

I vantaggi sopra elencati che un tipo di attuazione idraulica comporta sono inevitabilmente accompagnati anche da molteplici svantaggi intrinseci nella natura del sistema: La necessità di collegare l' attuatore alla pompa idraulica, solitamente collocata in prossimità del propulsore, si traduce nella presenza di una linea idraulica che dalla zona centrale si porta in una zona periferica del velivolo. Questo oltre a costituire un peso aggiuntivo rilevante, espone il sistema al rischio di perdite per tutta la lunghezza della linea, tali aspetti negativi sono più enfatizzati quanto più è grande il velivolo in questione o quanto più è alta la possibilità di operare in situazioni in cui possa subire impatti balistici. Un ulteriore svantaggio da considerare nell' utilizzo di un sistema di attuazione idraulica è che le linee di mandata devono costantemente essere tenute in pressione indipendentemente dall' utilizzo dell' attuatore, quindi l' assorbimento di potenza dal motore da parte della pompa idraulica è continuo per compensare tutte le perdite di pressione dovute ai trafilamenti e alla laminazione operata dalle servovalvole. Infine questo tipo di architettura prevede alcuni componenti aggiuntivi per il suo funzionamento quali: filtri, accumulatori e valvole di shut off che richiedono un certo livello di manutenzione se non la completa sostituzione dopo un fissato numero di ore di volo.

Il bilancio costi-benefici quindi non è completamente positivo, anche se allo stato attuale questo tipo di tecnologia risulta la più diffusa tra quelle considerate per realizzare l' attuazione dei comandi primari di volo. Il velivolo NH90, è stato il primo ad utilizzare due attuatori elettroidraulici in parallelo per la regolazione del passo del suo rotore di coda. In Figura 10 è possibile apprezzare l' architettura del suo sistema con due motori elettrici (Torque Motor) per ogni servo valvola e i relativi ACC-Actuator Control Computer. In questo caso però, diversamente dalla descrizione fatta in precedenza le servo valvole utilizzate sono di tipo rotativo e non di tipo ugello e otturatore [16] .

Capitolo 2. Attuazione per la variazione del passo

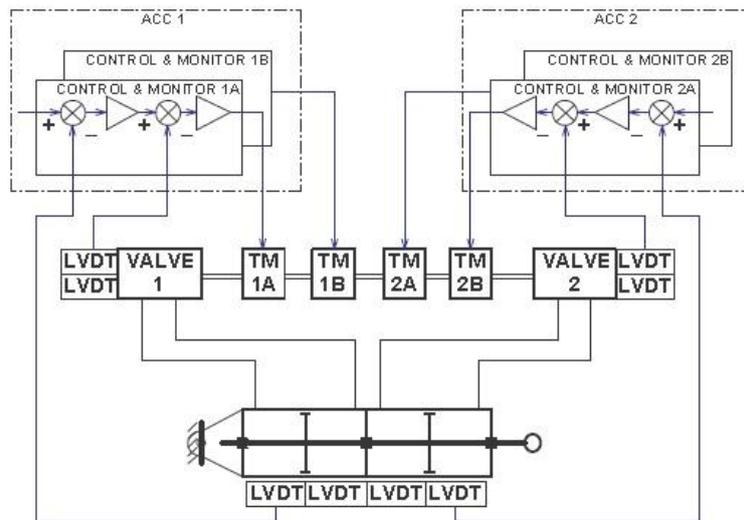


Figura 10: Architettura per il controllo dell' attuatore del rotore di coda dell' NH90 [16]

2.2. Attuatore elettro-meccanico

Alla luce di tali considerazioni, come detto in precedenza, la tendenza verso cui si è orientata la ricerca dell' industria aeronautica nei tempi più recenti è stata quella di trovare delle soluzioni che permettessero il controllo del passo dell' elica di coda rimuovendo la presenza delle linee idrauliche. Una possibilità per raggiungere questo obiettivo è quella di realizzare l' attuazione attraverso un meccanismo elettro-meccanico EMA anziché elettro-idraulico EHSA.

Questo tipo di attuatore è costituito da tre componenti: Un motore elettrico, un riduttore e solitamente un meccanismo di conversione del movimento rotativo in lineare. Il motore ha la funzione di convertire la potenza elettrica, ricevuta nello specifico dal sistema di bordo, in potenza meccanica volta a movimentare gli organi d' interesse. Solitamente la tipologia preferita per questo dispositivo è quella senza spazzole ed in corrente continua (BLDC-BrushLess Direct Current) perché presenta una maggiore densità di potenza ed una manutenzione ridotta rispetto ai tradizionali motori a spazzole. Il funzionamento di questo componente verrà comunque illustrato in modo più esaustivo nel Capitolo 4. Il riduttore non è un organo sempre presente ma risulta preferibile per l' applicazione considerata: Si desidera infatti moltiplicare la coppia generata dal motore e ridurre la velocità di rotazione fornite all' utenza finale affinché il motore operi nel campo ottimale di lavoro evitandone un sovradimensionamento. Esistono diverse tipologie di riduttori che è

Capitolo 2. Attuazione per la variazione del passo

possibile classificare nelle seguenti macro aree: Riduttori a treno di ingranaggi (o ordinari), Riduttori epicicloidali (o a planetari), riduttori articolati e riduttori armonici. La prima tipologia di riduttori è di fatto costituita da una serie di ruote dentate, con profilo solitamente elicoidale, che ingranano l'una con l'altra ruotando su assi paralleli e fissi tra loro. Questa configurazione è indicata per bassi rapporti di trasmissione dove, grazie alla sua semplicità costruttiva riesce a contenere il peso e garantire una discreta rigidità. Per ricavare invece rapporti di trasmissione elevati sarebbe necessario aumentare il numero di ruote dentate e la loro dimensione finendo per ottenere ingombri e pesi troppo elevati. I riduttori epicicloidali presentano invece una ruota dentata centrale, detta ruota solare, attorno alla quale ruotano solitamente tre o più ruote satelliti. Gli assi attorno a cui ruotano i satelliti sono solidali ad una struttura, chiamata portatreno, che li collega e ne sincronizza la rotazione. Infine è presente una ruota dentata più esterna, anch'essa ingranata ai satelliti, che prende il nome di corona. Questi dispositivi sono spesso utilizzati nel settore aeronautico grazie ad i rapporti di trasmissione elevati che forniscono rispetto al loro peso e all'ingombro richiesto. Le restanti due tipologie di riduttori sono utilizzate per particolari applicazioni a causa degli elevatissimi rapporti di riduzione che possono garantire ma al contempo della complicazione che aggiungono alla progettazione, motivo per cui non verranno esposti in questa trattazione. Dato che per l'applicazione considerata il rapporto di riduzione richiesto è molto basso la tipologia di riduttore preferita è quella a treno di ingranaggi o addirittura una trasmissione diretta al meccanismo di trasformazione del moto, come nel caso mostrato in Figura 11. Infine il moto rotativo viene convertito in moto lineare attraverso un meccanismo che quasi sempre utilizza la tecnica di vite-madrevite declinata con rulli satelliti o con ricircolo di sfere. Il principio di funzionamento di questa tecnica di conversione del moto è il seguente: Un corpo volvente, che prende il nome di vite, presenta un filetto¹⁰, a questo si accoppia l'elemento traslante che a sua volta è filettato. Ruotando il primo elemento il secondo tenderà ad avvitarsi o svitarsi, dipendentemente dal senso di rotazione, e in questo modo si muoverà lungo la direzione dell'asse di rotazione della vite.

Nonostante i numerosi vantaggi che questo tipo di configurazione comporta, come l'aumento di possibilità diagnostiche o la rimozione di fluido idraulico infiammabile, tale architettura si è rivelata una scelta non conveniente. Gli attuatori elettro-meccanici infatti, oltre a presentare un tasso di guasto decisamente più alto rispetto ad un sistema idraulico con

¹⁰ Nel caso di rulli satelliti o ricircolo di sfere non è presente un filetto ma delle guide in cui far scorrere questi elementi

Capitolo 2. Attuazione per la variazione del passo

un valore di MTBF indicato in circa 18195 ore [15] , mostrano una modalità di guasto assolutamente indesiderata: la probabilità che avvenga un malfunzionamento che provochi il bloccaggio dell' attuatore è assunta comunemente con un valore di una ogni 10^6 ore di volo, almeno tre ordini di grandezza in più rispetto a quella relativa agli attuatori idraulici. Si renderebbe quindi necessario dotare il sistema di frizioni, o altri meccanismi, che permettano lo scollegamento meccanico tra la linea su cui è avvenuto il bloccaggio e i canali ridondanti che consentono l' attuazione del comando. Allo stato attuale, quindi, lo sviluppo di questa tecnologia non è considerato sufficientemente maturo per rendere conveniente utilizzarla a causa della complessità dell' architettura finale che ne deriverebbe e il peso dei componenti aggiuntivi volti a colmarne le carenze.



Figura 11: Goodrich ElectroMechanical Actuator[16]

Capitolo 3.

Attuatori di tipo Elettro-idrostatico

Si è dunque deciso, con il presente studio, di andare ad indagare la possibilità di utilizzare un sistema elettro-idrostatico EHA (Electro Hydrostatic Actuation) per il controllo del passo dell' elica di coda, cercando di conciliare i vantaggi sia dell' attuazione idraulica che di quella elettro-meccanica. Un attuatore elettro-idrostatico infatti in un certo modo ibrida le caratteristiche di un EHSA con quelle di un EMA traendo benefici sia dall' una che dall' altra architettura.

Tale sistema si compone di un motore elettrico il quale trascina una pompa idraulica che a sua volta ha i condotti di aspirazione e di mandata collegati alle due camere di un cilindro cavo. L'elemento che divide le due sezioni del cilindro idraulico è un pistone ad aree bilanciate a cui è possibile traslare rispetto al cilindro stesso variando il volume delle camere. Nel momento in cui è richiesto all' attuatore di sviluppare una determinata forza il motore elettrico si attiva erogando la quantità di coppia idonea per permettere alla pompa di generare le portate comandate. L' aumento, o diminuzione, di fluido nelle camere genera la differenza di pressione a cavallo del pistone necessaria a raggiungere il carico richiesto.

Grazie a questo schema di funzionamento è possibile godere di tutti i vantaggi derivanti dalla rimozione delle linee idrauliche dalla coda del velivolo sostituite invece da delle linee elettriche di alimentazione. Il complesso motore-pompa infatti è dislocato in modo periferico e si pone in una posizione molto prossima al cilindro di attuazione, quindi il circuito idraulico si sviluppa per la lunghezza minima necessaria al collegamento dei due componenti. Inoltre l' attivazione del motore, quindi l' assorbimento di energia, si ha solo nel momento in cui l' attuatore viene azionato e non è costante come per il circuito idraulico a causa delle perdite e della laminazione continua della servovalvola. Per l' attuazione

elettro-idrostatica è stato calcolato un MTBF pari a 18017 [15] , tale valore è inferiore sia a quello dei sistemi elettro-idraulici sia a quello dei sistemi elettro-meccanici. Come detto in precedenza però l' aspetto cardinale è la frequenza della possibilità di bloccaggio, e questa presenta un valore analogo a quella degli attuatori EHSA quindi la sicurezza fornita verso questo tipo di guasto viene considerata sufficiente.

3.1. Architetture considerate

Nello stadio iniziale dello studio, essendo la tecnologia scelta ancora in una fase sperimentale per l' applicazione considerata, si sono valutate diverse architetture ognuna delle quali offre alcuni punti di forza e alcuni di debolezza. Partendo dal presupposto che la trasmissione del comando è di tipo Fly-by-wire tutti gli schemi considerati prevedono la conversione del movimento meccanico del pedale del pilota ad un segnale seriale digitale.

- La prima configurazione presa in esame prevede la presenza di quattro differenti canali deputati a trasferire il segnale di comando inviato dal pilota, tre di questi giungono ad altrettanti attuatori elettro-idrostatici mentre un canale è collegato ad un tradizionale attuatore elettro-idraulico. Organizzando il sistema in questo modo si ha il vantaggio di mantenere una tecnologia collaudata come elemento di backup e progredire in modo estremamente cauto verso l' utilizzo di EHA con una ridondanza elevata di ogni componente del sistema.
- La seconda configurazione invece, nonostante mantenga la presenza di una linea dedicata al sistema idraulico dispone le tre linee rimanenti in modo differente: Ognuno di questi canali di comando è collegato, come per la configurazione precedente, ad un motore elettrico, ma in questo caso le pompe sono soltanto due. Ogni pompa è quindi trascinata da due motori. Anche questa configurazione è stata pensata per una transizione parziale al sistema elettro-idrostatico, e in modo più specifico risulta utile nella circostanza in cui i componenti elettrici dell' EHA presentino un' affidabilità decisamente inferiore rispetto a quelli idraulici. Infatti mentre per i primi è mantenuta una tripla ridondanza per i secondi è considerata sufficiente una doppia ridondanza
- La terza configurazione presenta caratteristiche del tutto simili alla precedente, vi è quindi la medesima divisione dei canali: Uno dedicato all' EHSA mentre tre per i sistemi EHA. La diversità emerge nella presenza di un motore elettrico in meno, vi sono dunque solo due motori che trascinano una pompa ciascuno.

Essendo tre i canali elettrici dedicati all' EHA uno viene sdoppiato in modo che sia collegato ad entrambi i motori elettrici. La possibilità di collegare due differenti linee di alimentazioni ad un solo motore è realizzata attraverso un ponte di potenza a numero pari di fasi, metà controllate dalla prima linea e metà dalla seconda, in questo modo anche se uno dei due ponti di potenza non funzionasse il motore continuerebbe ad operare. Tale configurazione, come le altre fino a qui presentate, mantiene l' attuazione idraulica parallelamente a quella elettro idrostatica; inoltre muove dal presupposto che i motori e le pompe godano di un'affidabilità decisamente maggiore delle componenti elettriche ed elettroniche di alimentazione. Quest' ultime infatti dispongono di un maggiore grado di ridondanza in modo che un loro malfunzionamento non pregiudichi la funzionalità del sistema.

- La quarta configurazione rispetto a quelle descritte in precedenza riduce drasticamente il numero di canali che trasmettono il comando, in questa architettura infatti avremo solamente una linea dedicata all' EHA e una dedicata all'EHS. Questa importante riduzione della ridondanza è parzialmente compensata dalla presenza di due pompe nel sistema di attuazione idraulico, tale elemento si è infatti rivelato il più critico per i comandi di tipo EHS e sovente nei velivoli già esistenti è duplicato. Il presente schema, visibile in Figura 13 parte da due assunzioni: La prima è che l' affidabilità dell' attuazione elettro-idrostatica sia sufficiente da richiedere solamente un canale di attuazione elettro-idraulica parallelo e la seconda è che, come già detto, il componente più debole del sistema idraulico sia la pompa.
- La quinta e ultima possibile configurazione considerata prevede l' utilizzo della sola attuazione elettro idrostatica, la trasmissione del comando è demandata a tre canali che si collegano a due sistemi EHA composti da motore, pompa e cilindro idraulico. Anche in questo caso come per la terza architettura, una linea di alimentazione è sdoppiata e si collega ad entrambi i motori che hanno ponti di potenza con metà fasi alimentate da un canale e metà dall' altro. Quest' ultima configurazione quindi abbandona completamente l' attuazione idraulica tradizionale, assumendo valido che una tripla ridondanza sulle linee di alimentazione e una doppia ridondanza per il motore elettrico e la pompa idraulica sia sufficiente a garantire l' affidabilità richiesta.

Dopo aver definito le cinque architetture di sopra descritte si è operata una prima scrematura di queste in base a due fattori: Il primo è stato il tasso di guasto previsto per i diversi componenti in funzione dei requisiti

Capitolo 3. Attuatori di tipo Elettro-idrostatico

di affidabilità richiesti e il secondo è stato il confronto con i sistemi attualmente utilizzati.

Si è giunti così a scartare le prime tre possibilità considerando sufficiente l'affidabilità fornita dalla quarta e dalla quinta soluzione proposte che risultano più snelle e semplificate. Di queste si riportano di seguito i due schemi riassuntivi della disposizione dei componenti per le due configurazioni.

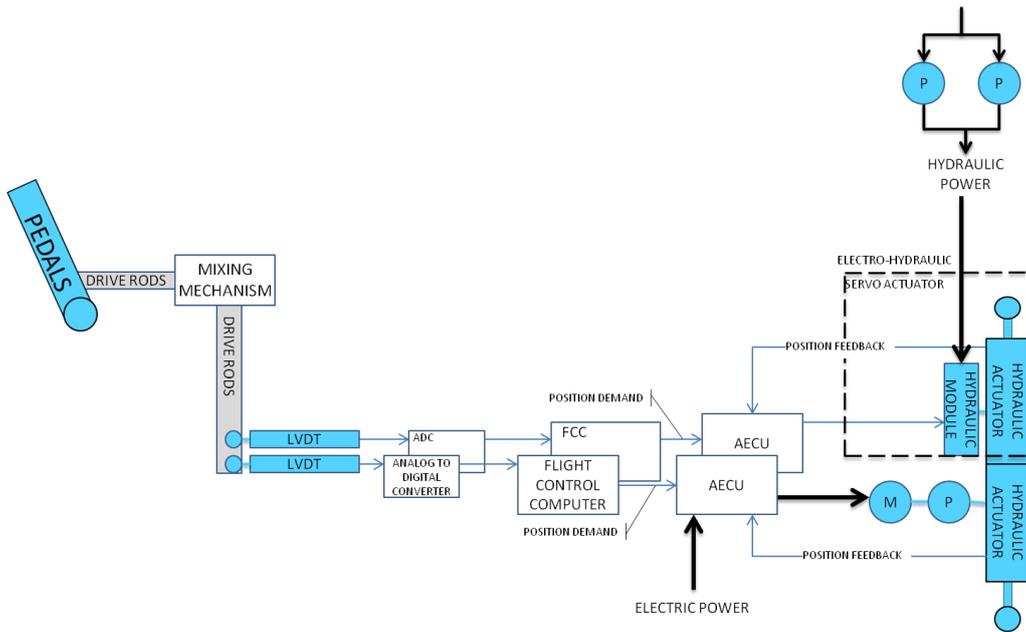


Figura 13: Architettura per EHA a singola ridondanza ed EHAS a doppia pompa

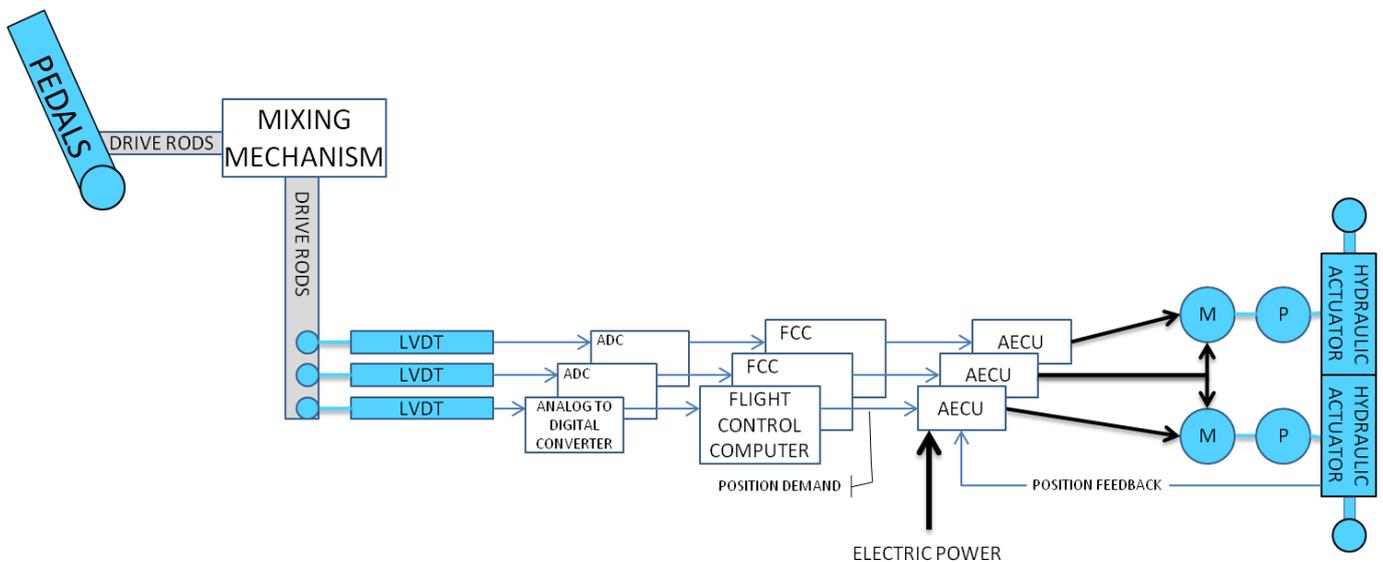


Figura 12: Architettura per un sistema completamente EHA

Capitolo 4.

Dimensionamento dei componenti

Sulla base delle considerazioni tratte fino a questo momento si è quindi proceduto al dimensionamento di una completa linea di comando EHA da integrare in una configurazione corrispondente a quella mostrata in Figura 13 e cioè alla quarta di quelle presentate nel paragrafo precedente. Alternativamente è altresì possibile modificare il sistema qui presentato per realizzare la quinta architettura descritta e mostrata in Figura 12.

Nei paragrafi successivi si andranno a delineare i componenti scelti per costituire il dispositivo in funzione dei requisiti necessari e ad illustrare i criteri utilizzati per il relativo dimensionamento.

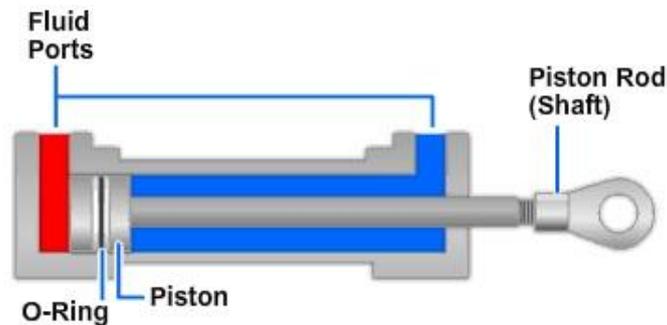
4.1. Cilindro idraulico

Il primo elemento che è necessario dimensionare per procedere poi a cascata rispettando le specifiche definite è il cilindro idraulico. Questo fondamentale componente è quello che permetterà di convertire la potenza idraulica in potenza meccanica a valle del sistema di attuazione, ottenendo il comando di posizione sul *ragno* richiesto dal pilota.

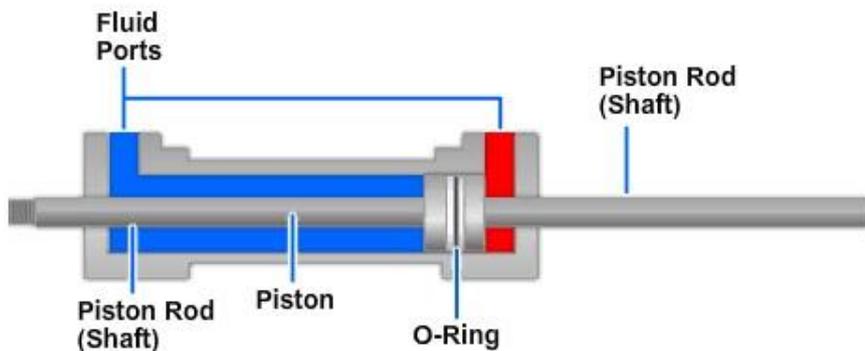
La struttura di un cilindro idraulico è in realtà costituita da uno schema piuttosto elementare: Vi è un elemento esterno cavo di forma cilindrica appunto, detto camicia, all' interno del quale è posto un setto divisore che impedisce il passaggio del fluido da una sezione all' altra. Ciò è possibile grazie alle guarnizioni di tenuta che sigillano le due camere che si vengono

a formare ma permettono il movimento relativo tra elemento esterno ed interno. Il setto è collegato ad un'asta che fuoriesce da una delle estremità del cilindro e che andrà a movimentare l'utenza finale. Il corpo del cilindro invece è solidale all'elemento rispetto a cui si vuole movimentare l'utenza. L'insieme di asta e setto¹¹ prende il nome di pistone.

Per generare la forza sul pistone il cilindro presenta, alle sue estremità, due aperture che fungono da ingresso, o uscita, per l'olio idraulico inviato dalla pompa come visibile in Figura 14-A. Infatti nel momento in cui, da uno dei due orifizi entra un fluido a pressione più alta rispetto a quello contenuto nella camera collegata al secondo orifizio, sulle facce del setto ci si trova ad avere una differenza di pressioni che genera una forza sul pistone.



A. Double-Acting, Unbalanced Actuating Cylinder



B. Double-Acting, Balanced Actuating Cylinder

Figura 14: Elementi fondamentali di un cilindro idraulico [21]

¹¹ Talvolta sono presenti altri elementi come si vedrà in seguito ma qui si trascurano per semplicità.

Capitolo 4. Dimensionamento dei componenti

La configurazione descritta presenta una grande semplicità costruttiva ma al contempo uno svantaggio non trascurabile: L'asta del pistone infatti "elimina" area utile allo sviluppo della forza nel punto in cui si collega al setto divisore. A parità di pressione esercitata dal fluido si avrà quindi una forza non nulla agente sull' asta dato che:

$$F = A_e p_e - A_r p_r \quad (4.1)$$

In cui si utilizzato F per indicare la forza prodotta sul pistone, A_e per l' area utile a produrre un movimento di estensione, p_e per la pressione agente sull' area A_e ed in modo speculare A_r e p_r per l' area e la pressione relative ad un movimento di retrazione.

Data la complicazione che tale caratteristica comporta soprattutto nel controllo dell' attuatore, sovente viene utilizzata un accortezza che permette di ottenere la simmetria tra le due facce del pistone. Questo metodo consiste nel prolungare l' asta del pistone da entrambi i lati del setto fino a farla fuoriuscire dall' estremità opposta del cilindro come è illustrato in Figura 14-B. I cilindri idraulici di questo tipo prendono il nome di *attuatori ad aree bilanciate*.

Per l' applicazione considerata data l' importanza di un effetto dei simmetrico dei comandi è stato scelto proprio un attuatore ad aree bilanciate.

Definita la configurazione di base, esistono innumerevoli variazioni possibili nello schema di funzionamento di un attuatore idraulico. Illustrarle in modo esteso va al di là dello scopo di questa trattazione, si considera però utile esporre come possono essere accoppiati due cilindri idraulici che movimentano la medesima utenza. In entrambi le architetture possibili definite nel capitolo precedente infatti ci si trova ad avere una coppia di cilindri per esigenze di ridondanza.

Una prima possibilità è costituita dal collegamento *in serie* dei due cilindri: in questo modo il pistone del primo è collegato alla camicia del secondo e il pistone del secondo è collegato all' utenza. Questa modalità viene anche definita *in somma di spostamenti* perché lo spostamento finale è appunto la somma degli spostamenti generati dai due attuatori. Nel caso di guasto di uno dei sistemi che movimentano i pistoni si ha la perdita di una parte della corsa (metà se gli attuatori sono uguali).

La seconda possibilità è rappresentata dal collegamento *in parallelo* dei due cilindri: I pistoni in questo caso sono solidali tra loro e allo stesso modo le camicie come rappresentato in Figura 15. Da questo schema si ha lo spostamento finale uguale allo spostamento del primo attuatore che a sua volta è uguale allo spostamento del secondo mentre si realizza sull' utenza una somma delle forze dei due cilindri idraulici. Se uno dei due

se un sistema subisce un guasto la corsa disponibile rimane la medesima mentre si dimezza la forza applicabile.

Per la maggior facilità del controllo di posizione e per la modalità di guasto si è preferito utilizzare una configurazione in parallelo dei due attuatori.

Da questo momento in poi della tesi le considerazioni fatte, se non specificamente dichiarato, varranno per un solo sistema di attuazione, assumendo il secondo, nel caso sia anche EHA, del tutto speculare.

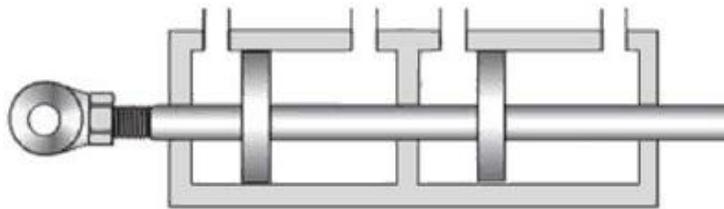


Figura 15: Coppia di attuatori idraulici collegati in parallelo [21]

Dovendo garantire una funzionalità completa del sistema anche con un solo attuatore funzionante si è proceduto al dimensionamento soddisfacendo i requisiti richiesti con un solo cilindro idraulico.

Stabilita la forza esterna che è necessario sviluppare è possibile determinare l'area utile del pistone di cui si ha bisogno essendo la pressione nominale del sistema un parametro fisso.

$$A_e = \frac{F_e}{p_s} \quad (4.2)$$

Avendo indicato con A_e l'area utile del pistone, F_e la forza esterna richiesta e p_s la pressione di alimentazione.

A questo punto è anche possibile determinare l'area della sezione dell'asta: Per fare ciò si impone che nel suo punto più caricato, quindi nel segmento che si collega all'utenza¹², la tensione normale generata dalla forza massima, moltiplicata per un coefficiente di sicurezza, sia inferiore alla tensione di snervamento del materiale. Una volta scelto il materiale il risultato è dato da:

$$A_{rod} = \frac{2 \cdot F_e}{k_{S.F.} \cdot \sigma_{0.2}} \quad (4.3)$$

In cui A_{rod} indica l'area dell'asta, $k_{S.F.}$ il fattore di sicurezza e $\sigma_{0.2}$ la tensione di snervamento del materiale considerato, che nel nostro caso è acciaio inossidabile.

¹² Qui agisce infatti la somma dei carichi, al contrario della sezione che collega i due setti, in cui agisce solo il carico sviluppato da uno dei due pistoni, e alla sezione che protrude verso la l'estremità opposta dell'utenza, in cui non agisce nessun carico.

Capitolo 4. Dimensionamento dei componenti

Nota l' area è possibile ottenere il diametro interno d_{rod} ed esterno D_{rod} impostando il sistema:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{rod} = \frac{\pi}{4} (D_{rod}^2 - d_{rod}^2) \\ s_{rod} = \frac{(D_{rod} - d_{rod})}{2} \end{array} \right. \quad (4.4)$$

$$\quad (4.5)$$

Che fornisce:

$$D_{rod} = s_{rod} + \frac{A}{s_{rod} \cdot \pi} \quad (4.6)$$

Dove s_{rod} è lo spessore minimo che permette, con un certo margine di sicurezza, di escludere fenomeni di instabilità strutturale a compressione. A questo punto, avendo già ottenuto l' area utile del setto, attraverso la (4.2) rimaneggiata è possibile ricavare il diametro massimo esterno del pistone D_p . Al netto di tolleranze di accoppiamento questa misura sarà la medesima di quella del diametro interno del cilindro d_c . A questo punto rimane solamente da definire lo spessore della camicia attraverso il quale poi si determinerà il diametro esterno del cilindro. Per ottenerlo seguiamo un procedimento molto simile a quello che ci ha fornito l' area dell' asta del pistone, ma questa volta la tensione da considerare è quella circolare:

$$\sigma_{hoop} = \frac{p_{burst} \cdot d_c}{2 \cdot s_c} \quad (4.7)$$

In cui si è utilizzato p_{burst} che è la pressione di scoppio data dalla pressione di tenuta moltiplicata per un fattore di sicurezza. Invertendo la formula appena scritta e sostituendo alla tensione circolare la tensione di snervamento del materiali diviso un opportuno coefficiente di sicurezza si ottiene lo spessore del cilindro s_c .

A questo punto si sono definiti tutti i parametri necessari a stabilire la geometria dell' attuatore idraulico, ed è possibile attraverso il calcolo del volume anche determinarne un peso approssimato.

4.2. Pompa

Come detto in precedenza, una volta note le caratteristiche del cilindro e i requisiti che il sistema EHA richiede è possibile procedere al dimensionamento dell' elemento successivo, cioè la pompa.

Capitolo 4. Dimensionamento dei componenti

Al fine di costituire un insieme di componenti che lavori nel modo più efficace possibile è necessario operare una scelta della tipologia della pompa effettuando un'analisi delle caratteristiche che ogni varietà presenta.

Per l'applicazione di nostro interesse è possibile dividere le pompe idrauliche in quattro famiglie principali:

- Pompe a ingranaggi
- Pompe a palette
- Pompe a vite
- Pompe a pistoncini

Esistono numerose altre soluzioni possibili che non vengono però considerate perché inadatte allo scopo assegnato.

Il primo tipo di pompe analizzate sono quelle ad ingranaggi, questa famiglia in realtà si suddivide ulteriormente in pompe ad ingranaggi esterni e pompe ad ingranaggi interni. Entrambi le varianti prevedono l'utilizzo di due ruote dentate che ingranano l'una nell'altra, varia però la modalità in cui ruotano i due meccanismi. Nel caso di ingranaggi esterni infatti si ha che due ruote dentate di dimensioni simili vengano accoppiate e una, detta ruota motrice, sia collegata alla trasmissione mentre l'altra è posta in rotazione solo dal movimento della prima. Data la modalità di costruzione è evidente che il verso di rotazione delle due ruote sarà opposto. Il fluido viene spinto dalla sezione di bassa pressione a quella di alta pressione grazie al fatto che una certa quantità si inserisce tra i denti delle due ruote che garantiscono una certa tenuta e lo spostano dalla sezione di aspirazione a quella di mandata.

Nel caso di ingranaggi interni invece una corona esterna, chiamata rotore, è collegata alla trasmissione e trascina un ingranaggio interno, chiamato ruota oziosa. Il diametro interno della ruota più grande e quello esterno della ruota più piccola non hanno la stessa dimensione, questo comporta che affinché i denti ingranino gli assi di rotazione non coincidono ma sono sfalsati di una certa misura. Lo spazio lasciato libero tra una ruota e l'altra è occupato da un elemento stazionario chiamato lunetta. L'aspirazione del flusso è dovuta alla disgiunzione dei denti, mentre il loro ricongiungimento provoca la fuoriuscita dello stesso attraverso la porta di mandata.

Le due famiglie di pompe appena descritte vantano una costruzione molto robusta ed economica ma lavorano con pressioni di esercizio non molto elevate e hanno una bassa efficienza volumetrica.

Le pompe a palette sono macchine costituite fondamentalmente da tre elementi: Un rotore, una camma e le palette. Il rotore presenta delle

Capitolo 4. Dimensionamento dei componenti

scanalature radiali all' interno delle quali vengono alloggiare le palette. Esso è sostenuto eccentricamente all' interno della camma di forma circolare, ne consegue che durante la sua rotazione un punto sulla sua circonferenza vede la distanza rispetto alla camma variare. Questo vale ovviamente anche per le palette che essendo però mobili rispetto al rotore ed essendo spinte dalla forza centrifuga, o da opportuni dispositivi, verso l' esterno sono sempre in contatto con le pareti della camma. Il movimento del sistema quindi genera delle cavità tra rotore, camma e palette che vengono riempite dal fluido. Una volta che l' olio è entrato in questo spazio la prosecuzione del movimento delle palette, causato dalla rotazione del rotore, spazza il fluido dall' apertura sulla camma, che costituisce il condotto di aspirazione, a quella che costituisce il condotto di mandata.

