

POLITECNICO DI TORINO

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA E
AEROSPAZIALE



LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA
MECCANICA

STUDIO DI UN SISTEMA DI CONTROLLO RICONFIGURABILE PER ATTUATORI SCAS COMPATTI

Relatori:

Prof. Massimo SORLI

Prof. Andrea DE MARTIN

Prof. Antonio Carlo BERTOLINO

Ing. Andrea COSTANZO

Candidato:

Pierpaolo STEFANI

Anno Accademico 2024/2025

Sommario

Gli aeromobili ad ala rotante, soprattutto in condizioni operative critiche, impiegano comunemente sistemi di controllo automatico di stabilità e assetto (SCAS) per incrementare la stabilità e la manovrabilità. Mentre nei velivoli ad ala fissa i sistemi *fly-by-wire* sono ormai uno standard per il controllo primario, negli elicotteri persistono soluzioni idrauliche, impiegate per il comando del passo collettivo e ciclico del rotore principale, nonché del collettivo del rotore di coda. Tuttavia, con l'evoluzione tecnologica, anche nel settore degli ala rotante si assiste alla graduale introduzione di sistemi elettrici e *fly-by-wire*, orientati a incrementare efficienza, affidabilità e sicurezza, riducendo al contempo il carico di lavoro del pilota.

I sistemi SCAS operano in parallelo al circuito idromeccanico principale, fornendo assistenza mediante segnali elettrici che, attraverso attuatori a limitata autorità, influenzano la dinamica dei servomeccanismi di volo. La servovalvola rappresenta l'elemento chiave di tale architettura, fungendo da interfaccia tra il segnale di controllo e la potenza idraulica erogata in termini di portata e pressione.

La presente tesi sviluppa un modello dinamico avanzato di un sistema SCAS innovativo, in cui la regolazione della potenza è affidata esclusivamente al primo stadio di una servovalvola *jet-pipe*, eliminando la necessità di stadi successivi con l'obiettivo di ridurre peso, ingombri e usura. Il modello, realizzato in ambiente MATLAB/Simulink, consente di simulare il comportamento dinamico dell'attuatore elettro-idraulico e di progettare e validare il controllore ottimale per il controllo di posizione.

Sono state eseguite simulazioni nel dominio del tempo e della frequenza, considerando diverse condizioni operative, tra cui una campagna parametrica sull'effetto della temperatura d'esercizio. Infine, si propone una riconfigurazione automatica della legge di controllo, basata sui segnali di un sistema di *Health Monitoring*, con lo scopo di garantire il mantenimento delle prestazioni anche in presenza di guasti o degrado.

I risultati ottenuti dimostrano l'efficacia della soluzione a singolo stadio, evidenziandone i vantaggi sia funzionali che strutturali per applicazioni aeronautiche avanzate.

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Introduzione ai sistemi di controllo di volo per aeromobili ad ala rotante	2
1.2	Il sistema di Stabilizzazione e Incremento del Comando (SCAS)	7
1.3	Panoramica sui servosistemi aeronautici	11
1.3.1	Attuatori Elettro-Idraulici (EHSA)	14
1.4	Le servovalvole nei sistemi SCAS	17
1.4.1	Servovalvola Jet-Pipe a singolo stadio	20
1.5	Prognostica e Health Monitoring	23
1.5.1	Architettura di un sistema di Health Monitoring	24
1.5.2	Benefici e applicazioni operative	26
1.6	Obiettivi e motivazioni del lavoro	29
2	Modellazione del servosistema SCAS	31
2.1	Struttura del modello Simulink	34
2.2	Caratteristiche del fluido idraulico	36
2.2.1	Densità	36
2.2.2	Viscosità	37
2.2.3	Modulo di Bulk	38
2.3	Modellazione del Torque Motor	41
2.3.1	Circuito elettrico	41
2.3.2	Circuito magnetico	42
2.3.3	Generazione della coppia elettromagnetica	43
2.3.4	Considerazioni modellistiche	44
2.3.5	Modello Simulink del Torque Motor	45
2.4	Dinamica della Jet-Pipe	48
2.4.1	Descrizione del sistema	48
2.4.2	Equazione del moto	49
2.4.3	Considerazioni aggiuntive	50

2.4.4	Modello Simulink della Jet-Pipe	50
2.5	Circuito Idraulico	53
2.5.1	Modello e implementazione Simulink del circuito idraulico	56
2.6	Modello dell'attuatore SCAS e carico esterno	60
2.6.1	Modello fisico dell'attuatore SCAS	60
2.6.2	Modello Simulink dell'attuatore SCAS	65
2.7	Sensore di posizione LVDT	74
2.8	Controllo	77
2.9	Dati di riferimento per le simulazioni	80
2.9.1	Parametri geometrici dell'attuatore	80
2.9.2	Parametri idraulici	80
2.9.3	Parametri del controllore	80
3	Modello lineare	81
3.1	Introduzione	81
3.2	Funzioni di trasferimento dei sottosistemi	82
3.2.1	Servovalvola	82
3.2.2	Attuatore	82
3.2.3	Sensore LVDT	82
3.2.4	Controllo	82
3.3	Modello lineare complessivo	83
3.4	Analisi nel dominio della frequenza	83
3.4.1	Attuatore	84
3.4.2	Confronto OL/CL velocità	85
3.4.3	Confronto OL/CL posizione	86
3.4.4	Variazione della temperatura	87
3.4.5	Variazione della frazione d'aria	89
3.5	Osservazioni conclusive	92
4	Modello non lineare	93
4.1	Introduzione	93
4.2	Risultati nel dominio del tempo	94
4.2.1	Prove sinusoidali a frequenza variabile e ampiezza costante	95
4.2.2	Prove sinusoidali a frequenza costante e ampiezza variabile	98
4.2.3	Prove a gradino ad ampiezza variabile	101
4.3	Considerazioni sul modello non lineare	104

5	Conclusioni e sviluppi futuri	105
5.1	Conclusioni	105
5.2	Sviluppi futuri	106
	Ringraziamenti	113

Elenco delle figure

1.1	Schema dei comandi di volo primari di un elicottero [50].	3
1.2	Diagramma funzionale tratto da manuale tecnico su comandi ciclici e collettivi [1].	4
1.3	Schema semplificato del piatto oscillante con i tre martinetti e link ciclici [54].	4
1.4	Schema semplificato del sistema di attuazione del rotore principale con SCAS [46].	5
1.5	Schema dei comandi di volo principali di un elicottero e punti di intervento del sistema SCAS lungo le linee di trasmissione dei comandi [19].	7
1.6	Schema a blocchi del sistema SCAS integrato nel controllo longitudinale. Il sistema elabora i segnali di retroazione per generare un'azione correttiva sugli attuatori, migliorando la stabilità dinamica del velivolo.	8
1.7	Schema a blocchi di un servosistema in configurazione open-loop [46].	12
1.8	Schema a blocchi di un servosistema in configurazione closed-loop, con retroazione sensoriale [46].	12
1.9	Schema funzionale di un attuatore elettro-idraulico a controllo di posizione [46].	15
1.10	Griglie CFD dei modelli di flusso flapper-nozzle (in alto) e jet-pipe (in basso). Tali simulazioni consentono di valutare le distribuzioni di pressione nei canali interni.	18
1.11	Confronto schematico tra flapper-nozzle (sinistra) e jet-pipe (destra): diverse strategie di amplificazione idraulica nel primo stadio [24].	19
1.12	Schema colorato di una servovalvola jet-pipe a singolo stadio: si notano l'ugello mobile, i ricevitori e il meccanismo di retroazione [25].	20

1.13	Schema funzionale semplificato di una servovalvola jet-pipe a singolo stadio, con motore a coppia, tubo jet-pipe e spool.	21
1.14	Architettura di un sistema <i>CBM/PHM</i> [46].	25
1.15	Benefici Economici e di Sicurezza derivanti dalla Diagnostica e dalla Prognostica [44].	28
1.16	Flusso logico degli obiettivi principali del lavoro di tesi, con enfasi sulla scelta del controllo ideale.	30
2.1	Schema funzionale dell'attuatore SCAS integrato	32
2.2	Curva pressione/portata per $P_s = 17$ MPa e $T \geq -10^\circ\text{C}$	33
2.3	Schema Simulink del modello iniziale del sistema SCAS	34
2.4	Densità del fluido in funzione della temperatura	37
2.5	Variazione della viscosità cinematica in funzione della temperatura	38
2.6	Andamento del modulo di Bulk effettivo β_e al variare della frazione di gas disciolto f . A sinistra la dipendenza da p , a destra la dipendenza da T	39
2.7	Struttura interna del torque motor con magneti permanenti centrali (sinistra) e schema equivalente del circuito magnetico (destra). Le grandezze indicate rappresentano flussi concatenati (Φ_i), riluttanze (R_i) e la magnetomotrice differenziale generata dagli avvolgimenti.	43
2.8	Sezione del motore torque con magnete permanente integrato e flapper-nozzle. La figura mostra la connessione diretta tra l'attuatore elettromagnetico e la valvola idraulica a getto.	44
2.9	Schema magnetico equivalente del motore torque. Le resistenze magnetiche R_m, R_n, R_f, R_d rappresentano il circuito del flusso concatenato attraverso le parti ferromagnetiche e i traferro.	45
2.10	Schema del modello Simulink del Torque Motor.	45
2.11	Schema grafico di una servovalvola Jet-Pipe con sistema a feedback meccanico.	48
2.12	Diagramma dinamico della Jet-Pipe utilizzato per la definizione dell'equazione del moto.	49
2.13	Modello Simulink del sottosistema dinamico della Jet-Pipe.	52
2.14	Schema del ricevitore jet-pipe e aree di passaggio del fluido [15].	54
2.15	Schema della jet-pipe e aree di passaggio del fluido	55
2.16	Schema ad alto livello del sottosistema <i>Hydraulic Circuit</i> in Simulink.	56

2.17	Sottosistema <i>Jetpipe Outcome Flow</i> : calcolo delle perdite distribuite e concentrate e determinazione di P_{jp}	57
2.18	Sottosistema <i>Jetpipe Hydraulics</i> : calcolo delle aree e delle portate verso le camere dell'attuatore.	58
2.19	Diagrammi a corpo libero dell'attuatore SCAS. A sinistra, l'asta con le forze agenti; a destra, il corpo cilindrico vincolato elasticamente alla struttura.	62
2.20	Schema funzionale dell'attuatore SCAS, con indicazione delle portate Q_1 , Q_2 , della perdita interna Q_l e del carico esterno applicato all'asta.	62
2.21	Esempio qualitativo di curva di Stribeck: attrito statico, transitorio ed effetto viscoso	64
2.22	Sottosistema <i>SCAS Actuator</i> nel modello Simulink. I blocchi principali rappresentano l'asta (Rod), il cilindro (Cylinder), il carico esterno (DynLoad) e le interazioni dinamiche tra essi. . .	65
2.23	Sottosistema <i>Chambers</i> : calcolo della pressione nelle due camere idrauliche	66
2.24	Sottosistema <i>Endstop</i> : logica di contatto e generazione della forza di battuta	68
2.25	Sottosistema <i>Rod</i> : modello dinamico dell'asta in uscita	69
2.26	Sottosistema <i>Cylinder</i> : dinamica del corpo dell'attuatore	71
2.27	Vista in sezione di un LVDT. L'elemento mobile è solidale con l'asta dell'attuatore.	74
2.28	Sottosistema Simulink <i>LVDT Position Sensor</i>	76
2.29	Sottosistema Simulink del controllore a due anelli (posizione-velocità) con compensatori.	77
3.1	Risposta in frequenza dell'attuatore $G_{act}(s)$	84
3.2	Confronto tra open loop e closed loop dell'anello di velocità. . .	85
3.3	Confronto tra open loop e closed loop dell'anello di posizione. .	86
3.4	Open loop posizione al variare della temperatura.	87
3.5	Open loop posizione al variare della temperatura, zoom 0.1–20 Hz.	87
3.6	Closed loop posizione al variare della temperatura.	88
3.7	Closed loop posizione al variare della temperatura, zoom 0.1–20 Hz.	88
3.8	Open loop posizione al variare della frazione d'aria ($T = 20^\circ\text{C}$). .	89

3.9	Open loop posizione al variare della frazione d'aria, zoom 0.1–20 Hz.	90
3.10	Closed loop posizione al variare della frazione d'aria ($T = 20^{\circ}\text{C}$).	90
3.11	Closed loop posizione al variare della frazione d'aria, zoom 0.1–20 Hz.	91
4.1	Risposta del sistema SCAS a bassa frequenza. Tracking fedele del riferimento.	95
4.2	Risposta del sistema SCAS a frequenza intermedia. Il sistema entra in prossimità della frequenza di taglio.	96
4.3	Risposta del sistema SCAS ad ingresso sinusoidale ad alta frequenza con ampiezza costante. Si osserva una forte attenuazione dell'uscita.	97
4.4	Risposta del sistema SCAS a ingresso sinusoidale con ampiezza del 15%.	98
4.5	Risposta del sistema SCAS a ingresso sinusoidale con ampiezza del 50%.	99
4.6	Risposta del sistema SCAS a ingresso sinusoidale con ampiezza del 90%.	100
4.7	Risposta del sistema SCAS a gradino con ampiezza del 15%.	101
4.8	Risposta del sistema SCAS a gradino con ampiezza del 50%.	102
4.9	Risposta del sistema SCAS a gradino con ampiezza dell'80%.	103

Elenco delle tabelle

1.1	Configurazioni principali di rotori per elicotteri [27]	2
1.2	Comandi di volo primari degli elicotteri	3
1.3	Componenti principali del sistema di comando del rotore principale [1] [46]	6
1.4	Componenti principali del sistema SCAS	9
1.5	Vantaggi e limiti dei sistemi SCAS [55]	9
1.6	Confronto tra sistema SCAS e controllo tradizionale [55]	10
1.7	Confronto tra architettura Open-Loop e Closed-Loop nei servosistemi [46]	13
1.8	Confronto tra le principali tipologie di servosistemi aeronautici [5]	14
1.9	Vantaggi e svantaggi degli attuatori elettro-idraulici (EHSA) [22].	16
1.10	Parametri tipici di un attuatore EHSA per applicazioni aeronautiche [1] [22].	16
1.11	Confronto tra servovalvole flapper-nozzle e jet-pipe [31].	19
1.12	Confronto tra servovalvole Jet-Pipe a singolo stadio e a due stadi	22
1.13	Confronto tra FDI, PHM e CBM nei sistemi di monitoraggio [63]	24
1.14	Principali benefici della manutenzione predittiva CBM/PHM [22].	27
2.1	Requisiti progettuali per la modellazione del sistema SCAS	33
2.2	Valori di densità e viscosità cinematica in funzione della temperatura.	38
2.3	Effetto della presenza di aria disciolta sul modulo di Bulk effettivo.	39
2.4	Proprietà del fluido idraulico MIL-PRF-83282 impiegato nel sistema SCAS.	40
2.5	Parametri elettrici tipici del Torque Motor (valori esemplificativi).	42
2.6	Parametri geometrici e magnetici del circuito del Torque Motor.	42
2.7	Parametri fisici del modello dinamico della Jet-Pipe.	51

2.8	Parametri idraulici utilizzati nel modello Simulink del circuito, con indicazione della fonte o modalità di determinazione.	59
2.9	Parametri tipici dell'asta dell'attuatore SCAS	71
2.10	Parametri tipici della parte fissa dell'attuatore SCAS	73
2.11	Parametri tipici di un LVDT aeronautico [34, 16].	75
2.12	Parametri del controllore SCAS.	78
2.13	Parametri geometrici principali dell'attuatore SCAS.	80
2.14	Parametri idraulici utilizzati nelle simulazioni.	80
2.15	Parametri principali del controllore PID con compensatori. . . .	80

Capitolo 1

Introduzione

Il presente lavoro di tesi si focalizza sulla modellazione dinamica di un attuatore elettro-idraulico compatto (EHSA), destinato all'impiego nei sistemi di stabilizzazione e incremento del comando (*Stabilization and Command Augmentation System*, SCAS) per aeromobili ad ala rotante.

Per fornire un adeguato inquadramento teorico e tecnico delle attività svolte, questo capitolo introduce i concetti fondamentali relativi all'architettura dei velivoli ad ala rotante, con particolare riferimento ai comandi di volo primari e ai sistemi idraulici di bordo, descrivendone il funzionamento e il ruolo nel controllo delle superfici aerodinamiche.

All'interno di questo contesto viene analizzato il sistema SCAS, oggetto centrale dello studio, mettendone in luce il principio di funzionamento e l'integrazione all'interno dell'architettura di volo. Segue una panoramica dei sistemi servoidraulici e delle relative componenti, con focus specifico sull'attuatore EHSA e sulla servovalvola *jet-pipe* a singolo stadio, elementi chiave del modello proposto.

Il capitolo si conclude con la definizione degli obiettivi e delle finalità della tesi, che verranno sviluppati nei capitoli successivi attraverso un approccio modellistico e simulativo, volto alla validazione funzionale e al miglioramento delle prestazioni dinamiche del sistema.

1.1 Introduzione ai sistemi di controllo di volo per aeromobili ad ala rotante

Gli aeromobili ad ala rotante, comunemente identificati con gli elicotteri, generano la portanza e la spinta necessarie al volo attraverso la rotazione di uno o più rotori, costituiti da pale solidali a un mozzo centrale. La configurazione più diffusa prevede un rotore principale e un rotore di coda: il primo è responsabile della generazione della portanza e del controllo dei moti di beccheggio e rollio, mentre il secondo bilancia la coppia torcente del rotore principale, garantendo il controllo dell'imbardata, ovvero della rotazione attorno all'asse verticale [50] [44].

Esistono anche architetture alternative, come i rotori controrotanti in configurazione tandem, coassiale o intermeshing, in cui il momento torcente viene annullato dalla rotazione opposta di un secondo rotore, eliminando così la necessità del rotore di coda [27].

Tabella 1.1: Configurazioni principali di rotori per elicotteri [27]

Tipo	Caratteristica	Esempio di utilizzo
Classica (main + coda)	Rotore principale affiancato da rotore di coda per controllo imbardata	UH-60 Black Hawk
Coassiale	Due rotori sovrapposti, controrotanti sullo stesso asse	Kamov Ka-52
Tandem	Due rotori longitudinali in opposizione di fase	CH-47 Chinook
Intermeshing	Due rotori inclinati con pale che si intersecano	Kaman K-MAX

Il controllo di volo di un elicottero consiste nella generazione di forze e momenti al fine di garantire stabilità, equilibrio e manovrabilità in ogni fase del volo. A differenza degli aeromobili ad ala fissa, gli elicotteri, grazie alla capacità di decollo e atterraggio verticale (VTOL), devono poter controllare direttamente sia la spinta verticale sia i momenti attorno agli assi di beccheggio, rollio e imbardata [50]. Tale controllo è ottenuto tramite l'azione sui comandi di volo primari, illustrati in figura 1.1.



Figura 1.1: Schema dei comandi di volo primari di un elicottero [50].

I comandi di volo primari sono:

- **Comando del passo collettivo (Collective Pitch Control):** modifica simultaneamente il passo (angolo d'attacco) di tutte le pale del rotore principale. Un aumento del passo incrementa la portanza generata e, quindi, la spinta verticale.
- **Comando del passo ciclico (Cyclic Pitch Control):** varia il passo delle pale in funzione della loro posizione angolare durante la rotazione, inclinando il piano del rotore nella direzione desiderata e generando momenti di beccheggio e rollio.
- **Pedali anti-coppia (Antitorque Pedals):** regolano il passo delle pale del rotore di coda (o di altri dispositivi anti-coppia), consentendo il controllo dell'imbardata e il mantenimento dell'assetto longitudinale.

Tabella 1.2: Comandi di volo primari degli elicotteri

Comando	Funzione	Effetto sul volo
Passo collettivo	Varia simultaneamente l'angolo di attacco di tutte le pale	Controlla la portanza e la quota
Passo ciclico	Varia ciclicamente l'angolo in funzione della posizione angolare	Controlla beccheggio e rollio
Pedali anti-coppia	Regolano il passo del rotore di coda o sistema anti-coppia	Controllano l'imbardata

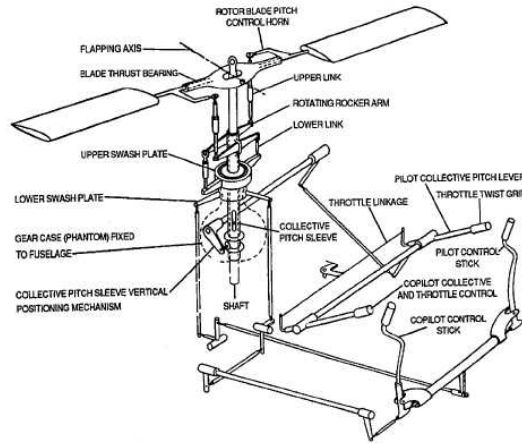


Figura 1.2: Diagramma funzionale tratto da manuale tecnico su comandi ciclici e collettivi [1].

La variazione del passo delle pale è realizzata tramite il *piatto oscillante* (swashplate), composto da due parti concentriche: una stazionaria, che riceve i movimenti dai servocomandi tramite tre martinetti disposti radialmente, e una rotante, solidale al mozzo del rotore, che trasmette il movimento alle pale [19] [54]. Il principio di funzionamento è mostrato in figura 1.3.

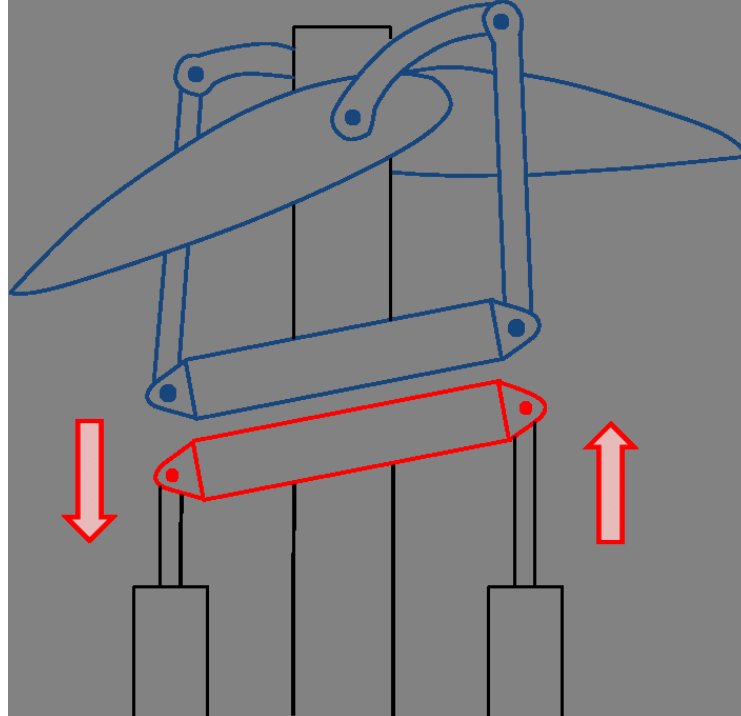


Figura 1.3: Schema semplificato del piatto oscillante con i tre martinetti e link ciclici [54].

Per gestire le elevate forze aerodinamiche agenti sulle superfici mobili e soddisfare i requisiti di prontezza e precisione del comando, gli elicotteri moderni si affidano a sistemi di attuazione idraulica. I martinetti collegati al piatto oscillante sono attuatori idraulici in configurazione tandem, noti come *Main Rotor Actuators* (MRA). Ogni MRA è pilotato da una *main control valve*, ovvero una servovalvola che regola il flusso idraulico nelle camere dell'attuatore [61].

Nel cinematismo del rotore principale si integrano anche attuatori a bassa autorità, parte integrante del sistema di stabilizzazione e incremento del comando SCAS (*Stabilization and Command Augmentation System*). Questi agiscono in parallelo agli MRA, generando correzioni automatiche per migliorare la stabilità e ridurre il carico di lavoro del pilota [13] [46]. La configurazione del sistema MRA integrato con SCAS è rappresentata in figura 1.4.

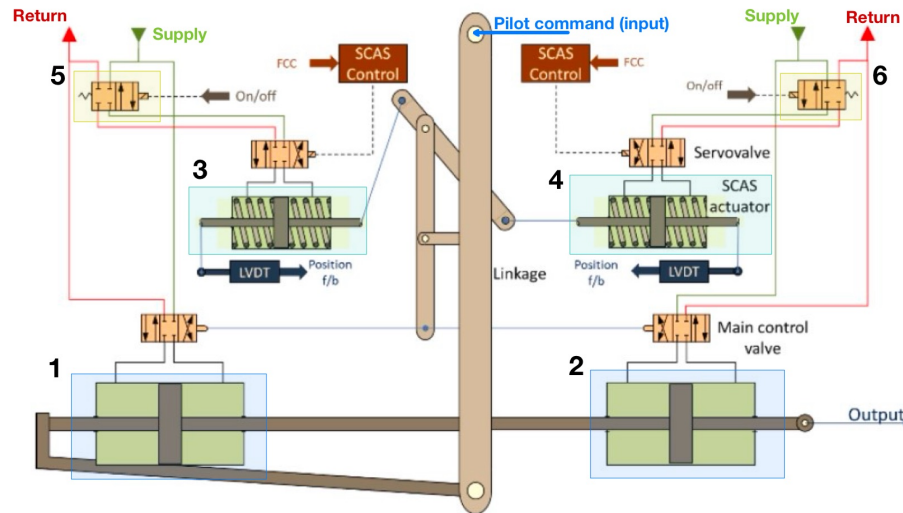


Figura 1.4: Schema semplificato del sistema di attuazione del rotore principale con SCAS [46].