Questa tipologia di macchina idraulica presenta solitamente un' efficienza volumetrica superiore alle pompe ad ingranaggi ma cresce anche il costo di produzione. Le pressioni a cui operano sono comunque limitate e il fatto che le palette siano soggette a sollecitazioni a flessioni ne inficia la robustezza.

La terza famiglia è quella delle pompe a vite. Questo tipo di dispositivo sfrutta il principio della vite di Archimede per spostare il fluido da un ambiente a pressione inferiore ad uno a pressione maggiore.

I componenti che compongono la macchina quindi sono due: Il rotore che è una vite rotante e lo statore che è un cilindro cavo che ospita il rotore.

Internamente lo statore presenta un profilo simile a quello del rotore, entrambi infatti sono a forma di cochlea. Durante la rotazione della vite quindi vengono a formarsi spazi cavi, riempiti dal fluido che progressivamente traslano verso la porta di mandata della pompa grazie alla geometria dello statore.

L' efficienza di queste pompe è tanto più bassa quanto meno il fluido è viscoso perché diventa più difficile impedirne il trafilamento tra i due elementi in moto relativo. Inoltre non garantiscono una risposta reattiva della pressione a seguito di un comando come invece altre soluzioni.

L' ultima tipologia di dispositivi considerate è quella delle pompe a pistoni. Queste macchine appartengono alla categoria delle pompe volumetriche perché l' incremento di pressione è realizzato attraverso una variazione di volume. Anche in questo caso si potrebbero in realtà operare ulteriori suddivisioni interne, è possibile distinguere infatti tra pompe a pistoni radiali e pompe a pistoni assiali. Come è facilmente intuibile la differenza sta nella modalità in cui si muovono i pistoni rispetto all' asse di rotazione: Nel primo caso il movimento sarà su una direzione radiale, quindi perpendicolare, rispetto all' asse di rotazione, mentre nel secondo caso il

Capitolo 4. Dimensionamento dei componenti

movimento sarà su una direzione assiale, quindi parallela, rispetto all' asse di rotazione. Quest' ultima configurazione risulta maggiormente conveniente in termini di ingombro e di massima velocità di rotazione. Procederemo quindi ad una spiegazione maggiormente dettagliata delle sole pompe a pistoni assiali.

Un' ulteriore suddivisione possibile per i dispositivi a pistoni assiali, come anche per altre tipologie di pompe descritte in precedenza, è la costanza o la variabilità della cilindrata. Essendo previsto per l' attuatore EHA un controllo sulla velocità di rotazione del motore, si preferisce regolare la portata di fluido attraverso la modulazione di questa grandezza piuttosto che cambiando la cilindrata della pompa, che porterebbe ad un aumento di peso e complessità non necessari. Per questo motivo la macchina considerata nel processo di selezione sarà a cilindrata fissa.

Alla luce delle valutazioni fatte in merito alle diverse tipologie di pompe è stato valutato opportuno utilizzare proprio una pompa a pistoni assiali e a cilindrata costante che andremo di seguito a descrivere.

In Figura 16 è possibile osservare le parti costitutive che compongono una pompa a pistoni assiali. Come accennato in precedenza l' aumento di pressione è realizzato dalla variazione di volume operata dai pistoni (*Piston* in figura). Questi infatti scorrendo nelle apposite sedi ricavate nel tamburo (*Cylinder block* in figura o *Barrel*) richiamano fluido attraverso la porta di aspirazione sulla piastra valvole (*Valve plate* in figura). La piastra valvole è solidale al corpo della pompa e collegata ai condotti di mandata e di aspirazione. Il blocco dei pistoni e tamburo invece è collegato all' albero (*Shaft* in figura) e ruota alla velocità comandata dal motore.

E' proprio grazie alla rotazione che si realizza anche il movimento traslatorio dei pistoni, all' estremità di quest' ultimi infatti sono posti dei pattini (indicati come *Slipper* in figura) i quali appoggiano su una piastra inclinata rispetto al piano ortogonale all' asse dell' albero (*Swash plate*). Durante la rivoluzione di un cilindro attorno asse dell' albero la distanza tra la proiezione del cilindro stesso sulla piastra inclinata e la porta del cilindro varia. Mantenendo quindi il contatto tra pistoni e piastra inclinata attraverso il *Retainer* si realizza un movimento traslatorio alternato del pistone.

Il contatto tra pattini e piastra inclinata è mantenuto lubrificato da un dotto che attraversa integralmente il pistone e il pattino stesso collegando la camera dell'olio in pressione alle superfici in moto relativo. Nonostante ciò le perdite in questi dispositivi sono minime e l' efficienza è molto elevata.

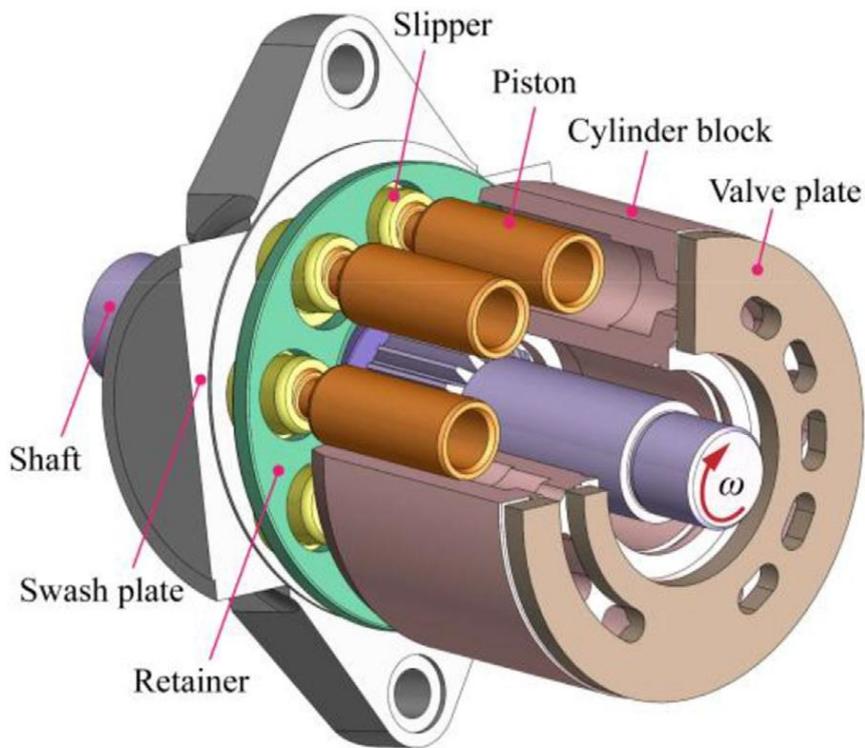


Figura 16: Configurazione generale di una pompa a pistoni assiali [22]

Anche per questo componente quindi, nota la natura dei fenomeni che ne determinano le prestazioni, si è potuto procedere a definirne le caratteristiche. Dal capitolo precedente infatti è possibile conoscere il volume delle camere del cilindro idraulico e, definita la velocità massima che l'attuatore deve avere, è facilmente calcolabile la portata che la pompa dev' essere in grado di fornire attraverso:

$$Q_s = \frac{V_c}{t_{t.s.}} \quad (4.8)$$

Si è utilizzato Q_s per la portata che è necessario fornire, V_c per il volume della camera del cilindro e $t_{t.s.}$ il tempo massimo richiesto per la corsa totale dell'attuatore se azionato a massima velocità. A questo punto assumendo un valore ipotetico di efficienza volumetrica η_v si ottiene la Q_{th} : portata teorica che la pompa deve elaborare:

$$Q_{th} = \frac{Q_s}{\eta_v} \quad (4.9)$$

Avendo definito a priori la velocità massima ω_{max} raggiungibile dalla pompa è immediato anche il calcolo della cilindrata:

$$V_p = \frac{Q_{th}}{\omega_{max}} \quad (4.10)$$

Capitolo 4. Dimensionamento dei componenti

Rimane quindi il calcolo della coppia richiesta all' albero, che è data dalla seguente equazione:

$$T_p = \frac{V_p \cdot \delta_p}{2 \cdot \pi} \quad (4.11)$$

In cui T_p sta ad indicare la coppia richiesta dalla pompa e δ_p la differenza tra pressione di mandata p_s e di aspirazione p_r che è stabilita in modo arbitrario.

Va però evidenziato che in realtà questo differenziale di pressione non è quello rilevato tra le due facce del pistone idraulico. Il fluido infatti, passando attraverso i condotti che collegano la pompa all' attuatore idraulico è soggetto a delle perdite di pressione. Quindi nonostante in una prima fase si sia dimensionato il pistone secondo una pressione uguale a quella arbitrariamente scelta anche per la pompa, è ora possibile operare delle correzioni andando a stimare le perdite di pressione nei condotti attraverso:

$$\delta_{pl} = \frac{\rho Q_s^2}{2A_d^2} \left(\lambda \frac{L}{d_d} + k_b N_b + k_e \right) \quad (4.12)$$

Ove A_d indica l' area della sezione trasversale dei condotti, d_d il loro diametro interno ed L la loro lunghezza. λ è il coefficiente di attrito del fluido ed è pari a:

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (4.13)$$

In cui Re è il numero di Reynolds. k_e invece è il coefficiente di perdite per l' uscita e N_b è il numero di gomiti che il condotto presenta. ρ e k_b sono rispettivamente la densità e il coefficiente di perdite per i gomiti e sono entrambi dipendenti dalla temperatura. La formula che ci da la variazione di k_b è:

$$k_b = k_{b20} \frac{\rho}{\rho_{20}} \left(\frac{c_{d20}}{c_d} \right)^2 \quad (4.14)$$

k_{b20} , ρ_{20} e c_{d20} sono utilizzati per indicare rispettivamente il coefficiente di perdite la densità e il coefficiente di efflusso a 20 °C mentre le grandezze senza il pedice 20 si riferiscono alla temperatura alla quale si vuole effettuare il calcolo.

Ottenute le perdite di pressione nei condotti, un altro calcolo di affinamento che è possibile eseguire una volta definite le grandezze della pompa e quello relativo alle perdite di portata interne alla pompa dovute ai trafilamenti. La stima è eseguibile utilizzando:

$$Q_l = \frac{\pi r h_g^3}{6\mu L_p} (p_s - p_r) \quad (4.15)$$

Con r si è indicato il raggio dei pistoni della pompa, visibili in sezione in Figura 17, h_g è la differenza tra il raggio interno dei cilindri della pompa che contengono i pistoni (R in figura) ed r , μ è la viscosità assoluta del fluido mentre L_p è la lunghezza massima per cui il pistone si inserisce nel cilindro (L in figura).

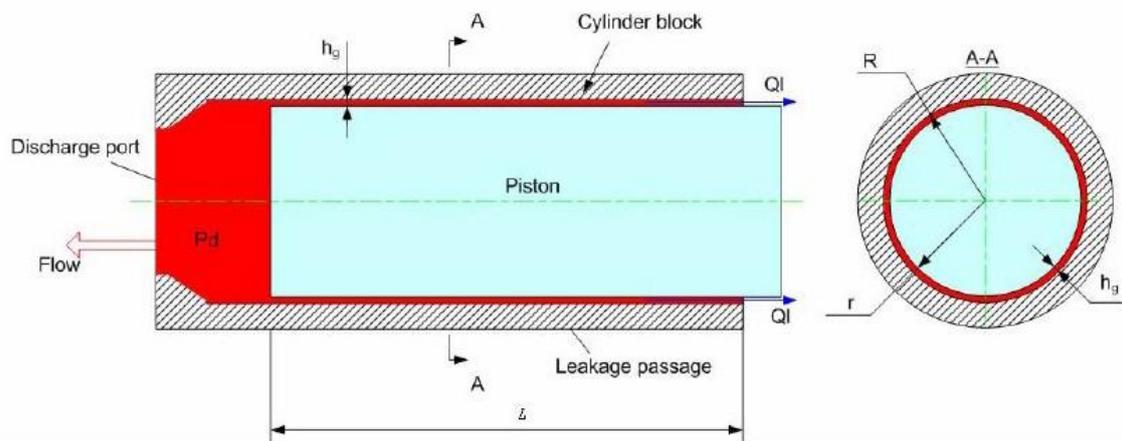


Figura 17: Schema per le perdite in un pistone [23]

Si illustra ora come si è proceduto ad ottenere la misura del raggio del pistone della pompa r partendo dai dati precedentemente disponibili. La formula utilizzata è stata quella per il calcolo della cilindrata della pompa:

$$V_p = \frac{\pi d_{pp}^2}{4} \cdot 2 \cdot R_p \tan \beta \cdot m \quad (4.16)$$

Essendo: d_{pp} il diametro di un pistone; R_p la distanza dal centro del pistone e l'asse di rotazione dell'albero, assunta convenzionalmente pari a due volte d_{pp} ; m il numero di pistoni, che la letteratura indica come ottimo in sette e β l'angolo che lo swash plate forma con il piano ortogonale all'asse di rotazione dell'albero. Avendo già definito la portata che è necessario la pompa eroghi, è possibile invertire la formula ed ottenere d_{pp} e quindi r .

Si sono delineate le grandezze principali che deve avere la pompa del nostro sistema le quali verranno utilizzate nel paragrafo successivo come dati da cui partire per definire i requisiti del nostro motore.

4.3. Motore PMSM

In commercio esiste una vastissima gamma di motori elettrici, le caratteristiche di ogni tipologia si rivelano più o meno indicate in funzione dei diversi tipi di utilizzo. In questa trattazione non approfondiremo in maniera dettagliata le motivazioni che hanno portato verso la scelta finale del motore utilizzato nel nostro sistema ma ci limiteremo a fornire delle indicazioni di massima che offrano al lettore una panoramica sufficientemente chiara per comprendere il tipo di prodotto selezionato.

Una delle differenze fondamentali che caratterizza i motori elettrici è la presenza o meno delle spazzole di contatto. Nei motori a spazzole (Brushed) il campo magnetico generato dal rotore è prodotto dalla corrente che scorre negli avvolgimenti rotorici. Secondo la legge di Ampère si ha infatti:

$$\oint B ds = \pm \mu_0 i \quad (4.17)$$

Dove: B è il campo magnetico, μ_0 è la costante di permeabilità magnetica e i la corrente, e ci indica che la circuitazione del campo magnetico lungo una linea chiusa è pari alla somma delle correnti da essa concatenate moltiplicate per la costante di permeabilità magnetica del vuoto [17]. In questo modo quindi si realizza un campo magnetico che interagisce con quello statorico (solitamente generato da magneti permanenti) e che provoca la rotazione del rotore. Prima che i due campi magnetici si allineino, e quindi non sviluppino più alcuna coppia, i contatti tra le spazzole e il rotore si scambiano provocando un'inversione della direzione della corrente e quindi una rotazione del campo magnetico. Questo principio permette un movimento relativo continuo tra i due elementi del motore.

I motori senza spazzole invece ribaltano la prospettiva di funzionamento, la loro definizione più rigorosa infatti è quella di *macchine sincrone a commutazione elettronica con magneti permanenti sul rotore*. Questo ci fa intuire che in questo caso è il rotore a generare il campo magnetico attraverso magneti permanenti mentre il campo magnetico statorico viene prodotto attraverso il flusso opportuno di corrente negli avvolgimenti di statore¹³. Grazie all'assenza delle spazzole questi motori presentano numerosi vantaggi rispetto alla prima tipologia presentata:

- Ridotta manutenzione

¹³ Non si considerano nella trattazione motori a riluttanza variabile e a gabbia di scoiattolo.

Capitolo 4. Dimensionamento dei componenti

- Maggiore affidabilità, a causa di meno parti meccaniche in moto relativo tra loro.
- Maggior rendimento, dovuto all' assenza di perdite per effetto Joule nel circuito di eccitazione
- Più agevole asportazione del calore perché è minore la resistenza termica incontrata dal calore generato dagli avvolgimenti
- Dimensioni e pesi contenuti
- Migliori prestazioni dinamiche per un ridotto momento d' inerzia

La scelta di optare per un motore brushless è risultata quindi la direzione scontata verso cui andare valutando l'applicazione considerata. All'interno di questa categoria di macchine elettriche vi sono però ulteriori classificazioni. Una prima distinzione può essere fatta sulla direzione in cui è generato il campo magnetico: esistono infatti macchine a flusso assiale e macchine a flusso radiale. Per la prima tipologia di motori, come spiega il nome, il flusso di campo magnetico che si instaura tra rotore e statore si richiude su delle linee parallele all' asse del motore. Per queste macchine vengono quindi utilizzati rotor con un raggio maggiore ma con un ingombro assiale contenuto in modo da massimizzare la superficie di scambio della forza magnetica. Nel secondo tipo di motori invece il flusso di campo magnetico tra rotore e statore viaggia su linee radiali rispetto all' asse motore, si avranno quindi caratteristiche geometriche opposte alla macchina a flusso assiale: raggio contenuto e maggior ingombro assiale. Queste differenze portano la prima tipologia di motore a godere di una maggior densità di coppia ma ad essere costretto a velocità più basse rispetto al motore a flusso radiale, solitamente non più di 9000 giri al minuto.

Fatte queste considerazioni, dato che la coppia richiesta dalla nostra pompa è di relativamente bassa ma la velocità di rotazione è intorno a 13000 giri al minuto è stato considerato opportuno procedere attraverso la scelta di un motore a flusso radiale.

Arrivati a questo punto dell' analisi, il passo successivo per definire il tipo di motore da utilizzare riguarda il tipo di controllo.

Come accennato in precedenza infatti, per i motori brushless lo statore è composto da degli avvolgimenti e grazie alla corrente che fluisce al loro interno si genera un campo magnetico. Ne consegue che per impedire che il campo magnetico rotorico e statorico si allineino bisogna rendere quest' ultimo rotante.

Il dispositivo deputato a questa funzione è il convertitore elettronico di potenza, il quale controlla la quantità e la modalità in cui la potenza elettrica fluisce verso il motore. Tale componente è costituito da uno stadio di potenza e da un controllore. Nella circostanza in cui il

Capitolo 4. Dimensionamento dei componenti

convertitore alimenti gli avvolgimenti di statore in modo sequenziale senza una modulazione vettoriale si realizza un motore *brushless trapezio* BLDC (*BrushLess Direct Current*). Invece, nel caso in cui vi sia una modulazione vettoriale delle correnti i_q ed i_d ¹⁴ si ha un *brushless sinusoidale* o PMSM (*Permanent Magnet Synchronous Motor*).

Il convertitore del brushless trapezio quindi, comprenderà solamente due elementi: Il PWM (*Pulse Width Modulation*) e l' inverter. Il primo elemento è deputato a ricevere il segnale di posizione dal sensore di posizione appunto¹⁵, e in funzione di ciò comandare al secondo elemento, cioè l' inverter, la sequenza di fasi da alimentare. L'alimentazione delle fasi quindi, come del resto la forza elettromotrice indotta, presenta un andamento trapezio visibile in Figura 18 , da cui il motore prende il nome. Questo tipo di motore presenta il vantaggio di non richiedere un controllo sofisticato ed essere più affidabile di un brushless sinusoidale però paga lo scotto di una minore densità di potenza,una minore efficienza ed una minore regolarità di coppia [18] .

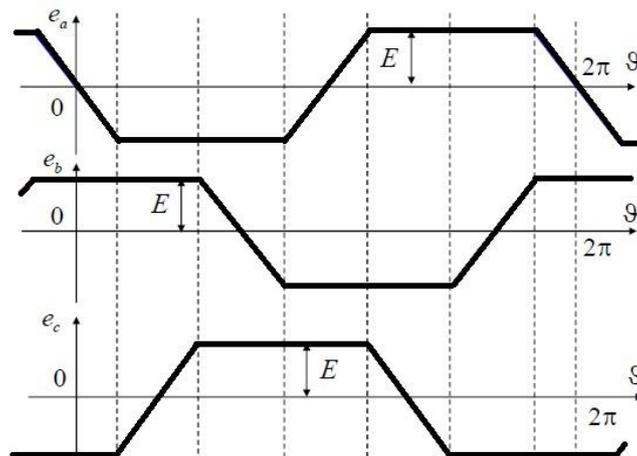


Figura 18: Andamento delle forze elettromotrici indotte nelle tre fasi di un BLDC [19]

¹⁴ Verranno successivamente spiegate le funzioni di tali correnti

¹⁵ Solitamente per questo tipo di motori vengono usati sensori ad effetto Hall

I PMSM condividono con i BLDC tutta l' elettronica di potenza del convertitore, la differenza sostanziale si realizza nel controllo. I motori brushless sinusoidali infatti prevedono l' utilizzo di un controllo FOC (*Field Oriented Control*) per ottenere istante per istante ortogonalità tra il campo magnetico di rotore e quello generato dagli avvolgimenti di statore. Dato che per l' applicazione considerata risultano caratteristiche

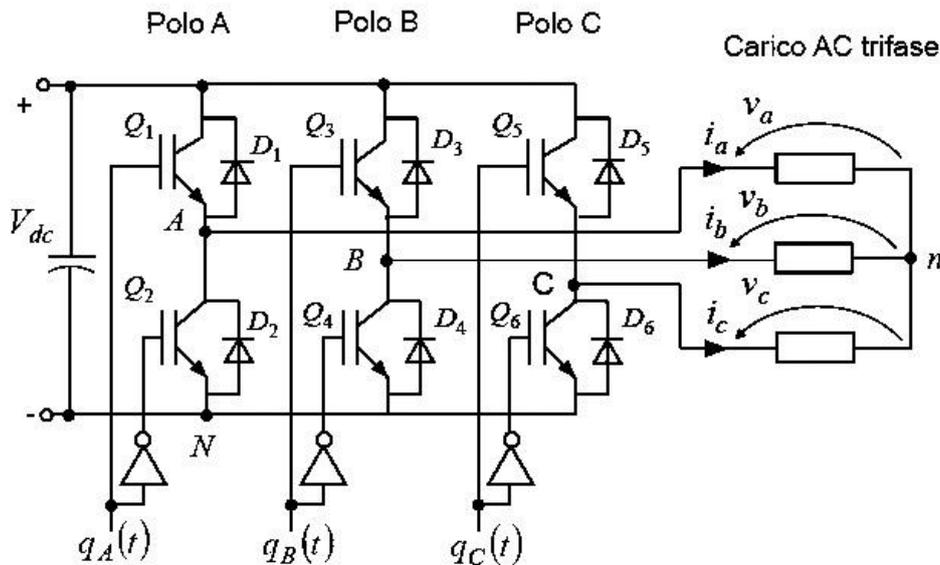


Figura 19: Schema di un inverter con carico trifase [20]

critiche la densità di coppia e l' accuratezza nell' erogazione, si è scelto di utilizzare questo secondo tipo di macchina elettrica nonostante la maggior sofisticatezza del controllo necessario.

Nella Figura 19 è mostrato il modello di motore elettrico considerato con lo schema dell' inverter collegato. Si noti che questa sezione del sistema è identica sia nel caso di BLDC sia nel caso di PMSM. E' possibile osservare che le fasi del nostro motore sono collegate in configurazione *stella* (o γ) ed ognuna di esse è alimentata da un polo di commutazione dell' inverter costituito da due MOSFET e due diodi. Il segnale digitale di attivazione $q_{a,b,c}$ non riesce mai ad attivare contemporaneamente a due MOSFET dello stesso polo grazie alle negazioni presenti in modo alternato sui rami del polo stesso [18].

Il controllo del modulatore PWM, come accennato in precedenza, è ciò che distingue i due tipi di motori brushless: Mentre nel brushless trapezio i segnali $q_{a,b,c}$ erano semplicemente sequenziali, sincronizzati con la velocità di rotazione del rotore, nel PMSM tali segnali sono regolati attraverso il FOC.

Questo tipo di controllo si pone come obiettivo di alimentare gli avvolgimenti statorici in modo che questi generino un campo magnetico

Capitolo 4. Dimensionamento dei componenti

sempre perpendicolare a quello dei magneti di rotore. Al tal fine si trasformano le correnti $I_{\alpha,b,c}$ del sistema trifase nel dominio del tempo, nelle correnti $I_{d,q}$ stazionarie in un dominio rotante. Per fare ciò è necessario procedere in due passi: Innanzitutto si convertono le componenti trifase in due componenti ortogonali tra loro utilizzando la trasformata di Clarke. La matrice che porta a questa commutazione è proprio la matrice di Clarke:

$$K_C = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

Ottenute le correnti $I_{\alpha,\beta}$ nel dominio del tempo si vuole procede con il secondo passo che ci permetta di ottenere due componenti in un riferimento rotante ortogonale. A tal scopo si utilizza invece la trasformata di Park, moltiplicando per l'omonima matrice:

$$K_P = \begin{bmatrix} \cos \vartheta & \sin \vartheta & 0 \\ -\sin \vartheta & \cos \vartheta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

Dove ϑ , detto angolo di Park, definisce il riferimento della trasformata (nel nostro caso sarà quindi uguale all'angolo rotore). E' chiaramente possibile unire i due passaggi moltiplicando per la matrice di Clarke-Park:

$$K_{CP} = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot \begin{bmatrix} \cos \vartheta & \cos\left(\vartheta - \frac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(\vartheta + \frac{2\pi}{3}\right) \\ -\sin \vartheta & -\sin\left(\vartheta - \frac{2\pi}{3}\right) & -\sin\left(\vartheta + \frac{2\pi}{3}\right) \\ \frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{2}}{2} \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

Otteniamo così quella che viene definita trasformazione di asse diretto-quadratura omopolare. Le correnti risultanti da questa serie di moltiplicazioni sono $I_{d,q}$ sostanzialmente associabili a quelle che generano un campo magnetico rispettivamente parallelo e ortogonale al campo del rotore. La finalità del controllo sarà quindi quella di tenere il valore di I_d il più prossimo possibile allo zero mentre portare I_q al valore comandato.

A questo punto, semplicemente attraverso l'utilizzo della matrice inversa K_{CP}^{-1} , è possibile applicare l'anti trasformata di Clarke-Park e ottenere le correnti di fase $I_{\alpha,b,c}$ da mandare agli avvolgimenti.

Una volta determinata la tipologia di motore e il suo funzionamento si è proceduto a definirne le prestazioni. Assunta fissa dal paragrafo precedente la velocità massima a cui è possibile far ruotare la pompa si è imposto che il motore fosse in grado di raggiungerla in un tempo limite stabilito arbitrariamente. È stato così immediato ottenere l'accelerazione necessaria e quindi la coppia massima attraverso le equazioni:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_{max}}{t_{set}} \quad (4.21)$$

$$T_{max} = J_{tot} \cdot \frac{d\omega}{dt} + T_{nm} + T_{fr} \quad (4.22)$$

Dove ω_{max} è la velocità massima, t_{set} è il tempo limite, $\frac{d\omega}{dt}$ è l'accelerazione necessaria, J_{tot} è il momento d'inerzia del gruppo motore-pompa, T_{nm} la coppia nominale richiesta al motore e T_{fr} è la coppia necessaria a vincere l'attrito statico.

La coppia nominale è stata ottenuta dalla coppia necessaria alla pompa moltiplicando per un'efficienza meccanica ipotetica del motore:

$$T_{nm} = \eta_{mm} \cdot T_p \quad (4.23)$$

L'inerzia totale invece rappresenta la somma del momento d'inerzia del motore e quello della pompa:

$$J_{tot} = J_p + J_{tot} \quad (4.24)$$

Se J_p è stato supposto, il momento d'inerzia del motore è invece disponibile a catalogo come anche T_{fr} . Questo significa che il calcolo descritto, in realtà, segue un processo iterativo. Al termine di tale processo, avendo già stimato la velocità di rotazione e la coppia nominale richieste dalla pompa, si hanno tutti i dati necessari per procedere alla scelta del motore. Il modello RBE-01815 del produttore Kollmorgen è parso il più indicato per soddisfare i requisiti richiesti.

4.4. Sensori utilizzati

Oltre agli organi meccanici, idraulici ed elettrici il sistema necessita di un'elettronica che provveda alla gestione degli anelli di controllo. A tal fine è necessario che le schede di calcolo effettuino quindi una lettura delle grandezze da controllare. Gli elementi attraverso i quali viene rilevata la misura fisica e trasformata in informazione elettrica sono i sensori.

Capitolo 4. Dimensionamento dei componenti

Come vedremo in dettaglio nei capitoli successivi gli anelli di controllo previsti per il nostro sistema sono tre, conseguentemente anche le grandezze fisiche da misurare hanno lo stesso numero: Posizione dell'attuatore, velocità di rotazione del motore e corrente che scorre negli avvolgimenti di alimentazione. Essendo l'ultima di queste però una grandezza elettrica non ha bisogno di un trasduttore per essere convertita in un segnale leggibile dall'elettronica.

Sarà quindi necessario individuare solamente un sensore dedicato alla rilevazione della posizione dell'attuatore e uno dedicato alla rilevazione della velocità angolare del motore.

Il lettore avrà notato che in realtà si sta trascurando la necessità di conoscere la posizione del rotore del motore per eseguire il controllo dell'alimentazione degli avvolgimenti dello statore descritto nel paragrafo precedente. Si è volutamente omessa questa necessità, non tanto perché spesso i motori elettrici vengono forniti già dotati degli apparati dediti a svolgere questa funzione, ma per il fatto che si tratta dello stesso sensore che legge la velocità di rotazione del motore. Quest'ultima grandezza infatti viene ottenuta derivando numericamente la posizione del rotore dopo averla convertita in segnale elettronico.

Procediamo quindi all'analisi di quali sensori si rivelano più indicati per questo tipo di scopi valutandone vantaggi e svantaggi.

Per quanto riguarda la lettura della posizione angolare del motore, e relativa velocità, sono utilizzati nei motori brushless varie tipologie di dispositivi. Le due famiglie più diffuse però sono i sensori ad effetto Hall ed i Resolver.

La prima varietà, come suggerisce il nome sfrutta l'effetto Hall: Se ad un flusso di cariche elettriche si applica un campo magnetico perpendicolare alla direzione del movimento delle cariche si provocherà una deviazione del movimento di quest'ultime nella direzione perpendicolare sia al flusso di cariche di partenza che al campo magnetico. Questo è dovuto all'insorgere della forza di Lorentz, principio fisico che sta alla base del funzionamento del sensore ad effetto Hall. I vantaggi di questo tipo di sensore sono legati a diverse ragioni: Il fatto che non ci siano parti mobili a contatto ne evita l'usura, è possibile produrli in dimensioni molto ridotte e sono molto economici. Nonostante siano tra i dispositivi più diffusamente impiegati sui motori BLDC purtroppo non sono applicabili al nostro sistema. Essi infatti presentano il difetto di non fornire un'informazione di posizione precisa a basse velocità. Questa non è una caratteristica accettabile per realizzare le funzioni richieste dall'applicazione considerata nonché per realizzare il controllo di un PMSM.

Si opta quindi per l' utilizzo di un sensore di tipo Resolver.

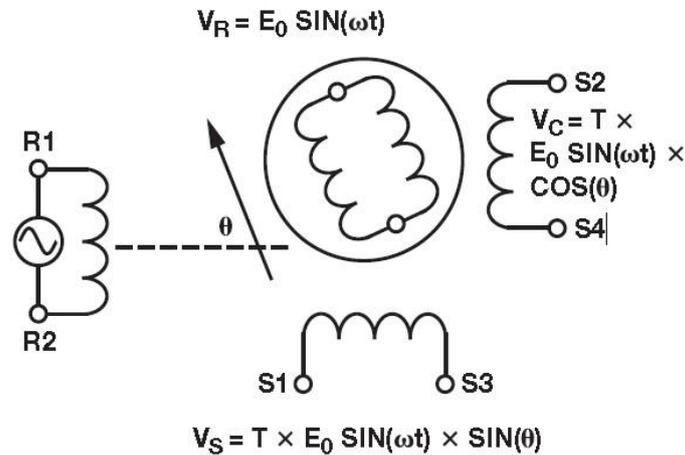


Figura 20: Schema di un Resolver a riluttanza variabile [24]

In Figura 20: Schema di un Resolver a riluttanza variabile è riportato lo schema di un Resolver brushless che a differenza di quelli tradizionali non richiede un collegamento fisico con il rotore eliminando, alla pari dei sensori ad effetto Hall, il contatto tra elementi in moto relativo tra loro.

Il suo funzionamento è basato sulla variazione del modulo della tensione sugli avvolgimenti in uscita a statore (o secondari). Come si può vedere in Figura 21 infatti al variare dell' angolo occupato dal rotore il valore di picco delle tensioni V_{S3-S1} ed V_{S2-S4} si modifica. Questo accade perché nonostante la tensione di alimentazione degli avvolgimenti statorici primari V_{R1-R2} sia costante in ampiezza E_0 ¹⁶ quella della tensione indotta sugli avvolgimenti di uscita è proporzionale al seno dell' angolo ϑ che si forma tra l' asse della bobina di statore e quella di rotore. Basta quindi posizionare due avvolgimenti sfasati di 90° ed alimentare l' avvolgimento di ingresso con $V_{R1-R2} = E_0 \sin(\omega t)$ per ottenere come tensioni in uscita quelle descritte dalle funzioni costitutive anche riportate in Figura 20:

$$V_S = T \cdot E_0 \sin(\omega t) \cdot \sin(\vartheta) \quad (4.25)$$

$$V_C = T \cdot E_0 \sin(\omega t) \cdot \cos(\vartheta) \quad (4.26)$$

In cui si è indicato con ω la frequenza, t il tempo e T il rapporto di trasformazione del Resolver. Noti questi dati per costruzione è quindi possibile determinare univocamente l'angolo ϑ assunto dal rotore.

¹⁶ Se non fosse così non sarebbe possibile stimare la posizione del rotore

Questo tipo di sensori può vantare una precisione che va da 5 a 0.5 minuti, cioè da 0.08 a 0.008 gradi ma affinché questa risoluzione non venga inficiata è necessario affiancare un elemento di conversione del segnale chiamato *Resolver to digital converter* che sia in linea con le prestazioni del Resolver. In questo modo il costo progettuale e materiale dei sensori di questa famiglia aumenta sensibilmente e ne giustifica l' utilizzo solo in circostanze dove la precisione è una discriminante, come per il sistema EHA considerato.

La fase di dimensionamento su cui porre particolare attenzione è proprio questa, la frequenza di taglio del sensore deve essere molto maggiore rispetto a quella con cui la grandezza misurata può variare in modo da evitare attenuazioni indesiderate. Per la specificità del nostro caso quindi abbiamo stabilito che il Resolver abbia una frequenza di taglio di dieci volte superiore rispetto a quella con cui è comandata la commutazione delle fasi del motore elettrico. Si noti che quest' ultima grandezza non dipende dall' angolo meccanico del rotore ϑ_m ma dall' angolo elettrico che è dato da:

$$\vartheta_{el} = \vartheta_m \cdot N_p \quad (4.27)$$

Dove N_p è il numero di paia poli del rotore. La frequenza di taglio del Resolver sarà quindi:

$$\sigma_{res} = 10 \cdot \omega_{max} \cdot N_p \quad (4.28)$$

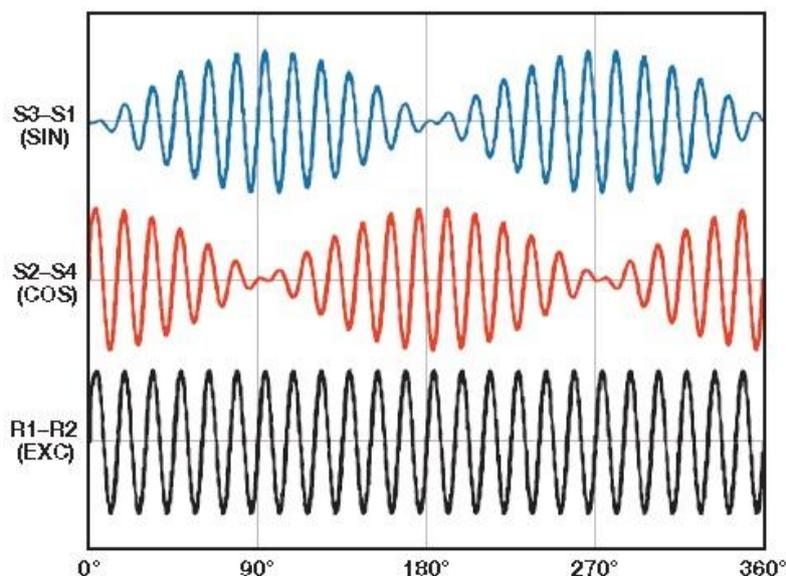


Figura 21: Rappresentazione segnali elettrici nel -Resolver [24]

Per completare il quadro di misure necessarie andiamo ora a determinare il sensore deputato alla lettura della posizione lineare del pistone idraulico. In questo caso la tipologia utilizzata è quella degli LVDT *Linear*

Capitolo 4. Dimensionamento dei componenti

Variable Differential Transformer. La composizione di questi sensori si articola in un cilindro cavo, che costituisce il corpo del trasduttore, indicato e da un nucleo mobile.

Il corpo cilindrico contiene un trasformatore differenziale formato da tre avvolgimenti, uno primario, chiamato *Excitation coil* in Figura 1 e due secondari, chiamati invece *Pickup coil*. La funzione del primario è appunto indurre un flusso magnetico sul nucleo, il quale costituisce l'accoppiamento con gli avvolgimenti secondari. Per assolvere al meglio a questa funzione esso sarà ovviamente realizzato in materiale ad alta permeabilità magnetica. Nel momento in cui il nucleo si muove verso uno dei due avvolgimenti secondari varia la tensione indotta su essi. La differenza tra le due tensioni nei secondari è quindi proporzionale allo spostamento del nucleo ed in questo modo si ottiene la trasformazione della grandezza fisica in informazione elettrica.

Come nel caso precedente anche per questo sensore l'unico parametro che si è stati attenti a garantire è stato una frequenza di taglio molto più alta della velocità con cui il fenomeno possa variare. Si è quindi stabilito che la frequenza di taglio del nostro sensore debba essere diversi ordini di grandezza maggiore della velocità massima a cui si può muovere il pistone

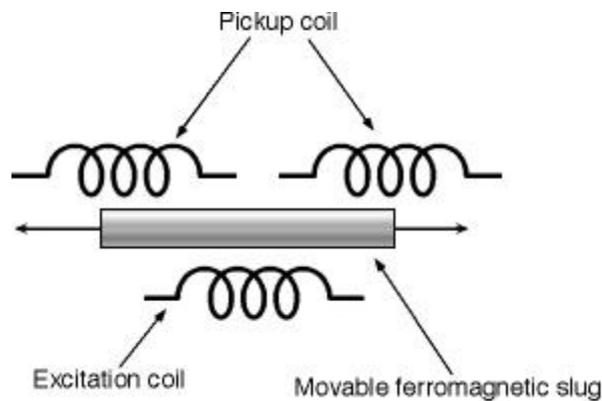


Figura 22: Schema funzionale di un LVDT [25]

Capitolo 5.

Modello linearizzato per la risposta dinamica

Nel sesto capitolo si è fatto un passo ulteriore nella definizione del sistema EHA. Infatti, se fino a questo momento si era proceduto a dimensionare l'architettura ed i componenti dell'attuatore elettro-idrostatico per prestazioni in regime stazionario, si è affrontato invece in questo capitolo il problema della modellazione e delle prestazioni in regime dinamico.

Al fine di ottenere una solida base sulla quale fondare un successivo lavoro di raffinamento si è deciso di procedere costruendo dapprima un modello linearizzato in ambiente Excell[®] e in seguito un modello ad alta fedeltà su Matlab-Simulink[®]. Questo secondo schema risolverà le equazioni lasciandole in forma non lineare attraverso metodi iterativi che illustreremo successivamente. Si rivela quindi estremamente utile l'utilizzo del modello linearizzato, sia per ottenere dei valori di partenza dei guadagni dei controllori accettabili, sia per un confronto sui risultati ottenuti a conclusione dell'analisi.

5.1. Modellazione

La costruzione del modello linearizzato è stata eseguita ricavando le equazioni matematiche lineari che descrivono il comportamento di ogni elemento del sistema. Successivamente si sono messe in relazione le variabili di uscita di un componente con quelle d'ingresso del componente successivo e attraverso le trasformate di Laplace ci si è

portati dal dominio del tempo a quello delle frequenze per poter effettuare l'analisi dinamica. Infine, bilanciando le prestazioni con i requisiti di stabilità di ogni anello di controllo si è andati a tarare i valori dei guadagni, ed effettuare eventuali correzioni, per ottenere la miglior risposta possibile.

La logica utilizzata in questa fase è stata quella di iniziare a definire le equazioni che descrivono il funzionamento più prossimo all'utenza finale, quindi l'attuatore, per poi proseguire in cascata con gli altri elementi che risalgono verso il segnale di comando del pilota.

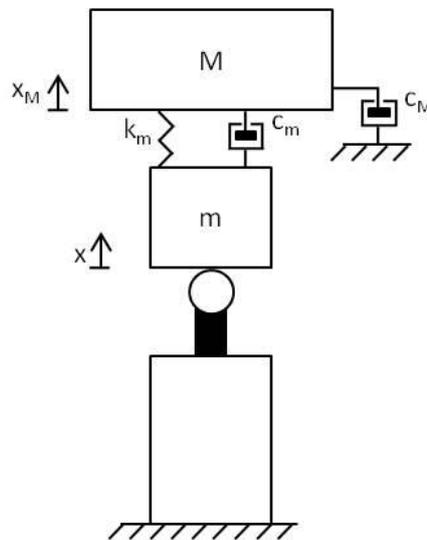


Figura 23: Schema masse dell'attuatore

È riportata in Figura 23: Schema masse dell'attuatore la struttura utilizzata per schematizzare il collegamento tra attuatore e carico. Si può notare che alla massa dell'utenza M è aggiunta quella dei cinematismi che la collegano al pistone idraulico m , e che di quest'ultimi si è supposta una certa rigidezza k_m e uno smorzamento c_m . Anche il carico esterno presenta un certo smorzamento c_M che è stato considerato nel modello. Quindi il sistema di equazioni ottenuto dall'equilibrio delle forze sui diversi elementi dell'attuatore e che ne descrive il funzionamento sarà:

$$\delta p \cdot A - F_{act} - F_{att} - c_v \cdot \dot{x} - k_m \cdot (x - x_M) - c_m \cdot (\dot{x} - \dot{x}_M) = m \cdot \ddot{x} \quad (5.1)$$

$$k_m \cdot (x - x_M) + c_m \cdot (\dot{x} - \dot{x}_M) - c_M \cdot \dot{x}_M = M \cdot \ddot{x}_M \quad (5.2)$$

In cui δp è la differenza di pressione sulle facce del pistone, A è l'area utile, F_{act} è la forza che si desidera l'attuatore sviluppi, x ed x_M sono gli spostamenti nei due rispettivi sistemi di riferimento e c_v è il coefficiente viscoso dovuto ai fenomeni interni all'attuatore. Si ha poi F_{att} che è la forza dovuta ai fenomeni di attrito ed è data da:

Capitolo 5. Modello linearizzato per la risposta dinamica

$$F_{att} = c_a \dot{x} \quad (5.3)$$

Si ha c_a che è il coefficiente viscoso dovuto alle guarnizioni.

Attraverso l'equazione di equilibrio di portata nelle camere sarà possibile determinare la relazione che esiste tra delta di pressione a cavallo dell'attuatore e portata di fluido inviata dalla pompa, si scrive quindi:

$$Q = A\dot{x} + k_L \delta p + \frac{C}{2} \frac{d\delta p}{dt} \quad (5.4)$$

k_L è il coefficiente di trafileamento mentre C è la capacità idraulica equivalente del circuito data da:

$$C' = \frac{V_e}{2\beta_e} \quad (5.5)$$

In cui V_e è il volume equivalente di fluido contenuto nel circuito considerato mentre β_e è il modulo di Bulk equivalente.

Per legare le variabili d'ingresso dell'attuatore a quelle di uscita della pompa è necessario fare un passaggio intermedio. Si è deciso infatti di modellare anche la resistenza dei condotti idraulici e l'inertanza del fluido in essi contenuto. Le rispettive equazioni che ci forniscono queste informazioni sono:

$$p_{sm} - p' = I_h \frac{dQ}{dt} \quad (5.6)$$

$$p' - p_{sv} = R_h Q \quad (5.7)$$

Dove p_{sm} è la pressione di alimentazione a monte, p' la pressione di alimentazione dovuta all'effetto dell'inertanza, Q è la portata che fluisce nei condotti e p_{sv} la pressione di alimentazione a valle delle tubazioni. I_h è l'inertanza idraulica calcolabile attraverso:

$$I_h = \frac{\rho L}{A_d} \quad (5.8)$$

Con L lunghezza dei condotti e A_d l'area della sezione trasversale. Mentre R_h è la resistenza ottenibile come:

$$R_h = \frac{128\mu L}{\pi d^4} \quad (5.9)$$

In cui si è utilizzato d per il diametro delle condutture e μ per la viscosità assoluta. Una volta sostituiti i valori numerici del nostro sistema si è osservato però che il contributo apportato dall'inertanza idraulica fosse

Capitolo 5. Modello linearizzato per la risposta dinamica

trascurabile, questo a causa della lunghezza ridotta delle tubazioni. Dalle due formule scritte in precedenza quindi si otterrà semplicemente:

$$p_{sm} = R_n Q + p_{sv} \quad (5.10)$$

Possiamo ora passare alla scrittura delle equazioni che legano le variabili di uscita della pompa, cioè portata Q e salto di pressione $p_{sm} - p_r$, a quelle d'ingresso, cioè velocità angolare n e coppia T_p :

$$Q = \lambda_v \frac{cil * n}{60} \quad (5.11)$$

$$T_p = \frac{1}{\eta_m} \frac{cil}{2\pi} (p_{sm} - p_r) \quad (5.12)$$

Si indica con cil la cilindrata della pompa, λ_v l'efficienza volumetrica, η_m l'efficienza meccanica e n in giri al minuto per coerenza dimensionale.

La continuità tra le grandezze relative alla pompa e quelle relative al motore si ha grazie all'equazione di equilibrio delle forze scritta per l'albero di trasmissione, che risulta essere:

$$T_m = T_p + c_{mo}\omega + I_{tot}\dot{\omega} \quad (5.13)$$

In questo caso si è utilizzato T_m per la coppia che è necessario il motore eroghi, ω per la velocità angolare a cui l'albero ruota, c_{mo} come coefficiente viscoso per il motore (fornito da catalogo) e I_{tot} per l'inerzia totale, data dalla somma di quella della pompa e quella del motore.

Infine, rimangono quindi solo le equazioni costitutive del motore da esplicitare, che ci permetteranno di esplicitare la relazione tra la tensione di alimentazione comandata dal controllo V_{arm} e la coppia sviluppata dal dispositivo T_m . Le grandezze che entreranno in gioco in queste formule saranno dunque: la corrente i che scorre negli avvolgimenti, la costante di coppia k_{tm} e quella di forza contro elettro-motrice k_{em} , e la resistenza R_m e l'induttanza L_m equivalenti del motore.

$$T_m = k_{tm}i \quad (5.14)$$

$$V_{arm} = k_{em}\omega + R_m i + L_m \frac{di}{dt} \quad (5.15)$$

A questo punto si è applicata la trasformata di Fourier alle equazioni precedentemente elencate in modo da ottenere equazioni algebriche nel dominio delle frequenze partendo da equazioni differenziali nel dominio del tempo. Attraverso ulteriori sostituzioni e semplificazioni si ottiene il set di relazioni che ci permetteranno di tracciare lo schema a blocchi del nostro sistema di controllo. In definitiva quindi, si otterranno da tale

diagramma le funzioni di trasferimento necessarie per effettuare lo studio delle performance per la risposta in frequenza dell' attuatore e per analizzare la sua stabilità. Si riporta di seguito il sistema di equazioni trasformate:

$$\bar{x} = \frac{\overline{\delta p}A - \overline{F_{act}} - \overline{F_{att}} - (c_{tot} + c_M)\bar{x}}{ms} \quad (5.16)$$

$$\overline{\delta p} = \frac{\frac{1}{k_L}(\bar{Q} - As\bar{x})}{\frac{C}{k_L}s + 1} \quad (5.17)$$

$$\overline{p_{sm}} = \overline{p_{sv}} + \bar{Q}(R_h) \quad (5.18)$$

$$\bar{Q} = \lambda_v \frac{cil * \bar{n}}{60} \quad (5.19)$$

$$\overline{T_p} = \frac{1}{\eta_m} \frac{cil}{2\pi} (\overline{p_{sm}} - \overline{p_r}) \quad (5.20)$$

$$\bar{\omega} = \frac{\frac{(\overline{T_m} - \overline{T_p})}{c_{mo}}}{\frac{I_{tot}}{c_{mo}}s + 1} \quad (5.21)$$

$$\overline{T_m} = k_{tm}\bar{i} \quad (5.22)$$

$$\bar{i} = \frac{\frac{\overline{V_{arm}}}{R_m} - \frac{k_{em}}{R_m}\bar{\omega}}{\frac{L_m}{R_m}s + 1} \quad (5.23)$$

5.2. Architettura dell' elettronica

Innanzitutto è bene specificare che, come accennato nel Capitolo 4 paragrafo 4.4 le misure controllate e quindi gli anelli di controllo implementati sono tre:

- Anello di controllo di posizione: sul passo delle pale o sulla posizione lineare dell' attuatore.
- Anello di controllo di velocità: sulla velocità di rotazione del blocco motore-pompa
- Anello di controllo di corrente: sulla corrente che scorre negli avvolgimenti di statore.

Questo tipo di architettura prende il nome di "Controllo a cascata" ed è ampiamente utilizzato nei sistemi industriali. Un requisito necessario

perché il controllo in cascata sia efficace però è che la banda passante di ogni anello di controllo aumenti procedendo verso l'anello più interno. Quello che succede infatti è che gli anelli più interni influenzano quelli più esterni ma non il contrario. Se si venisse a creare una situazione in cui la dinamica del controllo più interno fosse più lenta di quello più esterno ci troveremmo una velocità di risposta del sistema limitata rispetto a quello che il sistema sarebbe in grado di offrire.

Per tutti e tre gli anelli è stato deciso di utilizzare un controllo PI cioè con una componente proporzionale e una integrativa come quello mostrato in Figura 24. Qui si può notare il segnale X^* in ingresso al regolatore che viene confrontato con il segnale retroazionato X da cui nasce un errore E che entra nella legge di regolazione G_c in cui viene moltiplicato per il guadagno proporzionale k_p ed integrativo k_i . Questi due contributi vengono sommati per entrare nella legge di azionamento G_p e fornire il segnale di uscita X . Il contributo proporzionale permette di ottenere una risposta immediata all'errore mentre il contributo integrativo permette annullare l'errore statico residuo perché la sua azione è sulla storia "passata" dell'errore. In realtà sull'anello di posizione si potrebbe omettere il guadagno integrativo perché l'integrale reale presente sul ramo di posizione riduce già l'errore statico a zero [19]

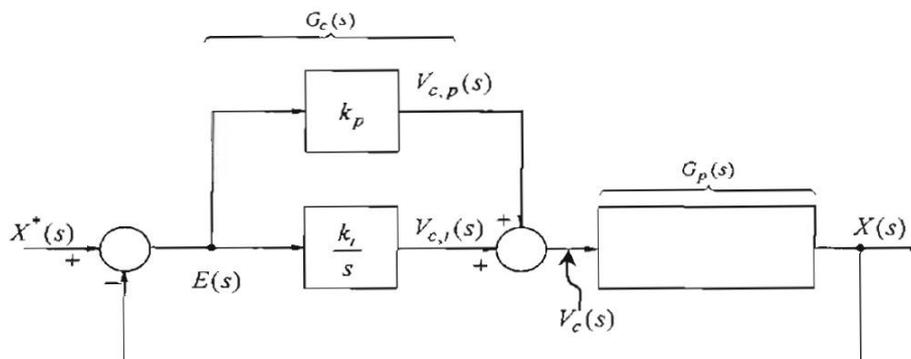


Figura 24: Controllore PI

Si considera utile a questo punto, prima di procedere a definire lo schema a blocchi e a ricavare le funzioni di trasferimento, illustrare come è stata organizzata l'architettura elettronica del sistema. In questo modo il lettore potrà identificare quali elementi sono deputati ai diversi anelli di controllo e avere una panoramica della logica che sta dietro al funzionamento della componente elettrica dell'EHA.

A tal fine è stato considerato utile valutare la configurazione più complessa tra quelle ipotizzate nel Capitolo 3 paragrafo 3.1 in modo da potersi ricondurre a quella più elementare semplicemente sottraendo gli elementi in eccedenza.

Capitolo 5. Modello linearizzato per la risposta dinamica

Si prenderà in esame quindi la quinta struttura proposta, la quale presentava tre linee elettriche di trasmissione del segnale del pilota e due attuatori EHA posti in parallelo (Figura 12). Questo, come già spiegato, significa che una delle tre linee sarà divisa in due canali per alimentare i due rispettivi ponti di potenza dei motori elettrici. Sarà proprio l' elettronica di questo canale ad essere illustrata perché ancora una volta si opta per la soluzione più completa.

L'organo che svolge le funzioni che si andranno a considerare è l' *AECU-Actuator Electronic Control Units* il quale riceve dal *FCC-Flight Control Computer* una richiesta di posizione del passo ed un segnale di attivazione. A sua volta l' FCC legge la posizione comandata dalla pedaliera del pilota grazie al sensore di posizione LVDT ed al convertitore Analogico-digitale *ADC-Analog to digital converter*.

In Figura 26 sono indicati in rosa i componenti relativi all' elettronica di controllo, in verde scuro i componenti che appartengono all' elettronica di potenza, in viola quelli che costituiscono la parte idraulica ed in azzurro i sensori. Come si può osservare, una volta che la richiesta di posizione entra nell' AECU è recepita dal microcontrollore relativo ad uno dei due motori controllati. Questo è un componente fondamentale del sistema elettronico che adempie a diverse funzioni: Accetta il segnale di posizione del passo inviato dall' FCC ed eventualmente lo converte in modo opportuno per essere inviato al *Motor Driver*, determina l' attivazione del driver stesso e abilita l' isolatore a monte del ponte di potenza. Inoltre riceve:

- Dal sensore posto sulle pale, o sull' attuatore, la posizione assoluta raggiunta.
- Dal microcontrollore relativo alle altre tre fasi del motore informazioni sullo stato di funzionamento.
- Dal driver le restanti informazioni necessarie per monitorare lo stato di salute del sistema e performare un eventuale prognostica.

Elaborate tutte queste informazioni, restituisce all' FCC lo stato di salute del sistema, la conferma della posizione richiesta e la misura del passo rilevata. Nel caso qualcosa non funzioni l' FCC rileva l' anomalia e comanda la commutazione nell' attivazione dei controllori, funzionando questi in *Active-standby*.

E' quindi all' interno del micro controllore che si chiude l' anello più esterno di controllo, cioè quello di posizione.

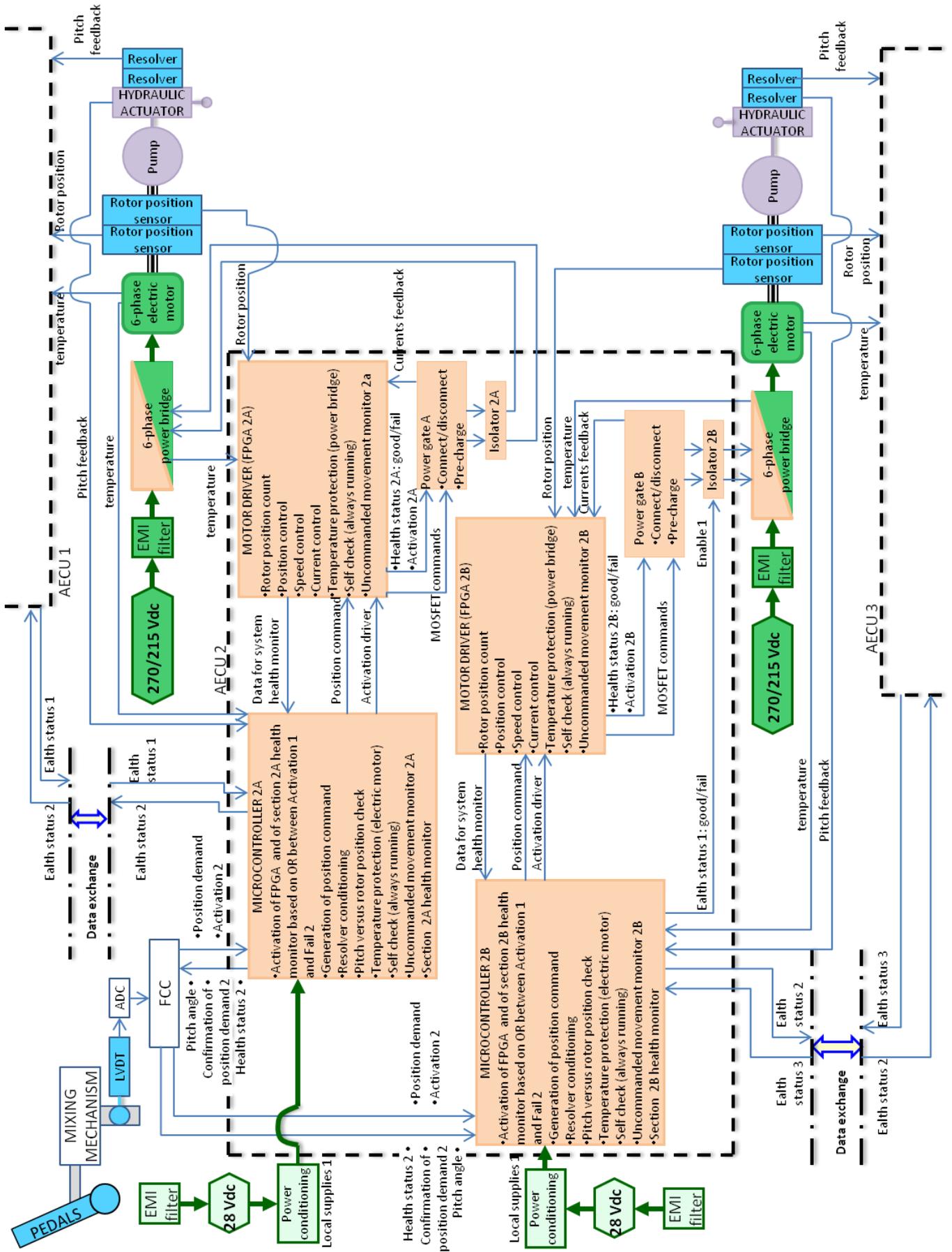


Figura 25: Architettura del controllo dell' EHA

Un secondo componente cardinale dell' AECU è il *Motor Driver*, cioè il calcolatore dedicato al controllo del motore. Oltre a svolgere le funzioni già elencate in precedenza questo processore genera un segnale di attivazione per l' ingresso di potenza (*Power Gate*) nella circostanza che siano soddisfatte sia le condizioni di salute che la richiesta di attivazione. Inoltre riceve l' informazione relativa alla temperatura dal sensore posto nel motore elettrico. Infine chiude gli anelli di controllo di velocità e corrente ricevendo tali informazioni rispettivamente dal ponte di potenza e dal sensore di posizione posto sul rotore.

L'AECU è completata da due elementi di minor rilevanza quali l' ingresso di potenza e l' isolatore, dopodiché si giunge al ponte di potenza (*Power bridge*). Questo costituisce il dispositivo di collegamento tra elettronica di controllo ed elettronica di potenza, infatti si può osservare, sempre in Figura 26, che esso è collegato anche alla rete di alimentazione attraverso un *EMI-Electro Magnetic Filter* ed alimenta le fasi del motore elettrico.

A questo punto si è preferito indicare i collegamenti meccanici tra i componenti sostituendo le frecce, riservate ai collegamenti elettrici, con dei segmenti rappresentanti l' albero di trasmissione. Si hanno quindi i sensori di posizione rotore, il motore e la pompa che giacciono sullo stesso segmento. A valle si troveranno solamente i condotti idraulici che uniscono la pompa al cilindro idraulico raffigurati in viola.

5.3. Schema a blocchi e funzioni di trasferimento

Una volta illustrata l' architettura del controllo elettronico scelta per il nostro attuatore EHA possiamo procedere a ricavare lo schema a blocchi dell' intero sistema e da questo, eseguendo le opportune semplificazioni grazie all' algebra degli schemi a blocchi, ottenere le funzioni di trasferimento d' interesse.

Partendo quindi dalle equazioni trasformate ottenute nel parag. 5.1 del presente capitolo si assemblano i blocchi dello schema avendo cura di aggiungere a monte i blocchi relativi alle leggi di regolazione. In Figura 26 si presenta proprio il diagramma completo in cui si sono evidenziati in colore diverso i blocchi relativi al controllo.

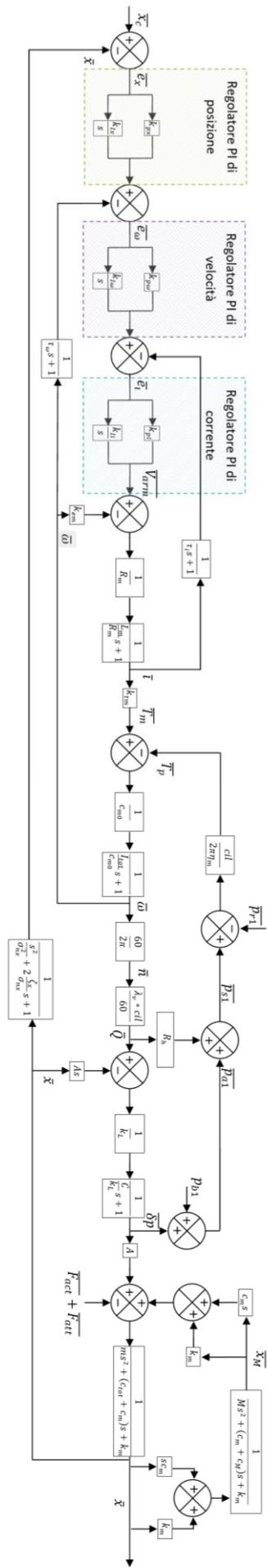


Figura 26: Schema a blocchi dell' intero sistema

Capitolo 5. Modello linearizzato per la risposta dinamica

A questo punto si è isolato l'anello più interno, effettuando le opportune semplificazioni per ricavare la funzione di trasferimento ad anello chiuso e ad anello aperto del controllo di corrente. Lo schema a blocchi considerato è stato il seguente:

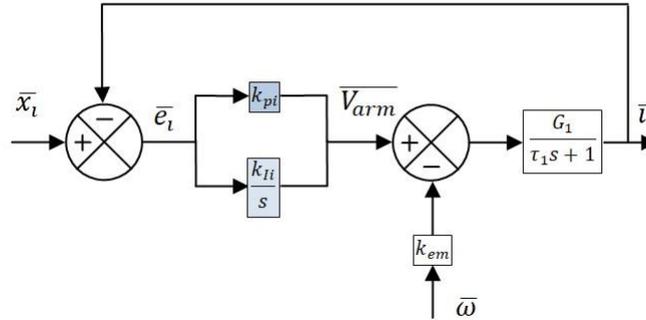


Figura 27: Schema a blocchi anello di corrente

In cui si può notare chiaramente che la velocità di rotazione moltiplica la costante di forza contro elettromotrice del motore e agisce quindi come un disturbo mentre si è utilizzato \bar{x}_i per indicare la variabile d'ingresso, nonché la corrente di riferimento comandata dal anello di controllo precedente. Dopo alcuni passaggi algebrici è possibile ottenere la funzione di trasferimento ad anello chiuso riconducendosi alla forma consueta:

$$\bar{i} = \frac{\tau_5 \cdot s + 1}{\frac{s^2}{\sigma_{n1}^2} + \frac{2 \cdot \zeta_1}{\sigma_{n1}} s + 1} \bar{x}_i - \frac{\frac{k_{em}}{k_{Ii}} s}{\frac{s^2}{\sigma_{n1}^2} + \frac{2 \cdot \zeta_1}{\sigma_{n1}} s + 1} \bar{\omega} \quad (5.24)$$

In cui valgono le seguenti relazioni:

$$\tau_5 = \frac{k_{pi}}{k_{Ii}} \quad (5.25)$$

$$\sigma_{n1} = \sqrt{\frac{G_1 \cdot k_{Ii}}{\tau_1}} \quad (5.26)$$

$$\zeta_1 = \frac{G_1 \cdot k_{pi} + 1}{\sqrt{G_1 \cdot k_{Ii}}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \sqrt{\tau_1}} \quad (5.27)$$

Analogamente si sono effettuati alcuni passaggi algebrici per ottenere la funzione di trasferimento ad anello aperto funzionale ai successivi studi di stabilità:

$$\frac{\bar{z}}{\bar{e}_i} = \frac{\frac{k_{pi}}{k_{li}}s + 1}{\tau_1 s + 1} \frac{k_{li} G_1}{s} \quad (5.28)$$

Grazie alla funzione di trasferimento ad anello chiuso ottenuta è stato possibile ritracciare uno schema a blocchi semplificato da cui isolare il secondo anello di controllo, quello intermedio della velocità:

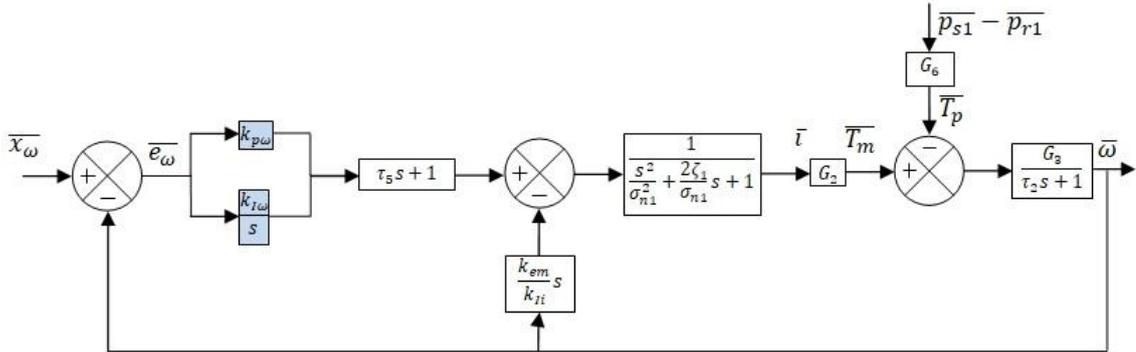


Figura 28: Schema a blocchi anello di velocità

In questo caso la variabile di uscita dell' anello di controllo di posizione costituisce la grandezza d' ingresso del blocco considerato. Essa è la velocità angolare di riferimento ed è stata indicata con \bar{x}_ω . Il disturbo in questo caso è costituito dalla coppia resistente della pompa generata dalla differenza di pressioni tra mandata e ritorno.

Si ottengono da questo schema le funzioni di trasferimento ad anello aperto e chiuso che si riportano di seguito

$$\bar{\omega} = \frac{b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{c_4 s^4 + c_3 s^3 + c_2 s^2 + c_1 s + c_0} \bar{x}_\omega - \frac{a_2 s^3 + a_1 s^2 + a_0 s}{c_4 s^4 + c_3 s^3 + c_2 s^2 + c_1 s + c_0} (\bar{p}_{s1} - \bar{p}_{r1}) \quad (5.29)$$

$$\frac{\bar{z}}{\bar{e}_\omega} = \frac{k_{I\omega} G_2 G_3 \left(\frac{k_{p\omega}}{k_{I\omega}} s + 1 \right) (\tau_5 s + 1)}{s (\alpha_3 s^3 + \alpha_2 s^2 + \alpha_1 s + 1)} \quad (5.30)$$

I coefficienti $a_{n-esimo}$, $b_{n-esimo}$ e $c_{n-esimo}$ sono la sintesi dei passaggi algebrici sui coefficienti di partenza che non si riportano integralmente per brevità della trattazione. Anche in questo caso si sfruttano le relazioni appena scritte per tracciare un nuovo schema a blocchi semplificato, questa volta dell' anello più esterno:

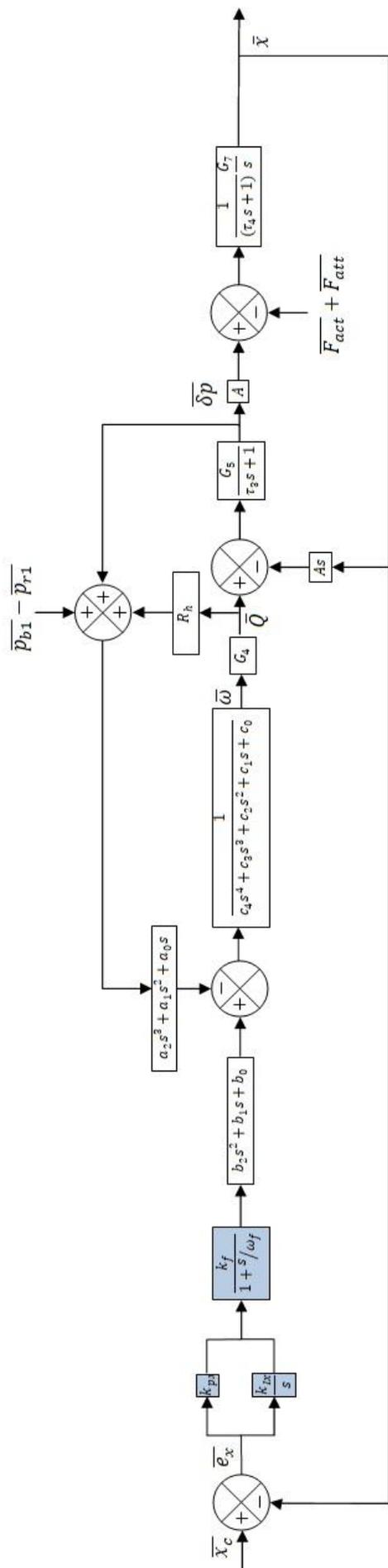


Figura 29: Schema a blocchi dell' anello di posizione

Anche per lo schema a blocchi dell' anello di controllo di posizione si è utilizzato \bar{x}_c per definire la posizione comandata di riferimento mentre le forze di attrito e quella applicata sull' attuatore costituiscono il principale disturbo.