Legenda:

- 1: Main Actuator sinistro (MRA)
- 2: Main Actuator destro (MRA)
- 3: SCAS Actuator sinistro
- 4: SCAS Actuator destro
- 5: Solenoid Shut-off Valve sinistra
- 6: Solenoid Shut-off Valve destra

Tabella 1.3: Componenti principali del sistema di comando del rotore principale [1] [46]

Componente	Descrizione
Piatto oscillante	Meccanismo che trasmette i comandi agli attuatori del rotore
Main Rotor Actuators (MRA)	Attuatori idraulici tandem che regolano il piatto
Servovalvola principale	Regola il flusso di fluido verso le camere degli attuatori
SCAS Actuators	Attuatori a bassa autorità per correzioni automatiche
Shut-off Valves	Valvole per isolare sezioni dell'impianto in caso di guasto
LVDT	Sensori di posizione per il feedback del sistema di controllo

I sistemi idraulici aeronautici sono progettati con criteri di ridondanza e tolleranza al guasto: due o più impianti indipendenti e accumulatori di emergenza garantiscono la continuità operativa anche in caso di avarie, sebbene con un maggiore carico fisico per il pilota. Valvole di esclusione (*shut-off valves*) permettono l'isolamento di rami danneggiati, preservando il controllo residuo [61].

Infine, il sistema di attuazione include sensori di posizione, generalmente trasduttori LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*), utilizzati per la misura precisa della posizione degli attuatori e per fornire il feedback al sistema di controllo automatico. La configurazione simmetrica degli attuatori, combinata con l'assistenza del SCAS, garantisce una distribuzione bilanciata delle forze e contribuisce all'affidabilità e alla sicurezza complessiva del sistema [46] [54].

Questa architettura, sebbene complessa, consente all'elicottero capacità di volo estremamente versatili — dalla stazionarietà a bassa quota alle manovre rapide in spazi ristretti — rendendolo indispensabile in ambiti come il soccorso, le operazioni militari e il trasporto offshore [46].

1.2 Il sistema di Stabilizzazione e Incremento del Comando (SCAS)

A differenza degli aeromobili ad ala fissa, gli elicotteri presentano una naturale instabilità aerodinamica che li rende particolarmente sensibili alle perturbazioni esterne e difficili da governare, soprattutto in hovering o durante le manovre a bassa velocità. Per questo motivo, è fondamentale integrare i comandi di volo principali con sistemi ausiliari di stabilizzazione che migliorino le qualità dinamiche del velivolo e riducano il carico di lavoro del pilota [50] [9] [19].

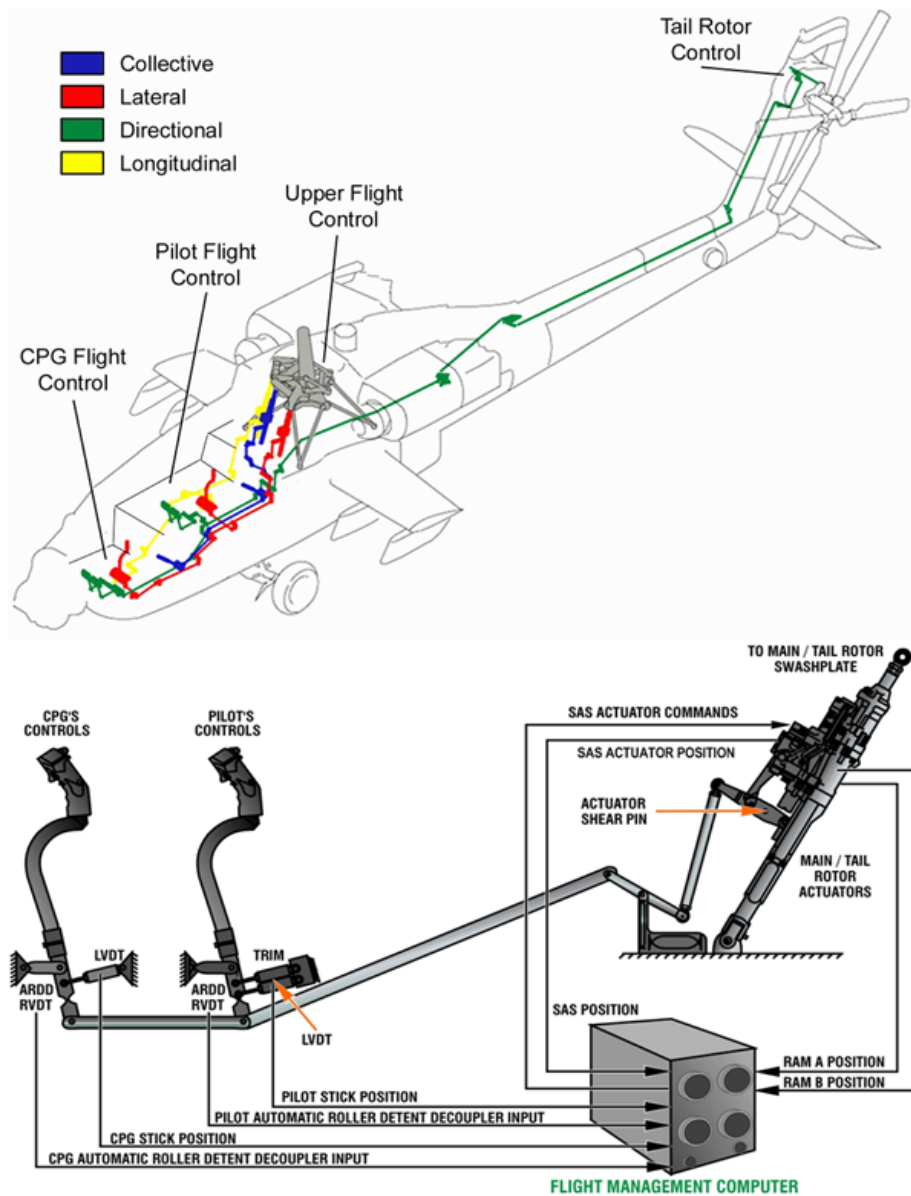


Figura 1.5: Schema dei comandi di volo principali di un elicottero e punti di intervento del sistema SCAS lungo le linee di trasmissione dei comandi [19].

Tra questi, il **Stabilization and Command Augmentation System (SCAS)** è uno dei più diffusi e rilevanti all'interno degli *Automatic Flight Control Systems (AFCS)* [13]. Il SCAS agisce in modo diretto sul comando ciclico, contribuendo a stabilizzare l'assetto del velivolo, mitigare gli effetti delle perturbazioni esterne e incrementare la precisione delle manovre, in particolare durante missioni complesse come il soccorso, il trasporto di carichi sospesi o le operazioni a bassa quota (*Nap of the Earth, NOE*) [17].

La figura 1.5 mostra la disposizione dei comandi di volo in un elicottero e il punto di inserimento del sistema SCAS lungo le linee di trasmissione tra il pilota e gli attuatori principali. La parte superiore illustra le traiettorie dei comandi dal cockpit fino agli organi di attuazione; quella inferiore evidenzia l'interazione tra i controlli di pilotaggio, il sistema di gestione del volo e gli attuatori [13].

Il SCAS opera in parallelo al comando idromeccanico tradizionale, tramite una coppia di attuatori elettro-idraulici compatti e a corsa limitata, detti *SCAS actuators*, inseriti lungo le linee di comando. Questi attuatori, gestiti da un computer di volo dedicato, ricevono in tempo reale segnali correttivi da un sistema elettronico, amplificando o attenuando gli input del pilota per garantire stabilità e risposta dinamica ottimale [61].

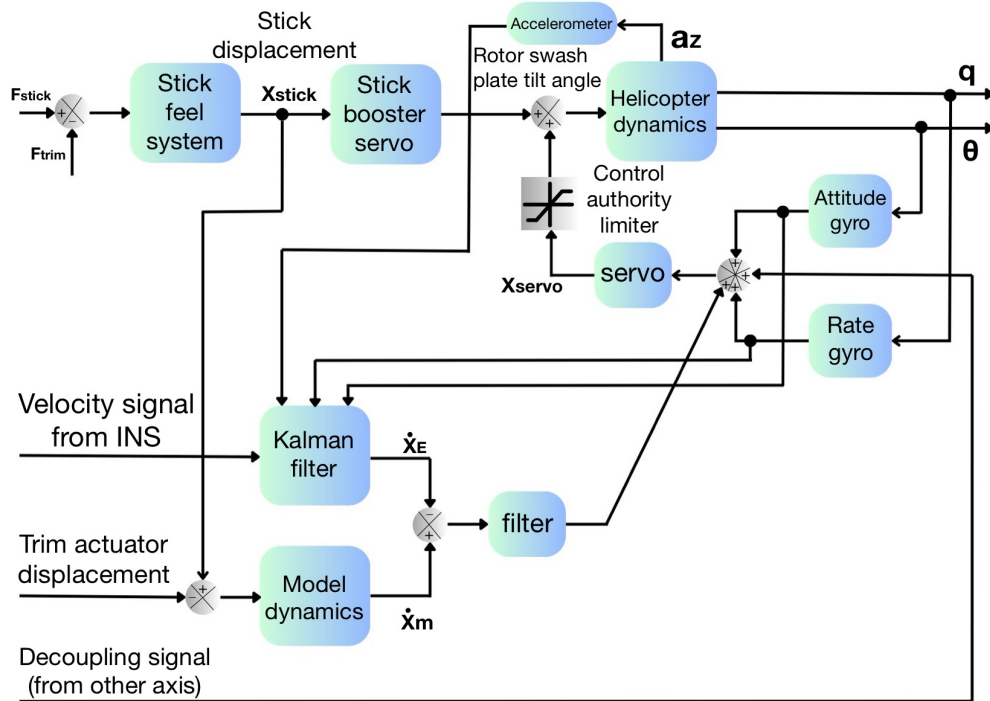


Figura 1.6: Schema a blocchi del sistema SCAS integrato nel controllo longitudinale. Il sistema elabora i segnali di retroazione per generare un'azione correttiva sugli attuatori, migliorando la stabilità dinamica del velivolo.

Dal punto di vista funzionale, un sistema SCAS è composto da:

Tabella 1.4: Componenti principali del sistema SCAS

Componente	Funzione
SCAS Actuators	Generano correzioni dinamiche a bassa autorità; dotati di molle di centraggio per posizione neutra
Sensori (giroscopi, INS, accelerometri)	Rilevano assetto e stato dinamico del velivolo
Controllore elettronico	Elabora i dati dai sensori e genera segnali di correzione
Servovalvole	Regolano il flusso idraulico verso gli attuatori SCAS
Solenoid Shutoff Valves	Escludono rapidamente il sistema SCAS in caso di guasto

Il controllo si basa generalmente sul confronto tra il set point e le misure di assetto e velocità del velivolo, con l'ausilio di un *filtro di Kalman* per la stima dello stato dinamico. L'errore risultante viene filtrato, compensato e trasmesso agli attuatori SCAS tramite servovalvole [66].

Il movimento degli attuatori SCAS si somma meccanicamente, tramite un sistema di leveraggi, all'input del pilota e al feedback dell'attuatore principale (Main Rotor Actuator, MRA), influenzando così indirettamente la posizione della valvola principale che comanda il rotore [19].

Grazie alla loro autorità limitata e alla possibilità di esclusione, i sistemi SCAS migliorano la stabilità dinamica senza compromettere il controllo diretto del pilota [9]. Tuttavia, il volo completamente automatico (*hands-off*) è generalmente possibile solo per brevi intervalli.

Nonostante la maggiore complessità e i costi aggiuntivi, il SCAS apporta vantaggi significativi in termini di sicurezza, precisione e affidabilità operativa, risultando fondamentale in contesti critici [55].

Tabella 1.5: Vantaggi e limiti dei sistemi SCAS [55]

Aspetto	Descrizione
Vantaggi	Migliora la stabilità dinamica, riduce il carico del pilota, aumenta la precisione del volo, fondamentale in missioni critiche
Limiti	Autorità limitata, elevata complessità, possibilità di disattivazione necessaria in caso di guasto, controllo automatico solo per brevi periodi

Tabella 1.6: Confronto tra sistema SCAS e controllo tradizionale [55]

Caratteristica	Controllo tradizionale	SCAS
Modalità di azione	Comando diretto da parte del pilota	Azione automatica in parallelo al pilota
Reattività	Dipende esclusivamente dall'intervento umano	Basata su sensori e controllore elettronico
Autorità di controllo	Completa, ma soggetta a fatica o errore umano	Limitata, ma precisa e costante
Sicurezza in hovering	Richiede abilità continua del pilota	Maggiore stabilità automatica e compensazione attiva
Dipendenza da feedback visivo	Alta	Ridotta grazie a sensori e retroazione dinamica

Un esempio di architettura SCAS è illustrato in figura 1.4, dove sono visibili i collegamenti tra gli attuatori SCAS, gli MRA, le shutoff valves e il Flight Control Computer.

In conclusione, il SCAS rappresenta una soluzione avanzata per migliorare la precisione e la stabilità del volo. La sua efficacia dipende dalla qualità della progettazione del controllore, dalla dinamica degli attuatori e dalla capacità del sistema di adattarsi alle condizioni reali.

Dal punto di vista ingegneristico, la modellazione accurata del sistema SCAS richiede l'analisi della catena di attuazione, che include servovalvole, attuatori idraulici e sensori di posizione. Il forte accoppiamento tra sottosistemi meccanici, idraulici ed elettronici impone un approccio multidisciplinare alla progettazione [55].

In particolare, il comportamento dinamico degli attuatori SCAS risente di parametri variabili quali temperatura, viscosità dell'olio e tolleranze costruttive, rendendo necessaria l'adozione di modelli predittivi e strategie di controllo robuste [46].

I capitoli successivi approfondiranno la modellazione matematica del sistema e l'analisi delle sue prestazioni dinamiche, includendo simulazioni numeriche in condizioni ambientali variabili e scenari di riconfigurazione automatica basati su logiche di *health monitoring* [55]. Ciò consentirà una valutazione

ingegneristica dell'efficacia, affidabilità e adattabilità del sistema in condizioni operative reali [55] [46].

1.3 Panoramica sui servosistemi aeronautici

I servosistemi rappresentano una classe fondamentale di sistemi meccatronici, impiegati per modulare il trasferimento di potenza da una sorgente primaria (idraulica, elettrica o pneumatica) verso un carico, secondo una legge di controllo basata su una grandezza fisica target — tipicamente posizione, velocità, coppia o pressione. In ambito aeronautico, questi sistemi sono chiamati a garantire risposte rapide, precise e robuste anche in presenza di disturbi esterni, vibrazioni strutturali e variazioni ambientali estreme [4].

Un servosistema è costituito da tre blocchi funzionali principali [57]:

- un **attuatore** in grado di generare lavoro meccanico o idraulico;
- un **sistema di regolazione**, generalmente basato su controllori di tipo PID o LQR;
- un **insieme di sensori** atti a fornire la retroazione della variabile controllata.

Dal punto di vista sistemico, i servosistemi possono operare in modalità *open-loop* o *closed-loop*. Nel primo caso, il comando di ingresso non è influenzato dall'uscita, rendendo il sistema vulnerabile a disturbi e variazioni parametriche. Nella configurazione a ciclo chiuso, invece, l'uscita viene confrontata in tempo reale con il riferimento, generando un errore che viene compensato secondo una legge di controllo. Questo approccio consente una regolazione più accurata, una migliore reiezione dei disturbi e una maggiore stabilità del sistema [47].

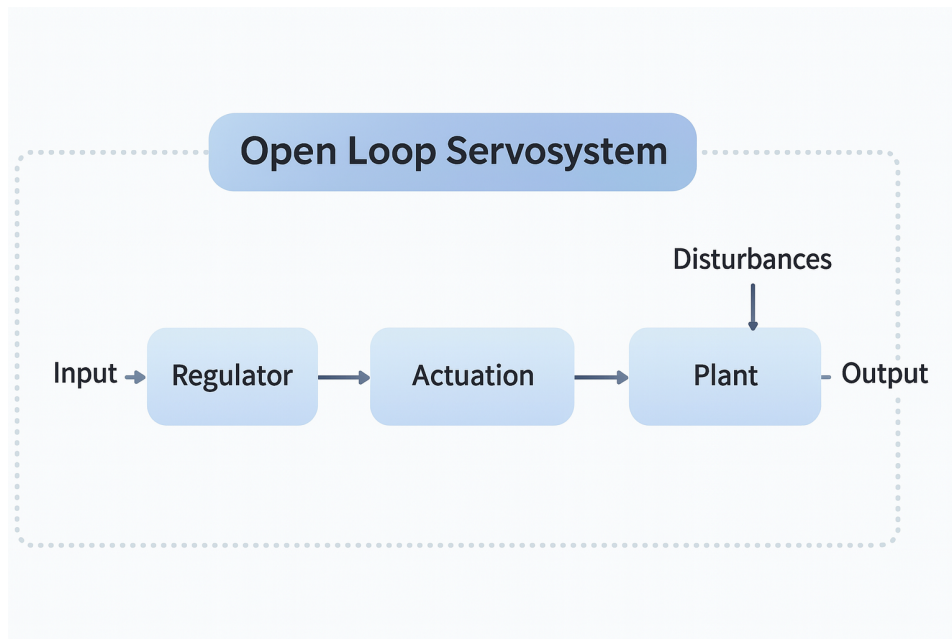


Figura 1.7: Schema a blocchi di un servosistema in configurazione open-loop [46].

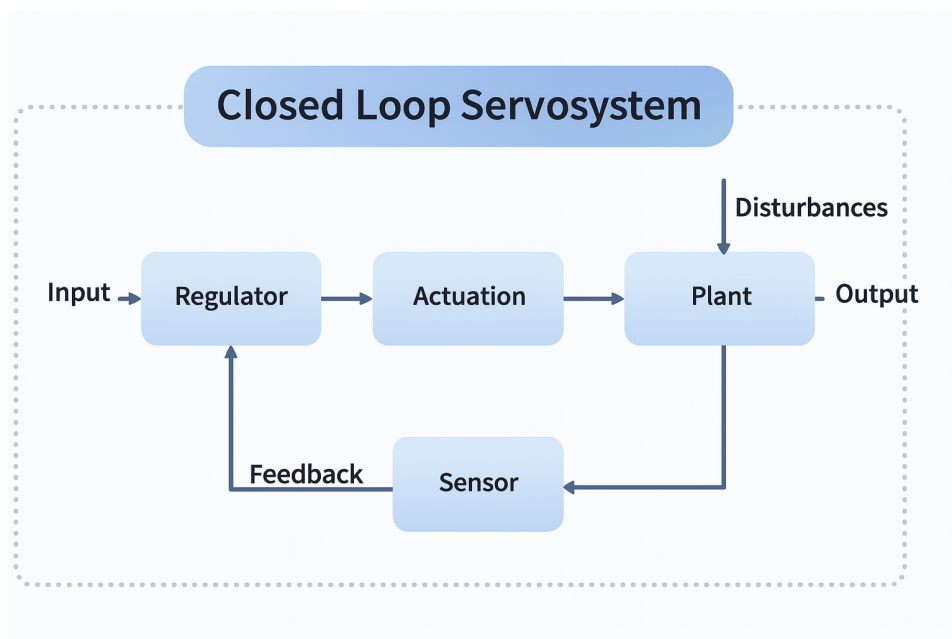


Figura 1.8: Schema a blocchi di un servosistema in configurazione closed-loop, con retroazione sensoriale [46].

Tabella 1.7: Confronto tra architettura Open-Loop e Closed-Loop nei servosistemi [46]

Caratteristica	Open-Loop	Closed-Loop
Complessità	Bassa	Elevata
Precisione di controllo	Limitata	Elevata
Sensibilità ai disturbi	Alta	Bassa
Tempo di risposta	Dipendente dalla taratura	Autoadattivo
Costo implementativo	Ridotto	Maggiore
Robustezza	Limitata	Alta
Manutenzione	Minima	Richiede taratura sensori
Utilizzo tipico	Sistemi ausiliari semplici	Controllo fine di superfici primarie

In aeronautica, la scelta dell'architettura del servosistema dipende da molteplici fattori [10]: **massa e ingombro**, **tempo di risposta**, **autorità di controllo**, **robustezza ambientale** (shock, vibrazioni, temperatura), **costo e manutenibilità**. A seconda delle esigenze operative, vengono impiegate differenti tipologie [5]:

- **Attuatori elettro-idraulici (EHSA)**, dove una servovalvola pilota un attuatore alimentato da una linea idraulica ad alta pressione;
- **Attuatori elettromeccanici (EMA)**, in cui un motore elettrico aziona direttamente un meccanismo a vite o un riduttore;
- **Attuatori idromeccanici (HSA)**, più tradizionali, dove il comando meccanico modula direttamente la portata idraulica.

Tabella 1.8: Confronto tra le principali tipologie di servosistemi aeronautici [5]

Caratteristica	EHSA	EMA	HSA
Tipo di attuazione	Elettro-idraulica	Elettro-meccanica	Idro-meccanica
Fonte di energia primaria	Olio in pressione	Elettricità	Meccanica o idraulica
Velocità di risposta	Elevata	Media-alta	Media
Forza generabile	Molto alta	Limitata	Alta
Precisione di posizionamento	Elevata	Elevata	Bassa-media
Robustezza ambientale	Alta	Media	Alta
Manutenzione	Media	Alta	Alta
Complessità del controllo	Alta	Media	Bassa
Ridondanza integrabile	Sì	Sì (parziale)	Difficile
Utilizzo tipico	SCAS, superfici primarie	UAV, applicazioni leggere	Sistemi legacy o secondari
Costo unitario stimato	Medio-alto	Medio	Basso

La presente trattazione si focalizzerà in particolare sugli **EHSA a controllo di posizione**, in quanto costituiscono l'elemento attuativo principale del sistema SCAS. Questi dispositivi combinano la potenza dell'attuazione idraulica con la flessibilità del controllo elettronico, offrendo un'elevata reattività dinamica, autorità limitata e compattezza, caratteristiche ideali per applicazioni in cui è richiesta una stabilizzazione automatica in tempo reale [55].

1.3.1 Attuatori Elettro-Idraulici (EHSA)

Negli aeromobili ad ala rotante, i requisiti dinamici imposti ai sistemi di controllo in termini di rapidità, precisione e robustezza sotto carichi elevati rendono gli attuatori elettro-idraulici (*Electro-Hydraulic Servo Actuators*, EHSA) la scelta predominante. Questi dispositivi offrono un equilibrio ottimale tra forza sviluppabile, velocità di risposta e compattezza meccanica, grazie alla combinazione della potenza trasmessa da un fluido in pressione e della flessibilità del controllo elettronico [5].

Un EHSA è un attuatore a posizione controllata, alimentato da una sorgente idraulica ad alta pressione, in cui il comando elettrico viene elaborato da un calcolatore di volo (*Flight Control Computer*, FCC), all'interno di un'architettura *fly-by-wire*. Il sistema riceve un segnale di riferimento (**SET**), proveniente dal pilota o da sottosistemi automatici (come autopilota o SCAS), e lo confronta con la misura di retroazione fornita da un trasduttore di posizione

LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*), solidale all'asta del cilindro attuatore [10].

Il segnale d'errore risultante viene elaborato da un controllore digitale, tipicamente di tipo PID, quindi amplificato e inviato alla servovalvola. Quest'ultima modula la portata idraulica diretta alle camere del cilindro, generando uno spostamento del pistone proporzionale all'intensità e al segno del segnale di controllo [61].

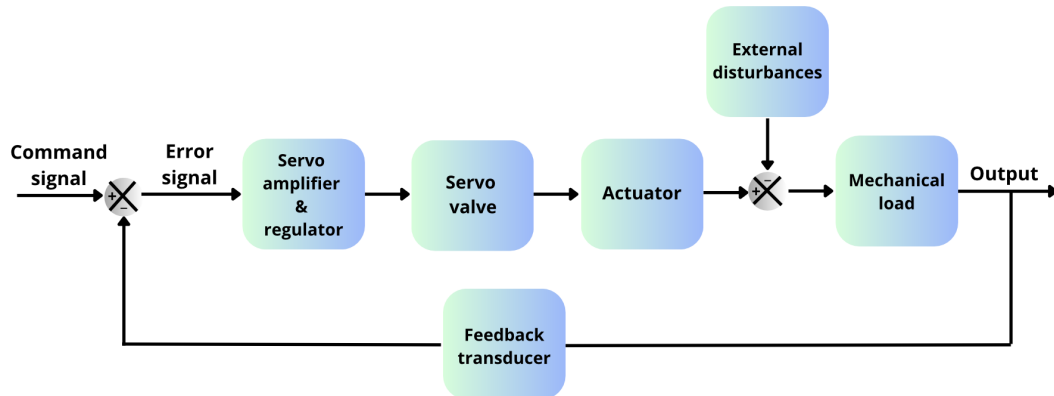


Figura 1.9: Schema funzionale di un attuatore elettro-idraulico a controllo di posizione [46].

Il sistema opera in anello chiuso: la posizione del pistone è continuamente monitorata tramite LVDT e trasformata in un segnale elettrico proporzionale, che viene confrontato con il riferimento. Il ciclo si ripete in tempo reale, garantendo un'elevata precisione e una rapida correzione di eventuali scostamenti dovuti a perturbazioni esterne (forze aerodinamiche, variazioni di carico, shock meccanici) [28].

Nel caso di controlli secondari come il **SCAS**, l'EHSa viene impiegato con autorità limitata per eseguire microcorrezioni sull'assetto, contribuendo in tempo reale alla stabilizzazione del velivolo. La retroazione continua consente di ridurre rapidamente l'errore tra posizione comandata e posizione reale, mantenendo il sistema stabile anche in presenza di dinamiche rapide.

La configurazione EHSa rappresenta quindi un nodo critico nel sistema di controllo di volo: pur essendo meccanicamente più complessa rispetto agli attuatori elettromeccanici (EMA), consente di raggiungere livelli di forza e reattività tuttora inarrivabili per le tecnologie completamente elettriche, soprattutto nelle applicazioni caratterizzate da elevati carichi dinamici, come il volo rotorcraft [5].

Tabella 1.9: Vantaggi e svantaggi degli attuatori elettro-idraulici (EHSA) [22].