Si desidera evidenziare che rispetto allo schema a blocchi di partenza, in questo caso è presente un filtro passa basso immediatamente a valle dei guadagni dell' anello di controllo. Questo è dovuto all' esigenza di garantire un certo margine di guadagno per la stabilità del sistema come verrà mostrato nel paragrafo successivo.

Procedendo con ulteriori passaggi algebrici si ricava la funzione di trasferimento ad anello chiuso anche di quest' ultimo schema a blocchi:

$$\begin{aligned} \bar{x} = & \frac{(h_3s^3 + h_2s^2 + h_1s + h_0)\bar{x}_c}{g_9s^9 + g_8s^8 + g_7s^7 + g_6s^6 + g_5s^5 + g_4s^4 + g_3s^3 + g_2s^2 + g_1s + g_0} + \\ & + \frac{-G_4G_5G_7A(a_2s^4 + a_1s^3 + a_0s^2) \left(1 + s/\omega_f\right) (\bar{p}_{s1} - \bar{p}_{r1})}{g_9s^9 + g_8s^8 + g_7s^7 + g_6s^6 + g_5s^5 + g_4s^4 + g_3s^3 + g_2s^2 + g_1s + g_0} + \\ & + \frac{-G_7(e_5s^6 + e_4s^5 + e_3s^4 + e_2s^3 + e_1s^2 + e_0s) \left(1 + s/\omega_f\right) (\bar{F}_{act} + \bar{F}_{att})}{g_9s^9 + g_8s^8 + g_7s^7 + g_6s^6 + g_5s^5 + g_4s^4 + g_3s^3 + g_2s^2 + g_1s + g_0} \end{aligned} \quad (5.31)$$

E con procedimento algebrico del tutto simile la funzione ad anello aperto:

$$\frac{\bar{z}}{\bar{e}_x} = \frac{\gamma_3s^3 + \gamma_2s^2 + \gamma_1s + \gamma_0}{\beta_8s^8 + \beta_7s^7 + \beta_6s^6 + \beta_5s^5 + \beta_4s^4 + \beta_3s^3 + \beta_2s^2} \quad (5.32)$$

Come per le funzioni di trasferimento dell' anello di controllo di velocità si sono utilizzati anche in questa circostanza coefficienti letterali per semplificare il processo di calcolo. Essendo questi semplici combinazioni lineari dei coefficienti di partenza si considera superfluo riportare il loro calcolo.

5.4. Verifica delle performance e settaggio dei controlli

Grazie al calcolo delle funzioni di trasferimento dei diversi anelli si è potuto procedere allo studio delle performance dinamiche del sistema. Le prestazioni sono state analizzate monitorando le curve di risposta in frequenza di modulo e fase dei tre anelli di controllo ed andando, di

Capitolo 5. Modello linearizzato per la risposta dinamica

conseguenza, a tarare i valori dei guadagni dei controllori al fine di ottenere il miglior risultato possibile.

Si presenteranno quindi i diagrammi di Bode delle funzioni di trasferimento ad anello chiuso, da cui si trarranno considerazioni in merito all'attenuazione ed alla sfasatura dell'anello di controllo; per poi proseguire con i diagrammi delle funzioni ad anello aperto, da cui invece sarà possibile valutare la stabilità dei diversi anelli.

Mantenendo l'ordine con cui si è organizzata l'esposizione fino a questo momento, si riportano i grafici per l'anello di corrente:

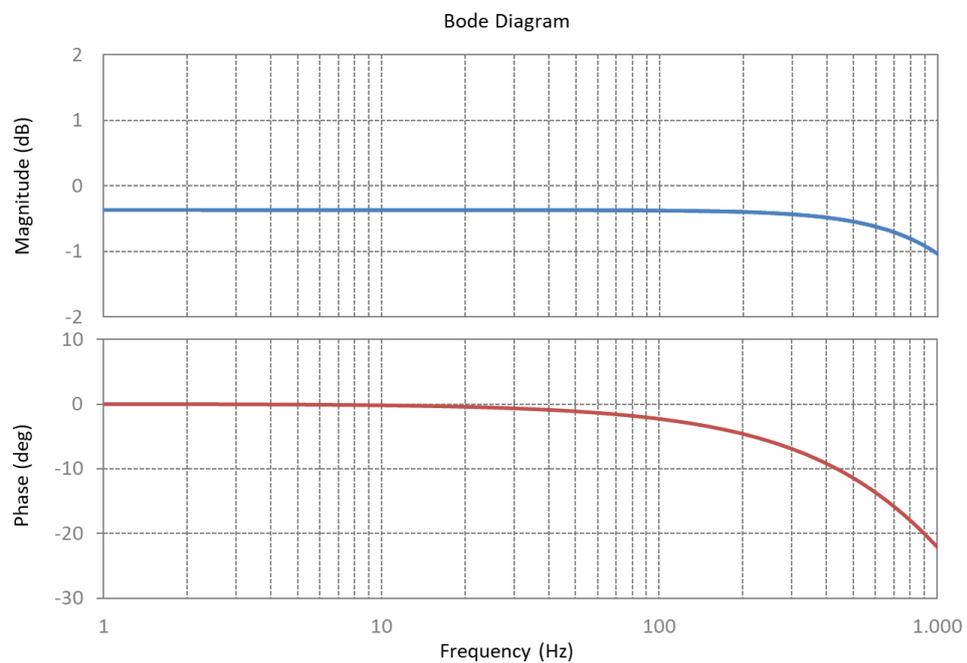


Figura 30: Modulo e fase della funzione di trasferimento dell'anello chiuso di corrente

Capitolo 5. Modello linearizzato per la risposta dinamica

Il campo di frequenze indagato entro il quale ci si aspetta il segnale di corrente possa variare va da 1 [Hz] a 1000 [Hz], come si può vedere riportato sull'asse delle ascisse Figura 30. Il modulo della funzione di trasferimento presenta uno smorzamento pressoché costante, inferiore a mezzo dB fino a 400 [Hz] e si attesta a circa 1 [dB] per il valore massimo assunto dalla frequenza.

L'andamento della fase riportato sempre in Figura 30, risulta essere meno costante ma comunque sempre contenuto entro 25° di sfasamento. Tali risultati si sono ottenuti dopo un processo iterativo per trovare il valore dei guadagni dei controllori, i quali si sono fissati in definitiva in 40 per k_{pi} e 2 per k_{Ii} . Prestazioni di questo tipo sono considerate più che accettabili per un anello di controllo di corrente.

Rimane quindi solo da verificare che anche la stabilità del sistema sia opportunamente garantita, per farlo riportiamo i grafici delle funzioni ad anello aperto :

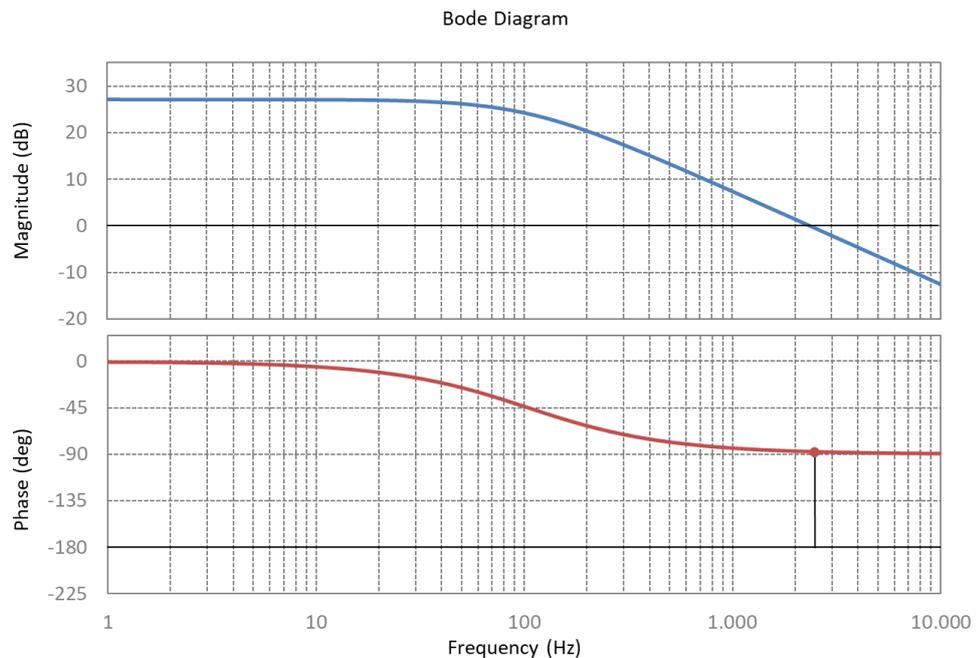


Figura 31: Modulo e Fase della funzione di trasferimento ad anello aperto di corrente

Capitolo 5. Modello linearizzato per la risposta dinamica

Essendo la funzione di trasferimento per l'anello aperto di corrente del secondo ordine si avrà che la curva della fase non raggiungerà mai uno sfasamento di -180° e di conseguenza il margine di guadagno G_M risulta infinito.

Per quanto riguarda il margine di fase φ_M invece è pari a 92.64° a 2200 [Hz] dove risulta visibile in Figura 30 e Figura 31 che la curva del modulo interseca l'asse delle ascisse intorno. Assunto che i valori stabiliti come accettabili dalla comunità scientifica per questi due parametri al fine di assicurare la stabilità sono rispettivamente $G_M > 5 [dB]$ e $\varphi_M > 60^\circ$ si può dire che il nostro anello di controllo di corrente rispetta abbondantemente questi limiti.

Passiamo ora all'analisi dell'anello di controllo di velocità del motore. In questo caso l'analisi è stata condotta spazzando le frequenze considerate nell'intervallo 1 Hz – 100 [Hz], la rapidità con cui varia il comando di velocità è infatti molto più bassa rispetto a quella con cui varia l'anello di posizione.

Si presentano in Figura 32 gli andamenti di modulo e fase per la funzione di trasferimento ad anello chiuso:

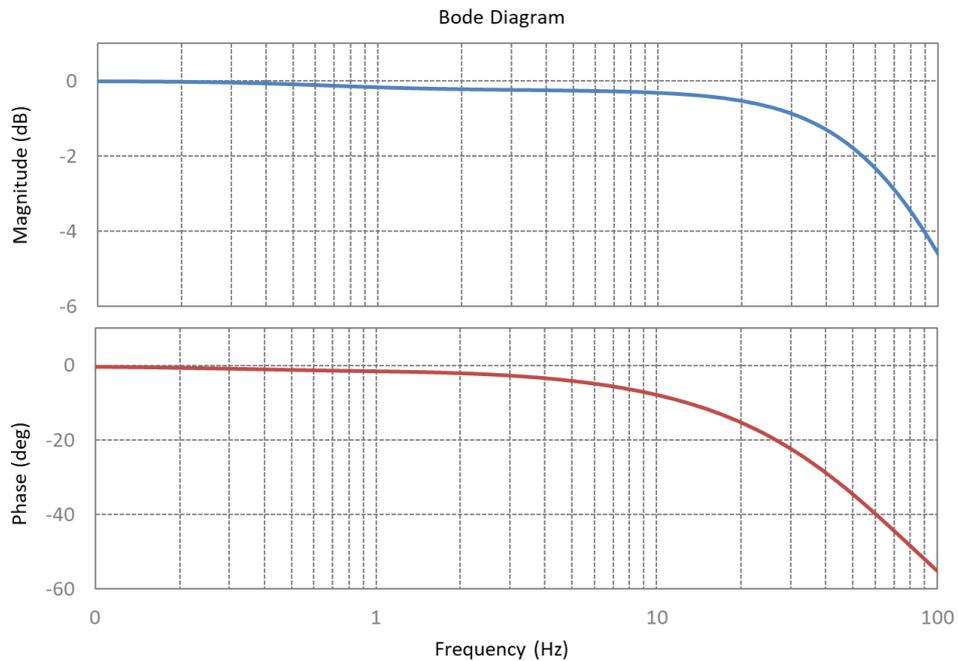


Figura 32: Modulo e Fase della funzione di trasferimento ad anello chiuso di velocità

Capitolo 5. Modello linearizzato per la risposta dinamica

Anche l'anello di velocità, come quello di corrente, presenta un'attenuazione del segnale d'ingresso molto ridotta: massimo 5 [dB] per la frequenza più elevata considerata e comunque inferiore a 2 [dB] per frequenze fino a 50 [Hz]. Molto soddisfacente è anche il ritardo di fase che il segnale di uscita assume rispetto al comando attestandosi a circa 20° per frequenze fino a 30 [Hz] e non superando i 60 gradi neanche per valori a fondo scala delle ascisse.

Studiamo ora la stabilità di questo anello individuando il valore dei margini di guadagno e fase:

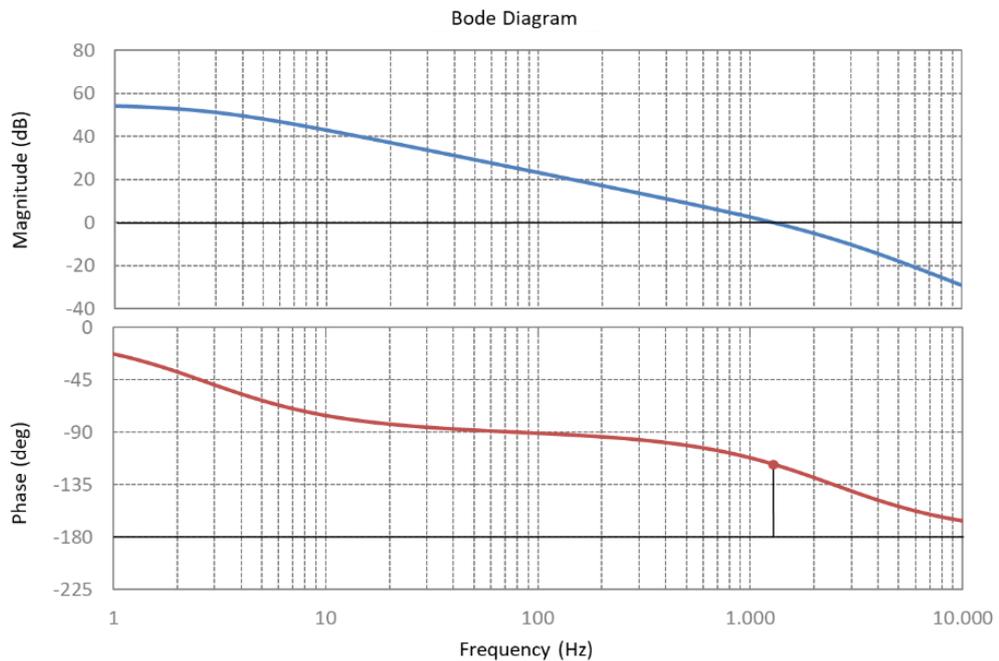


Figura 33: Modulo e Fase della funzione di trasferimento ad anello aperto di velocità

Il sistema descritto dall'anello di velocità è superiore al secondo ordine, nonostante questo però la curva della fase si avvicina asintoticamente a 180° senza mai superarli, quindi ancora una volta il margine di guadagno risulta infinito. In realtà, come si può vedere in Figura 33, per le frequenze considerate lo sfasamento non arriva nemmeno a 90° . Il margine di fase invece corrisponde a $\varphi_M = 62.5^\circ$ gradi ma essendo calcolato a 1311 [Hz] è ben al di fuori del range d'interesse considerato. La stabilità del sistema è quindi largamente coperta.

Questi risultati sono stati ottenuti con valori delle costanti di controllo pari a $k_{p\omega} = 6$ per il guadagno proporzionale e $k_{I\omega} = 1$ per il guadagno integrativo.

Capitolo 5. Modello linearizzato per la risposta dinamica

Infine procediamo con l'indagine del comportamento e delle prestazioni dell'ultimo anello di controllo.

L'anello di posizione riceve come variabile d'ingresso proprio la posizione comandata dal pilota, quindi risulta quello interessato dalle frequenze più basse. Si stima infatti che il segnale di riferimento sia compreso tra 1 [Hz] e 10 [Hz], quindi i grafici delle funzioni di trasferimento saranno riportati per questo intervallo.

Le curve di modulo e fase sono state tracciate settando i guadagni proporzionale ed integrativo dell'anello di controllo di posizione rispettivamente a $k_{px} = 8 \cdot 10^5$ e $k_{I\omega} = 1 \cdot 10^{-5}$, come detto in precedenza infatti la componente integrale risulta superflua.

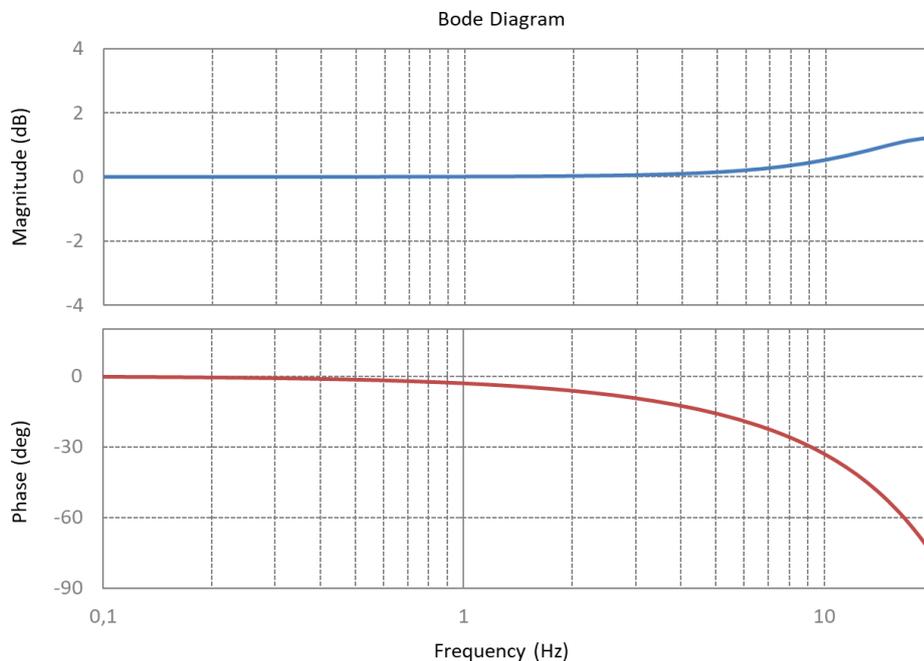


Figura 34: Modulo e Fase della funzione di trasferimento ad anello chiuso di posizione

Osservando la curva del modulo della funzione di trasferimento ad anello chiuso di Figura 34 si nota che il sistema non presenta mai smorzamento per le frequenze comprese nel campo di valutazione. Al contrario, a 10 [Hz] vi è un'amplificazione del segnale di circa 0.5 [dB] dovuta ad un picco di risonanza dell'anello di controllo nelle frequenze immediatamente successive. Per quanto riguarda la fase invece il suo valore non scende mai oltre i 40° e a 10 [Hz] presenta un ritardo di 33.1° .

Le prestazioni descritte per l'anello di controllo di posizione costituiscono un ottimo risultato e rispettano appieno i requisiti richiesti per il controllo di un comando primario di volo. Come già fatto per i due anelli precedenti concludiamo l'analisi attraverso il calcolo dei margini di stabilità.

Capitolo 5. Modello linearizzato per la risposta dinamica

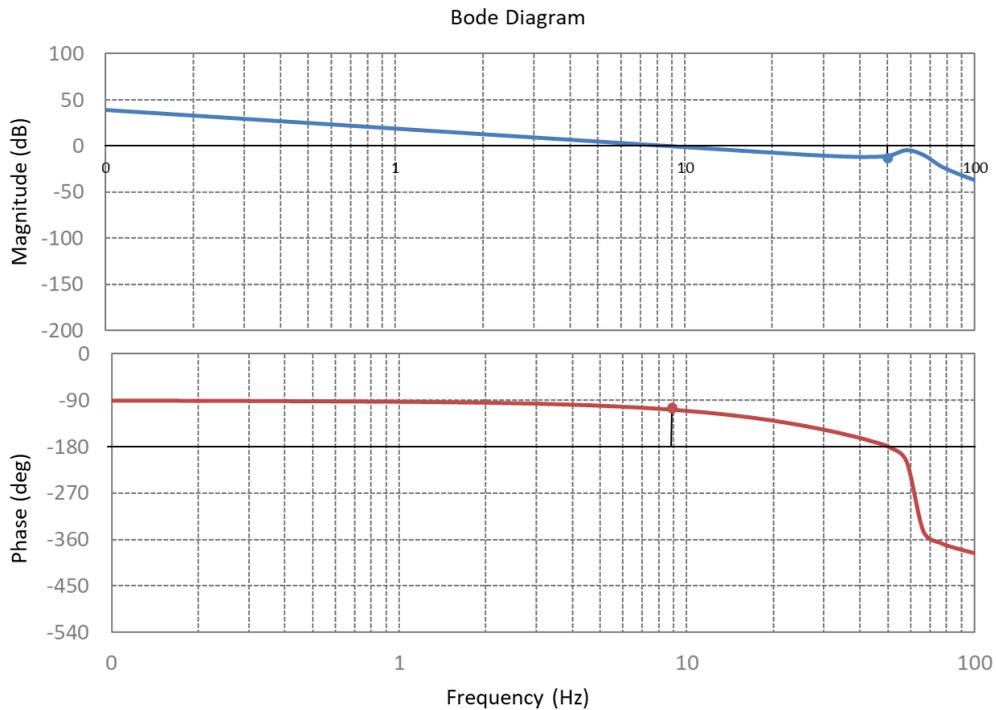


Figura 35: Modulo e Fase della funzione di trasferimento ad anello aperto di posizione

Dalle funzioni di trasferimento ad anello aperto per il controllo di posizione si ottengono rispettivamente un margine di fase pari a $G_M = 10.75 [dB]$ e un margine di guadagno di $\varphi_M = 72.23^\circ$ riportati anche graficamente in Figura 35. Tali valori, sono si considerati sufficienti, ma sono stati ottenuti grazie all' introduzione di un filtro passa basso, come già citato in precedenza. Senza questo componente infatti, alla frequenza a cui la curva di fase assume il valore di -180° , che corrisponde circa a 50 [Hz], si avrebbe un margine di guadagno di circa 6 [dB]. Dato che si desidera incrementare tale valore e che non ci sono criticità relative al margine di fase si considera opportuno inserire un filtro passa basso. Questo elemento, avendo come funzione di trasferimento:

$$\frac{k_f}{1 + \frac{s}{\omega_f}} \quad (5.33)$$

ha come effetto l' abbassamento della curva del modulo intorno ad una frequenza predefinita ω_f .

Nel caso specifico del sistema in esame è stato posto $\omega_f = 250 [Hz]$ perché si è rivelato un valore sufficiente ad aumentare l' attenuazione prodotta intorno a 50 [Hz] ad una misura che garantisca un margine di guadagno soddisfacente. D' altra parte, portare la frequenza di taglio del filtro a misure troppo basse si rivelerebbe controproducente. L' elemento

Capitolo 5. Modello linearizzato per la risposta dinamica

filtrante infatti presenta un secondo effetto oltre a quello appena descritto, e cioè quello di introdurre uno sfasamento. Ne deriva che se si porta un'eccessiva azione filtrante a basse frequenze lo sfasamento prodotto può essere tale da non garantire più un adeguato margine di fase.

Capitolo 6.

Modello non lineare per la risposta dinamica

A questo punto della trattazione si introduce il modello ad alta fedeltà costruito in ambiente Matlab-Simulink[®], grazie all' utilizzo di questo software è stato possibile ottenere delle soluzioni alle equazioni costitutive del sistema mantenendo quest' ultime in forma non lineare. Il livello di accuratezza di questa analisi risulta quindi di sicuro maggiore dello studio in ambiente Excell[®] svolto nel capitolo precedente. Questo perché, oltre ad evitare le approssimazioni intrinseche nel processo di linearizzazione di un modello, si sono potuti apprezzare fenomeni tipici di un sistema non lineare che altrimenti non sarebbero stati osservati.

La logica con cui si è deciso di operare sul programma di calcolo è stata quella di tenere separati i dati relativi al dimensionamento, riportati a script, e la modellazione del funzionamento dei singoli componenti, implementata invece su schemi a blocchi Simulink. In tal modo in caso di variazioni alle caratteristiche costruttive di uno, o più, elementi risulta agevolata la modifica e il riutilizzo del modello e la sua riconfigurazione.

Riportando a margine del presente elaborato gli script Matlab[®] contenenti le specifiche di ogni organo del sistema è stato considerato di scarso interesse l' illustrazione di questo aspetto del lavoro. Si è preferito strutturare la prima parte di questo capitolo esponendo la procedura utilizzata per la modellazione in ambiente Simulink[®]. I paragrafi conclusivi invece sono stati utilizzati per esporre le finalità che ci si era posti con la costruzione del modello: Si sono presentate cioè le performance che l' attuatore è in grado di sviluppare al variare di diversi tipi di comando ed è stata fatta un' analisi della risposta in frequenza.

6.1. Modellazione

L'architettura del modello Simulink di cui si riporta lo schema integrale in Figura 36, segue la divisione in aree dettata dal sistema fisico. Si osservano quindi quattro sezioni relative ai diversi organi principali che compongono il sistema: Elettronica di controllo, Motore, Pompa e Attuatore. Attraverso le frecce di collegamento è possibile comprendere il flusso dei segnali di input e le informazioni ottenute come output retroazionate ai vari elementi.

È stato scelto di utilizzare un metodo risolutivo a passo fisso al posto di quelli a passo variabile offerti dal software utilizzato per diverse ragioni: Se da un lato, infatti, la variabilità del passo può essere utile ad accelerare il tempo di simulazione ottenendo comunque risultati accurati negli istanti salienti della simulazione; dall'altro lato può risultare controproducente generando alcune criticità. La discretizzazione del segnale durante la conversione da analogico a digitale è sicuramente una di queste situazioni. Il solutore infatti legge questo fenomeno come una discontinuità da affrontare riducendo il passo di integrazione senza che ce ne sia la reale necessità. Inoltre il passo fisso semplifica eventuali futuri test comprensivi di sezione software o simulazioni in tempo reale.

Il compromesso tra stabilità nel processo risolutivo e lo sforzo computazionale ha determinato una grandezza dello step temporale utilizzato nelle simulazioni di 1^{-5} [s].

La tipologia di solutore scelto corrisponde all' *Ode14x*, questo metodo si basa sulla tecnica di Newton per il calcolo del valore della soluzione all'istante successivo. Lo stato del sistema viene ottenuto come soluzione implicita della combinazione tra il valore nell'istante corrente e la derivata della soluzione al prossimo passo temporale:

$$X(n + 1) - X(n) - h \cdot X'(n + 1) = 0 \quad (6.1)$$

Si ha: n istante di tempo attuale, X sistema di equazioni che costituiscono il modello, X' matrice Jacobiana del sistema e h passo d' integrazione a cui si faceva riferimento. Questa tecnica richiede un maggior costo di calcolo rispetto ai solutori espliciti ma, fissato il passo d' integrazione risulta più accurata.

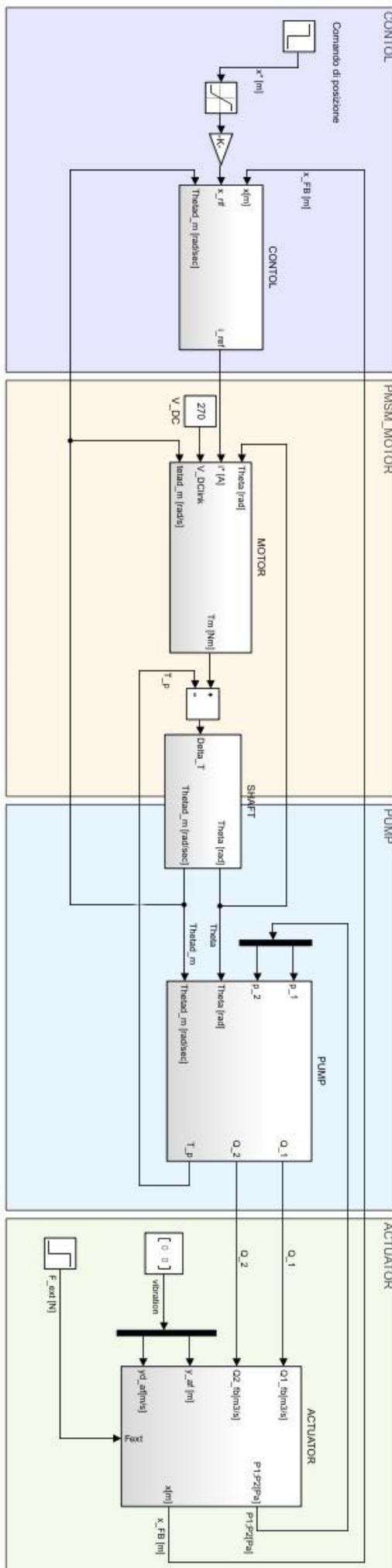


Figura 36: Schema Simulink dell' intero sistema

6.1.1. Sensoristica

I componenti relativi alla sensoristica che si sono implementati nel modello sono, come detto in precedenza: il sensore di posizione LVDT che permette di chiudere l'omonimo anello di controllo e il resolver deputato alla misurazione della posizione e velocità angolare del rotore. Per ottenere una maggiore fedeltà nella simulazione si è deciso di aggiungere a questi anche il convertitore Analogico-Digitale ADC che commuta il segnale inviato dal pilota.

Iniziamo ad illustrare proprio quest'ultimo elemento:

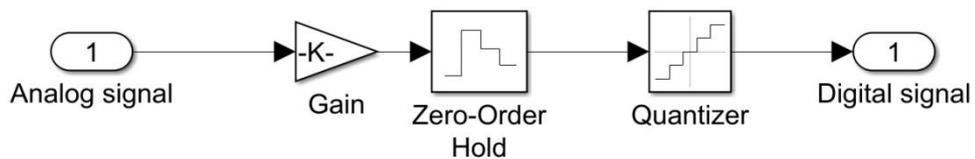


Figura 37: Schema Simulink ADC

Il suo comportamento è stato rappresentato da un blocco con guadagno pari alla risoluzione del sensore, quindi $k = V_{el}/X_{max}$ dove si è indicato con V_{el} la tensione disponibile dell'elettronica e X_{max} lo spostamento massimo.

Successivamente lo *Zero-Order Hold* lascia costante il valore d'ingresso per una determinata quantità di tempo chiamata *T Sample* e dipendente dalle prestazioni del sensore utilizzato. In questo modo permette la quantizzazione del segnale dal blocco successivo in funzione del numero di bit utilizzati dal computer ottenendo quindi il segnale digitale.

E' evidente che dopo l'elaborazione del segnale digitale all'interno del controllore vi sarà una riconversione al segnale analogico da parte dell'elemento duale: il convertitore Digitale-Analogico Figura 38:

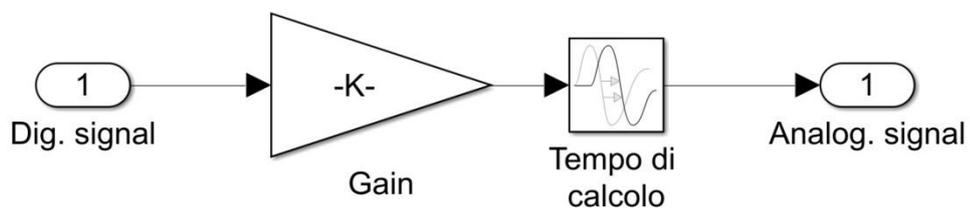


Figura 38: Schema simulink DAC

Il suo guadagno sarà pari al reciproco di quello dell'ADC e come unico altro blocco presenterà solamente quello relativo al ritardo dovuto al tempo di calcolo.

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

Per quanto riguarda il resolver e il sensore LVDT la loro dinamica è stata modellata in maniera assolutamente identica, motivo per cui in Figura 39 si è riportato solo uno dei due schemi.

Come si può osservare il comportamento di questi sensori è rappresentato con un blocco contenente una funzione di trasferimento del secondo ordine, in cui lo smorzamento ζ e pulsazione propria S devono essere opportunamente determinati per non alterare la risposta dell'anello di regolazione di cui fanno parte come descritto in (4.28).

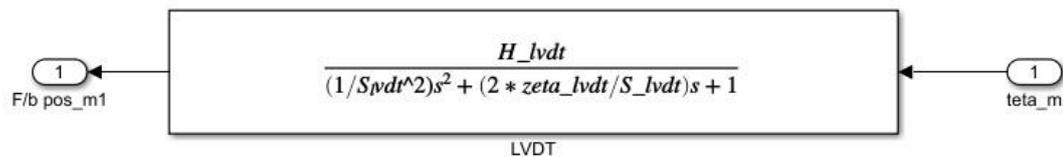


Figura 39: Schema Simulink LVDT

6.1.2. Motore

Il modulo del motore elettrico è stato suddiviso in tre sezioni: Controllo, Elettronica di potenza e motore elettrico vero e proprio.

Nella prima sezione si realizza la trasformazione di Clarke e Park per ottenere dalle correnti degli avvolgimenti $I_{a,b,c}$ quelle $I_{d,q}$ utili al controllo; dopodiché si chiudono gli anelli di controllo proprio sulle correnti sopracitate e infine si opera la trasformazione inversa per poter inviare al motore le correnti degli avvolgimenti.

La seconda sezione è invece costituita dal PWM e dall'inverter i quali, operando in maniera congiunta, determinano la sequenza di alimentazione degli avvolgimenti per realizzare la corrente comandata in ognuno di essi.

In Figura 41 si mostra lo schema di funzionamento del PWA: Si nota che le tensioni di avvolgimento comandate dal controllore vengono normalizzate per la metà della tensione di alimentazione disponibile, dopodiché vengono confrontate con la portante bipolare unitaria. A questo punto si genera un segnale logico binario che viene convertito in un *double* e prende il nome di $q_{a,b,c}$, esso determina di fatto l'alimentazione o meno degli avvolgimenti.

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

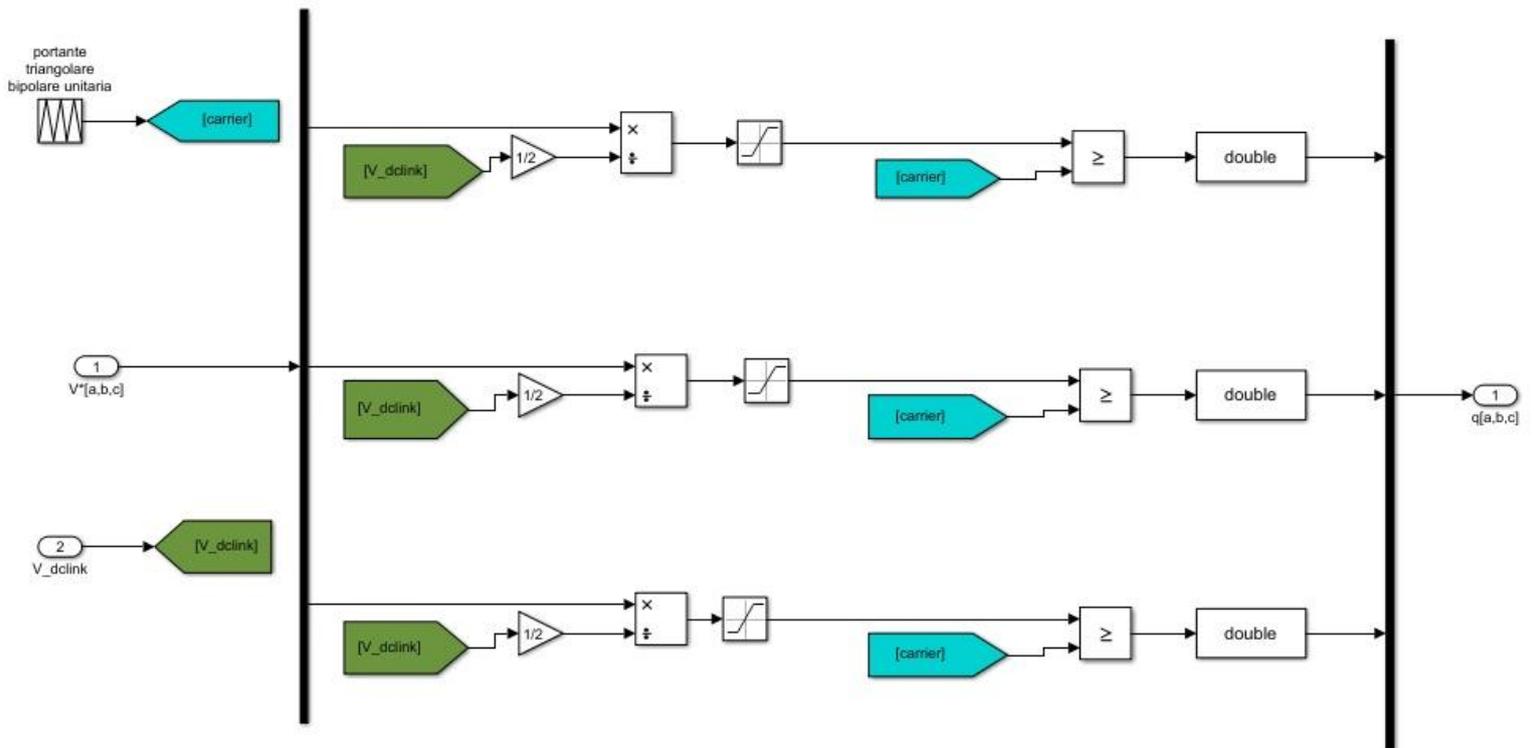


Figura 41: Schema simulink PWM

I segnali $q_{a,b,c}$ assumono quindi semplicemente un valore che può essere 0 o 1 e che viene interpretato dall' inverter come alimentazione o non alimentazione dei singoli rami. Andiamo ora a illustrare come è stata modellata questa funzione dell' inverter.

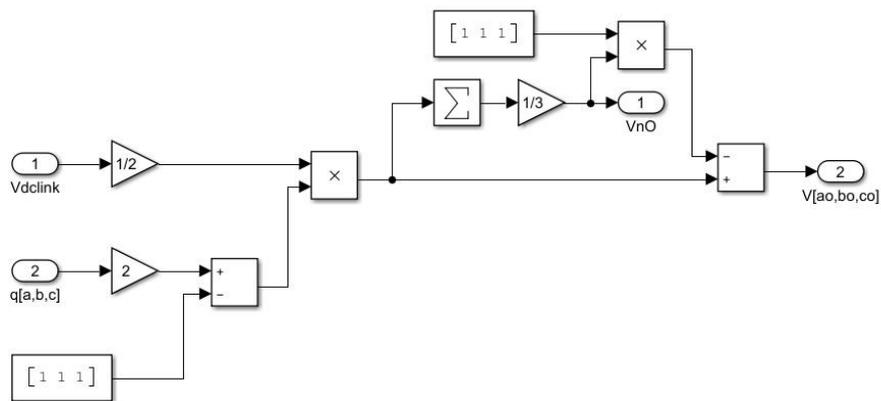


Figura 40: Schema Simulink Inverter

Si può osservare in Figura 40 che i segnali inviati dal PWM vengono moltiplicati per 2 e viene loro sottratto 1, questo processo è finalizzato a modificare i valori che vanno ad assumere dall' intervallo 0:1 all' intervallo -1:1. In questo modo, basta moltiplicare per metà della tensione di alimentazione, indicata nello schema come V_{dlink} perché proviene dal collegamento alla rete del velivolo in corrente continua, per ottenere le tensioni che si hanno negli avvolgimenti statorici. In realtà, per una maggiore accuratezza, le tensioni $V_{a0,b0,c0}$ sono state calcolate rispetto alla tensione di modo comune come è possibile notare dai blocchi presenti nella parte superiore del grafico.

La terza, ed ultima sezione del motore è costituita da tre sottosistemi. Il primo è l' insieme di relazioni deputate al calcolo della forza controelettromotrice presente nel motore in ogni istante e alla stima della costante di coppia k_{tm} come rapporto tra la forza controelettromotrice e la velocità del motore.

Il secondo sottosistema invece, è dove viene implementata la dinamica elettrica del motore. Quindi è quello che fornisce le correnti degli avvolgimenti e la potenza sviluppata in funzione di tre elementi: le tensioni agenti sugli avvolgimenti stessi, la forza controelettromotrice generata e la temperatura raggiunta.

Il terzo sottosistema infine si occupa del calcolo della coppia erogata semplicemente moltiplicando la costante di coppia per la corrente che scorre in ogni avvolgimento.

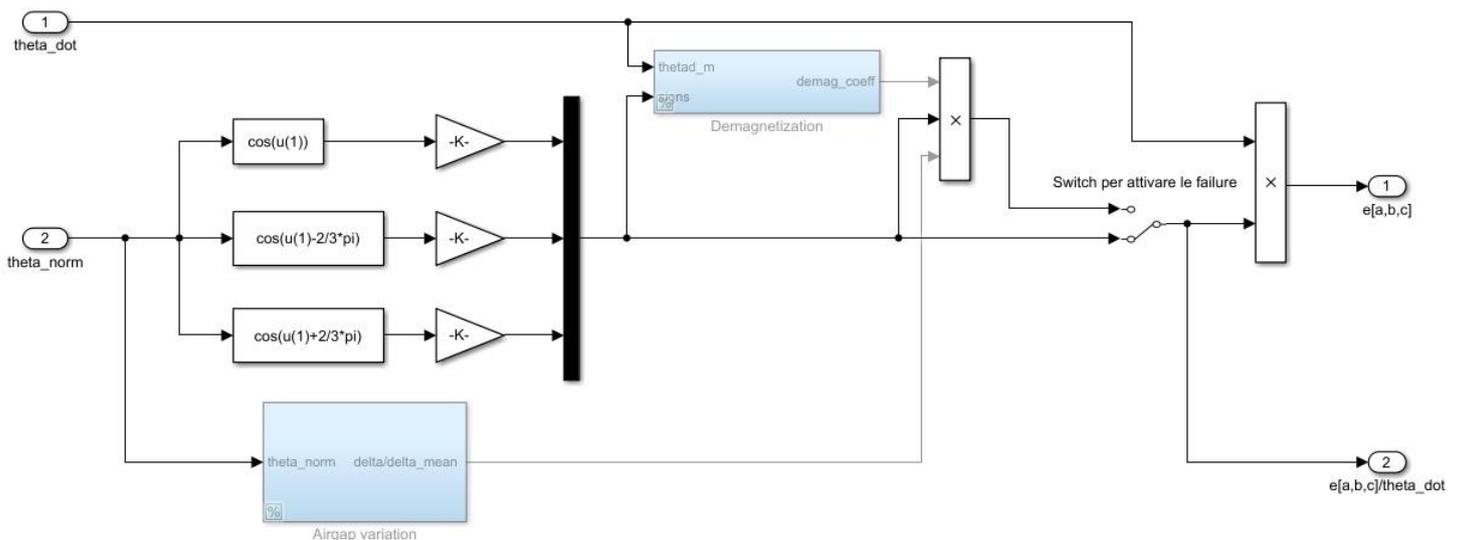


Figura 42: Schema Simulink del sottosistema per il calcolo della forza controelettromotrice

In Figura 42 è mostrato come è realizzato il calcolo della forza controelettromotrice denominata $e_{a,b,c}$ sullo schema. Si può osservare che

la velocità di rotazione del motore θ_{dot} è moltiplicata per la costante k , equivalente alla già citata costante di forza controelettrica k_{em} . A monte di tale operazione però vi è una modulazione di k stessa in funzione della posizione che il rotore assume rispetto ad ogni fase.

In uscita del sottosistema si avrà anche il rapporto $e_{a,b,c}$ diviso θ_{dot} che, come spiegato in precedenza, è valido come costante di coppia.

I blocchi visibili in azzurro implementano dei possibili guasti che in questa fase di definizione del modello non sono stati considerati, ma sono comunque state predisposte le relazioni per eventuali approfondimenti futuri. Il primo dei due è inerente una parziale demagnetizzazione dei componenti mentre il secondo realizza un malfunzionamento relativo ad una variazione del gap tra statore e rotore dovuta ad un non corretto centraggio.

Si riporta in Figura 43 come sono state organizzate le equazioni che forniscono le correnti di fase e la potenza erogata.

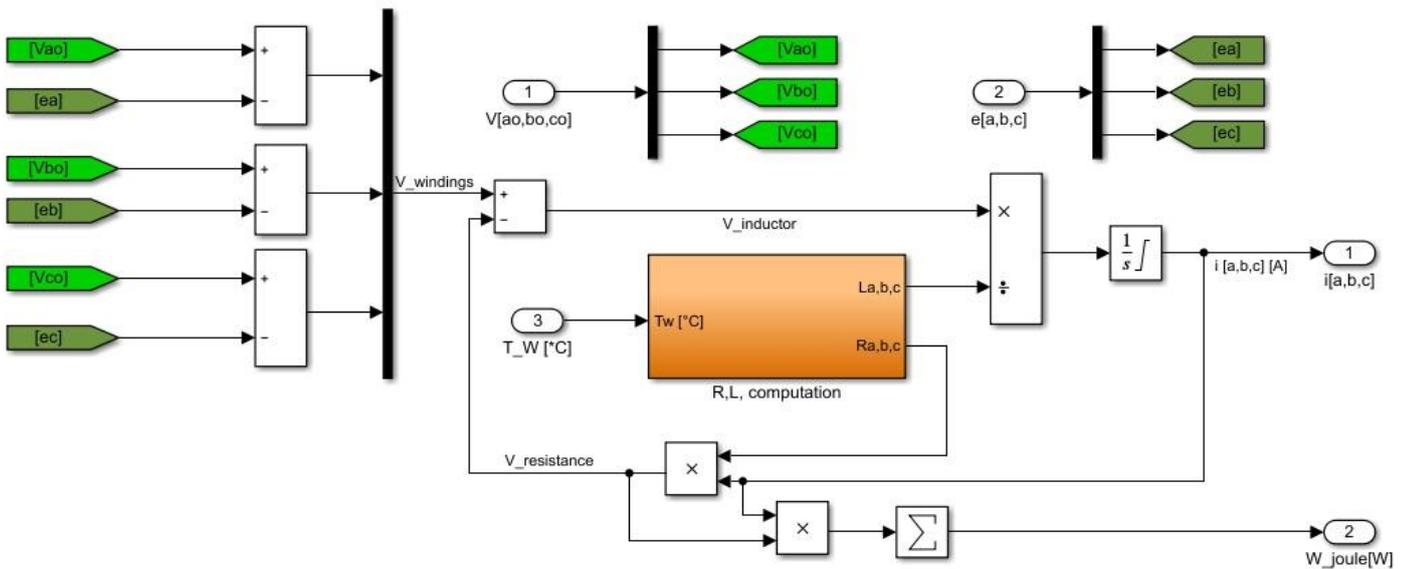


Figura 43: Schema Simulink del sottosistema per il calcolo delle correnti di fase

Innanzitutto vengono calcolate le tensioni agenti sui capi degli avvolgimenti come somma algebrica di quelle generate dall'inverter e delle forze controelettriche generate dalla rotazione del rotore. Dopodiché viene modellato l'avvolgimento semplicemente come un circuito R,L composto cioè da una resistenza e da un induttore. Ricordando l'equazione costitutiva di un elemento induttivo:

$$V_{inductor} = L \frac{di}{dt} \quad (6.2)$$

Dove si è indicato con $V_{inductor}$ la tensione agente sull' induttore, con L l' induttanza e con i la corrente che percorre l' elemento induttivo; risulta immediato risolvere il circuito per ottenere le correnti $i_{a,b,c}$.

I valori della resistenza e dell' induttanza equivalenti di ogni avvolgimento sono calcolati dal sottosistema R,L , *Computation* che ne definisce il valore in funzione della temperatura raggiunta dalla fase stessa. Non essendo centrale per la trattazione qui esposta si è deciso di non riportare lo schema di funzionamento di questo sottosistema.

Infine si esegue il calcolo della potenza raggiunta sommando quella generata su ogni avvolgimento, quindi attraverso la formula:

$$W_{joule} = \sum_{n=a}^c V_{n-resistance} \cdot i_n \quad (6.3)$$

Per quanto riguarda quest' ultima sezione del motore rimane quindi solo il calcolo della coppia erogata dal motore. Essendo questa fornita dalla sommatoria dei prodotti tra k_{em} ed $i_{a,b,c}$, non si ritiene di alcun interesse esporre lo schema ad essa relativo ma ci si limita a riportarne la formula:

$$T_m = \sum_{n=a}^c \frac{e_n}{\theta_{dot}} \cdot i_n \quad (6.4)$$

6.1.3. Pompa

Per simulare il funzionamento della pompa a pistoni assiali si è proceduto nel modo seguente: Per prima cosa si è realizzata nel sistema un' equazione di equilibrio all' albero di trasmissione tra pompa e motore in modo da ottenere l' accelerazione angolare di tale gruppo e quindi, per integrazione anche la velocità e la posizione. Successivamente si è determinata la portata inviata ed aspirata dalla pompa attraverso le porte di mandata e di ritorno grazie alla relazione che lega il salto di pressioni a cavallo di un orificio di cui si conosce l' area e il flusso di liquido che lo attraversa nel tempo.

Essendo quindi altresì necessario conoscere la pressione di ogni pistone si è eseguito un bilancio di portate per ognuno dei sette cilindri e si è diviso per il volume disponibile in ogni istante, ottenendo di fatto la densità; moltiplicando infine per il modulo di Bulk si è ottenuto l' incremento di pressione per ogni pistone realizzando quindi la formula

$$\partial p = \beta \cdot \partial \rho \quad (6.5)$$

Nella successiva trattazione non si riporteranno integralmente gli schemi a blocchi di ogni operazione descritta di sopra ma ci si focalizzerà su quelli

che sono considerati gli elementi più caratterizzanti della logica del sottoinsieme Pompa.

Andremo quindi ad illustrare come si sono ottenuti i quattro principali contributi di portata dovuti rispettivamente a: Cinetica del pistone, influsso in camera di aspirazione ed efflusso in camera di scarico causati dal salto di pressione camere-cilindro, e infine il contributo di portata sottratta dalle perdite per trafileamento.

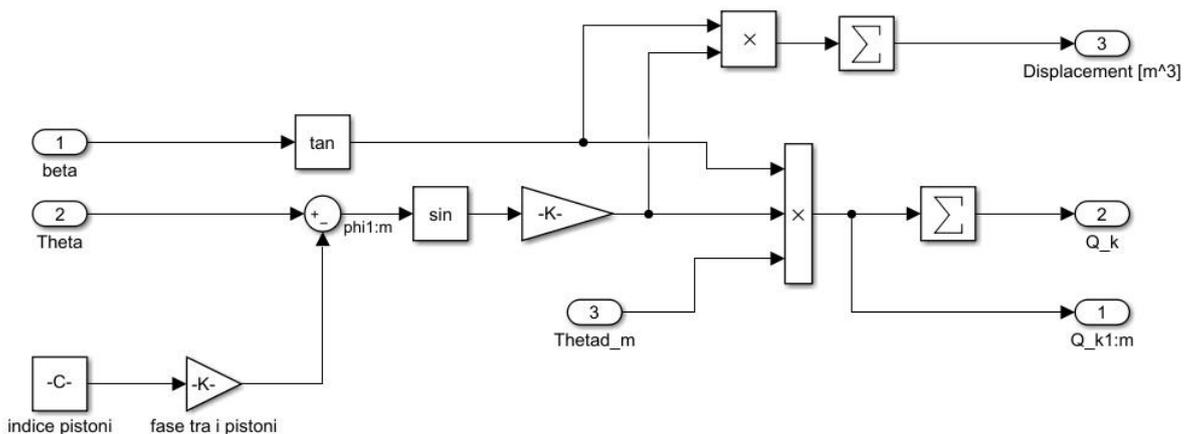


Figura 44:Schema Simulink del contributo cinetico del pistone alla portata

Iniziamo quindi mostrando in Figura 44 lo schema a blocchi del primo contributo. Si osserva che questo sotto sistema riceve in ingresso tre informazioni: L'angolo β del piatto oscillante, l'angolo θ a cui si trova il cilindro di riferimento sul tamburo e la velocità angolare θ_{d_m} . In uscita invece sono fornite: La portata $Q_{k1:m}$ di ogni singolo pistone, la portata in uscita complessiva dei vari pistoni e la cilindrata istantanea della pompa.

Per il calcolo della portata di ogni singolo cilindro è necessario innanzi tutto conoscere l'angolo θ a cui si trova rispetto ad un riferimento preso sulla piastra valvole. La sua velocità verticale infatti, varia durante la rivoluzione in funzione proprio di θ secondo la formula:

$$V_{vert} = \sin \vartheta \cdot \theta_{d_m} \cdot R_p \cdot \tan \beta \quad (6.6)$$

In cui si è utilizzato R_p per il raggio medio a cui si trova il pistone rispetto all'albero. Si è commutata quindi la velocità angolare in velocità verticale grazie alla moltiplicazione per R_p e per la tangente dell'angolo dello *Swash Plate*, e successivamente, grazie al seno di θ , si è conferito l'andamento oscillatorio.

Diventa più chiara la ragione per cui nello schema a blocchi si è sottratto all'angolo θ del cilindro di riferimento la distanza radiale che separa due pistoni successivi, moltiplicata per un vettore contenente l'indice dei

pistoncini stessi. In questo modo infatti si è ottenuto il vettore $\phi_{1:m}$ che contiene gli angoli che occupano istantaneamente tutti e sette i cilindri. A questo punto si è calcolato il seno di tale angolo e si è moltiplicato per le costanti che in figura sono indicate come

$$k = \frac{\pi \cdot d_p^2 \cdot R_p}{4} \quad (6.7)$$

Avendo definito con d_p il diametro del pistone, si realizza che la costante rappresenta nient' altro che la sua area frontale moltiplicata per R_p . Eseguendo un ulteriore prodotto per $\tan \beta$ e per θ_{d_m} si ottiene proprio la portata generata dal movimento del pistone come la sua velocità verticale per la sezione trasversale. E' sufficiente sommare il contributo di ogni pistone per ottenere la portata generata da tutti i pistoncini per effetto cinetico.

Se dalla moltiplicazione degli elementi appena descritti si omette la velocità angolare si ottiene la cilindrata istantanea di ogni pistone. Nello schema si può vedere che questi valori sono poi sommati per ottenere la cilindrata istantanea dell' intera pompa.

Il secondo e terzo contributo alla portata, come esposto precedentemente, sono dati dal salto di pressione che esiste tra cilindro e camera a cui esso è collegato in quel momento che può essere di aspirazione o di scarico.

Questi due sottosistemi sono stati costruiti in maniera assolutamente analoga, le uniche differenze che li caratterizzano sono il diverso valore di pressione nelle camere e l'antisimmetria dell' area di passaggio camera-cilindro. Si ha infatti che se l' area di un sistema ha valore diverso da zero l' altra sarà obbligatoriamente nulla, potendo lo stesso cilindro essere in comunicazione con una sola camera alla volta.

Per tale ragione si ritiene opportuno riportare ed esporre lo schema di solo un contributo che varrà come esemplificativo del comportamento di entrambi.

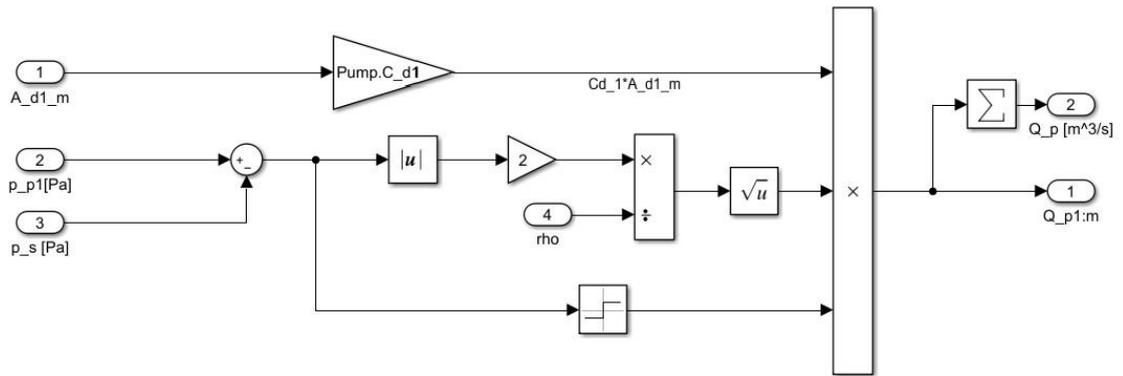


Figura 45: Schema Simulink del contributo della Discharge chamber alla portata

Gli ingressi di questo sottosistema, come mostra la Figura 45, sono la densità ρ , ovviamente la pressione interna ad ogni cilindro p_{p1} e la pressione della camera di scarico della pompa p_s . Vi è ancora però un altro elemento definito come A_{d1_m} che rappresenta l' area di passaggio di cui dispone ogni cilindro verso la camera di scarico, si spiegherà successivamente come si è ottenuto questo valore.

E' immediato ricavare che la formula realizzata da questa serie di blocchi è

$$Q_{p1} = A_{d1} \cdot C_{d1} \cdot \text{sgn}(p_{p1} - p_s) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{p1} - p_s|}{\rho}} \quad (6.8)$$

Considerando che sgn indica la funzione segno e che C_{d1} è il coefficiente di efflusso per la luce considerata ne risulta la portata attraverso un' area determinata da un salto di pressione.

La somma dei contributi della portata dei singoli pistoni, già eseguita in questo sotto sistema, ci fornirà anche il dato d' interesse di tutto il gruppo pompa e cioè la portata totale inviata all' attuatore.

Prima di procedere ad illustrare il modello che ha permesso di ottenere il quarto contributo di portata si ritiene utile mostrare come è stato realizzato il calcolo dell' area di passaggio del fluido tra cilindro e camera A_{d1} .

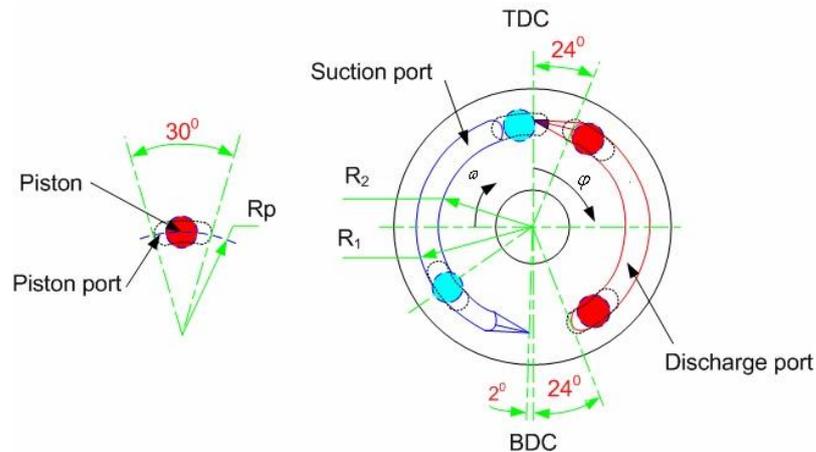


Figura 46: Aree di passaggio viste dai pistoni durante la rotazione [23]

Come si osserva in Figura 46 la bocca del cilindro (*Piston port* in figura) interseca le aperture delle camere di aspirazione e mandata (*Suction port* e *discharge port*) con diverse geometrie durante la rotazione. Quindi è necessario assemblare un sottosistema che sia in grado di valutare la geometria vista dalla bocca del cilindro in quel momento in funzione dell'angolo a cui si trova e trasmettere poi questa informazione alla sezione dedicata al calcolo della portata descritta di sopra.

Nell'immagine sono anche riportati i punti in cui i pistoni si arrestano e invertono il loro senso di traslazione: Il punto morto inferiore BDC-*Bottom Dead Center*, in cui il pistone smette di muoversi verso la piastra valvole e inizia a tornare verso lo *Swash plate* e il punto morto superiore TDC-*Top Dead Center* dove invece accade il contrario. Quest'ultima posizione inoltre assume una rilevanza notevole nel modello che si va ora a descrivere perché costituisce il riferimento da cui si misura la posizione angolare dei vari cilindri.

I blocchi presenti nella Figura 47 sono identici a quelli presentati in Figura 44 fino al calcolo dell'angolo $\phi_{1:m}$, motivo per cui si inizierà ad esporre il sistema dai blocchi successivi.

Nella parte iniziale osserviamo che l'angolo a cui si trovano i cilindri viene diviso per 2π , convertendolo quindi in giri, dopodiché viene arrotondato all'intero precedente ottenendo di fatto i giri completi effettuati. A questo punto moltiplicando nuovamente per 2π si ottiene il numero di giri completi effettuati ma in radianti. L'utilità di questa operazione è che sottraendo all'angolo $\phi_{1:m}$ la quantità ottenuta, e convertendo la misura in gradi, si ricava la posizione angolare di ogni cilindro in un intervallo compreso tra 0° e 360° , perfetta per essere confrontata con la posizione delle porte.

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

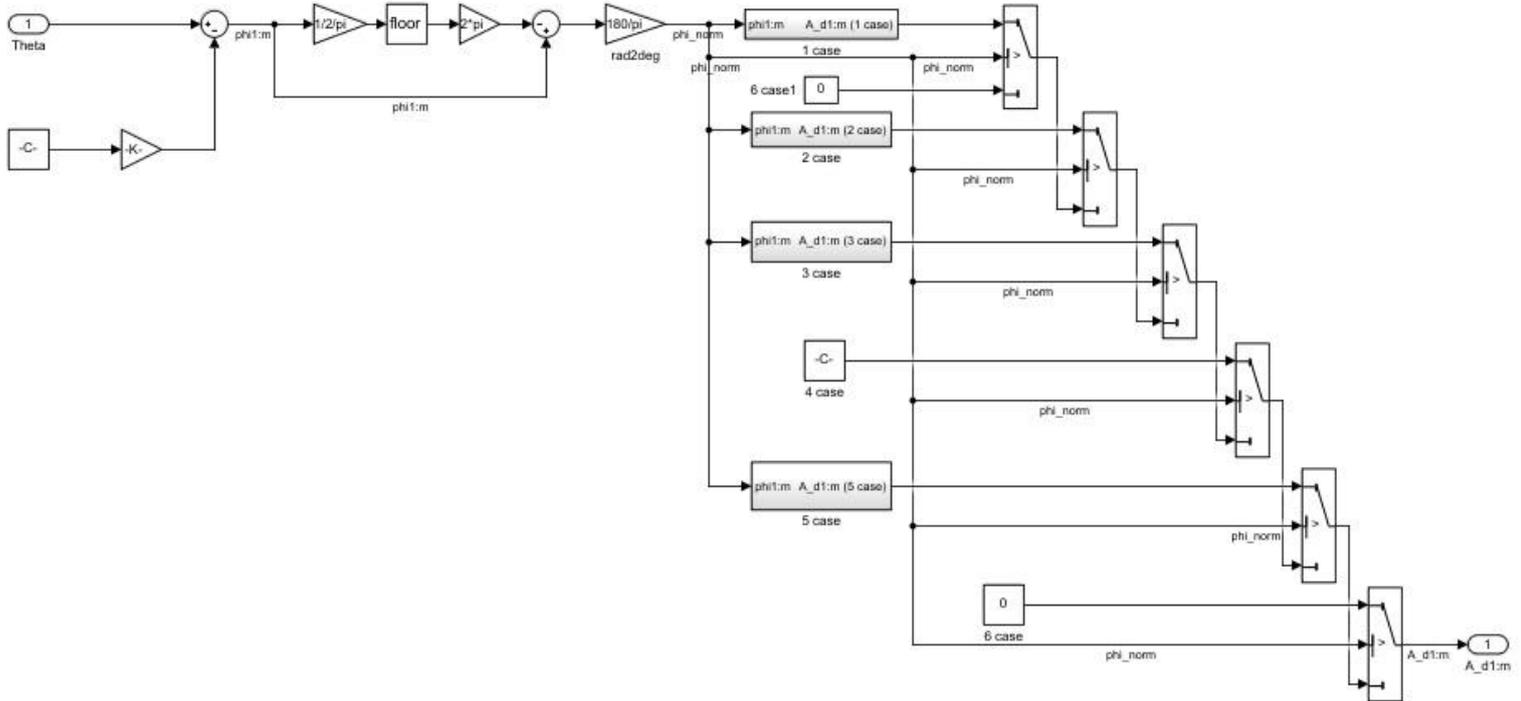


Figura 47: Schema Simulink del calcolo delle aree di passaggio viste dai cilindri

Questa misura viene definita come ϕ_norm ed è utilizzata da i quattro blocchi identificati da *1 case*, *2 case*, *3 case*, *5 case* per calcolare attraverso considerazioni puramente geometriche le diverse possibili aree viste dalla bocca del cilindro. Le geometrie che ci si può attendere sono in realtà 6 ma due di queste hanno valore costante.

E' necessario infine determinare in quale di questi sei casi si trova il pistone in ogni istante della rotazione. Questo compito è svolto dalla sequenza di *switch* posti in cascata: Ognuno di essi infatti confronta l'angolo a cui si trova il pistone con il valore a cui è assegnata la commutazione di geometria corrispondente a quello *switch*. Se l'angolo è minore viene inviato in uscita il segnale proveniente dallo *switch* precedente (zero nel caso del primo interruttore), se è maggiore viene inviato in uscita il segnale frutto del calcolo del blocco correlato alla geometria considerata.

Procediamo ora ad esporre il modello costruito per rappresentare la portata sottratta dalle perdite.

Gli elementi che danno vita a tale contributo sono due: Le perdite per trafileamento tra i pistoni e il tamburo e le perdite tra i pattini e la piastra inclinata. Lo schema riportato in Figura 48 realizza il primo tipo di perdite.

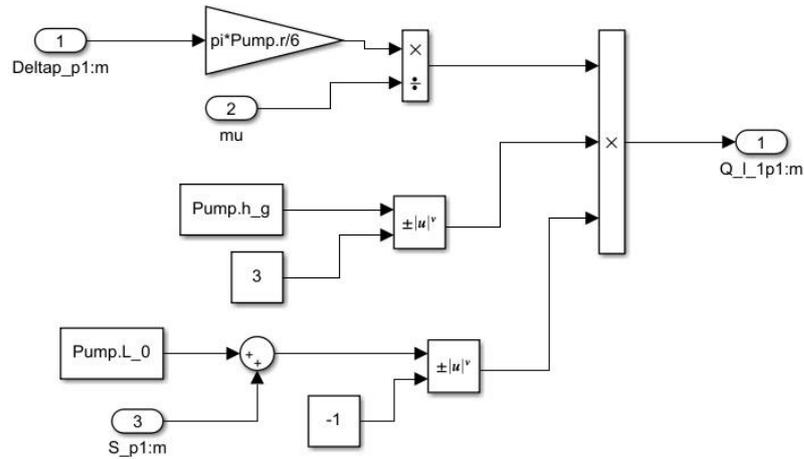


Figura 48: Simulink del calcolo delle perdite tra pistone e tamburo

Si osserva infatti che la struttura dei blocchi ricalca esattamente quello dell' equazione (4.15) che riportiamo di seguito per comodità di lettura:

$$Q_l = \frac{\pi \cdot r \cdot h_g^3}{6 \cdot \mu \cdot L_p} (p_s - p_r) \quad (4.15)$$

Dove però si è indicato con $Deltap_{p1:m}$ la differenza di pressioni ($p_s - p_r$), con $Pump.L_0 + S_{p1}$ la lunghezza di penetrazione L_p , con $Pump.r$ il raggio del pistone r e con $Pump.h_g$ la quantità h_g .

La lunghezza di penetrazione è stata divisa nella somma di due termini perché mentre uno è costante l' altro varia con l' angolo $phi1:m$ a cui si trova il pistone. Quindi la lunghezza per cui il pistone è inserito nel cilindro quando si trova al punto morto inferiore è definita $Pump.L_0$ e non varia, mentre la corsa che esso compie durante la rivoluzione è definita come S_{p1} ed è calcolata dal sottosistema di Figura 49:

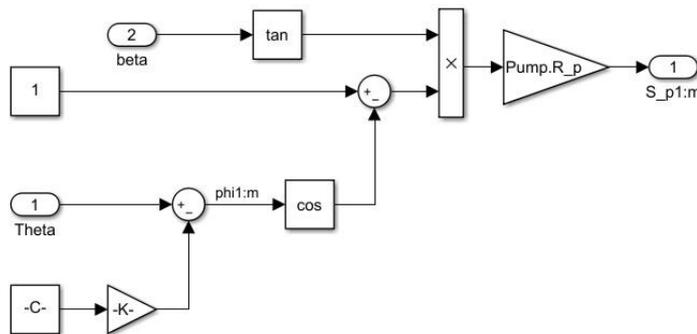


Figura 49: Schema Simulink del calcolo della corsa dei pistoni della pompa

Ancora una volta si trova la sequenza per il calcolo di $\phi_{1:m}$ su cui non ci si sofferma che viene sottratta all' unità. Questa quantità moltiplica $R_p \tan \beta$ che rappresenta invece la semicorsa del pistone, in questo modo si ha che il coefficiente che moltiplica la semicorsa varia tra 0 e 2 ottenendo proprio gli intervalli di escursione necessari.