Caratteristica	Vantaggi	Svantaggi
Forza erogabile	Elevata forza specifica grazie alla potenza idraulica	Richiede circuiti ad alta pressione
Risposta dinamica	Alta velocità di risposta, ideale per sistemi di stabilizzazione	Sensibile alle variazioni di viscosità del fluido
Precisione	Controllo accurato tramite feedback LVDT	Necessita di calibrazione e taratura precise
Compattezza	Ottimo rapporto potenza/ingombro	Integrazione meccanica più complessa
Adattabilità al controllo	Elevata compatibilità con architetture fly-by-wire	Maggiore complessità nel progetto del controllore
Affidabilità	Buona tolleranza ai disturbi ambientali	Richiede manutenzione periodica
Ridondanza	Facilmente integrabile in sistemi multi-canale	Peso superiore rispetto agli EMA

Una possibile sintesi dei parametri caratteristici per un attuatore EHSA impiegato in ambito aeronautico è riportata nella tabella 1.10.

Tabella 1.10: Parametri tipici di un attuatore EHSA per applicazioni aeronautiche [1] [22].

Parametro	Descrizione	Valori tipici
Pressione di esercizio	Pressione nominale della linea idraulica	207 bar (3000 psi)
Corsa utile	Spostamento massimo del pistone	25 – 75 mm
Velocità di risposta	Tempo di salita 10–90%	< 30 ms
Forza massima	Picco di spinta generabile	10 – 30 kN
Accuratezza di posizionamento	Errore stazionario a regime	< 0.1 mm
Tipo di sensore	Dispositivo per la retroazione di posizione	LVDT integrato
Frequenza di banda	Limite superiore della risposta in frequenza	20 – 40 Hz
Peso complessivo	Incluso attuatore e servovalvola	4 – 7 kg

1.4 Le servovalvole nei sistemi SCAS

Elemento centrale del servosistema idraulico, la **servovalvola** rappresenta l'interfaccia tra il segnale di controllo elettrico e la potenza idraulica necessaria a generare forza e movimento all'interno di un attuatore [38]. Si tratta di un componente mecatronico ad alta precisione, nato inizialmente in ambito militare — con le prime applicazioni risalenti ai velivoli Lockheed P-80 — e oggi ampiamente utilizzato in ambito aeronautico, spaziale e industriale [37].

Dal punto di vista funzionale, la servovalvola riceve un segnale di corrente elettrica a bassa potenza da parte di un controllore (tipicamente un *Flight Control Computer*) e lo converte in una modulazione di portata idraulica in uscita, secondo un profilo dinamico estremamente rapido e preciso. A differenza delle valvole proporzionali o on-off, le servovalvole sono caratterizzate da [38]:

- **elevata sensibilità al segnale di controllo;**
- **ridotta isteresi e tempo di risposta;**
- **autorità continua sulla portata** (controllo analogico);
- **peso e dimensioni contenute.**

Nella configurazione classica a due stadi, la servovalvola è composta da [22]:

1. uno **stadio pilota** — costituito da un amplificatore idraulico e un motore a coppia (torque motor) — che converte il segnale elettrico in una differenza di pressione;
2. uno **stadio principale** — formato da un cursore (spool) mobile — che regola effettivamente la portata tra le linee di pressione, ritorno e attuatore.

Una molla di retroazione collega meccanicamente lo stadio principale al gruppo pilota, garantendo il bilanciamento statico del sistema e la stabilità del controllo in regime stazionario.

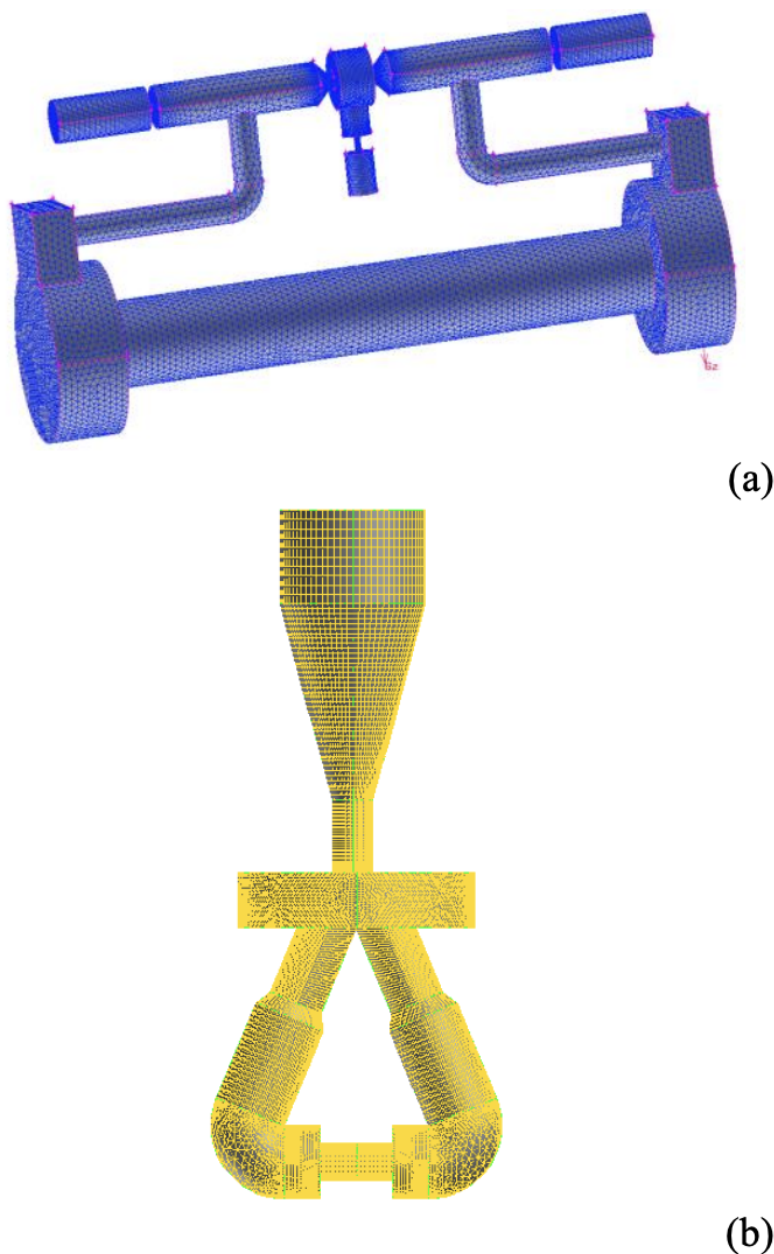


Figura 1.10: Griglie CFD dei modelli di flusso flapper-nozzle (in alto) e jet-pipe (in basso). Tali simulazioni consentono di valutare le distribuzioni di pressione nei canali interni.

Due sono le tecnologie principali di servovalvole a due stadi [31] [24]:

- **Flapper-nozzle:** lo stadio pilota è composto da due ugelli contrapposti e un otturatore centrale (flapper) solidale con il braccio del torque motor. L'oscillazione della flapper modifica la portata in uscita da ciascun ugello, generando un dislivello di pressione sulle estremità dello spool. La presenza di resistenze calibrate rende il sistema particolarmente sensibile a impurità nel fluido, richiedendo filtri ad alte prestazioni.

- **Jet-pipe:** utilizza un ugello mobile che indirizza un getto d'olio verso due camere contrapposte, generando il differenziale di pressione necessario allo spostamento dello spool. Questa architettura, trattata in dettaglio nella sezione successiva, offre maggiore robustezza e minore sensibilità alla contaminazione.

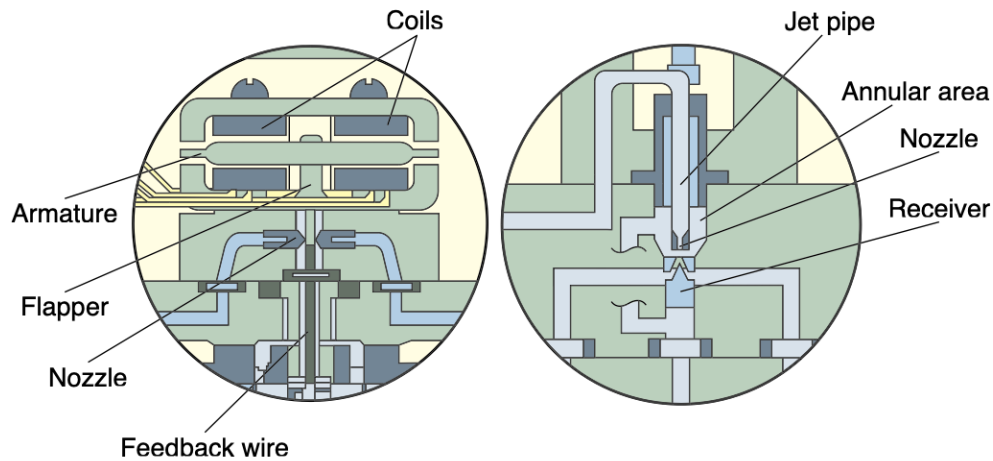


Figura 1.11: Confronto schematico tra flapper-nozzle (sinistra) e jet-pipe (destra): diverse strategie di amplificazione idraulica nel primo stadio [24].

Tabella 1.11: Confronto tra servovalvole flapper-nozzle e jet-pipe [31].

Caratteristica	Flapper-Nozzle	Jet-Pipe
Sensibilità	Molto alta	Alta
Robustezza ai contaminanti	Limitata (resistenze idrauliche)	Maggiore
Complessità costruttiva	Moderata	Maggiore
Stabilità dinamica	Elevata	Elevata
Manutenzione	Richiede filtrazione fine	Più tollerante
Risposta a guasti	Reazioni rapide ma vulnerabili	Più progressiva
Impiego tipico	Attuatori di volo legacy	SCAS, ambienti severi

Nell'ambito dei sistemi SCAS, l'impiego di servovalvole è particolarmente critico, in quanto queste devono garantire continuità operativa, reattività e precisione in ambienti ostili e con frequenti variazioni dinamiche. Per tali ragioni, molte architetture moderne si orientano verso soluzioni compatte a

singolo stadio, con geometria semplificata e pilotaggio diretto, in grado di ridurre il peso e l'ingombro dell'attuatore [25].

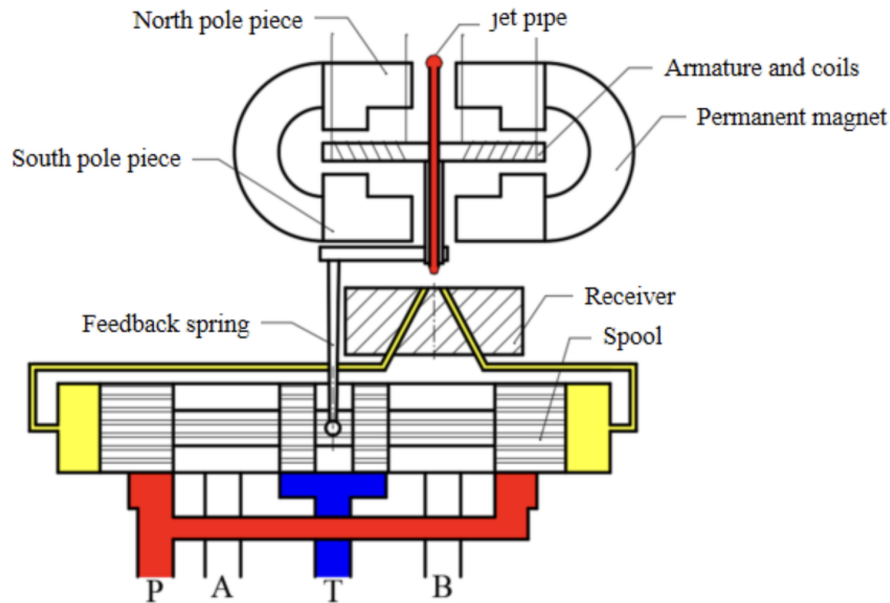


Figura 1.12: Schema colorato di una servovalvola jet-pipe a singolo stadio: si notano l'ugello mobile, i ricevitori e il meccanismo di retroazione [25].

Nei capitoli successivi si approfondirà proprio una di queste configurazioni: la servovalvola *jet-pipe* a singolo stadio, cuore del sistema SCAS oggetto di modellazione e simulazione.

1.4.1 Servovalvola Jet-Pipe a singolo stadio

Tra le architetture di servovalvola maggiormente impiegate nei sistemi SCAS, la configurazione *jet-pipe* a stadio singolo rappresenta una soluzione estremamente interessante per via della sua compattezza, precisione e buona tolleranza alle impurità del fluido [23].

In questa tipologia, l'elemento attivo è un piccolo tubo mobile — il *jet-pipe* — direttamente collegato alla linea di alimentazione idraulica. Il sistema è costituito principalmente da tre componenti: un motore a coppia (torque motor), il tubo jet-pipe e un ricevitore a doppia camera [45]. In condizioni di equilibrio (zero corrente), il getto di fluido proveniente dal tubo viene distribuito in modo simmetrico verso i due condotti del ricevitore, non generando alcuna differenza di pressione.

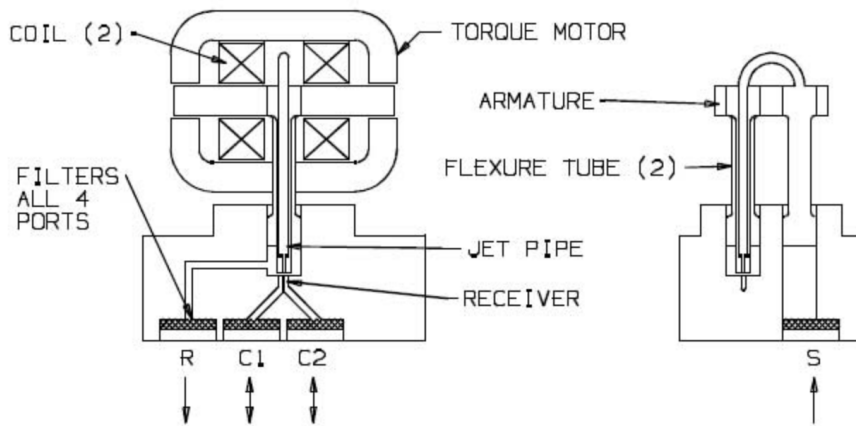


Figura 1.13: Schema funzionale semplificato di una servovalvola jet-pipe a singolo stadio, con motore a coppia, tubo jet-pipe e spool.

Quando viene applicata una corrente al torque motor, il jet-pipe si sposta lateralmente rispetto alla posizione neutra [32]. L'orientamento del getto viene così modificato, favorendo l'ingresso del fluido in una delle due camere del ricevitore, generando una differenza di pressione [26]. Questa differenza agisce direttamente sullo spool dell'attuatore (in un'architettura a singolo stadio) o sullo spool del secondo stadio (in una variante a due stadi), inducendone il movimento.

Il sistema di controllo chiude il loop tramite un trasduttore di posizione, generalmente un LVDT, che misura lo spostamento dello spool [2]. Questo segnale viene confrontato con il comando elettrico (SET), generando un errore che viene minimizzato dal controllore fino all'annullamento. In tal modo, la posizione finale dello spool risulta proporzionale al segnale di ingresso.

Una delle criticità principali di questa configurazione risiede nella presenza di una perdita continua di fluido al primo stadio, necessaria per mantenere la portata costante nel jet [11]. Questo fenomeno penalizza l'efficienza complessiva, ma non compromette la stabilità né la precisione, rendendo il sistema comunque molto adatto per impieghi in sistemi di controllo ad alta dinamica e bassa autorità, come il SCAS.

Dal punto di vista costruttivo, la servovalvola jet-pipe presenta una buona resistenza all'intasamento, non essendo presente alcuna resistenza idraulica calibrata (come nel flapper-nozzle) [23]. Inoltre, la geometria interna più semplice permette una maggiore affidabilità in condizioni ambientali severe.

Nel contesto della presente tesi, tale configurazione sarà adottata come riferimento per la modellazione e la simulazione dinamica del sistema SCAS,

grazie al suo favorevole rapporto tra prestazioni e complessità meccanica.

Per rafforzare il confronto con la variante tradizionale a due stadi, si propone la seguente tabella comparativa.

Tabella 1.12: Confronto tra servovalvole Jet-Pipe a singolo stadio e a due stadi

Caratteristica	Jet-Pipe a singolo stadio	Jet-Pipe a due stadi
Configurazione	Getto controlla direttamente lo spool	Getto controlla lo spool del pilota che comanda il principale
Complessità meccanica	Più semplice, compatta	Più articolata, maggiore ingombro
Tempo di risposta	Elevato (loop diretto)	Leggermente maggiore (due masse da muovere)
Efficienza	Penalizzata da perdite continue	Migliore bilanciamento idraulico
Robustezza	Buona tolleranza a contaminanti	Alta robustezza e ridondanza
Controllabilità	Buona in bassa autorità	Migliore in autorità elevate
Applicazioni tipiche	SCAS, UAV, attuazioni leggere	Superfici primarie, sistemi ad alta autorità

1.5 Prognostica e Health Monitoring

Il termine **prognostica** nasce dalla convergenza di due concetti distinti ma complementari: *diagnosi* e *prognosi*, mutuati dal lessico medico, ma ampiamente adottati anche nelle scienze ingegneristiche [4] [61].

- *Diagnosi* (dal greco *diágnōsis*, "comprendere attraverso") indica il processo mediante il quale si identifica lo stato attuale di un sistema, sulla base dell'osservazione di variabili misurabili e sintomi funzionali.
- *Prognosi* (dal greco *prognōsis*, "conoscere prima") si riferisce alla capacità di prevedere l'evoluzione futura di un sistema, stimando con anticipo l'insorgere di guasti o perdite prestazionali.

Nel contesto aeronautico, dove l'affidabilità dei sistemi è cruciale per la sicurezza del volo, la prognostica si configura come una disciplina chiave per la gestione intelligente della manutenzione [10] [46]. Essa si articola in due processi fondamentali:

1. **FDI – Fault Detection and Identification**: comprende il rilevamento, la localizzazione e l'identificazione di anomalie o malfunzionamenti, mediante l'analisi di segnali e grandezze osservabili in tempo reale [32] [28].
2. **PHM – Prognostics and Health Management**: si occupa della previsione del degrado residuo, stimando la *Remaining Useful Life* (RUL) sulla base dello stato attuale, delle condizioni operative e dell'evoluzione temporale delle variabili critiche [7] [46].

L'integrazione di questi due domini abilita una strategia di manutenzione avanzata nota come **Condition-Based Maintenance (CBM)**, nella quale gli interventi manutentivi non sono più pianificati su base calendariale, ma attivati in funzione delle reali condizioni operative del sistema [17] [13] [63].

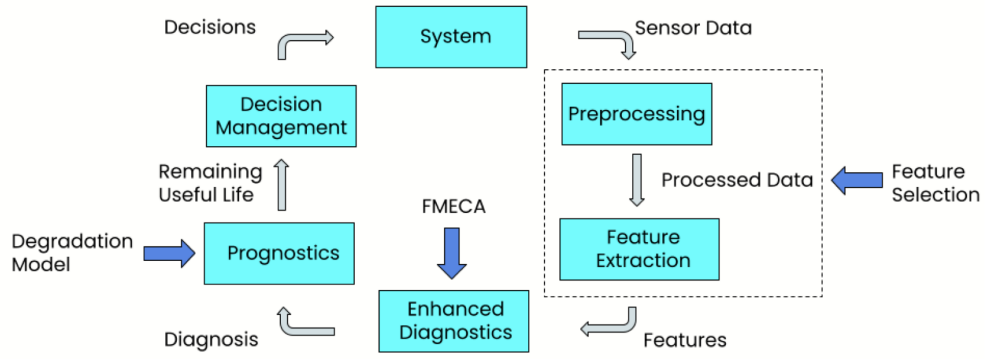
Tabella 1.13: Confronto tra FDI, PHM e CBM nei sistemi di monitoraggio [63]

Aspetto	FDI	PHM	CBM
Funzione principale	Rilevamento e identificazione dei guasti	Previsione del degrado e stima della RUL	Gestione della manutenzione basata sulle condizioni
Domanda chiave	Cosa si è rotto? Quando è successo?	Quando si romperà? Quale sarà l'evoluzione?	Cosa fare in base allo stato attuale e previsto?
Input	Segnali di sistema, dati di telemetria	Output FDI, modelli di degrado	Output PHM, logica decisionale
Output	Classificazione guasti, stato attuale	RUL stimata, curva di degrado	Piano manutentivo ottimizzato
Tipo di analisi	Retrospettiva (diagnostica)	Predittiva (prognostica)	Decisionale (gestionale)
Tecniche tipiche	Modelli fisici, alberi decisionali, reti neurali	Kalman filter, modelli di fatica, machine learning	Strategie decisionali, costi/benefici, ottimizzazione
Obiettivo finale	Conoscere lo stato reale del sistema	Prevedere quando si manifesterà un guasto	Evitare manutenzioni inutili e minimizzare i rischi

Nel caso specifico degli attuatori SCAS e delle loro servovalvole associate, l'adozione di sistemi PHM consente di anticipare condizioni di guasto incipienti, ridurre i fermi non programmati, estendere la vita utile dei componenti e garantire la continuità operativa del velivolo anche in missioni ad alta criticità [22] [5].

1.5.1 Architettura di un sistema di Health Monitoring

L'architettura di un sistema completo di **Condition-Based Maintenance (CBM)** e **Prognostics and Health Management (PHM)** può essere suddivisa in due macro-fasi operative: una **fase online**, continua e ciclica, e una **fase offline**, di carattere preparatorio e analitico [46]. L'interazione tra queste due fasi è rappresentata nella Figura 1.14.


 Figura 1.14: Architettura di un sistema *CBM/PHM* [46].

Fase Online. È la componente attiva del sistema, operante in tempo reale. Il processo inizia con la raccolta dei dati di funzionamento tramite sensori installati a bordo del sistema monitorato [28]. I segnali acquisiti vengono sottoposti a **preprocessing** (filtraggio, normalizzazione, compensazione del rumore) e successivamente analizzati per estrarre le *feature* rilevanti, ovvero parametri caratteristici dello stato operativo [32]. Questi parametri alimentano gli algoritmi di **diagnostica** e **prognostica**, che rispettivamente rilevano e classificano eventuali guasti e stimano l'evoluzione temporale del degrado [47]. I risultati ottenuti vengono infine trasmessi al modulo di **gestione decisionale**, che stabilisce le azioni manutentive da intraprendere in base alla *Remaining Useful Life (RUL)* stimata e allo scenario operativo [7].

Fase Offline. Precede l'operatività del sistema ed è fondamentale per garantire l'affidabilità degli algoritmi in fase online. Essa comprende tre componenti chiave:

- **Feature Selection:** processo di identificazione delle feature più rappresentative e sensibili allo stato di salute del sistema, mediante analisi statistica o tecniche di machine learning [2] [57]. La selezione ottimale delle feature incrementa la precisione di diagnosi e prognosi.
- **FMECA (Failure Modes, Effects and Criticality Analysis)** [3]: metodologia che consente di identificare le modalità di guasto (FMEA) e valutarne criticità e probabilità di occorrenza (CA), classificando i possibili fault in base alla loro rilevanza per la sicurezza e la funzionalità globale del sistema.
- **Modello di Degradozione** [46]: definisce l'evoluzione temporale del guasto sulla base di leggi fisiche, dati storici o modelli empirici. Que-

sto modello è essenziale per la simulazione della RUL e per validare il comportamento del sistema in condizioni degradate.

La sinergia tra le due fasi costituisce il cuore dell'approccio CBM/PHM, rendendo possibile un cambio di paradigma rispetto alla manutenzione tradizionale, orientata al tempo o al guasto, verso una logica predittiva basata sulle reali condizioni operative del sistema.

Tale approccio ha trovato ampia applicazione in ambito aeronautico e mecatronico avanzato, in particolare per sistemi ad alta criticità funzionale come gli attuatori SCAS. [46], [2] [66].

1.5.2 Benefici e applicazioni operative

L'adozione di una strategia di **manutenzione predittiva** (nota anche come *predict and prevent*), in sostituzione dei tradizionali approcci a guasto (*fail and fix*) o a scadenza (*scheduled maintenance*), rappresenta una svolta strategica nella gestione del ciclo di vita dei sistemi aerospaziali [30] [10].

I benefici derivanti dall'integrazione dei sistemi PHM nei sistemi avionici e meccatronici ad alta criticità sono molteplici e profondamente interconnessi [13] [5]:

- **Incremento della sicurezza operativa:** il monitoraggio continuo dello stato di salute consente l'identificazione precoce di condizioni di guasto latente, in particolare nei sistemi critici per la manovrabilità del velivolo [46]. Ciò contribuisce in modo significativo alla prevenzione di malfunzionamenti catastrofici e al contenimento del rischio durante il volo.
- **Riduzione dei danni collaterali:** la capacità di individuare difetti nelle fasi iniziali del loro sviluppo riduce la probabilità che questi si propaghino, causando guasti secondari più gravi o estesi, sia a livello strutturale che funzionale.
- **Ottimizzazione dei costi di manutenzione:** grazie alla manutenzione basata sulle condizioni reali, è possibile massimizzare il ritorno dell'investimento (ROI), riducendo sprechi di risorse e migliorando l'efficacia complessiva delle operazioni di supporto [9]. Il sistema mira a raggiungere un equilibrio ottimale tra costo, efficacia ed efficienza.

- **Pianificazione intelligente della manutenzione:** la disponibilità di previsioni attendibili sul degrado consente una gestione proattiva degli interventi, riducendo i tempi di fermo e migliorando l'utilizzo delle risorse logistiche e umane. Di conseguenza, si massimizza la produttività del velivolo e la continuità operativa della flotta [55].
- **Supporto decisionale e gestione del rischio:** i sistemi CBM/PHM forniscono ai responsabili manutentivi e operativi informazioni oggettive e in tempo reale, migliorando il processo decisionale e consentendo un approccio quantitativo alla gestione del rischio [21].
- **Applicazioni in ambito SCAS e avionica:** in ambito elicotteristico e aeronautico, i sistemi PHM sono ormai frequentemente integrati in attuatori SCAS, sistemi *fly-by-wire*, servovalvole elettroidrauliche, ma anche in strutture composite e nei sottosistemi di generazione e distribuzione dell'energia. Il loro impiego è in crescita anche nei settori spazio, difesa e UAS (*Unmanned Aerial Systems*) [44] [24].

Tabella 1.14: Principali benefici della manutenzione predittiva CBM/PHM [22].