Passiamo quindi ad illustrare lo schema che realizza le perdite del secondo tipo:

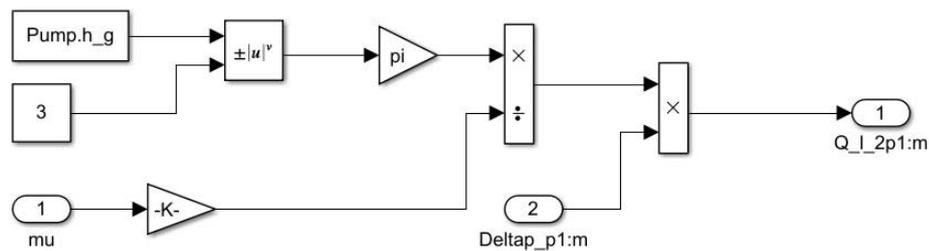


Figura 50: Schema Simulink del calcolo delle perdite tra pattini e piastra inclinata

La relazione espressa dalla sequenza di blocchi di Figura 50 equivale alla seguente formula

$$Q_{l2} = \frac{\pi \cdot h_g^3 \cdot (p_s - p_r)}{6 \cdot \mu \cdot \log\left(\frac{r_{sl_ex}}{r_{sl_int}}\right)} \quad (6.9)$$

Infatti nel blocco di guadagno moltiplicativo per il segnale d' ingresso μ si ha $k = 6 \cdot \log\left(\frac{r_{sl_ex}}{r_{sl_int}}\right)$ in cui si è indicato il valore del raggio esterno del pattino con r_{sl_ex} e quello del raggio interno con r_{sl_int} . Si pone l' attenzione sul fatto che tali perdite non siano irrilevanti, questa portata di fluido è infatti quella che, passando per un dotto interno del pistone e un' altro adiacente del pattino, va a lubrificare le superfici di slippere swash plate ce sono in moto relativo tra loro.

Ottenuti quindi tutti e quattro contributi di portata necessari a scrivere l' equilibrio per ogni pistone si può procedere come descritto ad inizio paragrafo per ottenere l' incremento di pressione e conseguentemente la portata totale inviata dalla pompa.

6.1.4. Attuatore

Il funzionamento dell'attuatore è stato modellato in modo da eseguire il calcolo delle pressioni presenti nelle camere e dello spostamento del pistone partendo dai dati di portata richiamata ed inviata dalla pompa e dall'informazione relativa alla forza esterna agente sull'asta.

Si è quindi diviso la struttura dell'attuatore in tre sezioni: La prima dedicata alle equazioni di equilibrio nelle camere che ci permette, date le portate scambiate, la posizione e la velocità dell'asta di determinare le pressioni che si generano internamente. La seconda sezione è relativa al pistone, e ci fornisce la posizione e la velocità con cui questo si muove e la forza di attrito pistone-cilindro partendo dalle pressioni che si hanno nelle camere, dalla velocità con cui si muove l'utenza finale e dalla forza che questa applica. Infine la terza sezione mette insieme le relazioni inerenti alla camicia individuando il suo spostamento e la sua velocità sulla base della pressione nelle camere e della forza di attrito calcolata dalla sezione precedente.

Iniziamo quindi con l' esporre lo schema che costituisce la prima sezione. Avendo rappresentato il funzionamento delle camere con blocchi assolutamente simmetrici ancora una volta si eviterà di riportare informazioni ridondanti presentando in Figura 51 lo schema di una sola camera.

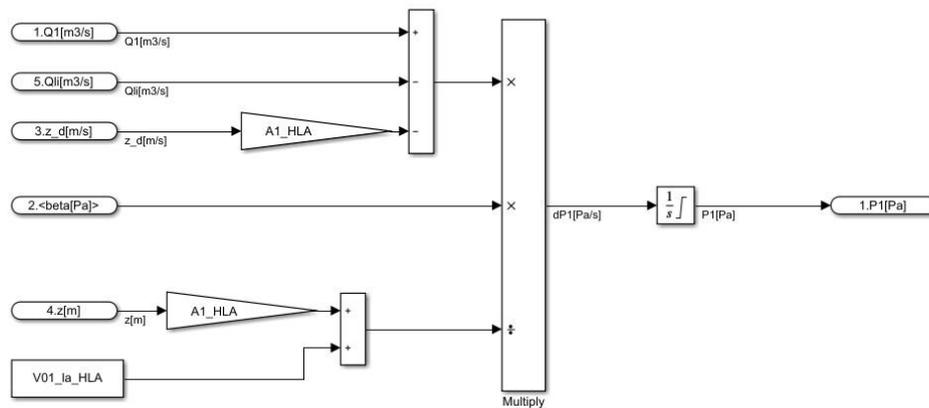


Figura 51: Schema Simulink del equazione di equilibrio nella camera dell' attuatore

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

La logica che ci permette di determinare la pressione nella camera è del tutto analoga a quella utilizzata per il calcolo della pressione all' interno dei cilindri della pompa. Si esegue infatti un bilancio delle portate per poi dividere per il volume ed implementare l' equazione (6.5).

Iniziamo quindi elencando le portate che concorrono all' equilibrio: Con Q_1 si è indicata la portata che viene scambiata, attraverso il condotto di collegamento, con la pompa. Q_{li} indica invece la portata dovuta alle perdite per trafilamento tra una camera e l' altra e verrà successivamente illustrato come è stata ottenuta. Infine vi è la portata relativa al contributo cinetico del pistone che è calcolata come velocità di spostamento del pistone z_d per l' area utile del pistone $A1_HLA$.

Il risultato ottenuto viene moltiplicato per il modulo di Bulk $Beta$, e quindi diviso per il volume istantaneo della camera dato dalla somma del volume iniziale $V01_Ia_HLA$ più o meno la porzione generata dal movimento del pistone z per $A1_HLA$.

Integrando questo segnale si ottiene la pressione nella camera.

Per completare le attività svolte nella prima sezione si rende necessario il calcolo di Q_{li} . La formula utilizzata per il ottenere questa quantità è

$$Q_{li} = k_{li} \cdot \text{sgn}(P_1 - P_2) \cdot \sqrt{|P_1 - P_2|} \quad (6.10)$$

Dove P_1 e P_2 sono rispettivamente le pressioni nelle due camere dell' attuatore e k_{li} è un coefficiente di perdite assunto tale che alla pressione di esercizio la portata persa per trafilamento sia intorno al 10% di quella inviata dalla pompa.

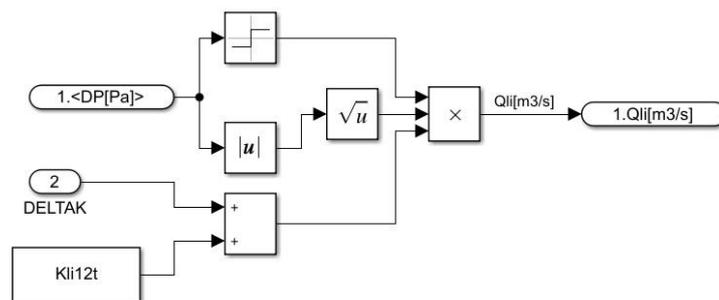


Figura 52: Schema Simulink del calcolo delle perdite nell' attuatore

L'immagine di Figura 52 mostra lo schema che realizza questa formula sostituendo semplicemente con DP la differenza di pressioni e con $k_{li}12t$ il coefficiente di perdite. A quest' ultimo termine ne è sommato un' ulteriore, definito come $DELTAk$, e rappresentativo del contributo alle perdite dato dall' usura delle guarnizioni. In questa trattazione si è trascurato tale fenomeno ma sono state predisposte le equazioni per una eventuale futura inclusione della sua azione.

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

Passiamo quindi ora all' analisi della sezione relativa al pistone: La prima operazione che viene effettuata in questo sottosistema è un equilibrio delle forze agenti sul pistone stesso quindi, quella esterna generata dall' utenza e quelle interne date dalla pressione del fluido per l' area utile di spinta. In questo modo si ottiene il delta di forze definito come *Forza attiva*, dopodiché si calcola la forza di attrito viscoso come velocità relativa tra pistone e cilindro moltiplicata per il coefficiente di attrito viscoso gamma. Si ottengono così tutti i dati per ricavare la forza effettiva al netto degli attriti, chiamata *Fctr* e la forza di attrito tra pistone e camicia *Ffrict*.

Lo schema che realizza queste operazioni è riportato in Figura 53

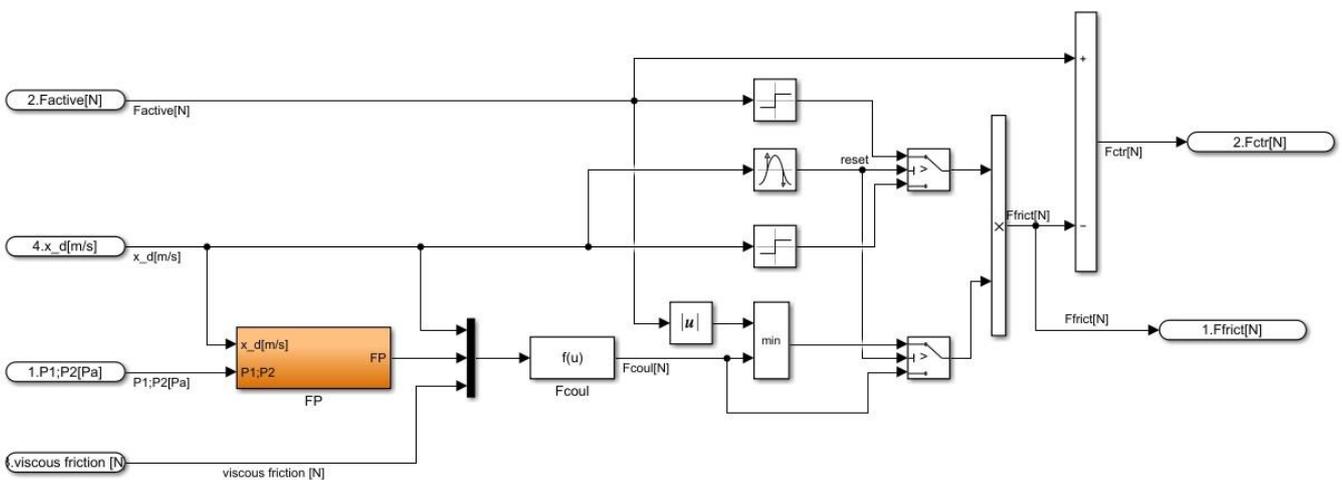


Figura 53: Schema Simulink del calcolo della forza effettiva sul pistone

Partendo dai blocchi finali dello schema osserviamo che *Fctr* è proprio la differenza tra la forza attiva, chiamata *Factive* e la forza dovuta agli attriti *Ffrict*, i blocchi precedenti servono solamente ad eseguire il calcolo corretto della forza di attrito.

Si può notare che il calcolo di quest' ultima è stato diviso in due rami: quello superiore che è deputato ad attribuire il segno corretto alla forza mentre quello inferiore che ne ricava il valore dipendentemente dalle condizioni in cui ci si trova. Su entrambi i rami, infatti, sono posti due interruttori attivati dal blocco che segnala un attraversamento dello zero del segnale di velocità. Questa struttura si rende necessaria perché l' attrito è proprio uno di quei fenomeni che determinano la non linearità del sistema.

Andiamo quindi a descrivere per passi il comportamento del sistema rappresentato nelle due diverse condizioni: Nel caso in cui la velocità non sia nulla entrambi gli interruttori inviano in uscita il segnale inferiore. Per il ramo superiore sarà quindi inviato il segno della velocità, mentre per il ramo inferiore sarà inviato il valore della forza di attrito Coulombiano

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

indicata con F_{coul} . Il blocco FP calcola tale forza in modo che abbia sempre un valore positivo anche se non verrà illustrato in maniera estesa in questa trattazione andando al di là dei temi d'interesse. Ne risulta che si sottrae alla forza attiva una forza di attrito che ha sempre segno uguale a quello della velocità, che è proprio il risultato che si desidera ottenere per un corpo in movimento.

La prospettiva cambia radicalmente quando invece il corpo è fermo. Se la velocità è nulla infatti non è possibile attribuire alla forza di attrito un segno opposto alla velocità. Gli interruttori del nostro schema quindi inviano, in questa circostanza, il segnale superiore tra quelli che ricevono: Per il ramo superiore sarà il segno della forza mentre per il ramo inferiore sarà il minimo tra il modulo di F_{active} e F_{coul} .

Si ottiene dunque che la forza sottratta ad F_{active} ha lo stesso suo segno e questo è corretto perché per un corpo fermo la forza di attrito statico agisce proprio in direzione opposta rispetto alla forza impressa. Per quanto riguarda il valore della forza di attrito se ci si trova in condizioni di attrito statico questa è esattamente uguale alla forza impressa, infatti il corpo non si muove perché le forze sono bilanciate. Nel momento in cui F_{active} supera la soglia di attrito statico il suo modulo non risulta più essere inferiore a F_{coul} e di conseguenza è quest'ultima a determinare il valore di F_{frict} ed inoltre F_{ctr} sarà diversa da zero e quindi determinerà un'accelerazione sul corpo.

A questo punto è sufficiente dividere la forza ottenuta al netto degli attriti per la massa del pistone per ottenere la sua accelerazione ed integrando due volte si ricavano prima la velocità e poi la posizione da esso occupata.

La terza ed ultima sezione che costituisce il modello dell'attuatore è quella relativa alla camicia. La configurazione di blocchi che compongono questo elemento è visibile in Figura 54 e si può notare, partendo da quelli nella parte superiore sinistra, che sostanzialmente realizzano una somma di forze.

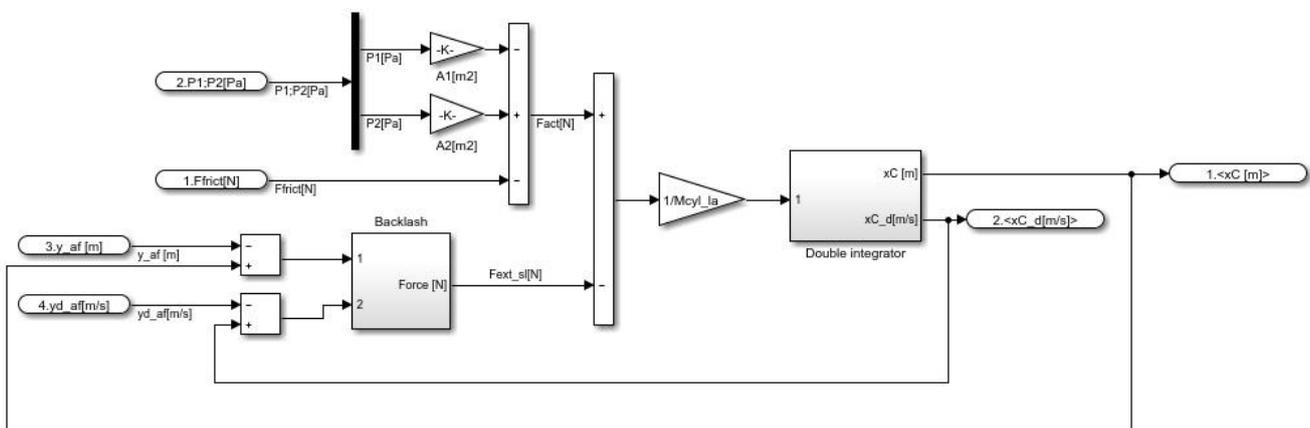


Figura 54: Schema Simulink del calcolo dello spostamento e della velocità della camicia

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

Viene infatti eseguito l'equilibrio tra F_{frict} ottenuta dalla precedente sezione e le forze generate dalla pressione idraulica sulle aree terminali del cilindro. La risultante di questa operazione è la forza attiva sulla camicia, indicata come F_{act} , che a sua volta viene sommata alla forza applicata dal punto di vincolo esterno F_{ext_sl} . Si ottiene quindi la componente da dividere per la massa del cilindro M_{cyl_la} in modo da calcolare la sua accelerazione e da questa, come in precedenza, la velocità e la posizione attraverso due integrali.

Per completare l'esposizione relativa alla sezione della camicia non resta che spiegare come è organizzato il sottosistema *Backlash* che fornisce la forza sviluppata nel contatto con il punto di vincolo. Innanzitutto si osserva che i segnali in ingresso sono la somma tra lo spostamento e la velocità del cilindro con un altro spostamento e un'altra velocità denominati y_{af} e y_{d_af} . Tali grandezze sono quelle generate dalle forze vibrazionali sulla struttura e, ancora una volta, ne è stato contemplato l'utilizzo anche se nel modello corrente si sono trascurate.

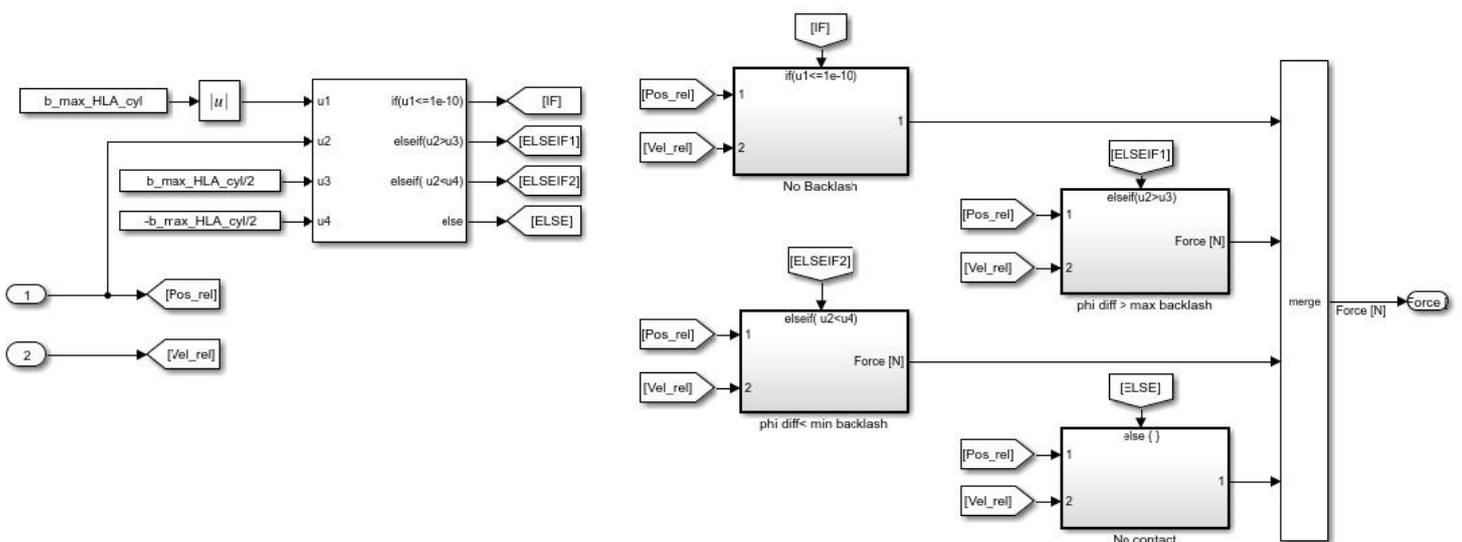


Figura 55: Schema Simulink del calcolo della forza scambiata con il vincolo alla struttura

In Figura 55 si osserva lo schema per il calcolo della forza sviluppata con il punto di vincolo. In realtà, in prima battuta si è discriminato attraverso un blocco *if* in quale di quattro diverse situazioni ci si trovasse:

La prima situazione prevede che il parametro $b_max_HLA_cyl$, che definisce il gioco presente tra cilindro e vincolo, sia inferiore a 1^{-10} [m]; in questo caso si assume assenza di gioco e per qualsiasi movimento del cilindro si trova subito il contatto.

La seconda situazione prevede che $b_max_HLA_cyl > 1^{-10}$ [m] e che lo spostamento del cilindro sia però maggiore di $b_max_HLA_cyl$. Questo significa che esiste gioco, ma il movimento del cilindro l'ha annullato e ha comunque provocato il contatto.

La terza situazione è duale alla precedente e si ha esistenza di gioco ma movimento del cilindro minore di $-b_max_HLA_cyl$ quindi anche in questa circostanza c'è contatto.

L'ultima situazione è l'unica che prevede l'assenza di contatto a causa di un movimento del cilindro inferiore a quello necessario.

Lo scopo di andare a definire la presenza o meno di contatto tra cilindro e punto di vincolo è che quest'ultimo è stato modellato come un collegamento costituito da una molla e uno smorzatore. Quindi i vari blocchi comandati dall'*if*, di cui non si considera utile l'esposizione, realizzano questo tipo di connessione in funzione della situazione in cui ci si trova.

6.2. Risposta ad un comando a gradino

La risposta del sistema ad un comando a gradino costituisce una caratteristica di fondamentale importanza per determinare le proprietà relative al suo controllo. Inoltre, nella circostanza in cui si decida di settare i guadagni delle costanti di controllo secondo il metodo Ziegler-Nichols, l'analisi della risposta ad un comando a gradino rappresenta un passo obbligato del processo di taratura.

Questo metodo infatti prevede di osservare la risposta del sistema ponendo la costante integrativa uguale a zero e aumentando quella proporzionale. Quando il comando a gradino provoca delle oscillazioni nella risposta che non svaniscono dopo un transitorio si è individuato il *Guadagno critico*, in funzione di tale valore si definiscono poi il guadagno proporzionale e il guadagno integrale.

Data la notevole differenza presentata dal modello non lineare rispetto a quello linearizzato si è rivelato necessario calcolare nuovamente i valori delle costanti dei vari anelli di controllo. Per eseguire tale operazione si è

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

adottata una variante del metodo Ziegler-Nichols quindi si è effettuata prima di tutto proprio l'analisi della risposta a gradino.

Sono state condotte simulazioni con ampiezze di comando a gradino pari al 10%, al 30% e al 70% della corsa massima disponibile per l'attuatore, questo perché per un sistema non lineare la risposta ad un comando a gradino dipende anche dall'ampiezza del comando stesso [1]. Si riporteranno di seguito però solamente le informazioni relative alle simulazioni reputate più rappresentative della dinamica del sistema.

Si è considerata anche una forza esterna agente sull'utenza. Questa costituisce il disturbo per il modello considerato e il suo valore, nelle simulazioni eseguite, è stato fatto variare tra 10% e 90% della forza di stallo generata dall'EHA.

Di seguito si riporteranno gli andamenti, non solo delle variabili di uscita del modello, ma anche di tutte le grandezze interne di cui si ritiene rilevante approfondire lo studio per descrivere il comportamento del sistema. In particolare, la situazione rappresentata dai grafici seguenti, sarà quella di un comando negativo del 10% della corsa dovendo realizzare l'attuatore movimenti in entrambi le direzioni in modo assolutamente simmetrico.

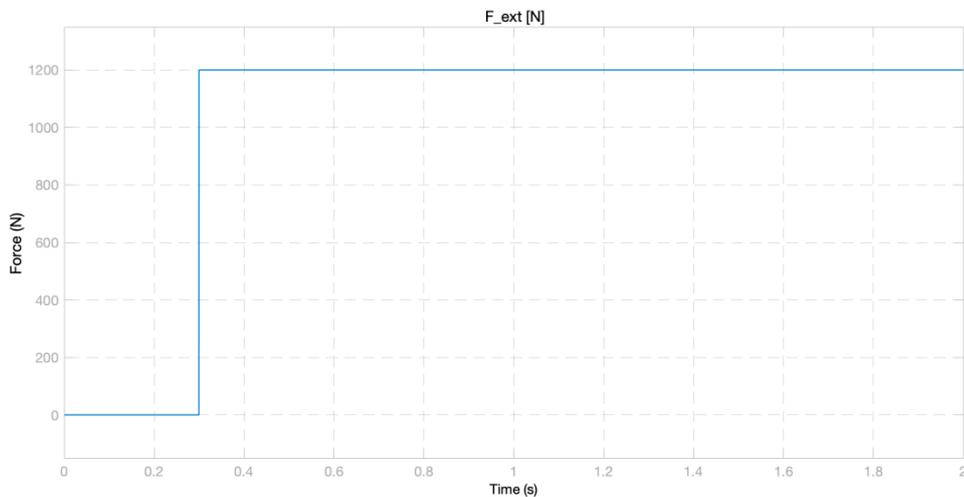


Figura 56: Andamento della forza esterna agente sull'attuatore

In Figura 56 si osserva l'andamento della forza esterna agente che è pari al 10% di quella di stallo e si oppone al movimento dell'attuatore. L'istante di tempo a cui si è simulata l'azione di tale disturbo è pari a $t = 0.3 [s]$.

La scelta di questo momento nell'intervallo di simulazione che va da $t_0 = 0 [s]$ a $t_{end} = 2 [s]$ non è casuale infatti, considerando che il segnale di comando è stato fatto partire a $t = 0.2 [s]$ ci permette di osservare come reagisce il sistema ad un disturbo successivo alla ricezione dell'input.

Andiamo quindi ad analizzare in Figura 57 l'andamento della velocità comandata dall'anello di posizione indicata come rif_w rispetto alla velocità raggiunta dal sistema definita invece FB_w

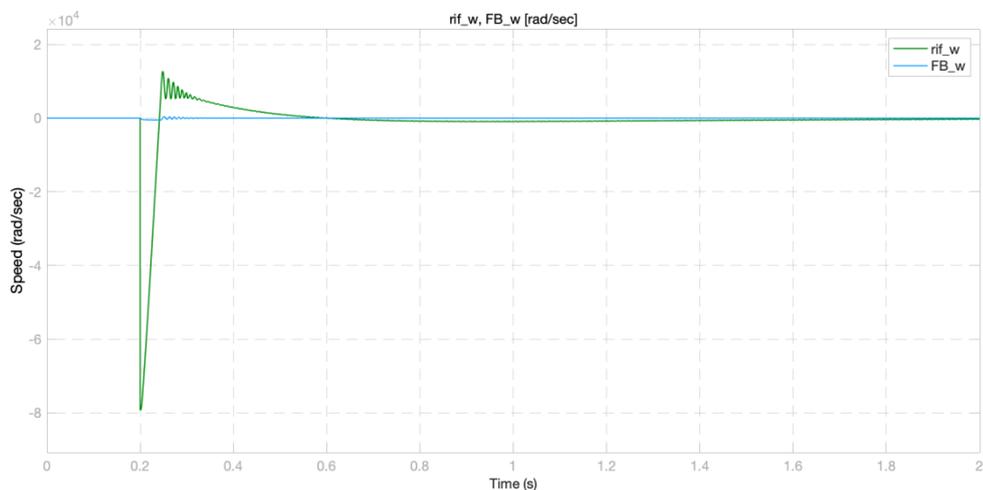


Figura 57: Andamento della velocità comandata e di quella di rotazione del motore

Quello che si nota è che immediatamente dopo aver ricevuto l'informazione di comando di una posizione diversa da quella assunta dal sistema è generato un notevole comando di velocità. Questo raggiunge dapprima un picco inferiore di $-8 \cdot 10^4 [rad/sec]$ e successivamente incrementa fino a cambiare segno nell'istante $t = 0.24 [s]$ ed arrivare ad un nuovo picco, questa volta positivo, di circa $1.2 \cdot 10^4 [rad/sec]$. Come vedremo in seguito, il cambio di segno è dovuto alla sovra elongazione del segnale di posizione. La velocità effettiva del sistema invece, seppur tenti di inseguire il comando non supera mai il valore di $500 [rad/sec]$ in nessuna delle due direzioni.

Il fatto che la richiesta di velocità assuma valori notevolmente più alti di quella reale raggiunta dal sistema è dovuto ad una costante di proporzionalità dell'anello di posizione molto elevata¹⁷, k_{px} infatti è pari a

¹⁷ Si trascura l'effetto del guadagno integrativo dell'anello di posizione perché, come già detto, influente.

$2.64 \cdot 10^7$. L' assegnazione di tale valore potrebbe sembrare poco sensata ed inoltre non in linea con il metodo Ziegler-Nichols ma il senso di tale scelta troverà una spiegazione nel paragrafo dedicato alla risposta del sistema ad un comando sinusoidale.

L' andamento del segnale di corrente di riferimento è il frutto del prodotto tra la differenza delle le velocità mostrate in Figura 57 e le costanti, proporzionale ed integrativa, dell' anello di velocità. Il valore che si è assegnato a tali costanti è stato, rispettivamente: $k_{p\omega} = 0.07$ e $k_{I\omega} = 0.1$. In questo modo si ottiene la corrente comandata visibile in Figura 58 in cui è confrontata con la corrente di quadratura del nostro motore.

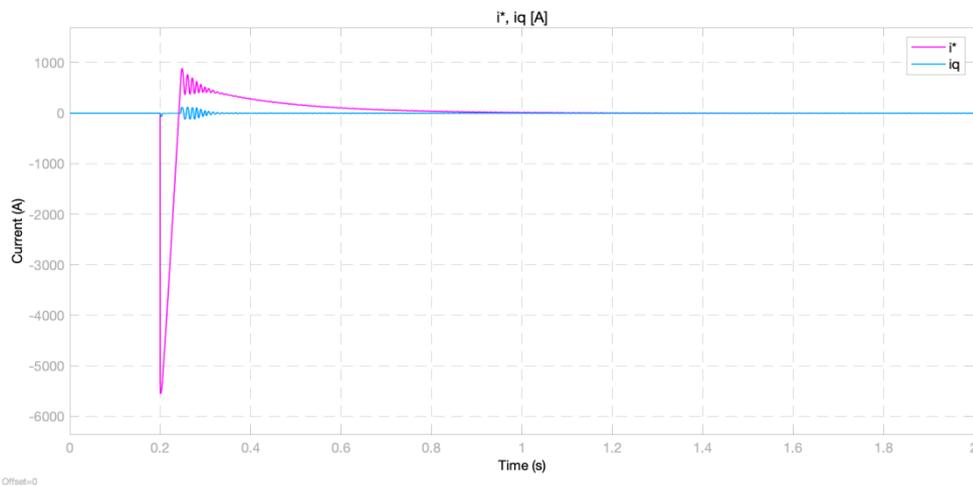


Figura 58: Andamento della corrente comandata e di quella di quadratura

Macroscopicamente si osserva che la corrente di riferimento e la velocità di riferimento hanno un comportamento del tutto simile, e allo stesso modo della velocità del motore, anche la corrente di quadratura non raggiunge valori paragonabili a quelli richiesti dal comando. I picchi raggiunti da i_q infatti sono intorno a 120 [A] nel momento in cui il motore cambia il suo senso di rotazione e intorno a 50 [A] allo spunto.

La corrente i_d , che si vorrebbe mantenere nulla mediante l' azione del controllo, propone attraverso le sue variazioni un indice dei disturbi presenti nel motore rispetto ad una regolazione ottima delle correnti. Questo è il motivo per cui non si riporta in Figura 59 l' intervallo di tempo dell' intera simulazione ma solo il tratto più significativo relativamente ai fenomeni d' interesse.

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

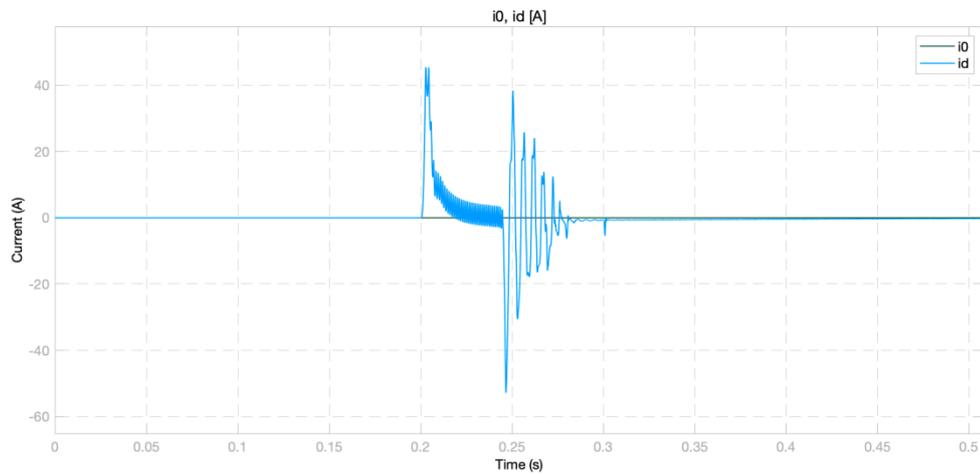


Figura 59: Andamento della corrente diretta e del riferimento nullo

Si nota che i disturbi di maggior entità sono costituiti dall' accelerazione iniziale del motore, come era logico aspettarsi, e da un andamento oscillatorio che possiamo ricondurre all' inversione di velocità di rotazione dato che si innesca a partire dall' istante $t = 0.24$ [s].

Il disturbo della forza esterna è visibile a $t = 0.3$ [s] ma il suo effetto è decisamente inferiore rispetto a quello dei fenomeni appena elencati. La causa di ciò risiede in parte nella lieve entità della forza applicata e in parte nella discreta rigidità ottenuta dagli ampi guadagni. Sono state utilizzate infatti le stesse costanti proporzionale ed integrativa sia per l'anello di corrente q che per l' anello di corrente d e settate rispettivamente a $k_{pi} = 200$ e $k_{Ii} = 1000$.

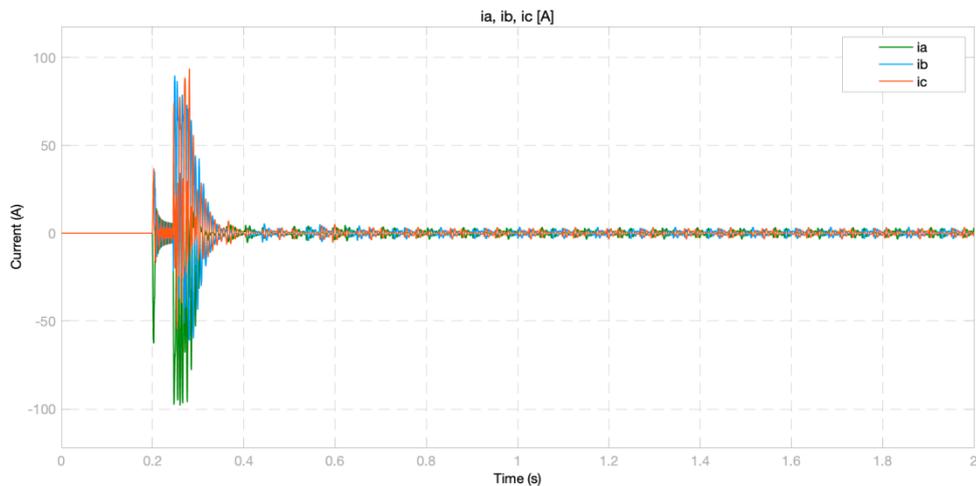


Figura 60: Andamento delle correnti di fase nel motore

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

Il risultato della trasformazione della corrente diretta e in quadratura in uscita dall'anello di controllo considerato sono le correnti di alimentazione delle tre fasi che si osservano in Figura 60. Il loro andamento è del tutto coerente con le considerazioni fatte fin'ora: Si nota infatti un'ampiezza intorno a 50 [A] nel momento in cui il motore inizia la rotazione che va man mano a ridursi al calare della coppia richiesta per poi crescere nuovamente e superare i 50 [A] quando la velocità comandata si inverte.

In Figura 61 si è deciso di riportare l'andamento delle pressioni nelle camere dell'attuatore. Tale segnale più che dare informazioni inerenti al controllo del sistema ci fornisce indicazioni rispetto alla bontà del suo funzionamento. E' infatti possibile osservare da questo grafico quale camera è messa in pressione dalla pompa in funzione del suo senso di rotazione e come agisce una forza esterna, concorde o opposta alla direzione del movimento, sulla pressione delle camere.

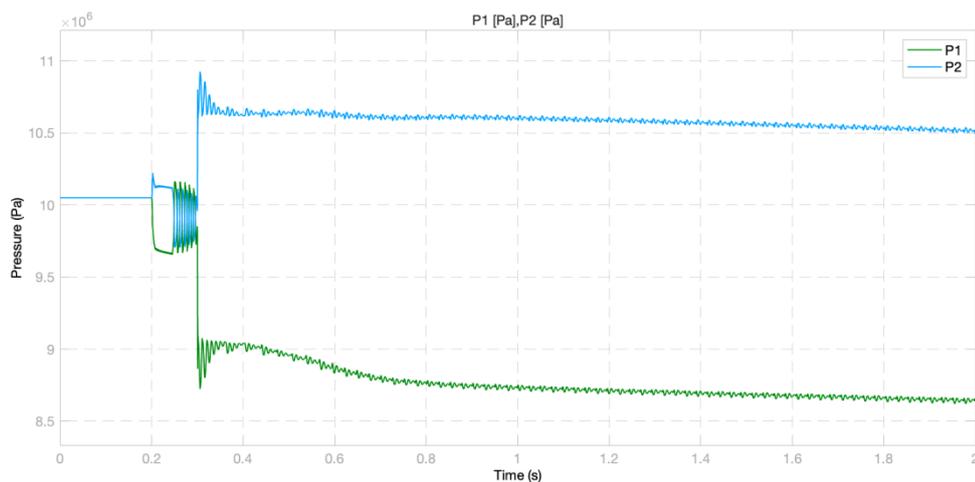


Figura 61: Andamento delle pressioni nelle camere dell'attuatore

Considerando che per come sono state definite le grandezze è la camera 2 del pistone che deve avere una pressione maggiore per realizzare un movimento negativo è corretto osservare che all'istante $t = 0.2$ [s] si abbia un incremento di P_2 e un decremento di P_1 . Successivamente, intorno a $t = 0.24$ [s] si osserva che le pressioni subiscono delle oscillazioni scambiandosi il valore massimo e minimo, anche questo è coerente con le oscillazioni attorno alla posizione di equilibrio che si generano sulla velocità a causa della sovra elongazione. Questo fenomeno, seppur via via più smorzato, viene interrotto solamente a $t = 0.3$ [s] in cui la P_2 riprende il valore maggiore e P_1 il minore.

La nuova situazione di equilibrio che si viene a creare è dovuta all'azione della forza esterna in direzione opposta al moto, che quindi favorisce l'aumento di pressione nella camera in espansione. In questa circostanza

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

infatti si nota che in realtà la differenza tra le due pressioni è maggiore rispetto a quella generata in un primo momento per il movimento senza carico, e in particolare esattamente della quantità necessaria a sviluppare la forza richiesta.

In conclusione di questo paragrafo si mostra il segnale più significativo per le prestazioni dell'attuatore e cioè la posizione raggiunta rispetto al comando impartito.

In Figura 62 si osserva che il sistema produce una discreta sovra-elongazione e delle oscillazioni prima di convergere verso il valore di riferimento. Questo è dovuto, come detto in precedenza, ad una taratura del controllo che non segue pedissequamente il metodo di Ziegler-Nichols e che quindi non è ottimizzato per un comando a gradino. Nonostante ciò il 95% della posizione comandata è raggiunta intorno a $t = 0.37$ [s], quindi 0.17 [s] dopo la ricezione del comando.

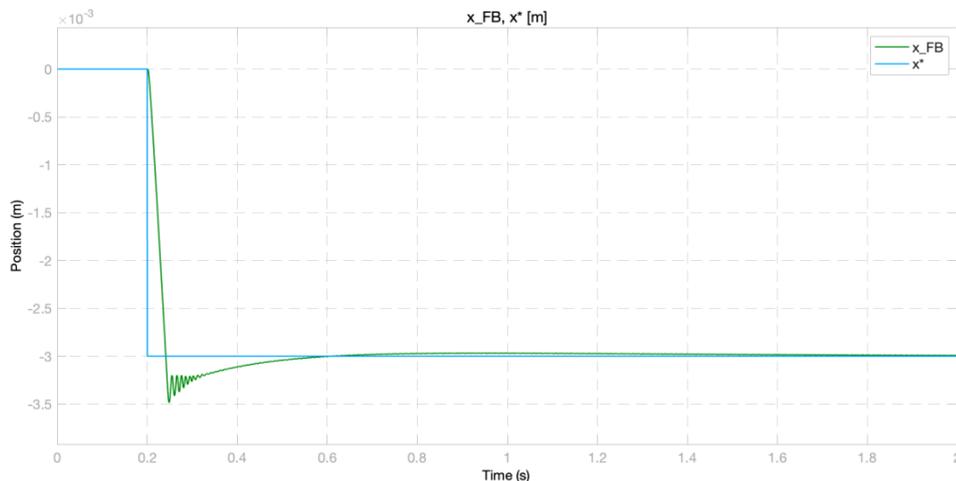


Figura 62: Andamento della posizione comandata e di quella dell'attuatore

La condizione più sfavorevole per il sistema realizzata durante le simulazioni in termini di precisione e di velocità di risposta ad un comando a gradino è stata quella di una posizione comandata pari al 70% della corsa massima con una forza opposta al movimento del 90% di quella di stallo sviluppata. L'Attuatore, in questa situazione, ha raggiunto il 95% della posizione di riferimento in meno di $t = 0.7$ [s]

Le prestazioni per un comando a gradino possono dirsi completamente soddisfacenti. Resta quindi da verificare che le performance del sistema, anche nel campo della risposta in frequenza, forniscano risultati in linea con i requisiti richiesti per l'applicazione considerata.

6.3. Risposta ad un comando in frequenza

In quest' ultimo paragrafo si andrà ad analizzare la risposta in frequenza dei tre anelli di controllo implementati nel sistema. In un primo momento si presenteranno le curve di modulo e fase per le funzioni di trasferimento ad anello chiuso e se ne esamineranno le prestazioni fornite. In una seconda fase invece, si andrà ad eseguire lo studio delle curve ad anello aperto verificando la stabilità del sistema per i parametri stabiliti.

Si è scelto di procedere seguendo questo percorso perché esso è il medesimo stabilito durante la costruzione del modello. È importante infatti operare un processo iterativo nel settaggio dei guadagni dei controllori fino a che le curve di risposta in frequenza ad anello chiuso non presentino l' andamento desiderato; solo a tal punto ha senso verificare la stabilità del sistema. Questo approccio, come si spiegherà di seguito, è stato quello che ci ha guidati nel determinare i valori delle costanti di controllo anche a discapito di un lieve peggioramento della risposta ad un comando a gradino.

6.3.1. Funzioni di trasferimento ad anello chiuso

Come per il comando a gradino anche per la risposta in frequenza un sistema non lineare presenta caratteristiche differenti dipendentemente dall' ampiezza del comando ricevuto. Si è deciso di effettuare l'analisi con un comando pari al 10% dell' ampiezza massima della grandezza esaminata perché è ritenuto dalla letteratura scientifica un adeguato valore di compromesso. Fa eccezione solo il segnale di posizione per cui si è effettuato uno studio anche per comandi di ampiezza pari al 30% e al 70% della corsa massima disponibile in modo da avere un quadro chiaro delle prestazioni del sistema per diverse situazioni operative.

Iniziamo presentando quindi in Figura 63 le curve di modulo e fase per la funzione di trasferimento ad anello chiuso dell' anello di corrente

Per quanto riguarda il grafico del modulo si nota che l' attenuazione di questa grandezza è pressoché nulla fino ad una frequenza di circa 1300 [Hz]. Dopo questo valore si presenta uno smorzamento progressivamente crescente ma che rimane comunque inferiore ai -6 [dB] per frequenze fino a 2000 [Hz].

Anche il ritardo di fase assume valori del tutto contenuti nell' intervallo di frequenze utili al sistema, osserviamo infatti uno sfasamento di appena 6° quando il segnale d' ingresso è una sinusoidale con frequenza pari a 1000 [Hz]. Oltre a questo valore di frequenza lo sfasamento diventa più marcato ma non è di grande rilevanza ai fini pratici.

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

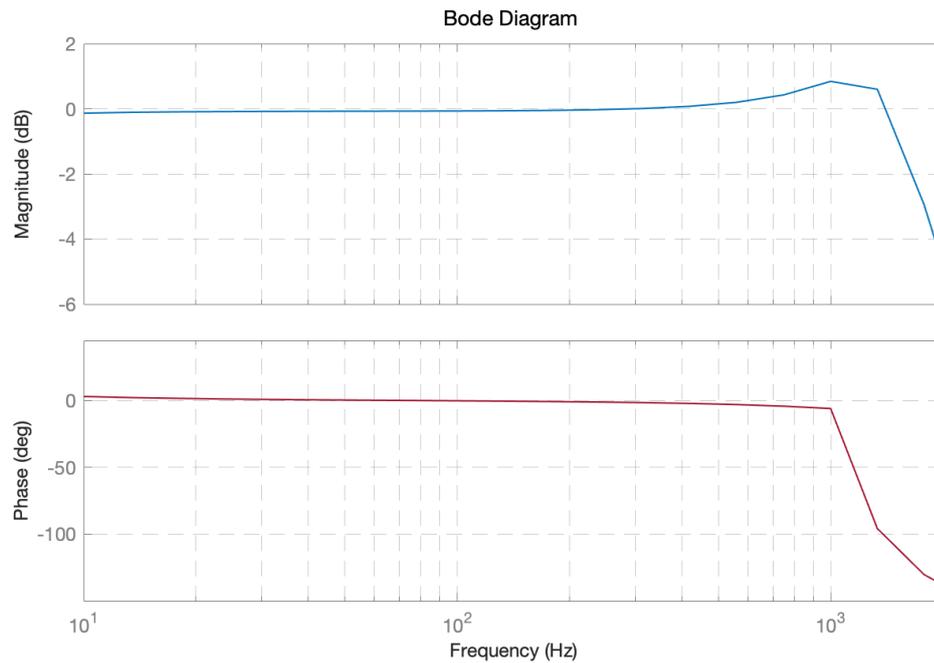


Figura 63: Funzione di trasferimento ad anello chiuso di corrente per il modello Simulink

Passiamo ora all'anello di regolazione più esterno, osserviamo la risposta in frequenza della funzione di trasferimento ad anello chiuso per il controllo della velocità.

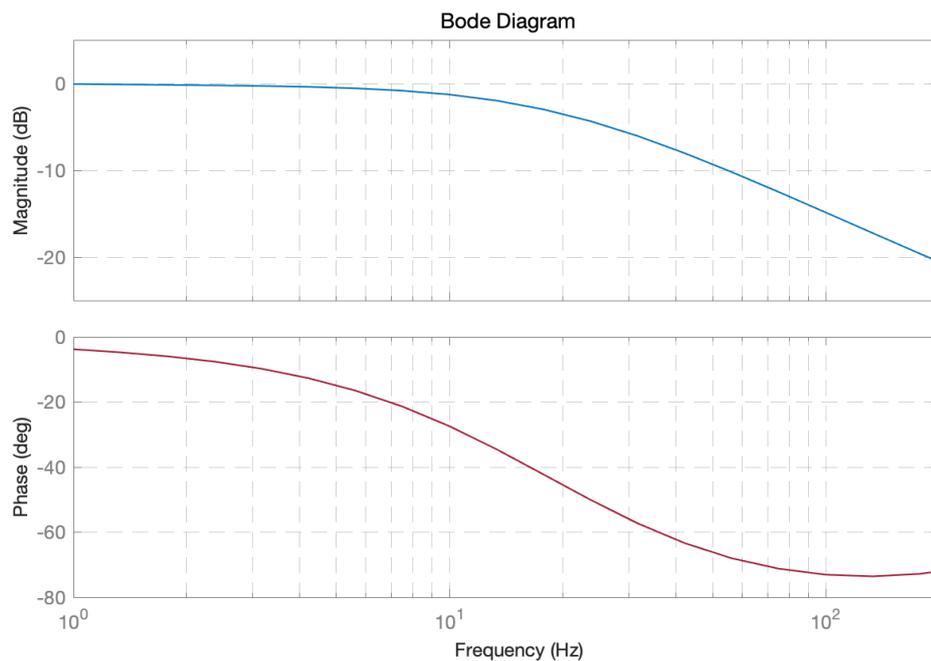


Figura 64: Funzione di trasferimento ad anello chiuso di velocità per il modello Simulink

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

Il grafico di Figura 64 mostra che l'attenuazione di questa funzione di trasferimento è maggiore della precedente, soprattutto considerando il fatto che per questa grandezza le frequenze di riferimento vanno da 1 [Hz] a 100 [Hz]. Nonostante ciò, lo smorzamento massimo presentato è di -14.85 [dB] nell'estremo maggiore dell'intervallo considerato e questo è ritenuto un valore più che accettabile per le prestazioni richieste. Per quanto riguarda il ritardo di fase osserviamo che il suo valore massimo si attesta intorno a 74° ma a 20 [Hz] non supera i 50° di sfasamento. Anche questa caratteristica dell'anello di controllo si rivela quindi soddisfacente in relazione alle attività previste per il controllo di velocità.

Per ultimo, osserviamo l'andamento della funzione di trasferimento ad anello chiuso per la posizione. Il modulo e la fase riportati in Figura 65 corrispondono alle curve ottenute con un'ampiezza del comando corrispondente a 10% della corsa massima disponibile per l'attuatore.

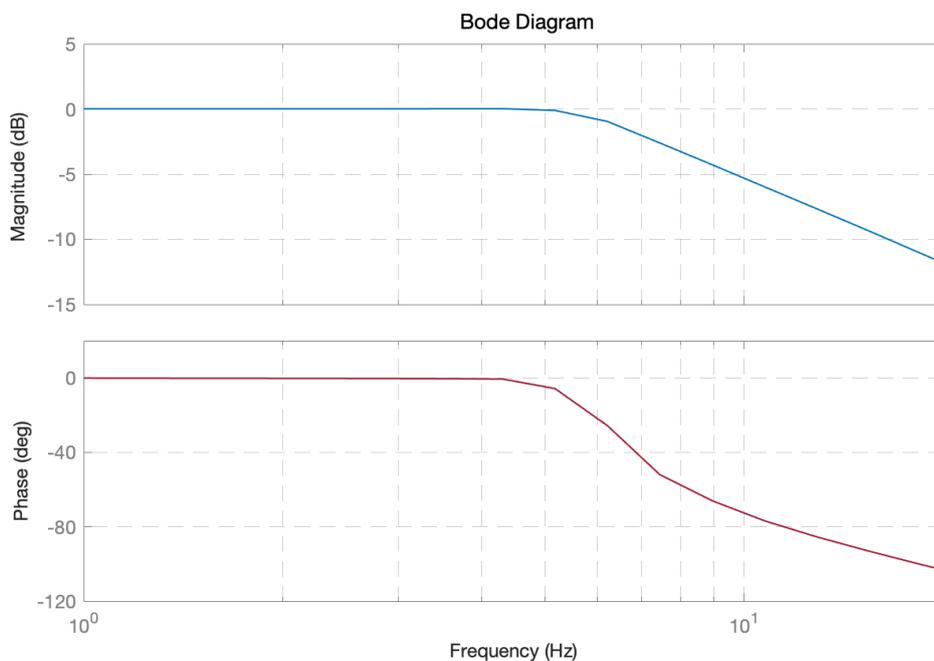


Figura 65: Funzione di trasferimento ad anello chiuso di posizione per il modello Simulink

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

In linea con le aspettative si ha che l' anello di posizione è quello che presenta attenuazione del segnale alle frequenze più basse. Essendo però anche l' intervallo di frequenze di utilizzo il più limitato tra i tre tale smorzamento non costituisce un problema. La curva del modulo infatti assume un valore inferiore ai -6 [dB] per il massimo valore contemplato sull' asse delle ascisse, cioè 10 [Hz].

Per quanto riguarda lo sfasamento invece si hanno valori quasi trascurabili fino a 5 [Hz] dove il ritardo di fase si attesta intorno ai 6° per poi farsi più consistente raggiungendo il suo massimo a 10 [Hz] dove comunque non supera i 77° .

Tali risultati possono dirsi più che soddisfacenti, per ottenerli però è stato necessario intervenire sui valori di guadagno proporzionale dell' anello di posizione in maniera differente rispetto a quella prescritta per una condizione di ottimo della risposta ad un comando a gradino. Il valore che avrebbe determinato la migliore risposta per un comando di questo tipo infatti sarebbe stato $k_{px} = 5.5 \cdot 10^6$ al contempo però avrebbe determinato un' attenuazione eccessiva del segnale. Con questo guadagno infatti si sarebbe raggiunto uno smorzamento di circa -10 [dB] già a 3 [Hz] e anche la fase ne avrebbe risentito presentando un ritardo di circa 80° sempre alla frequenza di 3 [Hz].

Si presentano di seguito gli andamenti della risposta in frequenza anche per ampiezza del comando sinusoidale maggiore del 10% della corsa massima appena illustrato .

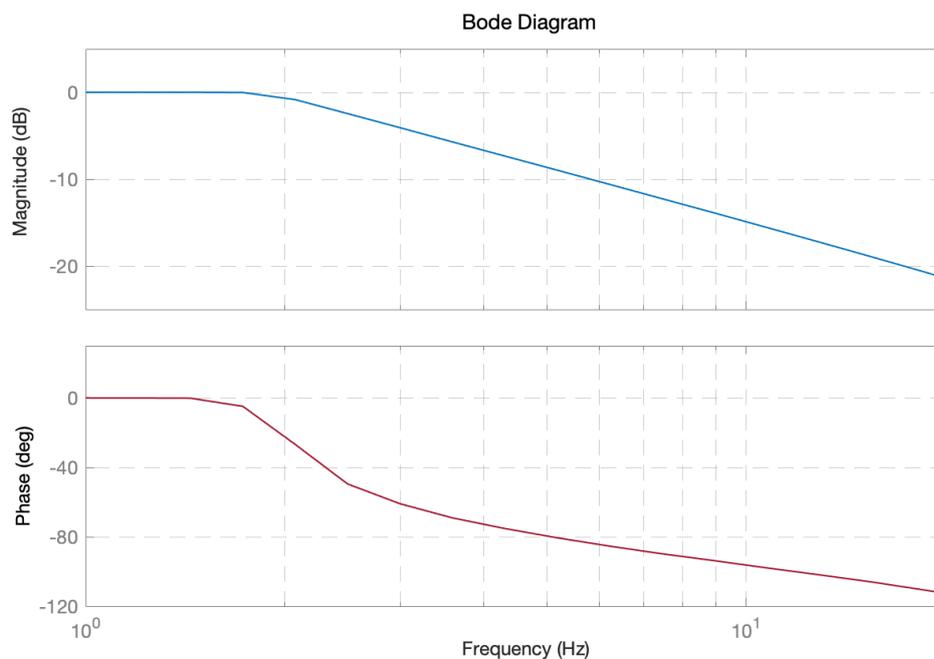


Figura 66: Funzione di trasferimento ad anello chiuso di posizione per un comando il 30% della corsa

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

In Figura 66 si possono osservare modulo e fase per un comando pari al 30% della corsa massima. L'andamento delle curve risulta del tutto simile a quello già presentato in Figura 65 mentre i valori che queste assumono risultano traslati sull'asse delle ascisse di alcune unità. La frequenza di taglio si attesta intorno ad 2 [Hz] e a questa stessa frequenza lo sfasamento è di circa 25°.

Per ultimo si riporta il grafico di Figura 67 che mostra le caratteristiche della funzione di trasferimento ad anello chiuso per un comando pari al 70% della corsa massima:

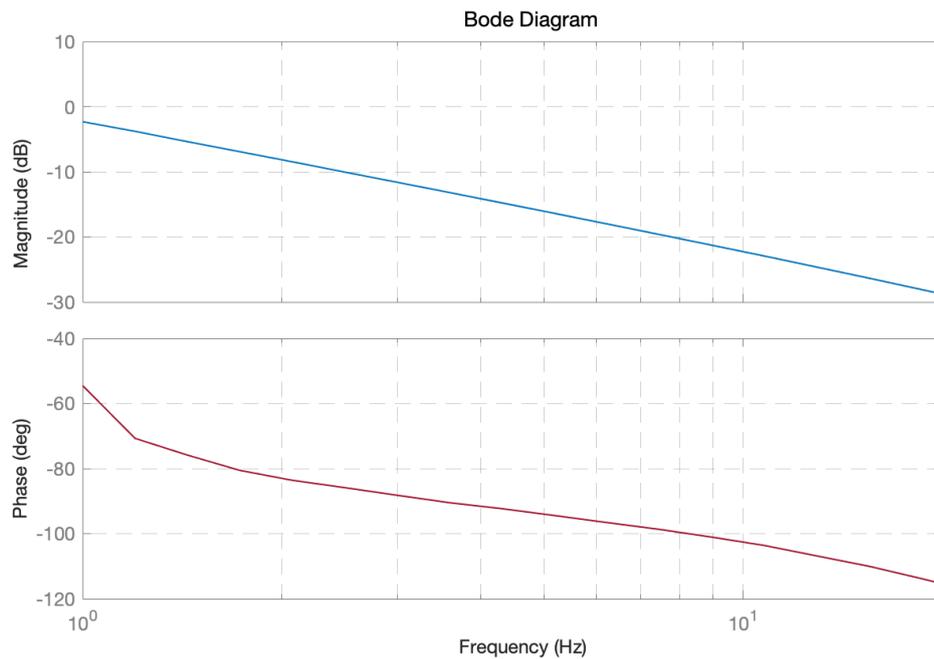


Figura 67: Funzione di trasferimento ad anello chiuso di posizione per un comando il 70% della corsa

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

In questo caso si ha che già ad 1 [Hz] il sistema attenua il segnale di -2.3 [dB] e mostra un ritardo di fase di circa 50° per arrivare a 10 [Hz] ad attenuare pressappoco di -23 [dB] e sfasare di 100° .

La tendenza mostrata da questi diagrammi evidenzia come un sistema non lineare fornisca una risposta in frequenza variabile in funzione dell'ampiezza del comando. In particolare le sue caratteristiche peggiorano aumentando il valore del segnale sinusoidale d'ingresso.

Acclarato questo fenomeno si è comunque verificato che le prestazioni fornite dal modello rispettano i vincoli richiesti per l'attuatore considerato, non resta quindi che verificare la stabilità del sistema attraverso le sue funzioni di trasferimento ad anello aperto.

6.3.2. F.d.t. ad anello aperto e rigidità dinamica

Organizzando l'esposizione nello stesso ordine utilizzato per le funzioni di trasferimento ad anello chiuso andremo a studiare prima le caratteristiche di stabilità dell'anello più interno per passare poi man mano a quelli più esterni.

Presentiamo quindi per prima la funzione di trasferimento ad anello aperto del controllo di corrente visibile in Figura 68

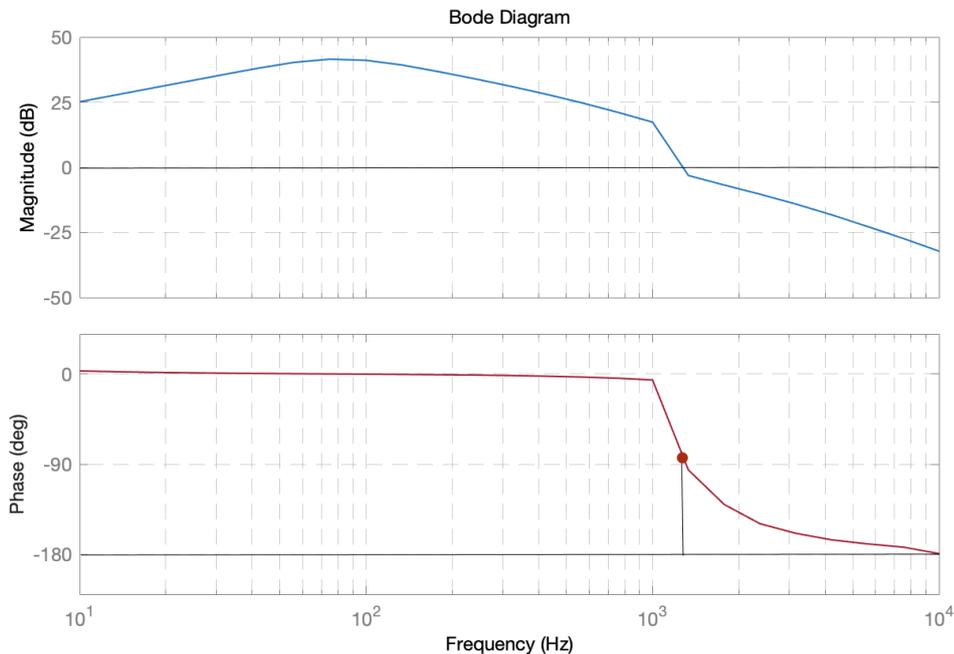


Figura 68: Funzione di trasferimento ad anello aperto di corrente per il modello Simulink

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

Anche in questo caso, come per il modello linearizzato, si ha che la curva relativa alla fase ha un andamento asintotico avvicinandosi a -180° questo significa che il margine di guadagno G_M per questo anello tende ad infinito. Il margine di fase è calcolabile e il suo valore è $\varphi_M = 90^\circ$ quindi anche questo parametro conferma la bontà dell'analisi lineare rizzata. Entrambi i valori indicano che l'anello di controllo di corrente gode di grande stabilità.

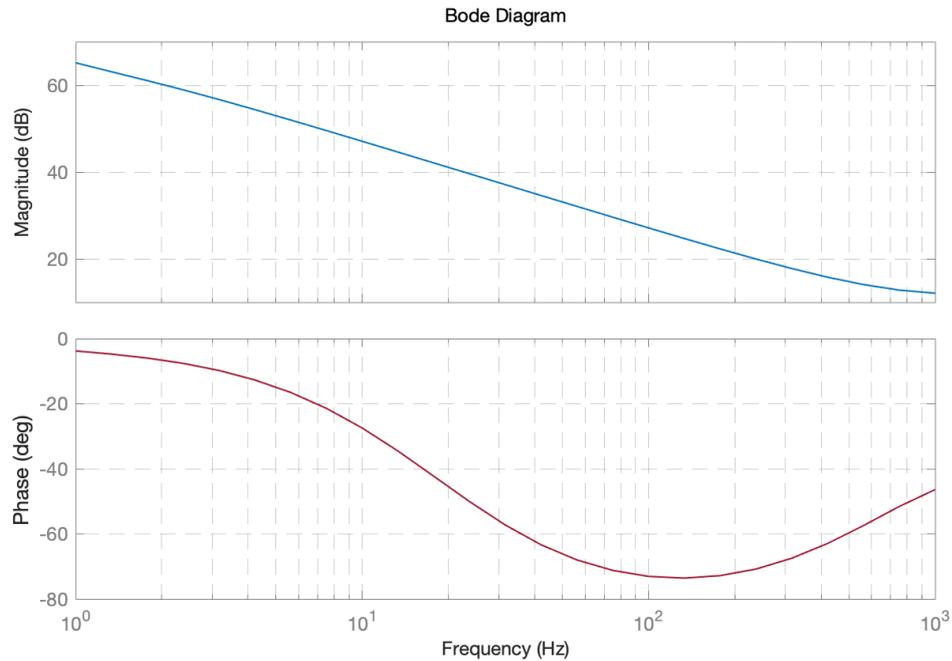


Figura 69: Funzione di trasferimento ad anello aperto di velocità per il modello Simulink

Passiamo a questo punto all'analisi del modulo e della fase dell'anello aperto di velocità.

In Figura 69 si osserva che il particolare andamento della curva della fase della funzione di trasferimento non la porta mai ad assumere il valore di -180° , questo, come per l'anello di controllo precedente, si traduce in un margine di guadagno infinito.

Il comportamento singolare invece si ha per la curva del modulo, questa infatti presenta un asintoto per un valore maggiore di zero e quindi non interseca mai l'asse delle ascisse. Si ottiene quindi che anche il margine di fase φ_M ha valore infinito.

Rimane infine da verificare che anche la stabilità dell'anello di posizione mostri margini sufficienti. Riportiamo quindi il grafico relativo alla sua funzione di trasferimento ad anello aperto in Figura 70

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

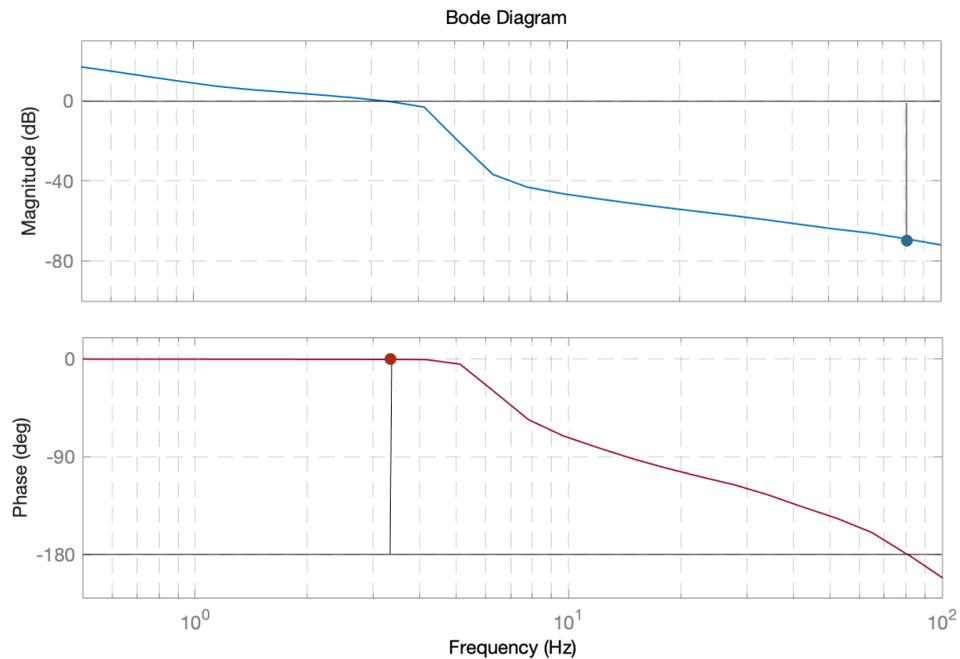


Figura 70: Funzione di trasferimento ad anello aperto di posizione per il modello Simulink

In questa circostanza possiamo visualizzare entrambi i margini di stabilità. Si nota infatti che la curva relativa alla fase assume il valore di -180° per una frequenza di circa $80 [Hz]$ individuando così un margine di fase pari a $G_M = 68 [dB]$.

Per quanto riguarda il margine di fase invece si ha che il modulo assume valore nullo intorno a $3 [Hz]$, a questa frequenza si ottiene $\varphi_M = 180^\circ$. Si conclude quindi che il sistema è oltremodo stabile e i guadagni definiti per ottenere le prestazioni definite delle funzioni di trasferimento ad anello chiuso non necessitano di modifiche.

Si pone l'accento a questo punto sulla differenza rispetto al sistema linearizzato. Per quest'ultimo modello infatti era stato necessario aggiungere un filtro passa basso per raggiungere dei valori accettabili di margine di guadagno. Per il sistema non lineare invece osserviamo che la stabilità è raggiunta senza la necessità di aggiungere alcun componente.

Per completare la verifica delle prestazioni del sistema si desidera indagare la rigidità dinamica offerta dall'attuatore. E' opportuno infatti che la sensibilità dell'EHA all'azione di una forza esterna di disturbo sia la più bassa possibile. In questo modo la posizione comandata sarà inseguita con maggior precisione dal sistema di attuazione anche in presenza di un carico agente sulle pale.

Capitolo 6. Modello non lineare per la risposta dinamica

Inoltre non conoscendo la natura dell' eventuale forza esterna è necessario garantire che il sistema presenti una rigidità sufficiente per diverse frequenze di oscillazione del disturbo.

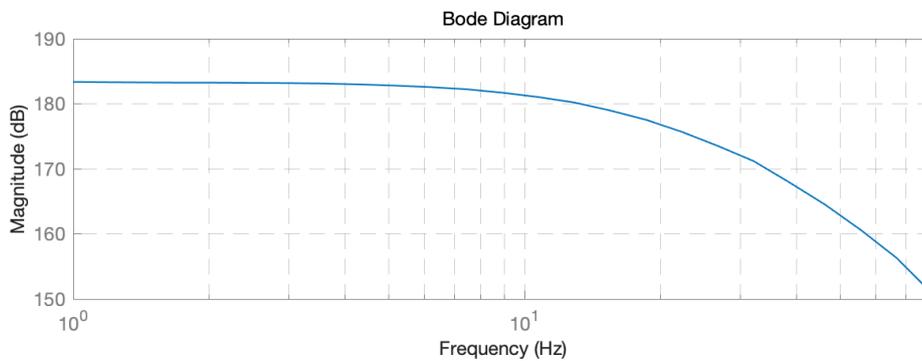


Figura 71: Rigidità dinamica del sistema per il modello Simulink

I valori del modulo mostrati in Figura 71 si attestano sopra a 180 [dB] per frequenze che vanno da 1 [Hz] a 10 [Hz]. Aumentando la frequenza il valore della rigidità diminuisce come è logico aspettarsi. Il sistema infatti fa sempre più fatica a mantenere una posizione comandata all' aumentare della velocità con cui varia il disturbo perché la sua dinamica presenta un certo tempo di risposta.

In ogni caso si osserva che la decrescita della rigidità, parte da 180 [dB] a 10 [Hz] per arrivare a intorno a 150 [dB] a 80 [Hz]. Si tratta quindi di una misura ampiamente soddisfacente per opporsi ai possibili disturbi di una forza esterna.

Capitolo 7.

Conclusioni e possibili sviluppi

Nella trattazione esposta si è progettato, sviluppato ed analizzato un attuatore Elettro-idrostatico per i comandi primari di volo di un elicottero. Le tecnologie fino ad oggi utilizzate per questo tipo di applicazioni in ambito aeronautico si sono limitate a piccole variazioni sullo stesso schema di funzionamento. Questo è dovuto al fatto che la finalità considerata è critica per la sopravvivenza dell'aeromobile. Se da un lato quindi si è voluto perseguire la strada che garantisse la maggior affidabilità possibile dall'altro si è accettato di convivere con i limiti che porta con sé l'esclusione di nuove possibili soluzioni di attuazione.