Beneficio	Descrizione
Sicurezza operativa	Monitoraggio continuo dei componenti critici e prevenzione dei guasti in volo
Riduzione danni collaterali	Isolamento precoce dei difetti per evitare propagazioni a sottosistemi adiacenti
Ottimizzazione dei costi	Manutenzione basata sulle condizioni reali, con riduzione degli sprechi e aumento del ROI
Pianificazione efficiente	Interventi manutentivi programmati in base al reale stato del sistema, con riduzione dei fermi macchina
Supporto decisionale	Dati oggettivi e in tempo reale per il management e il supporto logistico-operativo

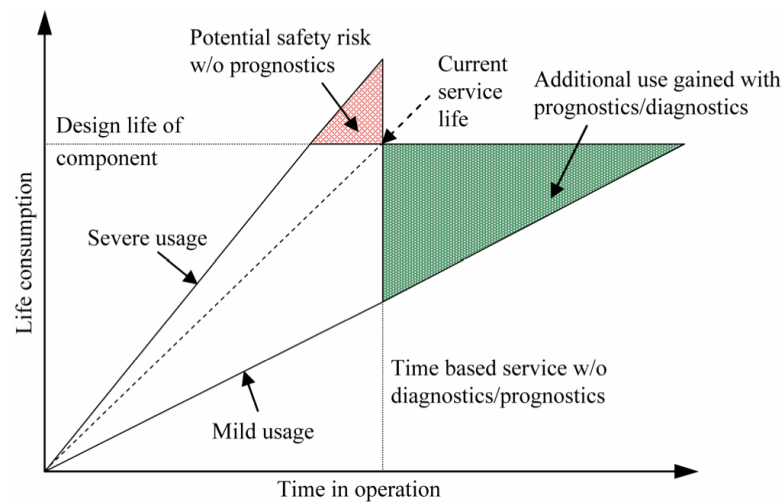


Figura 1.15: Benefici Economici e di Sicurezza derivanti dalla Diagnostica e dalla Prognostica [44].

In conclusione, la manutenzione basata su PHM non è solo una tecnologia, ma un **cambio di paradigma** [61]: da un approccio reattivo a uno proattivo, da una manutenzione passiva a una manutenzione intelligente, integrata e strategicamente orientata all'affidabilità e all'efficienza.

1.6 Obiettivi e motivazioni del lavoro

Indagini condotte su aeromobili ad ala rotante hanno evidenziato come, tra le cause di guasto ai servosistemi, la maggior parte delle anomalie sia riconducibile al secondo stadio delle servovalvole o ai componenti meccanici ad esso associati, come la molla di retroazione. In ambito elicotteristico, dove l'impiego dei sistemi SCAS è particolarmente diffuso, i componenti meccanici sono soggetti a un ampio spettro di sollecitazioni vibrazionali, che ne accelerano l'usura. Questa condizione è particolarmente critica in missioni impegnative come operazioni SAR (*Search and Rescue*) in contesto combat, o missioni NOE (*Nap-of-the-Earth*), dove la continuità e la precisione del controllo sono vitali.

Da queste osservazioni emerge la necessità di sviluppare architetture attuative semplificate, riducendo il numero di elementi meccanici in reciproco contatto e, conseguentemente, i fenomeni di attrito, usura e gioco meccanico. In quest'ottica, l'eliminazione del secondo stadio della servovalvola — spesso fonte di guasti e criticità — rappresenta una strategia promettente per migliorare l'affidabilità, ridurre il peso e contenere gli ingombri, tutti fattori di primaria importanza nell'ingegneria aeronautica.

Il presente lavoro di tesi si propone di modellare un attuatore elettro-idraulico compatto (EHSA) per l'impiego in sistemi SCAS, basato esclusivamente sull'impiego del primo stadio di una servovalvola *jet-pipe*. Dopo una modellazione dettagliata del primo stadio, il lavoro proseguirà con il dimensionamento e la simulazione del comportamento dinamico dell'attuatore, al fine di verificarne le prestazioni e l'efficacia nel controllo di posizione.

Va tuttavia evidenziato che l'utilizzo di una configurazione a singolo stadio comporta alcune limitazioni intrinseche:

- il primo stadio, concepito per pilotare il secondo, è progettato per gestire portate idrauliche molto ridotte, che potrebbero risultare insufficienti in applicazioni ad alta dinamica. Tuttavia, nei sistemi SCAS caratterizzati da autorità limitata e richieste di portata contenute, tale criticità risulta mitigata;
- la stabilità del sistema può essere compromessa nel caso in cui le forze di flusso agenti sullo spool risultino comparabili alla coppia generata dal motore torque, generando rischi di instabilità dinamica.

Tali problematiche saranno oggetto di analisi nell'ambito del modello sviluppato, al fine di valutarne l'impatto sulle prestazioni complessive e individua-

re strategie di dimensionamento idonee a garantire il corretto funzionamento del sistema anche in condizioni operative critiche.

Un ulteriore obiettivo trasversale riguarda la **definizione di una legge di controllo ideale** per l'attuatore SCAS. La corretta selezione del controllore (architettura PID evoluta, compensazione lead-lag o controllo robusto H_∞) riveste un ruolo determinante per:

- garantire la stabilità interna del sistema a singolo stadio;
- ottimizzare tempi di risposta e margini di fase;
- compensare le variazioni parametriche dovute a temperatura, viscosità del fluido e usura dei componenti.

La scelta del controllo sarà quindi integrata nella fase di dimensionamento e validata tramite analisi in dominio del tempo e della frequenza.

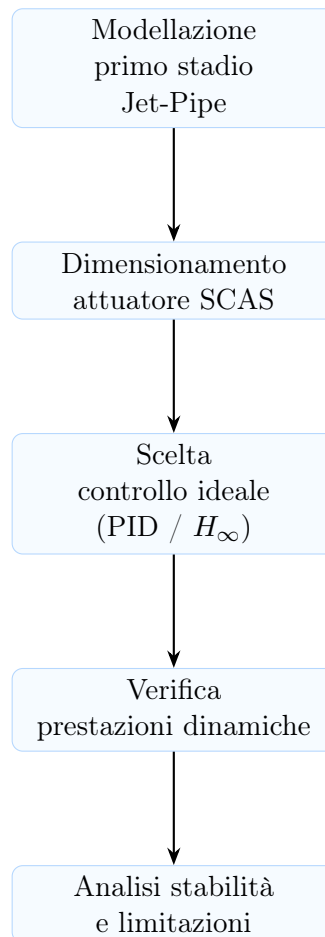


Figura 1.16: Flusso logico degli obiettivi principali del lavoro di tesi, con enfasi sulla scelta del controllo ideale.

Capitolo 2

Modellazione del servosistema SCAS

In questo capitolo si presenta in modo dettagliato l'intero processo di modellazione del servosistema SCAS oggetto di studio, con riferimento all'architettura compatta descritta nel Capitolo 1. L'attività di modellazione è stata sviluppata interamente in ambiente MATLAB, avvalendosi sia del linguaggio di scripting che dell'interfaccia grafica Simulink, per una simulazione completa delle dinamiche del sistema.

Il sistema modellato è costituito dai seguenti sottocomponenti principali:

- Servovalvole *jet-pipe* (in configurazione doppia e simmetrica);
- Attuatore idraulico lineare (doppio effetto);
- Sensore di posizione LVDT;
- Controllore di tipo PID;
- Valvole on/off per l'inserimento nel sistema MRA.

La Figura [2.1](#) illustra il diagramma funzionale del sistema integrato SCAS considerato nello studio.

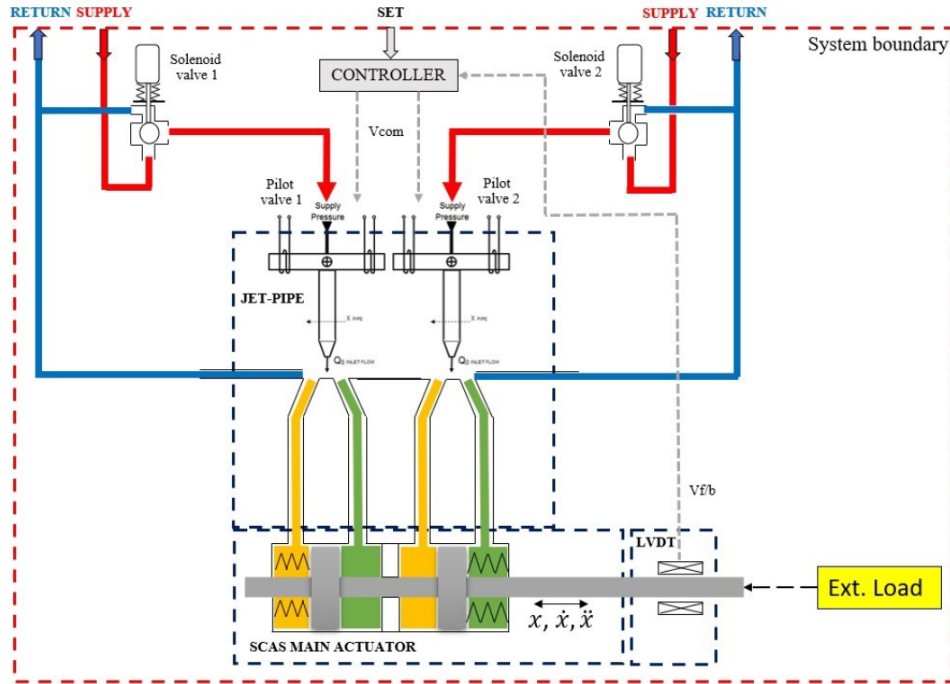


Figura 2.1: Schema funzionale dell'attuatore SCAS integrato

Come evidenziato, il sistema presenta una configurazione simmetrica composta da due servovalvole *jet-pipe* che alimentano idraulicamente un attuatore lineare a doppio effetto. Il pistone dell'attuatore è connesso meccanicamente a un trasduttore LVDT, che consente la misurazione continua della posizione e la trasmissione del segnale di retroazione al controllore. Sono inoltre considerati i carichi esterni agenti sull'attuatore, modellati in forma semplificata ma coerente con il comportamento dinamico previsto.

La presenza delle due servovalvole simmetriche ha permesso, in fase di modellazione, di semplificare inizialmente il problema considerando il solo ramo sinistro, per poi duplicare la struttura in modo speculare.

Il processo modellistico è stato articolato secondo una logica modulare, seguendo i seguenti passaggi:

1. Definizione del circuito elettrico e magnetico del motore di coppia;
2. Modellazione dinamica del *jet-pipe* e delle sue interazioni fluido-meccaniche;
3. Implementazione del circuito idraulico, con particolare attenzione alle instabilità tipiche dei sistemi a singolo stadio;
4. Dimensionamento e modellazione dell'attuatore elettro-idraulico;
5. Inserimento del sensore LVDT e progettazione del controllore PID.

L'architettura complessiva del modello SCAS, rielaborata e ampliata per le finalità della presente tesi, è stata sviluppata a partire dai riferimenti contenuti in [46], cui si rimanda per ulteriori dettagli relativi alla modellazione dei comandi MRA.

I requisiti progettuali principali che hanno guidato la fase di modellazione sono riportati nella Tabella 2.1.

Tabella 2.1: Requisiti progettuali per la modellazione del sistema SCAS

Parametro	Valore / Descrizione
Pressione di alimentazione P_s	17 MPa
Temperatura di esercizio	$T \geq -10^\circ\text{C}$
Tipo attuatore	Doppio effetto, simmetrico
Sensore di posizione	LVDT, alta risoluzione
Tipo di controllo	PID (Proporzionale-Integrale-Derivativo)

Uno degli obiettivi fondamentali della modellazione è stato il confronto tra i risultati simulati e le curve caratteristiche fornite dal costruttore del sistema. In particolare, la Figura 2.2 mostra la caratteristica pressione-portata misurata per una pressione di alimentazione $P_s = 17$ MPa e una temperatura del fluido superiore a -10°C . La riproduzione fedele di tale curva costituirà un importante parametro di validazione del modello.

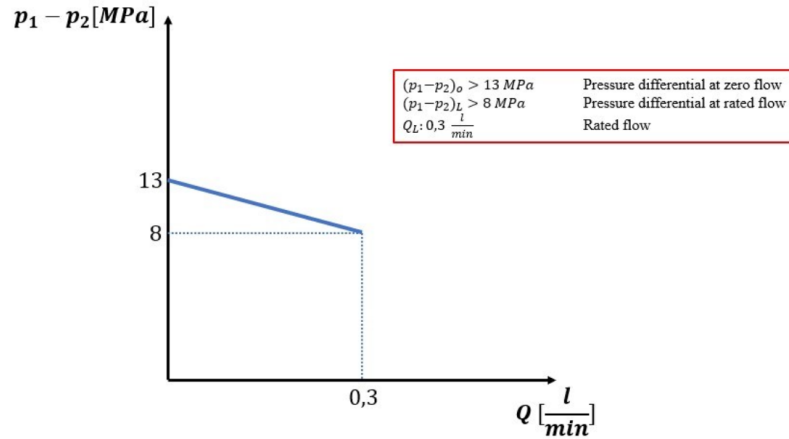


Figura 2.2: Curva pressione/portata per $P_s = 17$ MPa e $T \geq -10^\circ\text{C}$

Ulteriori dati chiave e parametri complementari saranno illustrati e discussi nelle sezioni successive, in corrispondenza dei singoli blocchi modellati.

2.1 Struttura del modello Simulink

La Figura 2.3 mostra l'implementazione iniziale del modello SCAS in ambiente Simulink, che costituisce la base su cui sono state sviluppate le simulazioni dinamiche e le successive analisi di stabilità e risposta in frequenza.

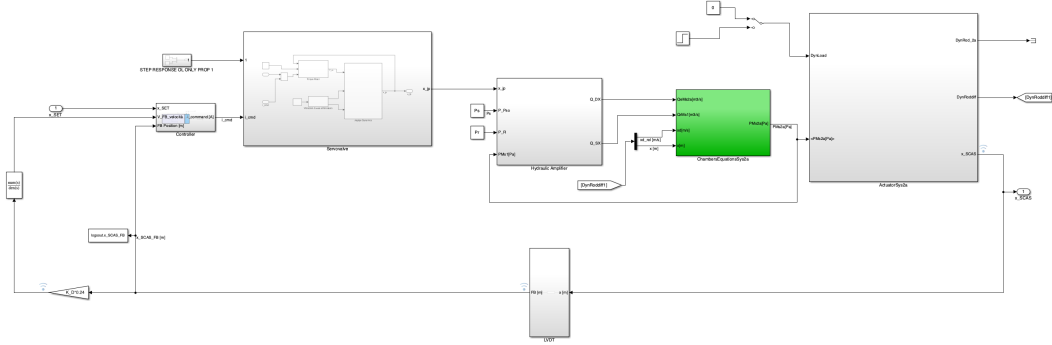


Figura 2.3: Schema Simulink del modello iniziale del sistema SCAS

Il modello è organizzato in blocchi funzionali modulari, ciascuno dei quali rappresenta un sottosistema fisico del servosistema SCAS. Partendo da sinistra verso destra, si possono identificare:

- **Input di riferimento x_{SET} :** rappresenta la posizione target dell'attuatore, impostata come segnale di ingresso.
- **Controllore (Controller):** elabora il segnale di errore tra la posizione desiderata e quella misurata. In questa versione è presente un blocco PID (o solo proporzionale, come suggerito dalla nota *OL ONLY PROP 1*) che genera il comando in corrente I_{cmd} per il motore di coppia.
- **Servovalvola (Servovalve):** converte il segnale elettrico in uno spostamento meccanico x_{jp} del *jet-pipe*, che regola la portata in ingresso al sistema idraulico. Questo blocco include la dinamica del torque motor, le forze fluido-dinamiche e la geometria dell'ugello.
- **Amplificatore idraulico (Hydraulic Amplifier):** riceve lo spostamento del *jet-pipe* e genera le portate Q_{SX} e Q_{DX} verso le camere dell'attuatore.
- **Equazioni di camera (Chambers Equations):** calcola la pressione nelle due camere del cilindro (P_{M1} e P_{M2}), tenendo conto dei flussi in ingresso, dei volumi, della compressibilità e delle eventuali perdite.

- **Attuatore (Actuator):** modello meccanico dell'attuatore, che restituisce lo spostamento dell'asta x_{SCAS} e le forze associate all'interazione con il carico esterno dinamico (rappresentato nel blocco DynLoad). La massa, lo smorzamento e la rigidità del carico sono parametrizzabili.
- **Sensore di posizione (LVDT):** fornisce in uscita il segnale $x_{\text{SCAS_FB}}$, proporzionale alla posizione dell'attuatore, chiudendo il ciclo di retroazione.

Il segnale di uscita x_{SCAS} viene confrontato con il riferimento x_{SET} per determinare l'errore di controllo. Il modello è stato sviluppato in modo modulare al fine di consentire un'analisi separata e una successiva ottimizzazione di ciascun sottosistema. Nelle sezioni seguenti, ogni blocco sarà analizzato singolarmente, con particolare attenzione agli aspetti dinamici e parametrizzazione termica.

2.2 Caratteristiche del fluido idraulico

Il comportamento dinamico del sistema SCAS dipende in modo cruciale dalle proprietà del fluido idraulico, che svolge da mezzo di trasmissione dell'energia all'interno dell'attuatore. In questo paragrafo si descrivono le tre principali grandezze termofisiche: densità, viscosità e modulo di Bulk. Il modello prende in considerazione la dipendenza di tali parametri dalla temperatura (e in misura minore dalla pressione), per garantire simulazioni realistico-affidabili [62] [43].

2.2.1 Densità

La densità ρ di un fluido reale dipende dalla pressione p e dalla temperatura T , secondo la relazione (serie di Taylor troncata al primo ordine) [60]:

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{1}{\beta_l}(p - p_0) - \alpha(T - T_0) \right)$$

Dove:

- ρ_0 : densità a condizioni standard (STP, tipicamente 0°C e 10⁶Pa),
- β_l : modulo di Bulk del fluido [Pa],
- α : coefficiente di espansione termica volumetrico [°C⁻¹],
- T : temperatura [°C],
- p : pressione [Pa].

Dato l'alto valore di β_l nei fluidi idraulici, il termine di dipendenza dalla pressione viene spesso trascurato, ottenendo:

$$\rho(T) = \rho_0 - \alpha(T - T_0)$$

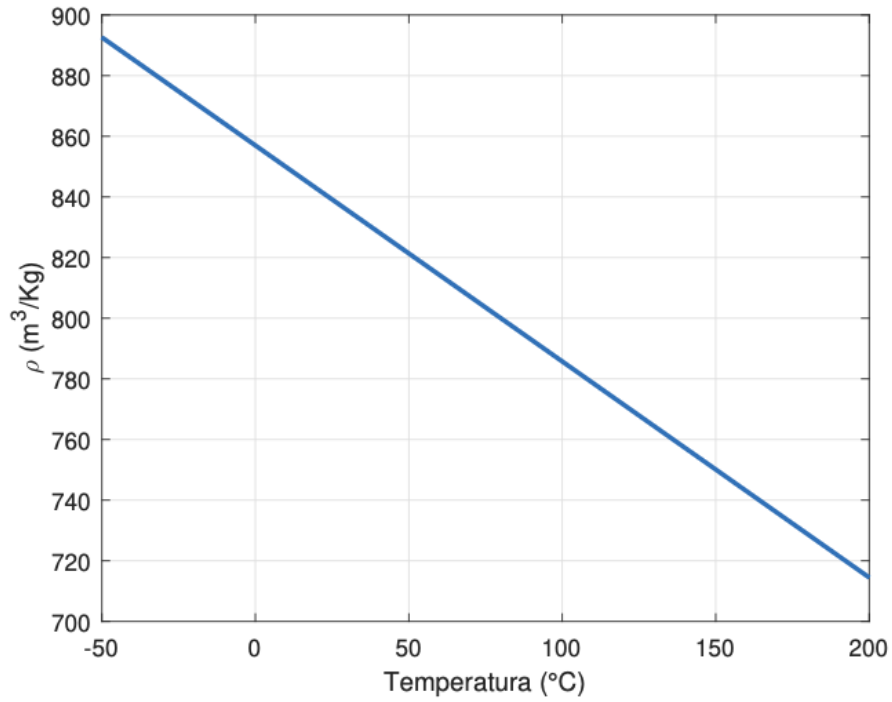


Figura 2.4: Densità del fluido in funzione della temperatura

2.2.2 Viscosità

La viscosità influenza direttamente la dinamica del sistema, introducendo ritardi, smorzamenti e perdite di carico.

Viscosità dinamica Per un fluido Newtoniano:

$$\mu = \frac{\tau}{\partial u / \partial y}$$

con: τ : tensione di taglio; $\partial u / \partial y$: gradiente di velocità nella direzione perpendicolare al flusso.

Viscosità cinematica

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

La viscosità cinematica ν decresce al salire della temperatura e può essere descritta con l'equazione di McCoull-Walther [65]:

$$\log [\log (\nu - c_\nu)] = a_\nu - \frac{b_\nu}{T}$$

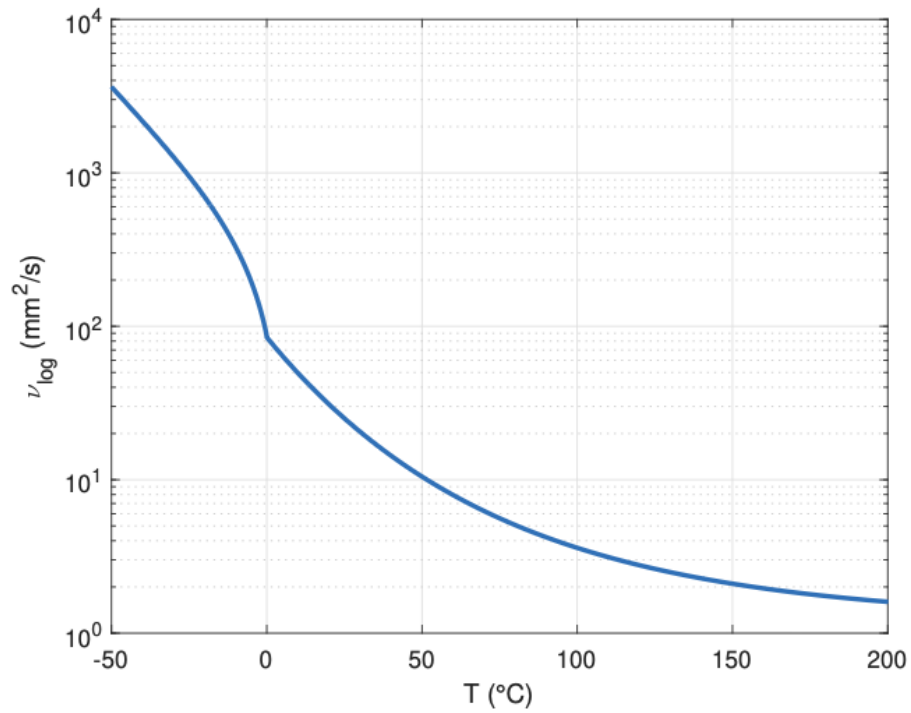


Figura 2.5: Variazione della viscosità cinematica in funzione della temperatura

Temperatura [°C]	Densità [kg/m³]	Viscosità cin. [mm²/s]
-40	870	230
0	850	55
40	830	15
100	810	5

Tabella 2.2: Valori di densità e viscosità cinematica in funzione della temperatura.

2.2.3 Modulo di Bulk

Il modulo di Bulk è una misura della resistenza del fluido alla compressione. È definito come:

$$\beta_l = -V_0 \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_T$$

o, in termini di densità [60]:

$$\beta_l = \rho_0 \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_T$$

In prima approssimazione si assume una dipendenza lineare dalla temperatura:

$$\beta_l(T) = \beta_{l,0} - a_\beta T$$

Tuttavia, anche piccole quantità di aria disciolta ($f = V_g/V_l$) riducono notevolmente il modulo effettivo β_e . Infatti:

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1-f}{\beta_l} + \frac{f}{\beta_g}$$

con $\beta_g \approx p$ per gas a processo isoterma. Anche una frazione $f = 1.7\%$ può ridurre β_e da 1.7GPa a 0.7GPa [33] [58] [12].

Frazione gas $f[\%]$	Pressione [MPa]	β_e [GPa]
0.0	20	1.70
0.5	20	1.30
1.0	20	0.95
1.7	20	0.70

Tabella 2.3: Effetto della presenza di aria disciolta sul modulo di Bulk effettivo.

L'influenza combinata della frazione di gas disciolto con temperatura e pressione è riportata in Figura 2.6, che mostra una drastica riduzione del modulo di comprimibilità già a basse percentuali di aria.

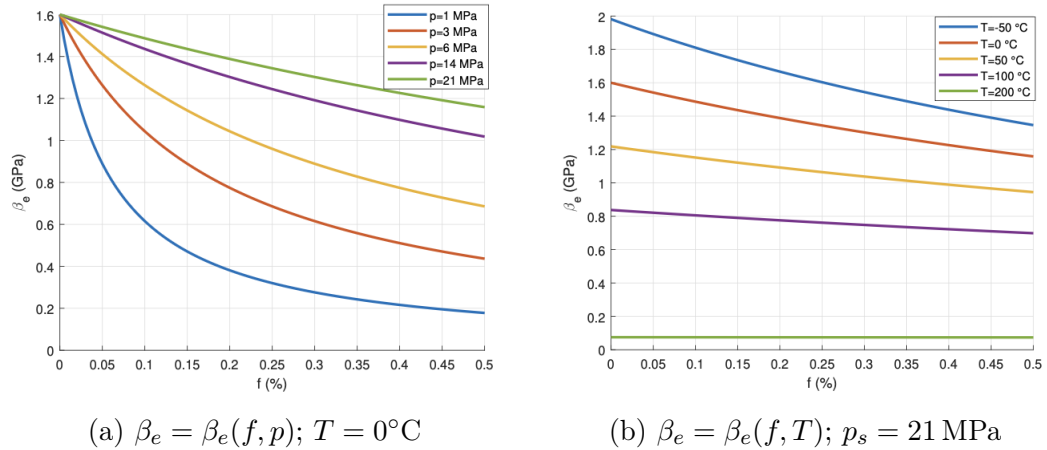


Figura 2.6: Andamento del modulo di Bulk effettivo β_e al variare della frazione di gas disciolto f . A sinistra la dipendenza da p , a destra la dipendenza da T .

Le proprietà caratteristiche del fluido utilizzato nel sistema SCAS, un olio sintetico conforme allo standard MIL-PRF-83282, sono riportate nella Tabella 2.4.

Tabella 2.4: Proprietà del fluido idraulico MIL-PRF-83282 impiegato nel sistema SCAS.

Proprietà	Grandezze caratteristiche	Valore	Unità
Densità	ρ_0	857	kg/m ³
	α	0.7125	kg/m ³ /°C
Viscosità cinematica	a_ν ($T < 0^\circ\text{C}$)	0.285	—
	b_ν ($T < 0^\circ\text{C}$)	0.0056	°C ⁻¹
	a_ν ($T > 0^\circ\text{C}$)	0.44	—
	b_ν ($T > 0^\circ\text{C}$)	0.00236	°C ⁻¹
	c_ν	0.2 / -481	mm ² /s
Modulo di Bulk	$\beta_{t,0}$	1600	MPa
	a_β	7.625	MPa/°C
Frazione di aria	f	0.005	—

Le proprietà termofisiche del fluido idraulico—densità, viscosità e modulo di Bulk sono determinanti per il comportamento dinamico del servosistema SCAS. Un modello che include le loro variazioni con temperatura e schematizza l'effetto dell'aria disciolta garantisce simulazioni più accurate e vicine alla realtà operativa.

2.3 Modellazione del Torque Motor

Il torque motor rappresenta il cuore dell'azionamento elettromagnetico all'interno della servovalvola, convertendo il segnale elettrico in una forza meccanica necessaria al pilotaggio del getto di fluido nel sistema jet-pipe. La sua funzione è generare una coppia proporzionale al segnale di comando, in modo da produrre una rotazione angolare dell'ancora che, attraverso una leva meccanica, modifica la posizione del getto [29].

Nel presente paragrafo si descrive il modello elettromagnetico e magnetico del torque motor, suddividendo l'analisi in due sottosistemi accoppiati: il circuito elettrico e il circuito magnetico [33]. Questa struttura è coerente con l'implementazione Simulink adottata nel modello globale, in cui tali dinamiche sono modellate separatamente nei blocchi denominati “*EHSV Parallel Coil*” e “*Torque Motor*”.

2.3.1 Circuito elettrico

Il torque motor è costituito da due avvolgimenti identici collegati in parallelo, ciascuno dotato di una resistenza R_{csv} e di un'induttanza L_s . Applicando una tensione di comando differenziale V_{com} , si genera una corrente circolante i_{sv} , la cui dinamica è descritta dalle seguenti equazioni differenziali:

$$V_{com} = R_{csv} \cdot i_1 + L_s \cdot \frac{di_1}{dt} \quad V_{com} = R_{csv} \cdot i_2 + L_s \cdot \frac{di_2}{dt}$$

dove:

- i_1, i_2 : corrente negli avvolgimenti destro e sinistro;
- R_{csv} : resistenza di ciascun avvolgimento;
- L_s : induttanza di ciascun avvolgimento.

La corrente differenziale $i_{sv} = (i_1 - i_2)/2$ è quella che genera la coppia magnetica utile, essendo il circuito configurato in modo tale da far circolare correnti opposte nei due avvolgimenti.

I parametri elettrici utilizzati nella modellazione sono riportati in Tabella 2.5.

Tabella 2.5: Parametri elettrici tipici del Torque Motor (valori esemplificativi).

Parametro	Simbolo	Valore tipico
Resistenza degli avvolgimenti	R_{csv}	5–10 Ω
Induttanza degli avvolgimenti	L_s	1–5 mH
Tensione di comando	V_{com}	± 10 V
Corrente nominale	i_{nom}	50–150 mA
Costante di coppia	K_T	0.05–0.15 Nm/A

2.3.2 Circuito magnetico

L'analisi del circuito magnetico si basa sulla legge di Hopkinson, analogamente alla legge di Ohm per i circuiti elettrici:

$$\mathcal{F} = \Phi \cdot \mathcal{R}$$

dove:

- $\mathcal{F} = N \cdot i$: forza magnetomotrice (MMF);
- Φ : flusso magnetico concatenato;
- \mathcal{R} : riluttanza del circuito magnetico.

Si considera la configurazione tipica con magneti permanenti centrali e avvolgimenti simmetrici. Le equazioni che modellano il comportamento del circuito includono le riluttanze dell'aria (\mathcal{R}_g) e del magnete (\mathcal{R}_p), la distribuzione del flusso e la variazione del traferro dovuta allo spostamento angolare.

Le caratteristiche geometriche e magnetiche del circuito sono sintetizzate in Tabella 2.6.

Tabella 2.6: Parametri geometrici e magnetici del circuito del Torque Motor.

Parametro	Simbolo	Valore tipico
Lunghezza media del traferro	l_0	0.25–0.5 mm
Sezione del traferro	A_g	15–30 mm ²
Distanza tra i poli	L_A	10–20 mm
Permeabilità magnetica del vuoto	μ_0	$4\pi \cdot 10^{-7}$ H/m
Numero spire per avvolgimento	N	300–600

La Figura 2.7 rappresenta la configurazione interna del torque motor utilizzato nel sistema SCAS, evidenziando la distribuzione del flusso magnetico attraverso i quattro traferro e il circuito magnetico equivalente corrispondente.

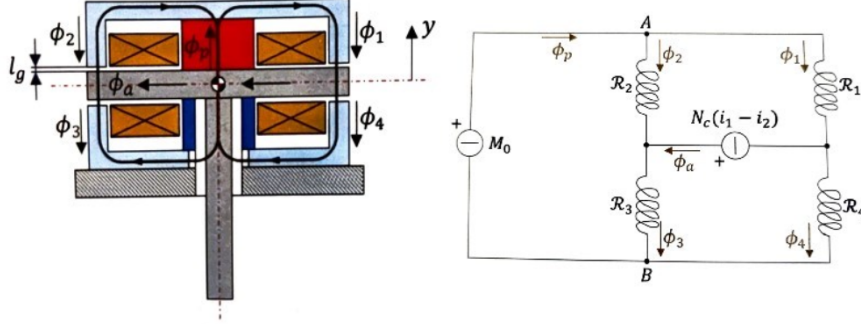


Figura 2.7: Struttura interna del torque motor con magneti permanenti centrali (sinistra) e schema equivalente del circuito magnetico (destra). Le grandezze indicate rappresentano flussi concatenati (Φ_i), riluttanze (R_i) e la magnetomotrice differenziale generata dagli avvolgimenti.

2.3.3 Generazione della coppia elettromagnetica

Assumendo simmetria nella geometria e nei materiali, si può derivare un'espressione semplificata per la coppia risultante T_m generata dal torque motor:

$$T_m = \frac{L_A \cdot A_g \cdot \mu_0 \cdot V_p}{2 \cdot l_0^2 \cdot (k + 1)^2} [\xi \cdot V_p + (1 + k) \cdot V_a]$$

dove:

- V_p : forza magnetomotrice generata dai magneti permanenti;
- $V_a = n \cdot i$: forza magnetomotrice generata dagli avvolgimenti;
- μ_0 : permeabilità magnetica del vuoto;
- A_g : sezione trasversale del traferro;
- L_A : distanza tra i poli;
- l_0 : lunghezza media del traferro;
- $\xi = \frac{x}{l_0}$: eccentricità normalizzata.

L'espressione tiene conto della variazione di flusso dovuta allo spostamento dell'ancora, modellato come una piccola variazione della simmetria del circuito magnetico. I coefficienti k e ξ rappresentano rispettivamente l'influenza della distribuzione del flusso e lo sbilanciamento geometrico.

2.3.4 Considerazioni modellistiche

La modellazione qui proposta si basa su ipotesi semplificative comunemente accettate nella letteratura tecnico-scientifica:

- Il flusso magnetico è confinato all'interno del circuito magnetico (assenza di perdite parassite).
- Il materiale magnetico è lineare (curva B-H lineare) e il traferro è costante nel tempo.
- La variazione di riluttanza è dovuta unicamente al movimento dell'ancora.

Per una trattazione completa e dettagliata del comportamento elettromagnetico dei torque motor si rimanda a [18] [56] [29] [33] [53].

La figura 2.8 mostra una vista in sezione del motore torque, evidenziando la disposizione dei magneti permanenti e del flapper. Il corrispondente schema equivalente del circuito magnetico è riportato in figura 2.9, dove sono chiaramente identificabili le principali resistenze magnetiche e i percorsi del flusso.

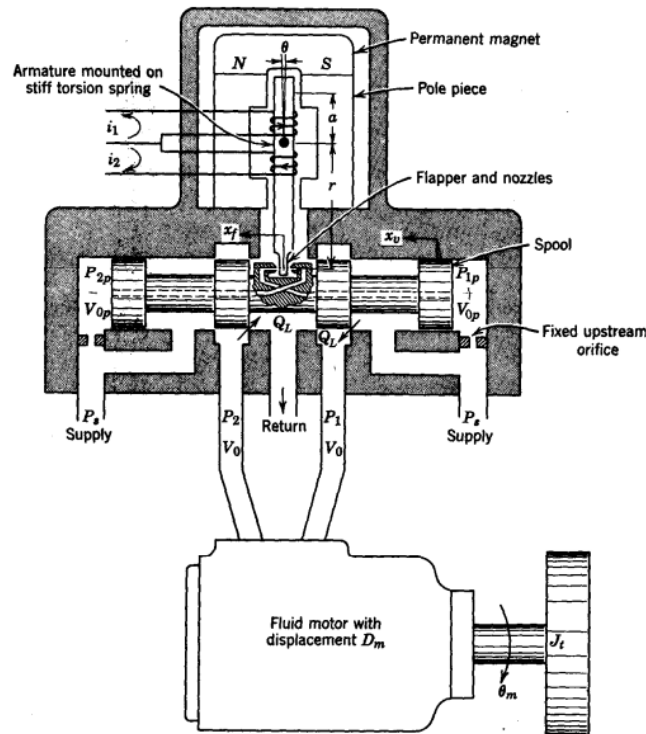


Figura 2.8: Sezione del motore torque con magnete permanente integrato e flapper-nozzle. La figura mostra la connessione diretta tra l'attuatore elettromagnetico e la valvola idraulica a getto.

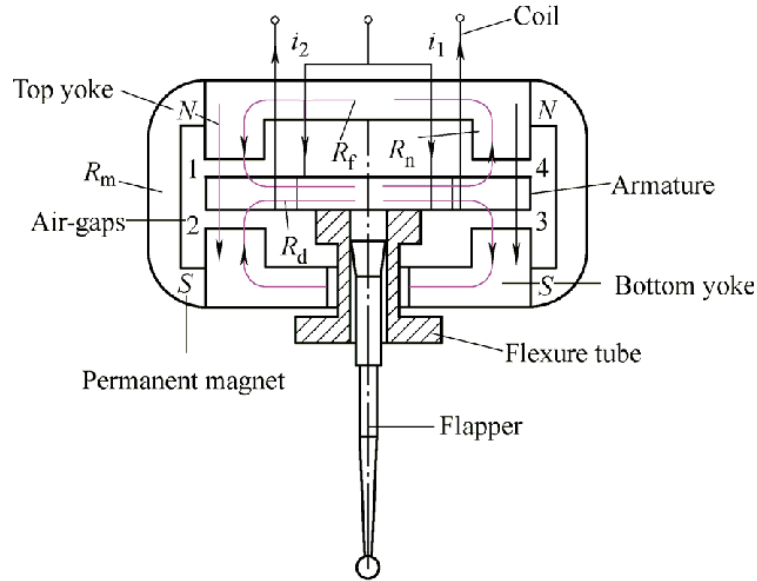


Figura 2.9: Schema magnetico equivalente del motore torque. Le resistenze magnetiche R_m, R_n, R_f, R_d rappresentano il circuito del flusso concatenato attraverso le parti ferromagnetiche e i traferro.

2.3.5 Modello Simulink del Torque Motor

Il modello Simulink del Torque Motor, riportato in Figura 2.10, rappresenta una delle componenti più complesse e critiche del sistema di attuazione. Esso è stato sviluppato per replicare in modo fedele il comportamento elettromagnetico e meccanico del motore di coppia in condizioni operative reali, includendo effetti dinamici non lineari e fenomeni di degradazione magnetica.

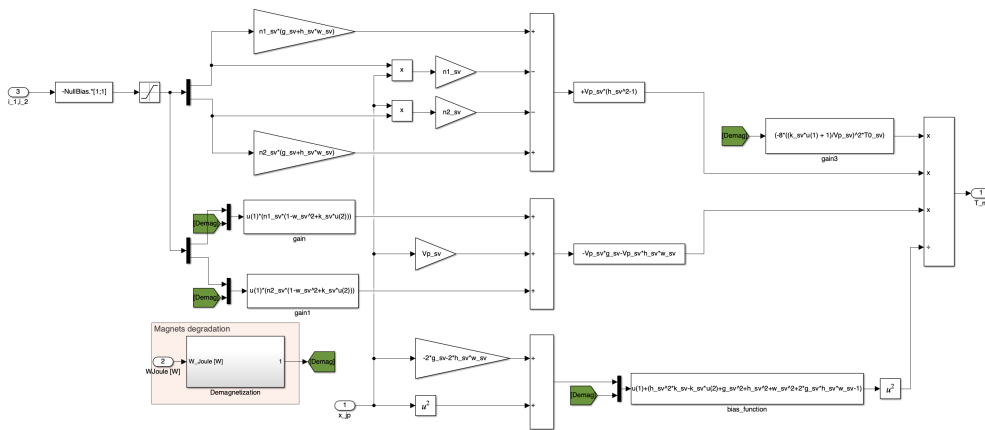


Figura 2.10: Schema del modello Simulink del Torque Motor.

Ingresso e Pre-elaborazione delle Correnti. Il blocco iniziale riceve in ingresso un vettore di correnti $[i_1, i_2]$, corrispondenti alle correnti nei due

avvolgimenti del motore. Queste vengono centrate rispetto a un bias nullo per compensare eventuali offset di equilibrio statico.

Calcolo dei Termini Magnetici. I parametri $n1_sv$ e $n2_sv$ sono determinati tramite espressioni del tipo:

$$n_{sv} = g_{sv} + h_{sv} \cdot w_{sv} \quad (2.1)$$

I valori risultanti vengono moltiplicati per le rispettive correnti e successivamente processati da blocchi che implementano equazioni non lineari basate su modelli analitici del flusso magnetico concatenato.

Effetti di Smagnetizzazione. La presenza dei blocchi **Demag** e della sottosezione **Magnets degradation** consente la modellazione degli effetti di smagnetizzazione dovuti al riscaldamento per effetto Joule. In particolare, viene introdotto l'effetto della potenza dissipata W_Joule , con impatto diretto sull'efficacia del campo magnetico dei magneti permanenti.

Calcolo della Forza Magnetomotrice. Il contributo dei due rami viene elaborato per ottenere la forza magnetomotrice indotta sia dalla corrente che dai magneti. Il termine V_p_sv è calcolato secondo:

$$V_{p_{sv}} = i \cdot \left(n_{sv} \cdot \left(1 - \frac{w_{sv}}{2} + k_{sv} \cdot u \right) \right) \quad (2.2)$$

Il blocco **gain3** implementa una funzione di correzione basata sulla variazione dei parametri geometrici e magnetici:

$$-8 \cdot \left(\frac{k_{sv} \cdot u + 1}{V_{p_{sv}}^2 \cdot T_{0_{sv}}} \right) \quad (2.3)$$

Uscita: Coppia Elettromagnetica T_m . Tutti i contributi vengono sommati e opportunamente ponderati per calcolare la coppia risultante T_m . L'implementazione corrisponde alla relazione teorica:

$$T_m = \frac{L_A \cdot A_g \cdot \mu_0}{2 \cdot l_0^2 \cdot (k + 1)^2} \cdot V_p \cdot [\xi \cdot V_p + (1 + k) \cdot V_a] \quad (2.4)$$

Il risultato è una stima della coppia in uscita prodotta dal Torque Motor, pronta per essere inviata allo stadio successivo del sistema (es. flapper-nozzle).

Considerazioni Finali. Il modello Simulink è stato progettato con elevato livello di dettaglio, includendo:

- La non linearità delle relazioni magnetiche;
- L'effetto termico sulla perdita di magnetizzazione;
- La simmetria dei quattro rami del circuito magnetico;
- Le relazioni quadrate e cubiche tra i parametri di flusso e campo.

L'integrazione di questo modello nel sistema complessivo SCAS consente simulazioni accurate sia nel dominio del tempo che in frequenza.

Tutte le equazioni e i modelli implementati derivano dalle fonti:[\[18\]](#) [\[56\]](#)
[\[29\]](#) [\[33\]](#) [\[53\]](#)

2.4 Dinamica della Jet-Pipe

In questa sezione viene modellato il comportamento dinamico della servovalvola Jet-Pipe, elemento fondamentale per la modulazione del flusso idraulico in risposta alla coppia generata dal torque motor. L'obiettivo è determinare lo spostamento lineare del getto d'olio (x_{jp}) in funzione della coppia applicata (T_m).

2.4.1 Descrizione del sistema

La Jet-Pipe è un ugello mobile che ruota attorno a un asse, sospeso su un fulcro e posto in prossimità di due ricevitori contrapposti. L'iniezione del getto verso uno dei due ricevitori genera una differenza di pressione che agisce sull'attuatore SCAS. A differenza dei sistemi tradizionali, il modello in esame non prevede la presenza di una molla di retroazione, affidandosi esclusivamente alla regolazione tramite controllore esterno [56].

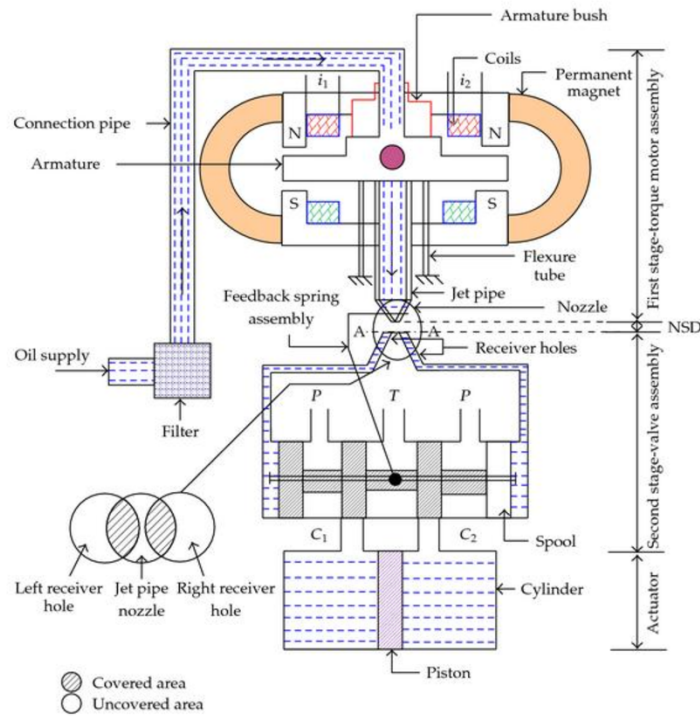


Figura 2.11: Schema grafico di una servovalvola Jet-Pipe con sistema a feedback meccanico.

2.4.2 Equazione del moto

Assumendo piccole rotazioni angolari e trascurando le forze secondarie, il modello dinamico della Jet-Pipe è rappresentato da un'equazione del secondo ordine derivata dal diagramma di corpo libero:

$$I_{jp} \cdot \ddot{x}_{jp} = \frac{T_m}{k_a} - b_{jp} \cdot \dot{x}_{jp} - K_{jp} \cdot x_{jp} \quad (2.5)$$

Dove:

- x_{jp} : spostamento lineare dell'ugello;
- T_m : coppia generata dal torque motor;
- I_{jp} : momento d'inerzia della Jet-Pipe;
- b_{jp} : coefficiente di smorzamento;
- K_{jp} : rigidità equivalente del sistema;
- k_a : coefficiente adimensionale di trasduzione tra spostamento angolare e lineare.

L'equazione può essere riscritta come funzione di trasferimento:

$$G_{jp}(s) = \frac{X_{jp}(s)}{T_m(s)} = \frac{1}{k_a \cdot I_{jp}} \cdot \frac{1}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2.6)$$

$$\text{con } \omega_n = \sqrt{\frac{K_{jp}}{I_{jp}}} \text{ e } \zeta = \frac{b_{jp}}{2 \cdot \sqrt{I_{jp} \cdot K_{jp}}}.$$

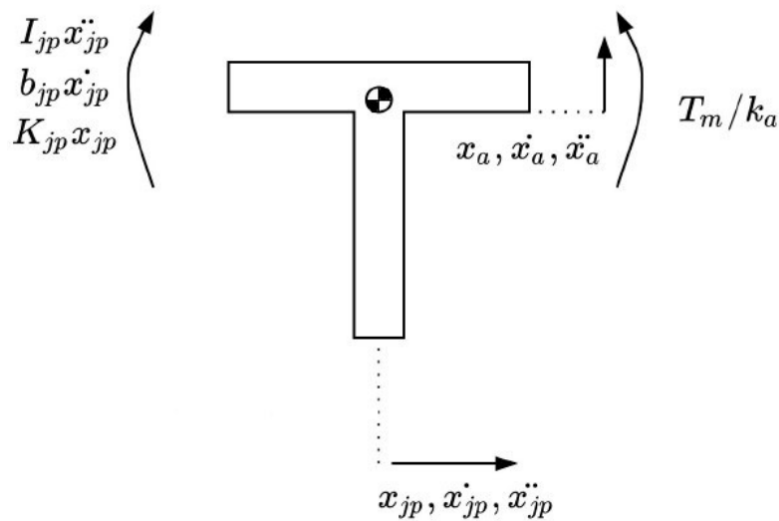


Figura 2.12: Diagramma dinamico della Jet-Pipe utilizzato per la definizione dell'equazione del moto.

2.4.3 Considerazioni aggiuntive

Il sistema è progettato per operare in regime di piccole oscillazioni lineari, rendendo valida l'approssimazione linearizzata. L'assenza della molla comporta una minore stabilità intrinseca ma consente architetture compatte, ideali per sistemi SCAS di nuova generazione.

Conclusioni

Il blocco Simulink corrispondente a questa dinamica implementa l'equazione appena descritta, restituendo lo spostamento lineare dell'ugello a partire dal segnale di coppia. Tale uscita viene poi propagata al successivo blocco idraulico per modulare il flusso verso l'attuatore.

2.4.4 Modello Simulink della Jet-Pipe

Il blocco *Jet-Pipe Dynamics* sviluppato in Simulink implementa la modellazione del primo stadio della servovalvola a getto, traducendo la coppia torcente generata dal *Torque Motor* in uno spostamento lineare della bocchetta di uscita (x_{jp}). Questo movimento consente la modulazione del getto idraulico verso le camere dell'attuatore, costituendo una delle funzionalità chiave del sistema SCAS.

Il comportamento dinamico del sistema è assimilabile a quello di un sistema rotazionale soggetto a una coppia torcente, con smorzamento viscoso e rigidità elastica. L'equazione differenziale che descrive il moto angolare della Jet-Pipe è:

$$J_{jp}\ddot{\theta}_{jp} = T_m - b_{jp}\dot{\theta}_{jp} - K_{jp}\theta_{jp} \quad (2.7)$$

dove:

- J_{jp} è il momento d'inerzia della bocchetta (jet-pipe);
- T_m è il momento torcente applicato dal Torque Motor;
- b_{jp} è il coefficiente di smorzamento viscoso;
- K_{jp} è la rigidità torsionale equivalente.

Lo spostamento angolare viene convertito in spostamento lineare della bocchetta tramite un rapporto cinematica di leva, espresso come:

$$x_{jp} = \frac{\theta_{jp}}{l_{stage1}} \quad (2.8)$$

dove l_{stage1} rappresenta la lunghezza del braccio di leva tra l'asse di rotazione e la bocchetta.

I valori tipici dei parametri fisici adottati nel modello sono riportati in Tabella 2.7.

Tabella 2.7: Parametri fisici del modello dinamico della Jet-Pipe.

Parametro	Simbolo	Valore tipico
Momento d'inerzia della jet-pipe	J_{jp}	$1 \times 10^{-8} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Smorzamento viscoso	b_{jp}	$1 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s/rad}$
Rigidezza torsionale	K_{jp}	$1 \times 10^{-2} \text{ N} \cdot \text{m/rad}$
Lunghezza braccio di leva	l_{stage1}	10–15 mm
Spazio operativo angolare	θ_{max}	$\pm 2.5^\circ$

Nel modello sono stati inoltre integrati:

- Blocchi di saturazione per la gestione dei limiti fisici della corsa;
- Blocchi derivativi per il calcolo delle velocità angolari e lineari;
- Componenti ausiliari per la simulazione di accoppiamenti meccanici rigidi (es. *Fixed Joint*).

L'uscita principale del blocco, lo spostamento lineare x_{jp} , costituisce il parametro fondamentale per la determinazione della portata inviata alle camere dell'attuatore, in quanto definisce la direzione e intensità del getto idraulico.