Negli ultimi anni però si è sempre più fatta avanti l'ipotesi che la tecnologia Elettro-idrostatica possa costituire una valida alternativa per l'azionamento dei comandi primari di volo. Si è visto infatti un numero crescente di velivoli ad ala fissa utilizzarla per la movimentazione delle loro superfici mobili, tra i più celebri modelli come il *Lockheed Martin F-35 lightning II* e l'*Airbus A380*. Non essendo, questa tecnologia, stata ancora sperimentata su velivoli ad ala rotante con questo lavoro di tesi si è voluto dimostrare la fattibilità del suo utilizzo e mostrare le performance che sarebbe in grado di fornire.

Si è svolto un dimensionamento dei componenti quindi per un velivolo di medie dimensioni, con un peso massimo al decollo intorno alle 4-5 tonnellate. Questo ha dimostrato che il livello di prestazioni raggiunte ad oggi dagli organi che compongono un sistema EHA è sufficiente da garantire i requisiti richiesti dall'applicazione considerata.

Dopo questa fase si è passati alla costruzione del modello linearizzato per lo studio della risposta in frequenza del sistema. Essendo anche questi dati confortanti per lo sviluppo del dispositivo si è quindi proceduto alla creazione di un modello di dettaglio.

Capitolo 7. Conclusioni e possibili sviluppi

I risultati presentati dal modello Matlab-Simulink[®] nel paragrafo 6.2 hanno dimostrato un'ottima reattività del sistema per un comando a gradino. La velocità con cui l'EHA è in grado di muovere l'utenza si rivela in linea con i requisiti richiesti dalla classe di velivolo stabilita e addirittura migliore di circa il 30% per una condizione di massimo carico agente sull'attuatore.

Si è quindi proceduto ad approfondire ulteriormente l'analisi attraverso lo studio delle prestazioni degli anelli di controllo del nostro sistema per comandi sinusoidali nel paragrafo 6.3. Dalle funzioni di trasferimento ad anello chiuso sono emerse curve di modulo e di fase che hanno evidenziato un'attenuazione ed uno sfasamento sempre contenuti nei limiti prestabiliti all'interno delle frequenze di utilizzo dei vari anelli di controllo.

Infine la stabilità del sistema indagata attraverso le funzioni di trasferimento ad anello aperto ha fornito margini di stabilità ben al di sopra della soglia di accettabilità per ognuno degli anelli di controllo implementati nel sistema.

Ottenuta la conferma che l'attuatore EHA è in grado di rispettare gli standard desiderati sotto ogni profilo si è voluto in conclusione del lavoro ottenere un riscontro tangibile di uno dei tanti vantaggi che questa tecnologia propone rispetto a quelle utilizzate ad oggi.

In particolare quindi si è voluto effettuare una stima del risparmio di peso ottenibile dalla sostituzione di una linea di attuazione elettro-idraulica con una elettro-idrostatica. Ipotizzando una geometria dei condotti idraulici che garantisca perdite di pressione accettabili e al contempo margini di sicurezza adeguati per le pressioni di utilizzo considerate ne è risultato un risparmio di peso percentuale che oscilla tra il 45% e il 70% del peso di un EHSA.

I passi successivi per l'implementazione dell'attuatore presentato nella trattazione esposta risiedono in ulteriori studi volti a risolvere le criticità emerse e ad approfondire le prestazioni in contesti operativi differenti da quello nominale.

I valori assegnati ai guadagni degli anelli di regolazione del sistema infatti fanno sì che per comandi a gradino con ampiezza di almeno il 30% della corsa possano innescarsi, in presenza di forza di disturbo esterna, fenomeni di cicli limite non smorzati. In particolare questa eventualità si presenta quando si generano errori relativamente piccoli sulla posizione a causa probabilmente di costanti di controllo troppo elevate. Come già spiegato però la scelta dei valori dei guadagni è stata, in questa prima fase di analisi, guidata esclusivamente dall'ottenimento di una risposta in frequenza in linea con le aspettative.

Per quanto riguarda la variabilità dei contesti operativi, è chiaro che il sistema sul lungo periodo non si troverà sempre in condizioni nominali. Esso infatti sarà affetto da fenomeni di usura e potenziali malfunzionamenti. Se si desidera che il livello delle prestazioni si mantenga sopra ad una certa soglia anche nel lungo termine è quindi necessario simulare queste condizioni nel modello ed eventualmente adottare i necessari accorgimenti.

Capitolo 7. Conclusioni e possibili sviluppi

Nel lavoro realizzato sono già state gettate le basi per implementare i fenomeni più rappresentativi fuori dalle condizioni operative. Tra gli effetti di usura vi sono il consumo delle guarnizioni del cilindro idraulico e la variazione del gap rotore-statore per il logorio dei cuscinetti. Per quanto riguarda invece le conseguenze di possibili guasti ci si è riferiti ad una possibile demagnetizzazione delle polarità magnetiche del rotore o ad un eventuale corto circuito su uno degli avvolgimenti di fase.

Un' ultimo ulteriore sviluppo per rendere il modello completo sarebbe quello di implementare una logica di reazione del sistema alla rilevazione di un guasto. Sarebbe quindi necessario definire l' architettura del sistema parallelo di ridondanza e il suo metodo di funzionamento. La progettazione di due dispositivi appaiati infatti è subordinata alla scelta di farli operare in modalità *Active-Active* oppure in *Active-Stand by*.

In questo modo si avrebbe un quadro completo dei comportamenti del sistema in qualsiasi condizione operativa e si potrebbe eventualmente utilizzare per simulazioni real-time volte a prevenire malfunzionamenti.

Script Matlab[©]

```
%% Author: Alessandro Cantù
%% Polytechnic of Turin
%% Last update: 11/6/2021
%%
```

```
%% BLAC
```

```
omega_max=14000*2*pi/60; %velocità max rotazione motore (rad/sec)
Xd_max=0.1; %velocità max spostamento attuatore (m/sec)
```

```
%Imput signal
Zp_RH_WT=2; %numero di paia poli
Vel_RH_WT=12; % [?V] tensione dell' eltronica?
```

```
%RHWT_CONTROL
```

```
%Current control
Kp_iq_RH_WT=200; %costante proporzionale anello di corrente q
Ki_iq_RH_WT=1000; %costante integrativa anello di corrente q
Kp_id_RH_WT=200; %costante proporzionale anello di corrente d
Ki_id_RH_WT=1000; %costante integrativa anello di corrente d
```

```
tau_i_RH_WT=1/5000; %costante del filtro di feedback di corrente, è pensato per eliminare le variazioni
dovute al PWM
```

```
%speed control
```

```
%Resolver
Hres_RH_WT=Vel_RH_WT/omega_max; %[Volt/rad/sec]num della f.d.t. del resolver che legge la velocità del mo
tore
S_res_RH_WT=10*Zp_RH_WT*omega_max; %sigma della f.d.t. del filtro del resolver che legge la posizione del mo
tore
zeta_res_RH_WT=0.7; %zita della f.d.t. del resolver che legge la posizione del motore
%ipotizziamo smorzamento ideale di 0.7 e
%sigma=10 volte la dinamica del fenomeno (in realtà dicono che leggono
%3000Hz) quindi signma probabilmente molto
%più alta
```

```
imax_RH_WT=300; % [A] corrente massima che porta alla saturazione degli avvolgimenti del motore
Tsampl_w_RH_WT=1e-4; % [?s] Sample time del convertitore analog to digital
n_bit_RH_WT=12; % [?] numero di bit del calcolatore?
kp_w_RH_WT=0.07; % costante proporzionale anello di velocità w
ki_w_RH_WT=0.1; %0.02 costante integrativa anello di velocità w
Tc_w_RH_WT=1e-5; % [?s] tempo di calcolo del convertitore D to A
```

```
%position control
```

```
%LVDT
Hlvd_t_RH_WT=Vel_RH_WT/Xd_max; %[Volt/m/sec] num della f.d.t. del LVDT che legge la velocità dell' attuo
re
S_lvdt_RH_WT=100000*Xd_max; %sigma della f.d.t. del filtro dell' LVDT che legge la posizione de
ll' attuatore
zeta_lvdt_RH_WT=0.7; %zita della f.d.t. del LVDT che legge la posizione dell' attuatore
Tsampl_x_RH_WT=1e-4; % [?s] Sample time del convertitore analog to digital
kp_x_RH_WT=1.5*3.2*5.5e6; %8e4 per comandi di 0.015 [m] % costante proporzionale anello di po
sizione x
ki_x_RH_WT=1e1; % costante integrativa anello di posizione x
xmax_RH_WT=0.03; % [m] posizione massima che porta al finecorsa l' attuatore
Tc_x_RH_WT=1e-5; % [?s] tempo di calcolo del convertitore D to A
```

```

%Electronic power unit
T_switch_RH_WT=1e-4;      %tempo del ciclo della portante del PWM 10KHz
Wf_MBDO_RHWT=0;          %componente della saturazione superiore di Vc(?)

%Electric motor
L_RH_WT=2.7*1e-3;        % [H] induttanza alla temperatura di riferimento degli avvolgimenti del BLAC (fase A a 60 HZ)
alpha_Tw_L_RH_WT=1E-5;   % [H/°C?] coefficiente delta_induttanza/delta_Temperatura
Trifw=20;                 % [°C] temperatura di riferimento per gli avvolgimenti
R_RH_WT=1.76;            % [omega] resistenza alla temperatura di riferimento degli avvolgimenti del BLAC (fase
A a 25°C)
alpha_Tw_R_RH_WT=0.003;  % [omega/°C?] coefficiente delta_resistenza/delta_Temperatura

alpha_TTS_RH_WT=0.02;    % [?] coefficiente a esponente della relazione temperatura/R-L per la fase a
Beta_TTS_RH_WT=0.7;      % [?] coefficiente lineare della relazione temperatura/R-L per la fase a
Wf_TTS_ONOFF_RH_WT=0;    % [?] coefficiente interruttore della relazione temperatura/R-L per la fase a
Wf_TTS_0_RH_WT=0.1;     % [?] cond. iniz. dell' integratore della relazione temperatura/R-L per la fase a

k_b=42.3*60/(2*pi)*1e-3; % [V/rad/sec] è la conversione del valore a catalogo in [V/krpm]
k_e_RH_WT=k_b*sqrt(3)/2; % [V/rad/sec] coeff. lineare dell' angolo per la backemf (riportato quello a catalogo ch
e è rispetto alla velocità)
Wf_EMSE_RHWT=0;          % [?] coeff. lineare per l' airgap variation
Wf_DMD_RHWT=0;           % [?] coeff. costante alternativo alla formula di demagn.
Wf_LMD_RHWT=0;           % [?] coeff. lineare per la formula di demagn.

%Material propriety
Frameless_weight=1.39;   % [Kg] Massa del motore senza housing
Housing_weight=0.57;     % [Kg] Massa dell' housing
cm_cu=385;                % [J/Kg°C] calore specifico per u. di massa del rame
cm_al=880;                % [J/Kg°C] calore specifico per u. di massa dell' alluminio

%Hth_tot_RH_WT=1.62;     % [°C/W] resistenza termica per il motore presa da catalogo
R_w=0.4;
Cth_w_RH_WT=(Frameless_weight)*cm_cu; % [J/K] Capacità termica per il wiring (assumendo che tutta la massa frame
less sia di rame)

Hth_w_RH_WT=1/R_w;        % [°C/W] resistenza termica per il winding (arbitrariamente assunta per ott
enere come somma 1.62)
T_0_RH_WT=25;            % [°C/W] cond. iniziale dell' integratore della temp. dei windings e dell' h
ousing
Hth_housing_RH_WT=1/(1.62-
R_w); % [°C/W] resistenza termica per l' housing (assumendo che la somma tra wiring e housing sia in serie)
Cth_housing_RH_WT= Housing_weight*cm_al; % [J/K] Capacità termica per l' housing (assumendo che l' housing sia allumi
nio)

%%grandezza comandata
%w rif com=100;          %velocità comandata di riferimento 338.24

%% Author: Alessandro Cantù
%% Polytechnic of Turin
%% Last update: 11/6/2021
%%

```

```

%% PUMP

```

```

%efficiency
Pump.eta_m=0.9;          % Pump mechanical efficiency
% Temperature
mu_T=40;                 % Fluid Temperature Mean Value (K)
var_T=2;                 % Fluid Temperature %Variation (-)
sigma_T=var_T*mu_T/sqrt(6); % Fluid Temperature Standard Deviation (K)
T=normrnd(mu_T,sigma_T)+273.15; % Fluid Temperature (K)

```

```

% Swash-Plate
Pump.beta=0.349; % Angle of Swash Plate (rad) (https://link.springer.com/article/10.1631/jzus.A14
00309)

% Gap (Radial Clearance) Between Piston and Cylinder Bore (m) - Symmetrical Conditions
mu_h_g=35*1e-6; % Gap Mean Value (m)
var_h_g=0.05; % Gap %Variation (-)
sigma_h_g=var_h_g*mu_h_g/sqrt(4); % Gap Standard Deviation (m)

% Pump Geometrical Data (dal dimensionamento di massima excell)
Pump.m=7; % Number of Pistons (-)
Pump.alpha=2*pi/Pump.m; % Phase Delay (rad)
Pump.d=4.44e-3; % Diameter of Pistons - Nominal (m)
Pump.R_p=8.88e-3; % Piston Pitch Radius on Barrel (m)
Pump.h_g=normrnd(mu_h_g,sigma_h_g,1,Pump.m); % Gap (Radial Clearance) Between Piston and Cylinder Bore (m) -
Symmetrical Conditions
Pump.L_0=0.55*2*Pump.R_p*tan(Pump.beta); % Initial Length of Piston Leakage Passage (m)
...(definita con la stessa proporzione del rapporto sulla corsa del modello "Pompa.pdf"-> L0/Sp,i=0.55)

Pump.R_1=9.62e-3; % Outer Radius of the Discharge Kidney Port in Valve Plate (m)
Pump.R_2=8.14e-3; % Inner radius of the discharge kidney port in valve plate (m)
...(definiti con le stesse proporzioni del modello "Pompa.pdf"-> R1+R2=2*Rp; R1-R2=d/3)
Pump.C_d1=0.675; % Discharge Flow Coefficient (-)

Pump.r=Pump.d/2; % Radius of Pistons (m)
Pump.A_p=pi*Pump.r^2; % Pistons Area (m)
Pump.V_D=3.406e-9; % Piston Dead Volume (m^3)
...ottenuto con lo stesso rapporto di corsa su corsa morta del modello=0.22
Pump.V_0=Pump.V_D+2*Pump.R_p*tan(Pump.beta)*Pump.A_p; % Piston Chamber Initial Volume (m^3)
p_c=5e5; % Case Drain Chamber Pressure (Pa)
Pump.V_c=4.2929e-7; % Discharge Chamber Control Volume (m^3)
...ottenuto con lo stesso rapporto di Discharge Volume su Dead Volume del modello V_c/V_D=126.038
% Slipper
%Pump.a_sw=0; % Slipper Thickness (m)
Pump.r_sl_ext=Pump.r; % Slipper internal radius (m)
Pump.r_sl_int=Pump.r_sl_ext*0.1; % Slipper internal radius (m)
p_s_i=206e5;
% Barrel
Pump.r_b_int2=0.006787; % Internal radius of the main groove (2) (m)
...4) ottenuto con lo stesso rapporto r_b_int/r_b_int2 del modello =0.879
Pump.r_b_int=0.007721; % Internal radius of the main groove (m)
...3) ottenuto con lo stesso rapporto r_b_int/r_b_ext del modello =0.77028
Pump.r_b_m_int=(Pump.r_b_int2+Pump.r_b_int)/2; % Average radius between internal land borders (m)
Pump.r_b_ext=0.010024; % External radius of the main groove (m)
...1) ottenuto con lo stesso rapporto R_1/r_b_ext del modello =0.9597
Pump.r_b_ext2=0.010958; % External radius of the main groove (2) (m)
...2) ottenuto con lo stesso rapporto r_b_ext/r_b_ext2 del modello =0.9148
Pump.r_b_m_ext=(Pump.r_b_ext2+Pump.r_b_ext)/2; % Average radius between external land borders (m)
% Da qui in poi i valori sono rimasti uguali a quelli del modello tranne
% per il load
Pump.b_theta_j=deg2rad(66); % Barrel angle end discharge port (rad)
Pump.b_theta_i=deg2rad(-66); % Barrel angle begin discharge port (rad)
Pump.b_h0=5e-6; % Barrel central height (m)
Pump.b_alfa=0; % Barrel tilt angle perpendicular to the Y axis (rad)
f_Q_b_int=Pump.b_h0^3*(Pump.b_theta_j-
Pump.b_theta_i)+3*Pump.b_h0^2*Pump.b_alfa*Pump.r_b_m_int*(sin(Pump.b_theta_j)+sin(-Pump.b_theta_i))...
+3*Pump.b_h0*Pump.b_alfa^2*Pump.r_b_m_int^2*(1/4*(sin(2*Pump.b_theta_j)+sin(-
2*Pump.b_theta_i)))+(Pump.b_theta_j-Pump.b_theta_i)/2)...
+Pump.b_alfa^3*Pump.r_b_m_int^3*(1/12*(sin(3*Pump.b_theta_j)+sin(-
3*Pump.b_theta_i))+3/4*(sin(Pump.b_theta_j)+sin(-Pump.b_theta_i)));
f_Q_b_ext=Pump.b_h0^3*(Pump.b_theta_j-
Pump.b_theta_i)+3*Pump.b_h0^2*Pump.b_alfa*Pump.r_b_m_ext*(sin(Pump.b_theta_j)+sin(-Pump.b_theta_i))...
+3*Pump.b_h0*Pump.b_alfa^2*Pump.r_b_m_ext^2*(1/4*(sin(2*Pump.b_theta_j)+sin(-
2*Pump.b_theta_i)))+(Pump.b_theta_j-Pump.b_theta_i)/2)...
+Pump.b_alfa^3*Pump.r_b_m_ext^3*(1/12*(sin(3*Pump.b_theta_j)+sin(-
3*Pump.b_theta_i))+3/4*(sin(Pump.b_theta_j)+sin(-Pump.b_theta_i)));

```

```

%p_s_i=p_c; % Initial Supply Pressure (Pa)
pl_m_i=10050000; %p01_la_HLA;%p_s_i*ones(1,Pump.m); % Initial Piston Chambers Pressures (Pa)

Pump.disp=pi*Pump.d^2*Pump.R_p*tan(Pump.beta)*Pump.m/2; % Pump displacement (m^3)
% Pump Kinetical Data
omega=954*2*pi/60; % Rotating Speed (rad/s)
%% LOAD (Needle Valve)
A_v=0.85*1e-6; % Discharge Orifice Area of Needle Valve (m^2)
C_d2=0.110; % Discharge Flow Coefficient of Needle Valve (-)

%% FLUID PROPERTIES
%
% Reference Conditions
p_0=101325; % Reference Pressure (Pa)
T_0=273.15; % Reference Temperature (K)
% Density (Kg/m^3): rho=rho_0*[1+1/B*(p-p_0)+rho_alpha*(T-T_0)]
mu_rho_0=857; % Reference Oil Density Mean Value (Kg/m^3)
var_rho_0=0.03; % Reference Oil Density %Variation (-)
sigma_rho_0=mu_rho_0*var_rho_0/sqrt(4); % Reference Oil Density Standard Deviation (Kg/m^3)
rho_0=normrnd(mu_rho_0,sigma_rho_0); % Reference Oil Density (Kg/m^3)
rho_alpha=-8.3139e-04; % Coefficient of thermal expansion (1/°C)
% Kinematic viscosity nu (m^2/s): Log[Log(nu-nu_cv)]=nu_av-nu_bv*(T-T_0)
% T>=0°C
nu_av_H=0.285; % nu_av (-)
nu_bv_H=0.0056; % nu_bv (1/°C)
mu_nu_cv_H=0.2*1e-6; % nu_cv Mean Value (m^2/s)
var_nu_cv_H=0.03; % nu_cv %Variation (-)
sigma_nu_cv_H=mu_nu_cv_H*var_nu_cv_H/sqrt(4); % nu_cv Standard Deviation (m^2/s)
nu_cv_H=normrnd(mu_nu_cv_H,sigma_nu_cv_H); % nu_cv (m^2/s)
% T<0°C
nu_av_C=0.44; % nu_av (-)
nu_bv_C=0.00236; % nu_bv (1/°C)
mu_nu_cv_C=-481*1e-6; % nu_cv Mean Value (m^2/s)
var_nu_cv_C=0.03; % nu_cv %Variation (-)
sigma_nu_cv_C=abs(mu_nu_cv_C)*var_nu_cv_C/sqrt(4); % nu_cv Standard Deviation (m^2/s)
nu_cv_C=normrnd(mu_nu_cv_C,sigma_nu_cv_C); % nu_cv (m^2/s)
% Bulk modulus (Pa): beta_l=beta_l_0-beta_l_ab(T-T_0)
mu_beta_l_0=16e8; % Reference Oil Bulk Modulus Mean Value (Pa)
var_beta_l_0=0.03; % Reference Oil Bulk Modulus %Variation (-)
sigma_beta_l_0=var_beta_l_0*mu_beta_l_0/sqrt(4); % Reference Oil Bulk Modulus Standard Deviation (Pa)
beta_l_0=normrnd(mu_beta_l_0,sigma_beta_l_0); % Reference Oil Bulk Modulus (Pa)
beta_l_ab=7.625*1e6; % beta_l_ab (Pa/°C)
% Equivalent bulk modulus (Pa): beta=1/(1/beta_l+fr_a/p_s)*10^6
mu_fr_a=0.0035; % Volumetric Air Fraction Mean Value (-)
var_fr_a=0.005; % Volumetric Air Fraction %Variation (-)
sigma_fr_a=var_fr_a*mu_fr_a/sqrt(4); % Volumetric Air Fraction Standard Deviation (-)
fr_a=normrnd(mu_fr_a,sigma_fr_a); % Volumetric fraction of free air (-)

```

```

%%% Author: Alessandro Cantù
%%% Polytechnic of Turin
%%% Last update: 11/6/2021
%%%

```

```

%ACTUATOR DATA

```

```

Ps=20.6e6; %Supply pressure [Pa]
Pr=0.5e6; %Return pressure [Pa]
beta=16e8; % Reference Oil Bulk Modulus Mean Value (Pa)
rho_steel = 7850; % Steel density [kg/m3]
T=300; % Fluid Temperature (K) ...
... in realtà andrebbe calcolata quella del fluido o si prende dallo script per la pompa
%Geometrical data
d_la_e=0.0249; %Rod external diameter [m]
d_la_i=0.02092; %Rod internal diameter [m]
D_la=0.0379; %Cylinder diameter [m]
A1_HLA=(D_la^2/4*pi-d_la_e^2/4*pi); %Active area 1 [m2] - extend
A2_HLA=(D_la^2/4*pi-d_la_e^2/4*pi); %Active area 2 [m2] - retract
L_la1=0.03; %Half cylinder stroke retraction [m]
L_la2=0.03; %Half cylinder stroke extension [m]
B_la=0.002; %Thickness of rod plate [m]
B_cy=0.002; %Thickness of cilinder sleeve [m]
Vm_la1=A1_HLA*L_la1*0.1; %Dead volume - extend
Vm_la2=A2_HLA*L_la2*0.1; %Dead volume - retract
%calcolo della massa dell' asta
Mrod_la=((d_la_e^2/4*pi-d_la_i^2/4*pi)*(L_la1+L_la2+B_cy)...
+B_la*(D_la^2/4*pi-d_la_e^2/4*pi))*2*rho_steel; %Mass rod [kg]
Mcy_l_la=0.4; %Mass cylinder [kg]
%Equilibrium condiction
x0_la=0; %Initial position piston [m]
V01_la_HLA=(Vm_la1+A1_HLA*(L_la1+x0_la)); %Chamber1 volume0 [m3]
V02_la_HLA=(Vm_la2+A2_HLA*(L_la2-x0_la)); %Chamber2 volume0 [m3]
Pmean=0.5*(Ps-Pr); %Mean pressure between chamber []
DP_eq=Pmean*(A1_HLA-A2_HLA)/(A1_HLA+A2_HLA); % [Pa]
P01_la_HLA=Pmean-DP_eq; %Initial pressure condition for chamber 1 [Pa]
P02_la_HLA=Pmean-DP_eq; %Initial pressure condition for chamber 2 [Pa] Pmean+DP_eq

```

```

%% Friction

```

```

Gamma_la=1.667e3; %Coefficient of viscous friction [Ns/m] 1.667e4

```

```

% Data Seal Actuator1

```

```

De_se=[25.49 25.49 25.49];% 97.65 53.80 53.80 53.80]'; %Seal external diameter [mm]
... (non verificato ottenuto con lo stesso rapporto di "seal_data" sul diametro del cilindro)
Di_se=[22.54 22.54 22.54];% 59.88 47.57 47.57 47.57]'; %Seal internal diameter [mm]
...(non verificato ottenuto con lo stesso rapporto di "seal_data" sul diametro esterno della seal)
Dm_se=(Di_se+De_se)/2; %Seal meam diameter [mm]
Dd_se=[22.54 22.54 22.54];% 97.65 47.57 47.57 47.57]'; %Sliding seal diameter [mm]
W_se=[1.67 1.67 1.67];% 3.53 3.53 3.53 3.53]'; %Seal cross-section [mm]
...(non verificato ottenuto con lo stesso rapporto di "seal_data" sul diametro esterno della seal)
Tw_se=[12.18 12.18 12.18];% 12.18 12.18 12.18 12.18]'; %Squeeze seal [%]
...(non verificato ottenuto assumendo lo stesso di "seal_data" )
Hs_se=[70 70 70];% 70 70 70 70]'; %Shore hardness [sh]
...(non verificato ottenuto assumendo lo stesso di "seal_data" )

```

```

% Estimate FH
%FH equation
%FH=0.175*pi*Dd*(-0.884+0.0206*Hs-0.0001Hs^2)*Tw

m=length(De_se); %Matix dimension
FH=0;
for ii=1:m
    FH=FH+0.175*pi*Dd_se(ii)*(-0.884+0.0206*Hs_se(ii)-0.0001*(Hs_se(ii))^2)*Tw_se(ii); %Estimate FH [N]
end

% Estimate FP constant part
%FP equation
%FP=7.82*10^(-2)*pi*Dm*W

m=length(De_se); %Matix dimension
KFPi=zeros(m,1); %Preallocation KFPi
for ii=1:m
    KFPi(ii,1)=7.82e-
2*pi*Dm_se(ii)*W_se(ii); %Estimate KFPi for each seal [N]
end

%% Leakage coefficient
Kle1l=0; %External chamber 1 (non verificato) [m3/(sPa)]
Kle1t=0; %External chamber1 (non verificato) [m3/(sPa^1/2)]

Kle2l=0; %External chamber2 (non verificato) [m3/(sPa)]
Kle2t=0; %External chamber2 (non verificato) [m3/(sPa^1/2)]

Kli12l=0; %Internal [m3/(sPa)]
... (calcolato per avere perdite=10% di portata max a 270 bar)
Kli12t=1.37e-9; %Internal [m3/(sPa^1/2)]
... (calcolato per avere perdite=10% di portata max a 270 bar)

Kz_bypass = 0; %By-pass orificie coefficient (non verificato) [m3/sPa] 1.212E-11
Kbyp_valve = 1.37e-8; %By-pass valve orificie coefficient [m3/sPa]
...(non verificato)

%% Connections
Ksa_la=22480000; %Stiffness cylinder mount [N/m] 12480000
...(Preso circa un terzo di quello di "dimensionamento HSA")poi alzato per evitare oscillazioni 5e7;
Csa_la=1000; %Damping cylinder mount [Ns/m] 167
...(Preso circa un terzo di quello di "dimensionamento HSA" anzichè ipotizzando
...zita=0.02->0.02*sqrt(Ksa_la*Mcyl_la))poi alzato per evitare oscillazioni 8e3;
K_rod=22480000; %Stiffness rod mount (non verificato) [N/m]
C_rod=1000; %Damping cylinder mount (non verificato) [Ns/m]

%%backlash
b_max_HLA_cyl= 0; %total backlash (non verificato) [m]

```

```

%% FLUID PROPERTIES
%
% Reference Conditions
p_0=101325; % Reference Pressure (Pa)
T_0=273.15; % Reference Temperature (K)
% Density (Kg/m^3): rho=rho_0*[1+1/B*(p-p_0)+rho_alpha*(T-T_0)]
mu_rho_0=857; % Reference Oil Density Mean Value (Kg/m^3)
var_rho_0=0.03; % Reference Oil Density %Variation (-)
sigma_rho_0=mu_rho_0*var_rho_0/sqrt(4); % Reference Oil Density Standard Deviation (Kg/m^3)
rho_0=normrnd(mu_rho_0,sigma_rho_0); % Reference Oil Density (Kg/m^3)
rho_alpha=-8.3139e-04; % Coefficient of thermal expansion (1/°C)
% Kinematic viscosity nu (m^2/s): Log[Log(nu-nu_cv)]=nu_av-nu_bv*(T-T_0)
% T>=0°C
nu_av_H=0.285; % nu_av (-)
nu_bv_H=0.0056; % nu_bv (1/°C)
mu_nu_cv_H=0.2*1e-6; % nu_cv Mean Value (m^2/s)
var_nu_cv_H=0.03; % nu_cv %Variation (-)
sigma_nu_cv_H=mu_nu_cv_H*var_nu_cv_H/sqrt(4); % nu_cv Standard Deviation (m^2/s)
nu_cv_H=normrnd(mu_nu_cv_H,sigma_nu_cv_H); % nu_cv (m^2/s)
% T<0°C
nu_av_C=0.44; % nu_av (-)
nu_bv_C=0.00236; % nu_bv (1/°C)
mu_nu_cv_C=-481*1e-6; % nu_cv Mean Value (m^2/s)
var_nu_cv_C=0.03; % nu_cv %Variation (-)
sigma_nu_cv_C=abs(mu_nu_cv_C)*var_nu_cv_C/sqrt(4); % nu_cv Standard Deviation (m^2/s)
nu_cv_C=normrnd(mu_nu_cv_C,sigma_nu_cv_C); % nu_cv (m^2/s)
% Bulk modulus (Pa): beta_l=beta_l_0-beta_l_ab*(T-T_0)
mu_beta_l_0=16e8; % Reference Oil Bulk Modulus Mean Value (Pa)
var_beta_l_0=0.03; % Reference Oil Bulk Modulus %Variation (-)
sigma_beta_l_0=var_beta_l_0*mu_beta_l_0/sqrt(4); % Reference Oil Bulk Modulus Standard Deviation (Pa)
beta_l_0=normrnd(mu_beta_l_0,sigma_beta_l_0); % Reference Oil Bulk Modulus (Pa)
beta_l_ab=7.625*1e6; % beta_l_ab (Pa/°C)
% Equivalent bulk modulus (Pa): beta=1/(1/beta_l+fr_a/p_s)*10^6
mu_fr_a=0.0035; % Volumetric Air Fraction Mean Value (-)
var_fr_a=0.005; % Volumetric Air Fraction %Variation (-)
sigma_fr_a=var_fr_a*mu_fr_a/sqrt(4); % Volumetric Air Fraction Standard Deviation (-)

```

Bibliografia

- [1] G. Jacazio, B. Piombo. 1994. *Meccanica applicata alle macchine, regolazioni e servomeccanismi*. Levrotto e Bella. ISBN: 888218126X
- [2] Guglieri, Porta, & Quinci. 2019. *Meccanica del volo dell' elicottero*. Esculapio.
- [3] Seddon & Newmann. 2011. *Basic Helicopter Aerodynamic*. Wiley.
- [4] Forces acting on a Helicopter [online]. <http://cesarvandevelde-constructieer.blogspot.com/2011/01/forces-acting-on-helicopter.html>
- [5] M. Tomas-rodriguez, S. Castillo-Rivera. 2017. Helicopter flap/lag energy exchange study. In *Nonlinear Dynamics* (88) 2933-2946
- [6] M. Querin, *Rotary wing aircraft*
- [7] G.D.Padfield. 2007. *Helicopter Flight Dynamics: The Theory and Application of Flying Qualities and Simulation Modelling*, 2nd Ed. Blackwell. ISBN 9781405118170
- [8] Four bladed articulated tail rotor [online] https://www.airteamimages.com/agustawestland-aw-139_I-NOST_airgreen_261748_large.html
- [9] C. S. Morse . 1990. ADFCS and NOTAR, Two Ways To Flying Quality. *AGRD Flight Mechanics Panel Symposium on Flying Qualities*
- [10] H. Pegado, D. G. Heer. 2019. Notar technology a simplified mathematical model. *2° Congresso Aeronautico Brasileiro*
- [11] L. Trecroci. 2018. *Development of a Health-and-Usage-Monitoring-System for Ball Screws in Electro-Mechanical Actuators*. Tesi di laurea magistrale, Politecnico di Torino
- [12] R.I. Jones. 2002. The more electric aircraft—assessing the benefits. *Journal of Aerospace Engineering*. (216)5:259-269
- [13] A. Sylvain et al. 2018. Feasibility Study of a PHM System for Electro-hydraulic Servo-actuators for Primary Flight Controls. *Annual conference of the prognostics and health management society*
- [14] S. Zhang et al. 2015 A Numerical Study of Flow Field in a Flapper-Nozzle. *International Conference on Fluid Power and Mechatronics*
- [15] D. Mahar et al. 2011. *Nonelectronic Parts Reliability Data*. Quanterion

- [16] J. Faillot. 2004 Electrical flight control technologies for rotorcraft. 30th *European Rotorcraft Forum*
- [17] P. Mazzoldi et al. 1998 *Fisica vol. II*. EdISES
- [18] A DeMartin. 2013. *Studio di un sistema di comando ad architettura distribuita per gli ipersostentatori di un nuovo aereo da trasporto regionale*. Tesi di laurea magistrale, Politecnico di Torino
- [19] N. Mohan. 2003. *First Course on Power Electronic and Drive*. MNPERE
- [20] R. Bojoi. 2011. *Azionamenti elettrici ed elettronica di potenza*. Slide del corso
- [21] Navy Fluid Power Training Course: Chapter 10: Actuator [online]
<https://engineeringlibrary.org/reference/hydraulic-actuators-navy>
- [22] Q. Chao et al. 2018. *Discussion on the Reynolds equation for the slipper bearing modeling in axial piston pumps*. *Tribology International* (118) 140-147
- [23] Zeliang Li. 2005. *Condition Monitoring of Axial Piston Pump*. Degree of Master of Science, Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan
- [24] J. Szymczak et al. 2014. *Precision Resolver to-Digital Converter Measures Angular Position and Velocity*
- [25] R.H. Bishop. 2002. *The Mechatronics Handbook*. CRC Press