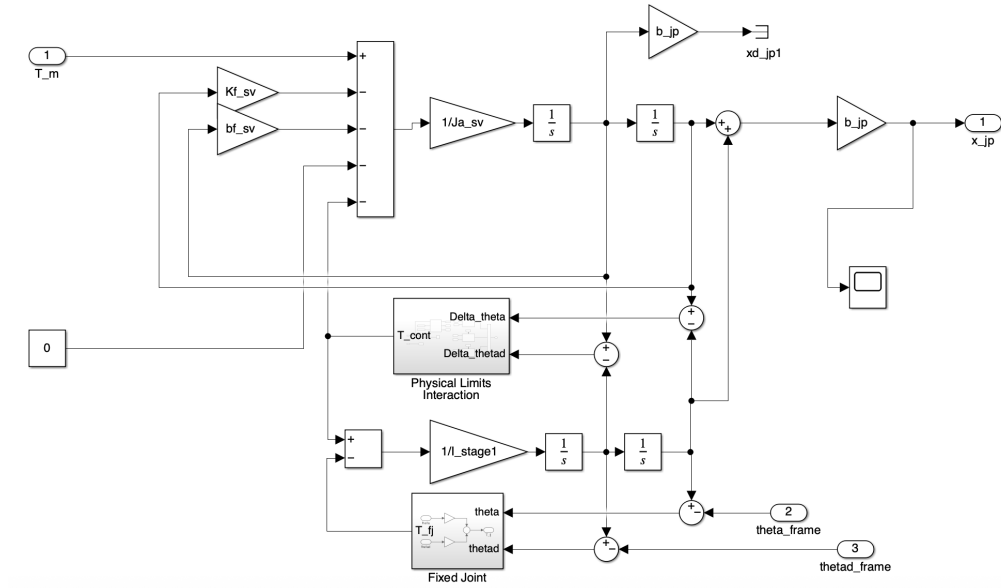


Figura 2.13: Modello Simulink del sottosistema dinamico della Jet-Pipe.

Per ulteriori dettagli sulla modellazione classica delle servovalvole a getto, si rimanda a [18] [56].

2.5 Circuito Idraulico

In questo paragrafo si analizza la modellazione fisica e numerica del circuito idraulico associato alla servovalvola jet-pipe, con particolare riferimento alla configurazione monostadio del sistema SCAS considerato. A differenza delle architetture tradizionali a due stadi, in questo caso il getto erogato dalla jet-pipe interagisce direttamente con il ricevitore idraulico, alimentando le camere dell'attuatore senza l'intermediazione di uno spool secondario. L'obiettivo della modellazione è quindi determinare le portate in ingresso alle due camere dell'attuatore a partire dal momento torcente fornito dal torque motor.

Il modello sviluppato in ambiente Simulink si articola in tre sotto-sezioni logiche:

- Calcolo della pressione in uscita dalla jet-pipe;
- Determinazione delle aree di passaggio del fluido;
- Calcolo delle portate verso le camere dell'attuatore.

Calcolo della pressione in uscita dalla jet-pipe

La pressione all'uscita della jet-pipe viene ottenuta a partire dalla seguente equazione [38] [67]:

$$P_{SO} - P_{jp} - \Delta P_{pipe} - \Delta P_{orifice} = C_{idr} \cdot \dot{Q}_{jp} \quad (2.9)$$

dove P_{SO} è la pressione di alimentazione, P_{jp} la pressione in uscita dalla jet-pipe, ΔP_{pipe} la caduta di pressione nella condotta, $\Delta P_{orifice}$ la caduta di pressione concentrata, C_{idr} la capacità idraulica equivalente e \dot{Q}_{jp} la portata della jet-pipe.

La perdita nella condotta è funzione del numero di Reynolds (Re), che definisce il regime di flusso. Per $Re < 2000$, il flusso è laminare e la perdita si calcola con:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.10)$$

Nel caso di flusso turbolento, si utilizza invece l'equazione implicita di Colebrook-White [8] [6]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.71D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (2.11)$$

La perdita complessiva diventa:

$$\Delta P_{pipe} = \frac{8\mu L \dot{Q}_{jp}}{\pi^2 \rho D^4} \quad (2.12)$$

Le perdite concentrate $\Delta P_{orifice}$ dipendono invece dalla geometria della pipe e sono espresse da [40]:

$$\Delta P_{orifice} = \dot{Q}_{jp} \left(\frac{12\mu w_{bv}^{2.5}}{h_{bv}} \right) + \frac{\dot{Q}_{jp}^2 \rho}{2C_{eff}^2 (w_{bv}^2 + (w_{bv} + h_{bv})^2)} \quad (2.13)$$

Determinazione delle aree di passaggio

Nota la pressione P_{jp} , si calcolano le aree di passaggio tra jet-pipe e ricevitore. In funzione della posizione x_{jp} , l'area di efflusso a sinistra e a destra è descritta dalla seguente espressione geometrica [15]:

$$A(x_{jp}) = \frac{1}{2} (r_r^2 \theta_1 + r_{jp}^2 \theta_2 - r_r^2 \sin \theta_1 - r_{jp}^2 \sin \theta_2) \quad (2.14)$$

dove r_r è il raggio del ricevitore, r_{jp} il raggio della jet-pipe e θ_1, θ_2 gli angoli dipendenti dalla sovrapposizione geometrica dei profili circolari (Fig. 2.15).

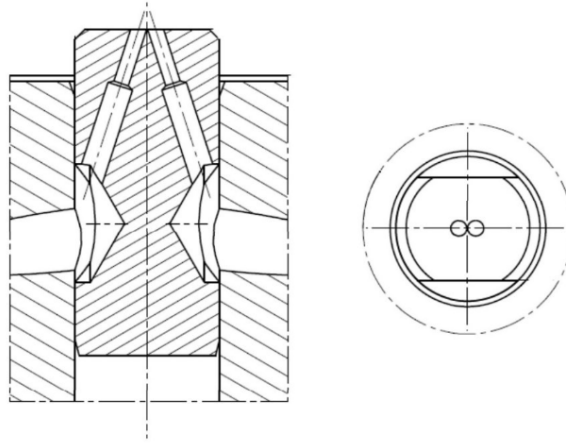


Figura 2.14: Schema del ricevitore jet-pipe e aree di passaggio del fluido [15].

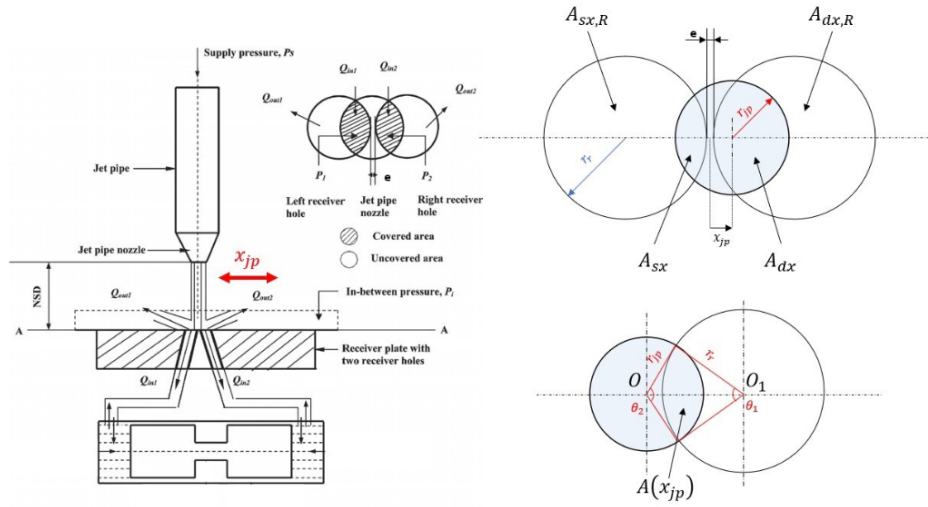


Figura 2.15: Schema della jet-pipe e aree di passaggio del fluido

Calcolo delle portate verso le camere dell'attuatore

Conosciute le aree, le portate si calcolano con l'equazione dell'efflusso:

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2.15)$$

Con riferimento alle pressioni nelle due camere P_{SX} e P_{DX} , si ottengono:

$$Q_{eS1} = Q_{DX} + Q_{R,Dx} \quad (2.16)$$

$$Q_{rS1} = Q_{SX} + Q_{R,SX} \quad (2.17)$$

dove Q_{DX} e Q_{SX} sono le portate dirette a destra e sinistra, mentre $Q_{R,Dx}$ e $Q_{R,SX}$ sono le rispettive portate di ritorno.

Tale modellazione è essenziale per una corretta previsione delle prestazioni del sistema SCAS, e rappresenta una base solida per simulazioni dinamiche ad alta fedeltà in ambiente Simulink.

2.5.1 Modello e implementazione Simulink del circuito idraulico

Il sottosistema Simulink *Hydraulic Circuit* implementa la catena causale

$$(T_m \rightarrow x_{jp}) \Rightarrow P_{jp}(x_{jp}, \dot{Q}_{jp}) \Rightarrow A_{SX/DX}(x_{jp}) \Rightarrow Q_{SX/DX}(P, A)$$

secondo le equazioni introdotte nella Sez. 2.5. L'obiettivo è calcolare le portate verso le camere dell'attuatore partendo dalla posizione della jet-pipe e dalla pressione di alimentazione.

Ingressi e uscite Ingressi: P_{SO} (supply), x_{jp} (posizione jet-pipe), P_{SX} e P_{DX} (pressioni camere), ρ , μ . Uscite: Q_{SX} , Q_{DX} , $Q_{R,SX}$, $Q_{R,DX}$ e P_{jp} .

Struttura ad alto livello

La Figura 2.16 mostra la struttura ad alto livello del sottosistema, composto da due blocchi principali:

- **Jetpipe Outcome Flow**: calcolo della pressione in uscita dalla jet-pipe (P_{jp}) a partire dalla pressione di alimentazione (P_{SO}) e dalla portata nominale (Q_{jp});
- **Jetpipe Hydraulics**: determinazione delle portate dirette Q_{SX} e Q_{DX} verso le due camere dell'attuatore, nonché della portata residua Q_{Rjp} di ritorno.

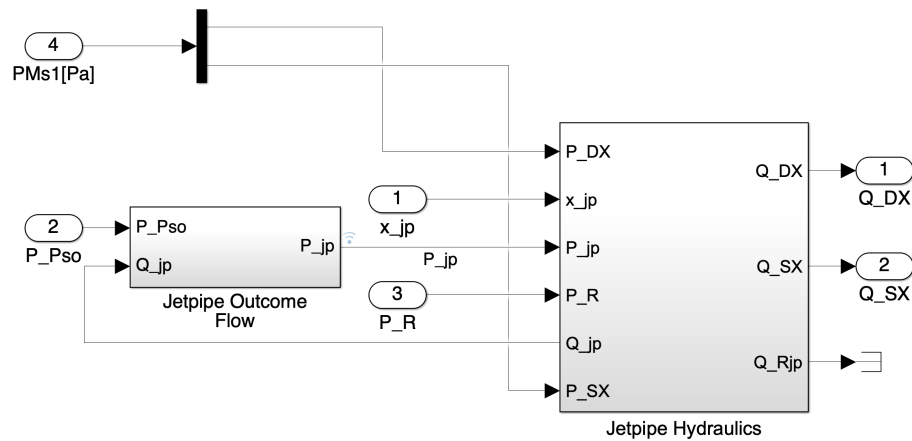


Figura 2.16: Schema ad alto livello del sottosistema *Hydraulic Circuit* in Simulink.

Blocco 1 – Calcolo di P_{jp} (*Jetpipe Outcome Flow*)

Come mostrato in Figura 2.17, il calcolo di P_{jp} si basa sull'equazione:

$$P_{SO} - P_{jp} - \Delta P_{pipe} - \Delta P_{orifice} = C_{idr} \cdot Q_{jp}$$

dove:

- ΔP_{pipe} : perdita distribuita nella condotta, calcolata in funzione del numero di Reynolds Re e del coefficiente di attrito λ (formula di Colebrook-White in regime turbolento o legge di Hagen-Poiseuille in regime laminare);
- $\Delta P_{orifice}$: perdita concentrata dovuta alla geometria del foro e del ricevitore, funzione di w_{bv} , h_{bv} e C_{eff} .

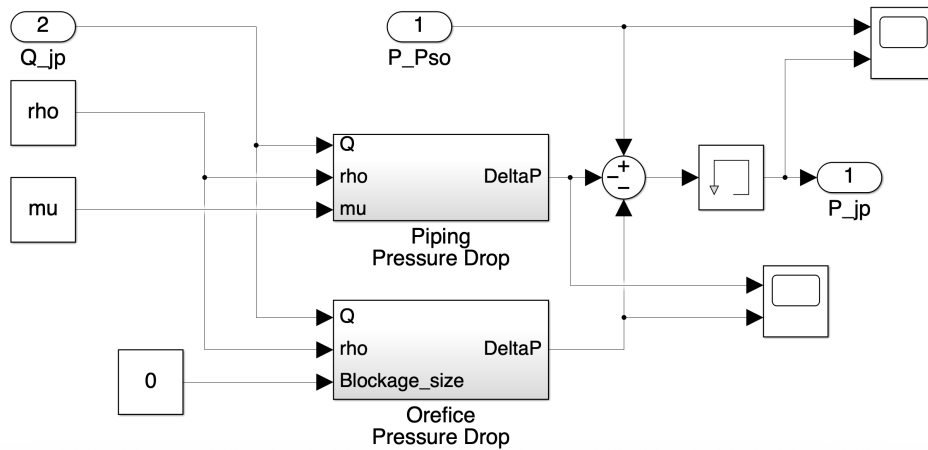


Figura 2.17: Sottosistema *Jetpipe Outcome Flow*: calcolo delle perdite distribuite e concentrate e determinazione di P_{jp} .

Blocco 2 – Geometria e aree $A(x_{jp})$

Le aree di passaggio $A_{SX}(x_{jp})$ e $A_{DX}(x_{jp})$ sono calcolate nel blocco *Nozzle Areas* utilizzando le relazioni geometriche di sovrapposizione cerchio-cerchio:

$$A(x_{jp}) = \frac{1}{2} (r_r^2 \theta_1 + r_{jp}^2 \theta_2 - r_r^2 \sin \theta_1 - r_{jp}^2 \sin \theta_2)$$

con $\theta_{1,2}$ e OO_1 definiti in 2.5.

Blocco 3 – Calcolo delle portate (*Jetpipe Hydraulics*)

Come illustrato in Figura 2.18, le portate sono determinate per ciascun ramo con:

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}, \quad \Delta p \in \{P_{jp} - P_{SX}, P_{jp} - P_{DX}, P_{SX} - P_R, P_{DX} - P_R\}$$

Le portate dirette e di ritorno sono poi sommate:

$$Q_{SX} = Q_{jp \rightarrow SX} + Q_{R \rightarrow SX}, \quad Q_{DX} = Q_{jp \rightarrow DX} + Q_{R \rightarrow DX}$$

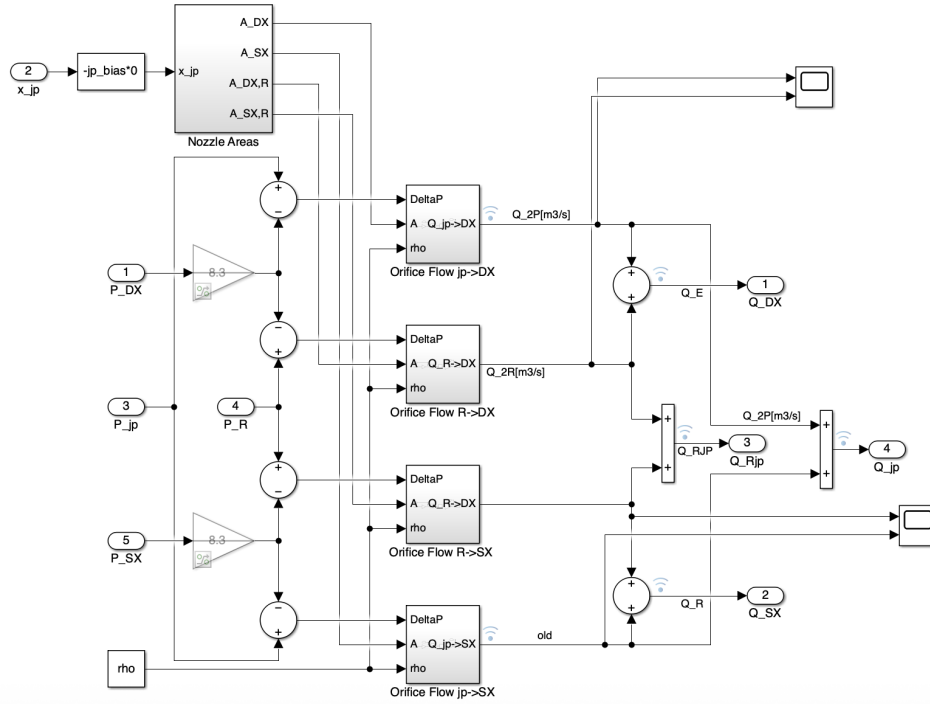


Figura 2.18: Sottosistema *Jetpipe Hydraulics*: calcolo delle aree e delle portate verso le camere dell'attuatore.

Note implementative

Sono stati introdotti accorgimenti per garantire stabilità e realismo numerico:

- saturazione A_{SX} e $A_{DX} \geq 0$;
- limite $Q \geq 0$ per evitare radici di pressione negative;
- filtro anti-aliasing su \dot{Q}_{jp} ;
- gestione condizionale del regime laminare/turbolento in funzione di Re ;

- filtro passa-basso sulle pressioni per ridurre oscillazioni ad alta frequenza.

Tabella 2.8: Parametri idraulici utilizzati nel modello Simulink del circuito, con indicazione della fonte o modalità di determinazione.

Parametro	Simbolo	Valore (esempio)	Fonte / Metodo
Pressione di alimentazione	P_{SO}	21 MPa	Dato nominale da specifica sistema idraulico ([56])
Densità fluido	ρ	850 kg/m ³	Datasheet olio MIL-PRF-83282 ([41])
Viscosità dinamica	μ	0.015 Pa·s @ 40°C	Datasheet olio MIL-PRF-83282 ([41])
Capacità idraulica equivalente	C_{idr}	1.2×10^{-11} m ³ /Pa	Calcolo da compressibilità olio e geometria condotta ([68])
Rugosità relativa condotta	ε/D	2×10^{-4}	Valore tipico condotta acciaio ([68])
Diametro condotta	D	1.2 mm	Disegno CAD sottosistema idraulico
Lunghezza condotta	L	30 mm	Disegno CAD sottosistema idraulico
Larghezza ingresso ricevitore	w_{bv}	0.25 mm	Misura geometrica nozzle ([18])
Luce radiale ricevitore	h_{bv}	0.05 mm	Misura geometrica nozzle ([18])
Coeff. efflusso ricevitore	C_{eff}	0.7–0.9	Valori tipici da test sperimentali ([68])
Coeff. di scarico orifizio	C_d	0.6–0.8	Valori tipici da normativa ISO 5167-2 ([36])
Raggio ricevitore	r_r	0.4 mm	Disegno CAD sottosistema idraulico
Raggio jet-pipe effettivo	r_{jp}	0.35 mm	Disegno CAD sottosistema idraulico
Pressione di ritorno	P_R	0.3 MPa	Specifica circuito di ritorno ([56])

2.6 Modello dell'attuatore SCAS e carico esterno

2.6.1 Modello fisico dell'attuatore SCAS

L'attuatore SCAS rappresenta il cuore del sistema di controllo ausiliario, traducendo la pressione differenziale generata dalla servovalvola jet-pipe in uno spostamento meccanico proporzionale. Si tratta di un attuatore idraulico simmetrico a doppio effetto, dotato di molle di centraggio, che ne garantiscono il ritorno in posizione neutra in assenza di comando. La modellazione dell'attuatore costituisce una parte essenziale del presente lavoro, finalizzata sia alla caratterizzazione dinamica sia all'integrazione nel modello complessivo del sistema SCAS.

Equazioni di continuità e comprimibilità

Le pressioni nelle due camere dell'attuatore, P_1 e P_2 , sono determinate applicando l'equazione di continuità del fluido. Considerando una portata di perdita interna Q_l e adottando il principio di conservazione della massa, si ottiene:

$$\begin{cases} \rho(Q_1 - Q_l) = \frac{d(\rho V_1)}{dt} \\ \rho(-Q_2 + Q_l) = \frac{d(\rho V_2)}{dt} \end{cases}$$

dove Q_1 e Q_2 rappresentano le portate in ingresso alle camere, V_1 e V_2 i volumi delle stesse, e ρ la densità del fluido. Le perdite Q_l sono modellate sulla base delle formulazioni di [35] [64].

La comprimibilità del fluido è considerata attraverso il modulo di massa β , definito come:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho}{\beta} \frac{dP}{dt}$$

Il valore di β è funzione della temperatura e della pressione, e può essere significativamente influenzato dalla presenza di aria disciolta o microcavitazione [39] [52]. La variazione dei volumi V_1 e V_2 è determinata dalla posizione del pistone:

$$V_1 = V_0 + A_e x \quad V_2 = V_0 - A_e x$$

dove x rappresenta lo spostamento dell'asta rispetto alla posizione neutra ($x = 0$) e A_e è l'area di spinta efficace.

Assumendo una velocità dell'asta \dot{x} , le equazioni per le pressioni si scrivono come:

$$\begin{cases} \frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V_1}(Q_1 - Q_l - A_e \dot{x}) \\ \frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{V_2}(-Q_2 + Q_l + A_e \dot{x}) \end{cases}$$

Equilibrio dinamico dell'asta e del cilindro

La dinamica dell'attuatore viene modellata considerando il bilancio delle forze applicate sia sull'asta che sul corpo del cilindro. Il sistema non è considerato perfettamente vincolato alla struttura, ma interagisce con essa tramite un vincolo cedevole, modellato attraverso elementi elastici e dissipativi (molle e smorzatori). Tale approssimazione consente di tenere conto di fenomeni dinamici quali vibrazioni strutturali e flessibilità dell'accoppiamento meccanico.

La forza risultante dovuta alla differenza di pressione tra le due camere è:

$$F_p = (P_1 - P_2)A_e$$

Questa forza viene applicata all'asta e bilanciata dalle forze inerziali, elastiche, viscosi e di attrito. Le equazioni del moto dell'asta (x_r) e del cilindro (x_c) sono le seguenti:

$$(P_1 - P_2)A_e = m_r \ddot{x}_r + \beta_{\text{out}}(\dot{x}_r - \dot{x}_l) + \gamma_r(\dot{x}_r - \dot{x}_c) + K_{\text{out}}(x_r - x_l) + F_{\text{frict}} + F_m + F_{\text{endstop}} \quad (2.18)$$

$$(P_2 - P_1)A_e = m_c \ddot{x}_c + \beta_c \dot{x}_c + K_c x_c - \gamma_r(\dot{x}_r - \dot{x}_c) - F_{\text{frict}} - F_m - F_{\text{endstop}} \quad (2.19)$$

dove:

- m_r, m_c sono rispettivamente la massa dell'asta e del corpo cilindrico;
- x_l e \dot{x}_l rappresentano la posizione e velocità del carico esterno;
- $K_{\text{out}}, \beta_{\text{out}}$ sono rispettivamente la rigidezza e lo smorzamento del collegamento dell'asta con il carico;

- K_c , β_c sono la rigidezza e lo smorzamento del collegamento del corpo cilindrico alla struttura;
- γ_r è il coefficiente di attrito viscoso interno tra l'asta e il cilindro;
- F_{frict} è la forza d'attrito non lineare generata dalle tenute interne;
- $F_m = F_{m,0} + K_m x$ è la forza di centraggio fornita dalle molle, con precarico $F_{m,0}$ e costante elastica K_m ;
- F_{endstop} rappresenta una forza di battuta che limita la corsa dell'attuatore in prossimità dei fine corsa.

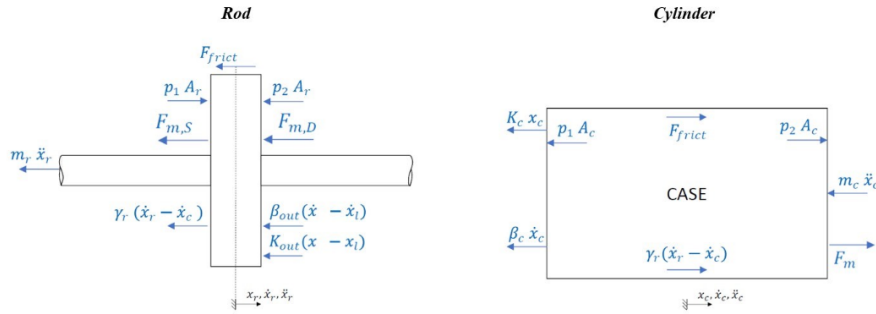


Figura 2.19: Diagrammi a corpo libero dell'attuatore SCAS. A sinistra, l'asta con le forze agenti; a destra, il corpo cilindrico vincolato elasticamente alla struttura.

La Fig. 2.19 mostra schematicamente i contributi di forza coinvolti, distinguendo l'asta dal cilindro.

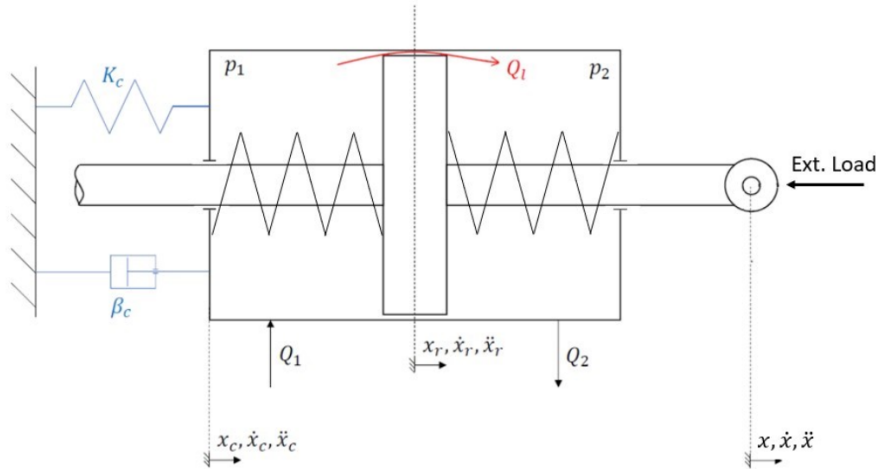


Figura 2.20: Schema funzionale dell'attuatore SCAS, con indicazione delle portate Q_1 , Q_2 , della perdita interna Q_l e del carico esterno applicato all'asta.

La Fig. 2.20 illustra la configurazione generale dell'attuatore con la distribuzione delle pressioni nelle due camere e le connessioni meccaniche ai componenti esterni. Questo schema rappresenta un riferimento utile per la successiva implementazione Simulink.

Modello dell'attrito non lineare

Nel contesto degli attuatori idraulici compatti come quelli utilizzati nei sistemi SCAS, le forze di attrito interne rivestono un ruolo cruciale nella determinazione delle prestazioni dinamiche. A differenza dei modelli lineari semplicistici, l'attrito in un attuatore reale è un fenomeno fortemente non lineare, influenzato da molteplici fattori, tra cui:

- la pressione idraulica applicata;
- la temperatura del fluido e dei materiali;
- il tipo di guarnizioni e il loro stato di usura;
- il livello di lubrificazione e la velocità relativa delle superfici.

A basse temperature, come osservato sperimentalmente in [52] [20], la forza d'attrito può più che raddoppiare, influenzando pesantemente la reattività del sistema. Per tener conto di questi effetti, il modello adottato è basato sulla curva di Stribeck, che rappresenta la transizione tra attrito statico, attrito di strisciamento e attrito viscoso.

La formulazione utilizzata è la seguente:

$$F_{\text{frict}} = F_{\text{st}} (1 + a \cdot e^{-b|\dot{x}_r|}) + \gamma|\dot{x}_r|$$

dove:

- $F_{\text{st}} = F_H + F_c$ è la forza di attrito statico, risultante dalla somma tra il contributo dovuto alla pressione di esercizio (F_H) e quello legato al precarico di installazione delle guarnizioni (F_c) [51];
- a, b sono costanti empiriche che modulano la pendenza della curva Stribeck;
- γ è il coefficiente di attrito viscoso;
- \dot{x}_r è la velocità relativa tra asta e cilindro.

Tale modello consente di riprodurre con buona accuratezza il comportamento dell'attrito in presenza di variazioni di velocità, tipico nei comandi a bassa frequenza degli elicotteri. Inoltre, introduce un contributo significativo nei transitori, agendo da limitatore di velocità in condizioni di bassa pressione.

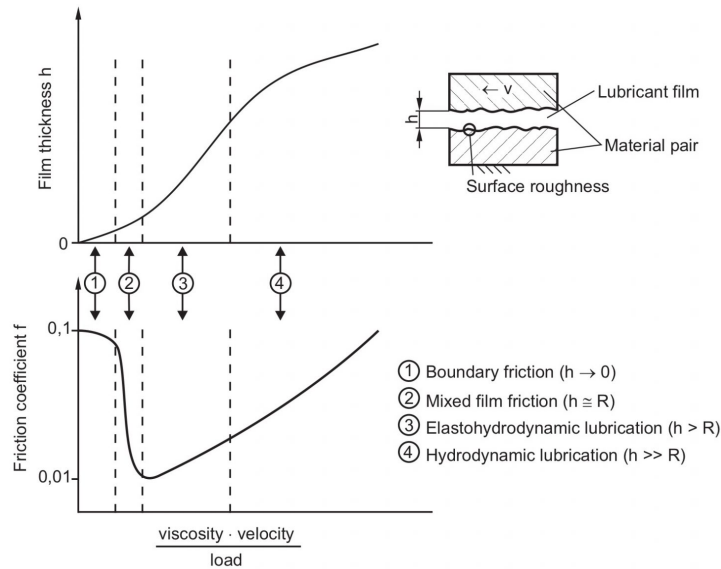


Figura 2.21: Esempio qualitativo di curva di Stribeck: attrito statico, transitorio ed effetto viscoso

2.6.2 Modello Simulink dell'attuatore SCAS

Il modello numerico dell'attuatore SCAS è stato implementato in ambiente SIMULINK mediante una struttura a blocchi modulari, ciascuno dei quali rappresenta un sottocomponente fisico del sistema. Il sottosistema principale, mostrato in Fig. 2.22, implementa l'equilibrio dinamico tra le due pressioni di camera (P_1 , P_2) e le masse dell'asta e del cilindro, considerando anche attriti, molle di centraggio e forze di battuta.

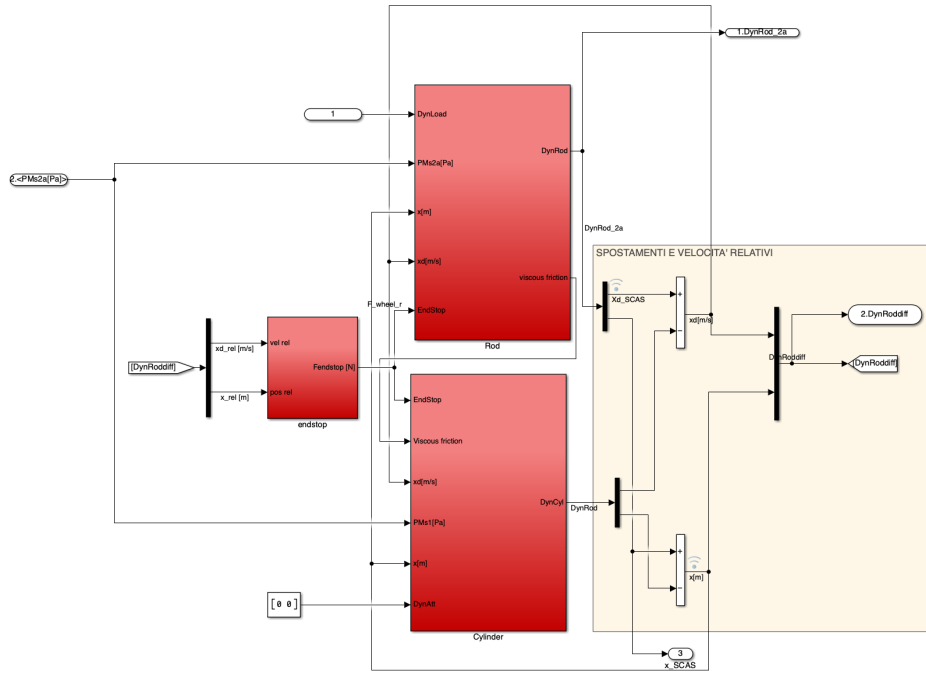


Figura 2.22: Sottosistema *SCAS Actuator* nel modello Simulink. I blocchi principali rappresentano l'asta (Rod), il cilindro (Cylinder), il carico esterno (DynLoad) e le interazioni dinamiche tra essi.

Il modello riceve in ingresso:

- la pressione differenziale tra le due camere P_M (da $P_1 - P_2$);
- le forze esterne agenti sull'attuatore;
- i parametri dinamici del carico e delle masse mobili.

In uscita fornisce lo spostamento complessivo dell'attuatore x_{SCAS} , che può essere confrontato con il riferimento per la chiusura del loop di controllo.

Il modello è articolato nei seguenti sottosistemi principali:

- **Rod**: rappresenta l'asta interna dell'attuatore, soggetta a forze idrauliche, attrito viscoso e molle di centraggio;

- **Cylinder:** rappresenta il corpo dell'attuatore, con dinamica vincolata elasticamente alla struttura;
- **Endstop:** simula le forze di battuta che limitano la corsa dell'asta;
- **SPOS. E VELOCITÀ RELATIVI:** struttura che combina i segnali di posizione e velocità per il calcolo delle interazioni dinamiche.

Sottosistema *Chambers*

Il sottosistema *Chambers*, illustrato in Fig. 2.23, ha la funzione di calcolare in tempo reale l'andamento della pressione nelle due camere dell'attuatore SCAS (lato asta e lato camicia) a partire dalle portate di ingresso, dalla posizione del pistone e dalla comprimibilità del fluido.

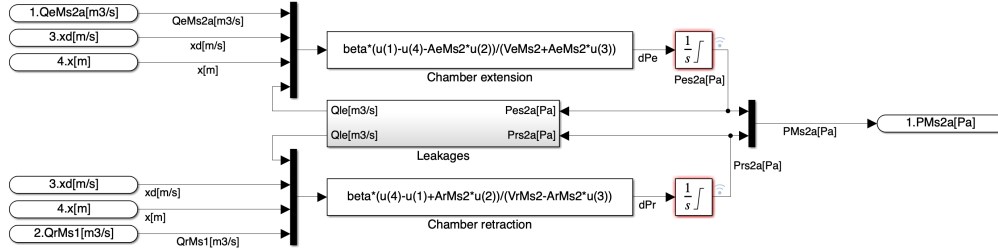


Figura 2.23: Sottosistema *Chambers*: calcolo della pressione nelle due camere idrauliche

Modello fisico

La base teorica del modello è l'equazione di continuità associata alla comprimibilità del fluido idraulico, secondo le relazioni:

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V_1} (Q_1 - Q_l - A_e \cdot \dot{x}) \quad \frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{V_2} (-Q_2 + Q_l + A_e \cdot \dot{x})$$

dove:

- Q_1, Q_2 sono le portate in ingresso alle due camere;
- Q_l è la portata di perdita interna (simmetrica);
- β è il modulo di massa del fluido, eventualmente funzione della temperatura [20, 39];

- V_1, V_2 sono i volumi dinamici delle camere, calcolati come:

$$V_1 = V_0 + A_e x \quad V_2 = V_0 - A_e x$$

Queste equazioni tengono conto della variazione di volume causata dallo spostamento dell'asta, e del contributo della portata di perdita, spesso non trascurabile in attuatori compatti.

Implementazione Simulink

Il modello è composto da due rami speculari:

- un ramo calcola P_1 a partire da Q_1, x, \dot{x} e β ;
- l'altro calcola P_2 da Q_2, x, \dot{x} e β .

Ogni ramo contiene:

- blocchi per la stima dinamica dei volumi;
- sommatori per la continuità del flusso netto;
- blocchi gain con β/V_i ;
- integratori per ottenere P_1 e P_2 nel tempo.

Segnali in uscita

Il blocco fornisce in uscita:

- P_1 e P_2 [Pa], utilizzati dai sottosistemi *Rod* e *Cylinder*;
- $\Delta P = P_1 - P_2$, usato anche nel calcolo della forza risultante;
- segnali ausiliari come V_1, V_2 e eventuali derivate delle pressioni.

Rilevanza modellistica

Il sottosistema *Chambers* collega la dinamica fluido-volumetrica alla meccanica dell'attuatore, fungendo da interfaccia fondamentale tra il circuito idraulico e i modelli di corpo rigido. Le pressioni calcolate alimentano la parte meccanica, mentre lo spostamento e la velocità dell'asta retroagiscono sulla variazione di volume, chiudendo il ciclo causale.

Sottosistema *Endstop*

Il sottosistema *Endstop*, mostrato in Fig. 2.24, ha il compito di modellare la forza di battuta che si manifesta quando la corsa dell'attuatore supera i limiti meccanici prefissati. Questo fenomeno, spesso non lineare e fortemente dissipativo, è fondamentale per prevenire danni strutturali nei sistemi reali e rappresenta un elemento critico per la verifica della robustezza del controllore in fase di test dinamici.

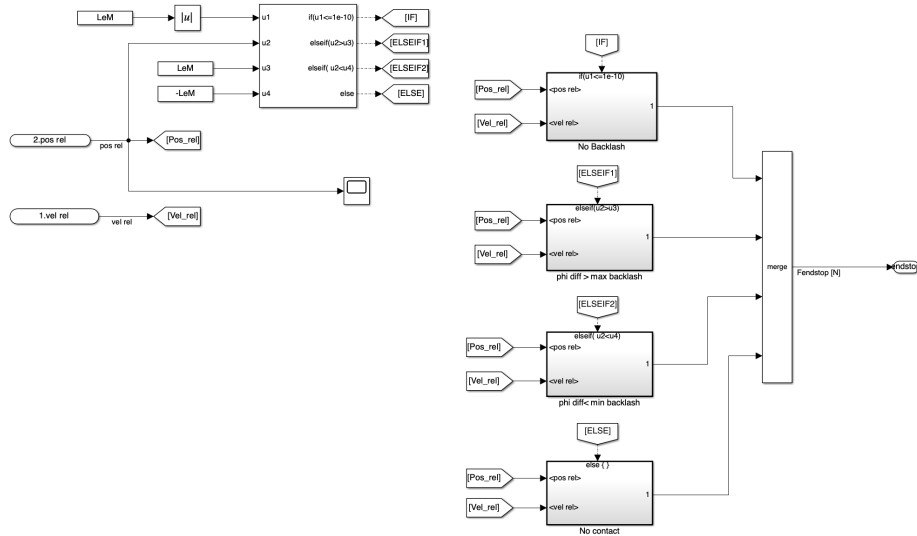


Figura 2.24: Sottosistema *Endstop*: logica di contatto e generazione della forza di battuta

Logica di funzionamento

Il blocco riceve in ingresso:

- la posizione relativa asta-cilindro x_{rel} [m];
- la velocità relativa \dot{x}_{rel} [m/s].

Attraverso un sistema di controllo logico basato su strutture condizionali ('IF', 'ELSEIF', 'ELSE'), viene valutato se la posizione ha oltrepassato una soglia prefissata di fine corsa, identificata da x_{max} e x_{min} , e viene determinato lo stato del contatto:

- Nessun contatto;
- Contatto a fondo corsa (positivo o negativo);
- Backlash, se previsto.

- K_{end} è la rigidezza della battuta;
- C_{end} è il coefficiente di smorzamento;
- Δx e $\Delta \dot{x}$ sono le quantità eccedenti i limiti.

Ruolo nel modello

Sottosistema *Rod*

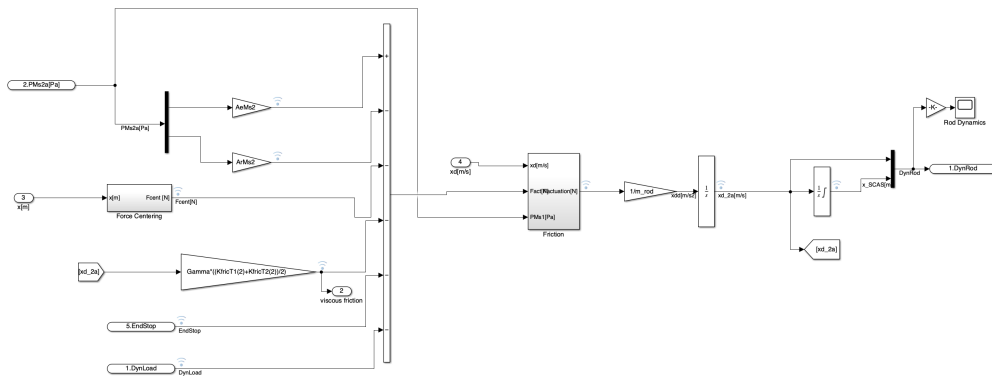


Figura 2.25: Sottosistema *Rod*: modello dinamico dell'asta in uscita

Equazione del moto

Il moto dell'asta è descritto dall'equazione del secondo principio della dinamica:

$$m_{\text{rod}} \cdot \ddot{x}_{\text{rod}} = F_{\text{PMs2a}} - F_{\text{attr}} - F_{\text{end}} + F_{\text{centr}} - F_{\text{load}}$$

dove:

- F_{PMs2a} è la forza generata dalla pressione nella camera *Rod-side*;
- F_{attr} è la forza di attrito viscoso;
- F_{end} è la forza restituita dal sottosistema *Endstop*;
- F_{centr} è la forza di centratura elastica;
- F_{load} è la forza esterna applicata sullo stelo.

Descrizione dei blocchi principali

- PMs2a: ingresso dalla camera idraulica, convertito in forza tramite l'area della sezione utile dell'asta.
- Viscous Friction: rappresenta le perdite meccaniche distribuite lungo la corsa, modellate con $F_{\text{attr}} = c_{\text{rod}} \cdot \dot{x}$.
- EndStop: eroga F_{end} in condizioni di collisione con i fine corsa.
- Force Centering: una molla di richiamo virtuale con rigidezza k_{cent} che riporta lo stelo in posizione centrale, come da specifica tipica dei sistemi SCAS.
- DynLoad: carico esterno variabile, può essere imposto a piacere per testare il comportamento in condizioni diverse.
- Friction: blocco centrale che somma tutte le forze interne e ne calcola l'accelerazione.
- Integratori: due blocchi in cascata modellano la doppia integrazione per ottenere velocità e posizione dell'asta.

Parametri tipici

Tabella 2.9: Parametri tipici dell'asta dell'attuatore SCAS

Parametro	Descrizione	Valore Indicativo	Unità
m_{rod}	Massa equivalente dell'asta	$0.2 \div 1$	kg
c_{rod}	Coefficiente di attrito viscoso	$50 \div 300$	Ns/m
k_{cent}	Rigidezza centrante	$10^3 \div 10^5$	N/m

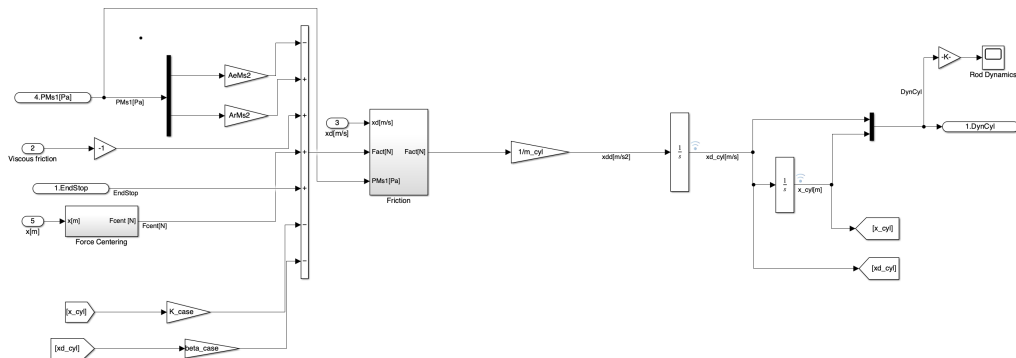
Questi valori devono essere tarati in funzione del modello idraulico e del contesto operativo (velivolo, superficie mobile, ecc.).

Considerazioni finali

Il sottosistema *Rod* rappresenta un nodo chiave nell'architettura dell'attuatore, poiché riceve direttamente l'energia convertita dal sistema idraulico e la trasmette al carico. La sua modellazione accurata è quindi imprescindibile per valutare precisione, reattività e stabilità dell'intero sistema SCAS.

Sottosistema *Cylinder*

Il sottosistema *Cylinder*, mostrato in Fig. 2.26, descrive la dinamica della parte fissa dell'attuatore SCAS, ovvero il corpo cilindrico solidale alla struttura del velivolo. Sebbene a prima vista sembri un semplice contraltare statico dell'asta mobile (*Rod*), esso possiede una sua dinamica rilevante, soprattutto in configurazioni a doppio effetto come quella del presente studio.


 Figura 2.26: Sottosistema *Cylinder*: dinamica del corpo dell'attuatore

Equazione del moto

$$m_{\text{cyl}} \cdot \ddot{x}_{\text{cyl}} = F_{\text{PMs1}} - F_{\text{attr}} - F_{\text{end}} - F_{\text{centr}}$$

dove:

- F_{PMs1} è la forza generata dalla pressione nella camera lato *Cylinder*;
- F_{attr} è l'attrito viscoso del corpo fisso (solitamente trascurabile o accorpato alla struttura);
- F_{end} è la reazione al contatto con i fine corsa;
- F_{centr} è la forza di richiamo elastico verso la posizione centrale.

La presenza dell'integratore doppio restituisce la posizione x_{cyl} e la velocità \dot{x}_{cyl} della camicia. A questi output è associato anche un contributo rigido, usato per valutazioni comparative sulla cinematica relativa tra asta e corpo fisso.

Descrizione dei blocchi principali

- PMs1[Pa]: pressione della camera sinistra, proveniente dal circuito idraulico.
- Friction: calcola le forze interne date dalla pressione, dalla forza centran-te, dall'attrito e dai fine corsa.
- EndStop: blocco di sicurezza che attiva una reazione forzata se viene superata la corsa ammessa.
- Force Centering: ritorna l'elemento verso la posizione di equilibrio cen-trale.
- Integratori: restituiscono posizione e velocità della camicia, in output.

Parametri tipici

Tabella 2.10: Parametri tipici della parte fissa dell'attuatore SCAS

Parametro	Descrizione	Valore Indicativo	Unità
m_{cyl}	Massa equivalente della camicia	$0.4 \div 1.5$	kg
c_{cyl}	Attrito viscoso della camicia	$30 \div 200$	Ns/m
k_{cent}	Rigidezza centrante	$10^3 \div 10^5$	N/m

Il valore della massa può essere paragonabile o superiore a quello dello stelo, in base alla configurazione installativa e ai vincoli strutturali.

Commento modellistico

Nel contesto dello SCAS compatto studiato, il corpo dell'attuatore non è idealmente fisso, ma partecipa alla dinamica relativa. Questa scelta modellistica consente una valutazione più realistica delle forze di interazione, specialmente durante movimenti ad alta frequenza o quando l'inerzia della camicia non può essere trascurata.

2.7 Sensore di posizione LVDT

Il trasduttore impiegato per la rilevazione della posizione dell'attuatore è un *Linear Variable Differential Transformer* (LVDT), un sensore elettromagnetico ampiamente utilizzato in campo aeronautico per la sua elevata accuratezza, affidabilità e robustezza in condizioni operative severe [16] [34] [42].

L'LVDT converte uno spostamento meccanico lineare in un segnale elettrico proporzionale, sfruttando il principio dell'induttanza mutua. Esso è costituito da un avvolgimento primario eccitato in corrente alternata e da due avvolgimenti secondari disposti simmetricamente e collegati in opposizione di fase. Un nucleo ferromagnetico mobile, solidale con l'asta dell'attuatore, si muove all'interno della struttura cilindrica variando il flusso magnetico concatenato con i secondari.

Quando il nucleo si trova in posizione centrale, le tensioni indotte nei secondari sono uguali ed opposte, producendo un'uscita differenziale nulla. Al contrario, uno spostamento del nucleo verso una delle estremità determina uno sbilanciamento tra i secondari, generando una tensione differenziale proporzionale allo spostamento $x(t)$ (Figura 2.27).

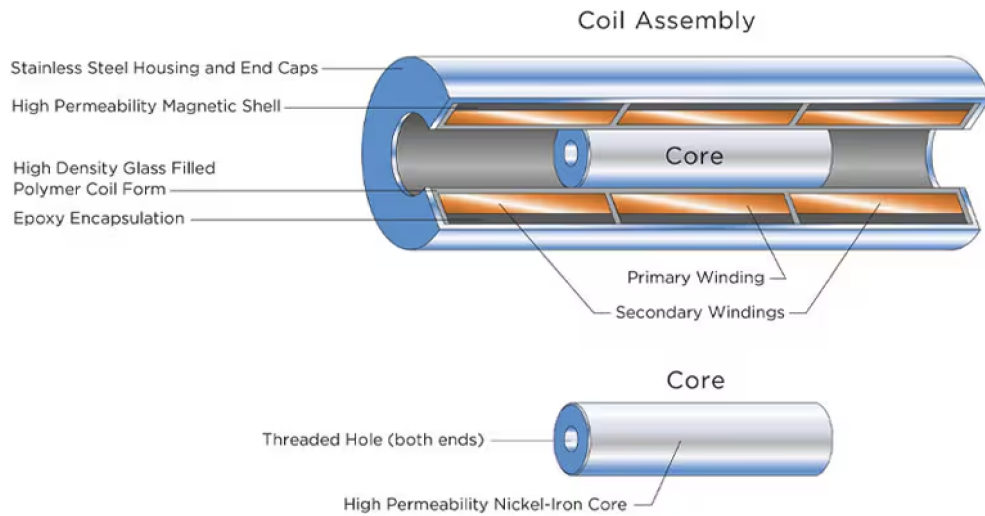


Figura 2.27: Vista in sezione di un LVDT. L'elemento mobile è solidale con l'asta dell'attuatore.

Dal punto di vista funzionale, lo scopo dell'LVDT è fornire un segnale di retroazione $V_{fb}(t)$ confrontabile con il segnale di riferimento $V_{set}(t)$, generando così l'errore $V_e(t)$ che viene elaborato dal controllore.

Modellazione matematica

Il comportamento dinamico dell'LVDT può essere approssimato mediante una funzione di trasferimento del secondo ordine [49]:

$$\frac{V_{fb}(s)}{X(s)} = \frac{G_{LVDT} \omega_{n,fb}^2}{s^2 + 2\xi_{fb} \omega_{n,fb} s + \omega_{n,fb}^2} \quad (2.20)$$

dove:

- G_{LVDT} è il guadagno statico del sensore, tipicamente coincidente con il guadagno di taratura G_{set} ;
- $\omega_{n,fb}$ è la frequenza naturale del trasduttore;
- ξ_{fb} è il coefficiente di smorzamento equivalente.

In prima approssimazione, e per la maggior parte delle analisi nel dominio della frequenza, l'LVDT può essere modellato come un semplice guadagno lineare:

$$V_{fb}(t) \approx K_{LVDT} \cdot x(t) \quad (2.21)$$

dove K_{LVDT} rappresenta la sensibilità (tipicamente espressa in mV/mm).

Parametri tipici

I valori caratteristici di un LVDT impiegato in ambito aeronautico sono riportati in Tabella 2.11.

Parametro	Valore tipico	Unità di misura
Campo di misura	$\pm 5 \div \pm 25$	mm
Sensibilità	$0.5 \div 2.0$	V/mm
Linearità	± 0.25	% F.S.
Frequenza di eccitazione	$1 \div 10$	kHz
Banda passante	fino a 1	kHz
Temperatura operativa	$-55 \div +150$	°C

Tabella 2.11: Parametri tipici di un LVDT aeronautico [34, 16].

Implementazione Simulink

Nel modello Simulink, l'LVDT viene rappresentato da un blocco di guadagno lineare (o da una funzione di trasferimento del secondo ordine come in (2.20))

per simulazioni più accurate), che riceve in ingresso lo spostamento del pistone e fornisce in uscita il segnale di tensione proporzionale (Figura 2.28).

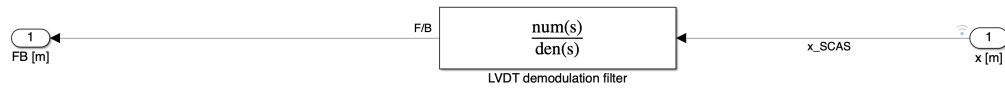


Figura 2.28: Sottosistema Simulink *LVDT Position Sensor*.

2.8 Controllo

Il sistema SCAS analizzato adotta una strategia di controllo a due anelli annidati (*nested loop*), tipica dei sistemi aeronautici, al fine di garantire stabilità, prontezza di risposta e robustezza rispetto alle variazioni di carico e alle condizioni operative estreme [49] [59] [14]. L'architettura implementata in Simulink (Figura 2.29) prevede:

- un **anello esterno di posizione**, che confronta la posizione richiesta x_{SET} con quella misurata x_{FB} dall'LVDT, generando un errore $e_x(t)$;
- un **compensatore dinamico di posizione** $C_p(s)$, che trasforma l'errore di posizione in un riferimento di velocità compensato $V_{set}(s)$;
- un termine di **feed-forward**, proporzionale al comando di posizione, che anticipa la dinamica e riduce il ritardo;
- un **anello interno di velocità**, che confronta il riferimento V_{set} con la velocità reale V_{FB} , generando un errore di velocità $e_v(t)$;
- un guadagno G_c che amplifica l'errore di velocità e genera il segnale di tensione di comando al torque motor della servovalvola.

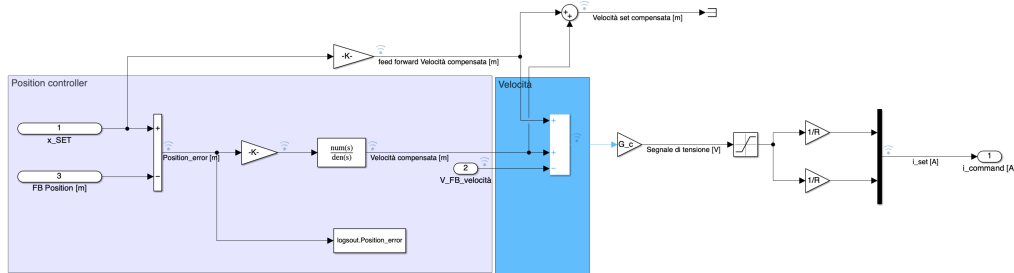


Figura 2.29: Sottosistema Simulink del controllore a due anelli (posizione-velocità) con compensatori.

Equazioni del controllore

L'errore di posizione è definito come:

$$e_x(t) = x_{SET}(t) - x_{FB}(t) \quad (2.22)$$

Tale errore viene elaborato da un compensatore dinamico $C_p(s)$, la cui funzione di trasferimento è:

$$C_p(s) = \frac{N_p(s)}{D_p(s)} = \frac{\sum a_i s^i}{\sum b_j s^j} \quad (2.23)$$

da cui si ottiene il riferimento di velocità compensata:

$$V_{set}(s) = C_p(s) E_x(s) + K_{ff} X_{SET}(s) \quad (2.24)$$

dove K_{ff} è il guadagno di feed-forward.

L'anello interno confronta il riferimento V_{set} con la velocità reale:

$$e_v(t) = V_{set}(t) - V_{FB}(t) \quad (2.25)$$

L'uscita del controllore risulta quindi:

$$U(s) = G_c E_v(s) \quad (2.26)$$

che costituisce il segnale di tensione inviato al driver della servovalvola.

Tabella parametri del controllore

I valori principali del controllore, utilizzati nella simulazione SCAS, sono riportati in Tabella 2.12.

Parametro	Descrizione	Valore
K	Guadagno proporzionale anello esterno	57.9
$C_p(s)$	Compensatore dinamico posizione	$\frac{N_p(s)}{D_p(s)}$
K_{ff}	Guadagno feed-forward	0.1271
G_c	Guadagno controllore velocità	2985.1
R	Fattore di conversione tensione-corrente	1000

Tabella 2.12: Parametri del controllore SCAS.

Considerazioni progettuali

Questa architettura a doppio anello consente di:

- ottenere una buona stabilità anche in presenza di variazioni di carico;
- garantire una risposta rapida e smorzata nella banda di interesse (0.1–20 Hz);

- ridurre l'errore statico tramite l'azione proporzionale-integrativa implicita nel compensatore;
- limitare l'overshoot e il tempo di assestamento, soddisfacendo i requisiti di precisione richiesti in campo aeronautico [59, 48].

2.9 Dati di riferimento per le simulazioni

Le simulazioni condotte nei Capitoli 3 e 4 sono state sviluppate adottando come fluido idraulico l'olio **MIL-PRF-83282**, tipicamente impiegato in ambito aeronautico per la sua stabilità termica e le buone proprietà di viscosità; inoltre sono stati adottati i parametri di base riportati nelle seguenti tabelle. Tali valori derivano da specifiche di letteratura e da modelli già consolidati in precedenti lavori [46].

2.9.1 Parametri geometrici dell'attuatore

Parametro	Valore	Unità
Diametro cilindro	11	mm
Corsa stelo	± 3.35	mm
Area camera sinistra	$2.415 \cdot 10^{-5}$	m ²
Area camera destra	$2.415 \cdot 10^{-5}$	m ²

Tabella 2.13: Parametri geometrici principali dell'attuatore SCAS.

2.9.2 Parametri idraulici

Parametro	Valore	Unità
Pressione di alimentazione P_s	20	MPa
Pressione di ritorno P_r	0.3	MPa
Temperatura di riferimento T	20	°C
Modulo di Bulk (20°C)	1700	MPa
Coefficiente di efflusso C_d	0.7	–

Tabella 2.14: Parametri idraulici utilizzati nelle simulazioni.

2.9.3 Parametri del controllore

Parametro	Valore	Unità
Guadagno proporzionale K_P	8	–
Guadagno derivativo K_D	0.09	–
Costante tempo compensatore C_{vel}	0.19/0.15	s
Costante tempo compensatore C_{pos}	0.075/0.45	s

Tabella 2.15: Parametri principali del controllore PID con compensatori.

Capitolo 3

Modello lineare

3.1 Introduzione

Il modello lineare del sistema SCAS è stato sviluppato con l'obiettivo di analizzare la risposta dinamica nel dominio della frequenza e di valutare la stabilità dei loop di controllo. La linearizzazione viene effettuata attorno a un punto di equilibrio, assumendo:

- piccole perturbazioni attorno alla posizione di equilibrio;
- comportamento lineare delle proprietà del fluido (bulk modulus equivalente, densità, viscosità);
- assenza di fenomeni non lineari quali saturazioni, dead-zone e attriti complessi.

Il modello lineare risulta particolarmente utile per l'analisi OL/CL, per lo studio dei margini di stabilità e per comprendere gli effetti di parametri critici come la temperatura del fluido e la presenza di aria libera.

3.2 Funzioni di trasferimento dei sottosistemi

3.2.1 Servovalvola

La servovalvola è modellata come un sistema del primo ordine:

$$G_{sv}(s) = \frac{K_{valv}}{\tau_{sv} s + 1} \quad (3.1)$$

con $K_{valv} = 0.104 \cdot 10^{-3}/i_{max}$ e $\tau_{sv} = 1/(2\pi \cdot 650)$.

3.2.2 Attuatore

L'attuatore è rappresentato dalla seguente funzione di trasferimento:

$$G_{act}(s) = \frac{-\frac{2A_e\beta K_Q}{2K_{PQ}K_c\beta}}{-\frac{V_em}{2K_{PQ}K_c\beta}s^3 + \frac{-\Gamma V_e + 2K_{PQ}\beta m}{2K_{PQ}K_c\beta}s^2 + \frac{2\Gamma K_{PQ}\beta - 2A_e^2\beta - K_cV_e}{2K_{PQ}K_c\beta}s + 1} \quad (3.2)$$

dove A_e è l'area efficace della camera, V_e il volume, m la massa del pistone, Γ il coefficiente viscoso, K_c la rigidezza della molla SCAS, β il bulk modulus equivalente, K_Q e K_{PQ} i guadagni idraulici.

3.2.3 Sensore LVDT

Il sensore di posizione è modellato come un filtro del secondo ordine:

$$H_{LVDT}(s) = \frac{\omega_{fb}^2}{s^2 + 2\zeta_{fb}\omega_{fb}s + \omega_{fb}^2} \quad (3.3)$$

con $\omega_{fb} = 2\pi \cdot 310$ rad/s e $\zeta_{fb} = 0.5$.

3.2.4 Controllo

Sono stati adottati compensatori di velocità e posizione del tipo lead/lag:

$$C_{vel}(s) = \frac{\tau_a s + 1}{\tau_b s + 1}, \quad \tau_a = 0.19, \quad \tau_b = 0.15 \quad (3.4)$$

$$C_{pos}(s) = \frac{\tau_n s + 1}{\tau_d s + 1}, \quad \tau_n = 0.075, \quad \tau_d = 0.45 \quad (3.5)$$

con guadagni $K_D = 0.09$ (velocità) e $K_P = 8$ (posizione).

3.3 Modello lineare complessivo

Il sistema presenta due anelli di controllo annidati:

- **Inner loop di velocità:** regola la velocità del pistone, stabilizzando la dinamica idraulica.
- **Outer loop di posizione:** garantisce il tracking del comando di posizione.

Le funzioni di trasferimento complessive sono:

$$G_{OL}^{(v)}(s) = G_{sv}(s) G_{act}(s) G_c \frac{1}{R} K_D C_{vel}(s) H_{LVDT}(s) \quad (3.6)$$

$$G_{CL}^{(v)}(s) = \text{feedback}\left(G_{sv}(s) G_{act}(s) G_c \frac{1}{R}, K_D C_{vel}(s) H_{LVDT}(s)\right) \quad (3.7)$$

$$G_{OL}^{(x)}(s) = K_P C_{pos}(s) G_c \frac{1}{R} G_{CL}^{(v)}(s) H_{LVDT}(s) \quad (3.8)$$

$$G_{CL}^{(x)}(s) = \text{feedback}\left(K_P C_{pos}(s) G_c \frac{1}{R} G_{CL}^{(v)}(s), H_{LVDT}(s)\right) \quad (3.9)$$

3.4 Analisi nel dominio della frequenza

L'analisi nel dominio della frequenza è stata condotta sul modello lineare per valutare la stabilità e le prestazioni dinamiche dell'attuatore SCAS. Sono stati generati diagrammi di Bode sia in configurazione **open loop** (OL) che **closed loop** (CL), analizzando in particolare:

- l'effetto della chiusura degli anelli di controllo (velocità e posizione);
- l'influenza della temperatura del fluido idraulico nel range operativo $[-40, +40]^\circ\text{C}$;
- la sensibilità alle variazioni della frazione d'aria intrappolata ($f_a = 0 \div 2\%$).

3.4.1 Attuatore

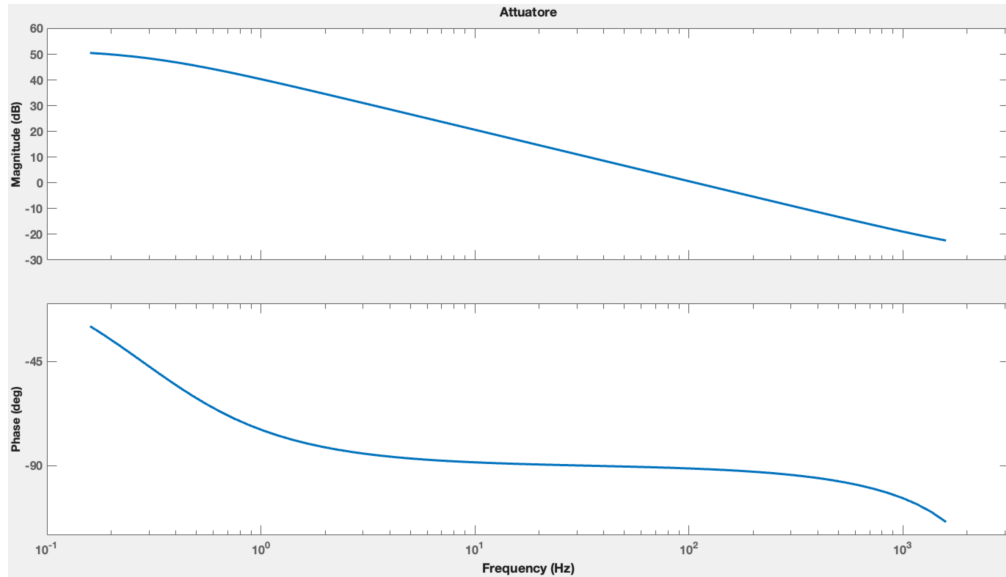


Figura 3.1: Risposta in frequenza dell'attuatore $G_{act}(s)$.

La Figura 3.1 mostra il comportamento in frequenza dell'attuatore, modellato come sistema del secondo ordine. Il modulo decresce con pendenza asintotica di -40 dB/decade, mentre la fase tende a -180° alle alte frequenze. Questo comportamento evidenzia la natura intrinsecamente instabile dell'attuatore in open loop, motivando la necessità di introdurre un controllo di velocità interno per aumentare lo smorzamento e rendere il sistema governabile.

3.4.2 Confronto OL/CL velocità

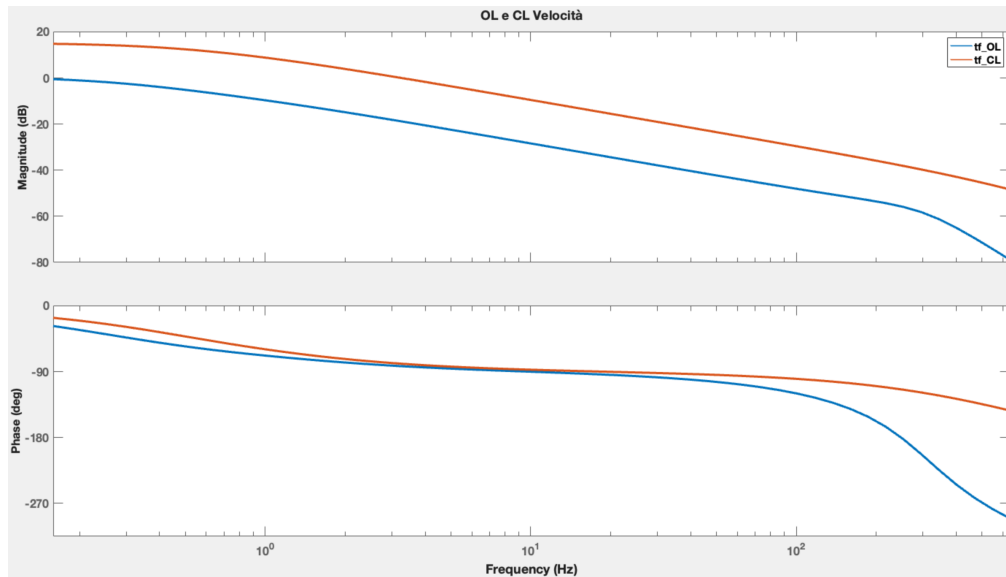


Figura 3.2: Confronto tra open loop e closed loop dell'anello di velocità.

Dalla Figura 3.2 si osserva come la chiusura dell'anello di velocità migliori sensibilmente la stabilità. In open loop, la risposta presenta un rapido calo del modulo e una fase che degrada rapidamente oltre i 100 Hz, limitando l'affidabilità del sistema. Con la chiusura dell'anello, invece, la banda passante si estende, la fase rimane più elevata e il sistema appare più smorzato. Ciò implica una maggiore robustezza del servosistema nei confronti di variazioni parametriche, un comportamento più prevedibile e margini di stabilità più ampi.

3.4.3 Confronto OL/CL posizione

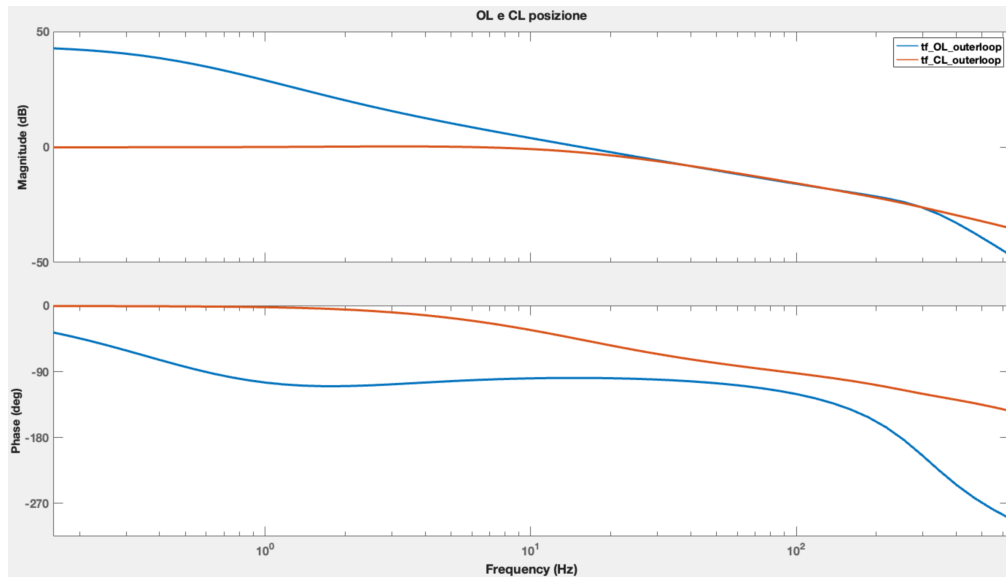


Figura 3.3: Confronto tra open loop e closed loop dell'anello di posizione.

Nella Figura 3.3 è riportato il confronto tra anello di posizione in open e closed loop. In OL, il sistema presenta una ridotta banda passante e una fase con rapido degrado. In CL, il modulo si stabilizza intorno a 0 dB alle basse frequenze, garantendo un tracking quasi ideale del comando di posizione. La fase è meno ripida e più regolare, migliorando la risposta transitoria. In sintesi, il closed loop di posizione permette di ottenere precisione a basse frequenze senza compromettere la stabilità.

3.4.4 Variazione della temperatura

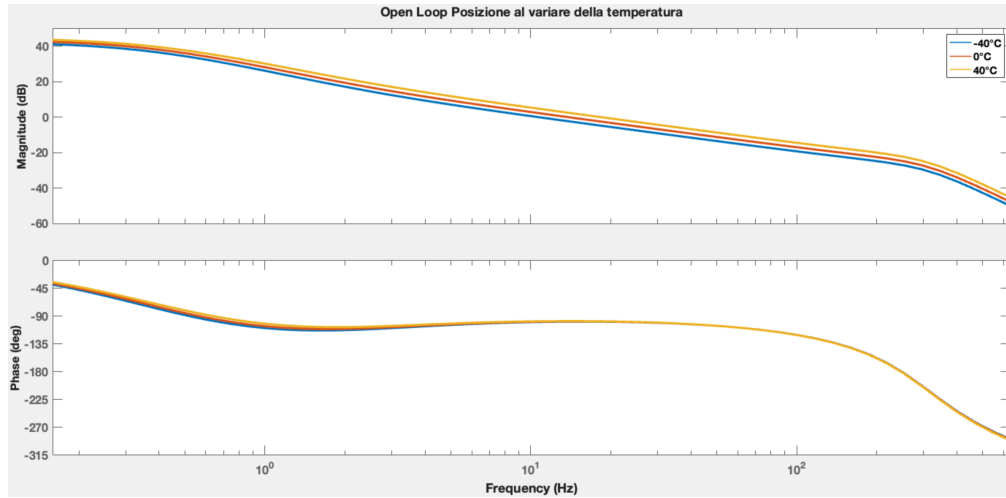


Figura 3.4: Open loop posizione al variare della temperatura.

La Figura 3.4 evidenzia l'effetto della temperatura in OL. A basse temperature, l'elevata viscosità riduce la banda e aumenta il ritardo di fase. Con l'aumento della temperatura fino a $+40^{\circ}\text{C}$, la minore viscosità incrementa la banda passante e migliora la fase. Questo effetto mostra come il sistema sia sensibile alle proprietà del fluido idraulico.

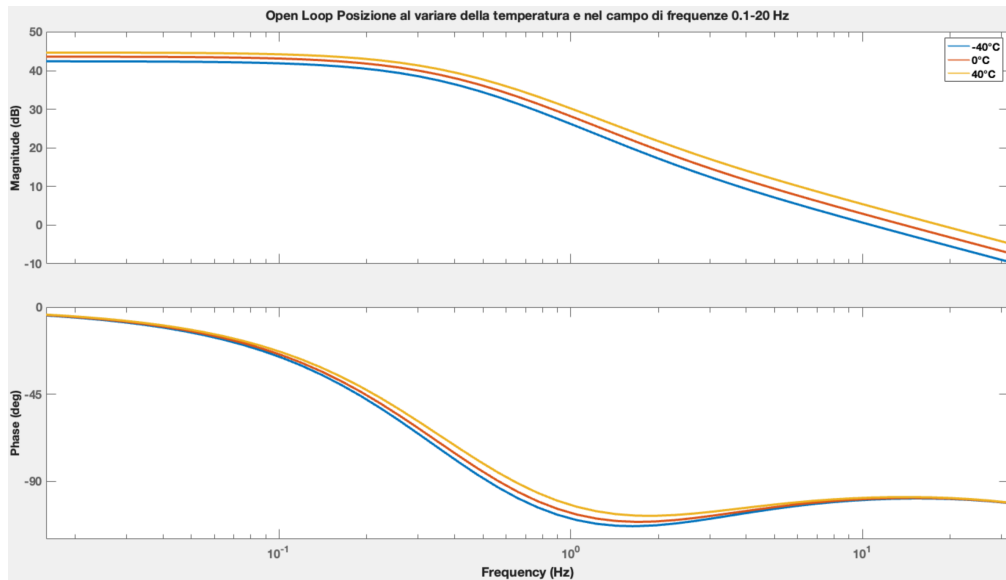


Figura 3.5: Open loop posizione al variare della temperatura, zoom 0.1–20 Hz.

Dalla Figura 3.5, limitata alla banda SCAS (0.1–20 Hz), si nota che le differenze tra le curve sono ridotte sotto i 10 Hz, mentre diventano più marcate

nella parte alta della banda. Questo indica che il sistema resta stabile e governabile anche a basse temperature, ma le prestazioni migliorano sensibilmente a caldo.

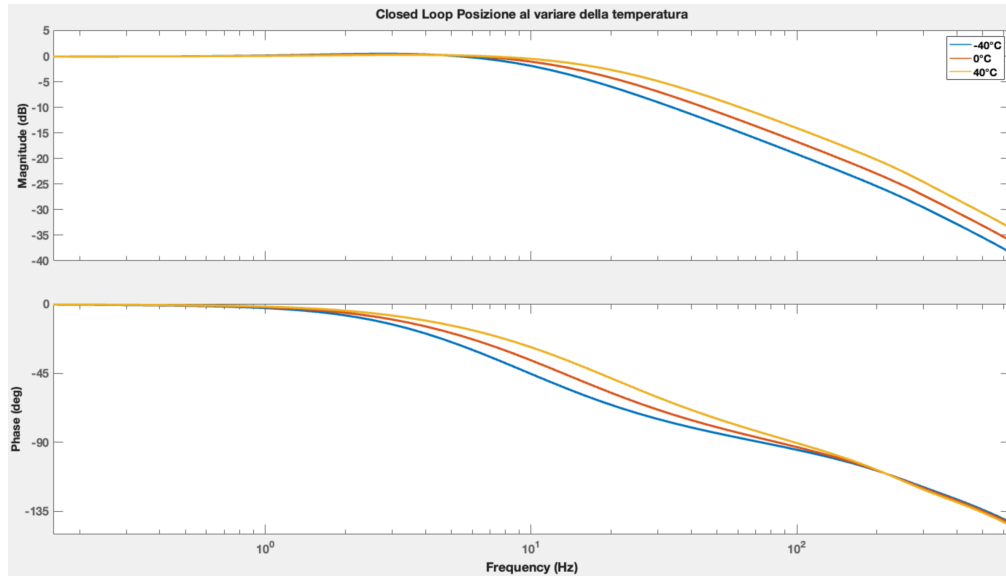


Figura 3.6: Closed loop posizione al variare della temperatura.

La Figura 3.6 mostra il caso in CL: il controllo compensa parzialmente l'effetto della viscosità, mantenendo il modulo vicino a 0 dB in bassa frequenza e riducendo la variazione di fase tra le diverse curve. Il sistema risulta più robusto ai cambi di temperatura rispetto al caso OL.

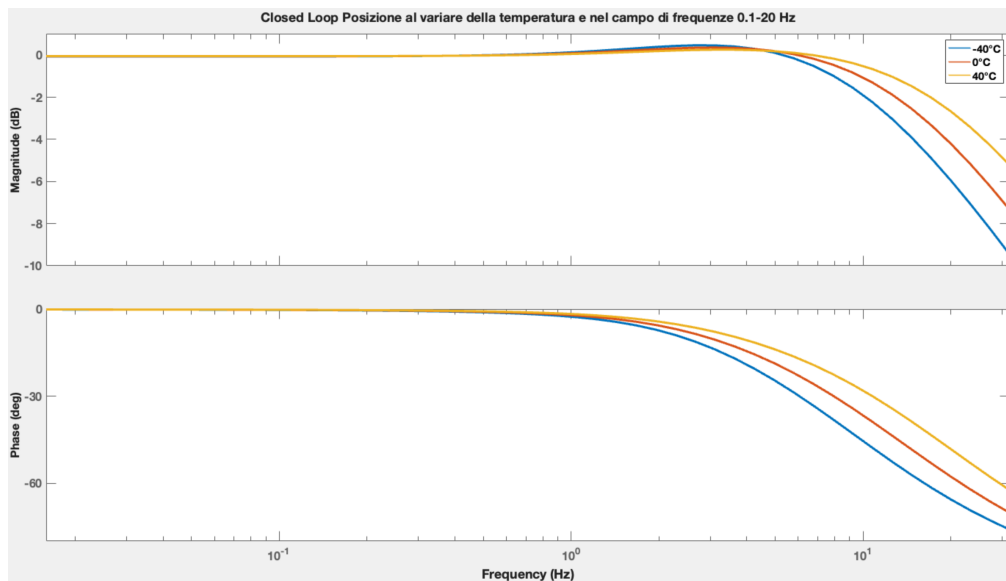


Figura 3.7: Closed loop posizione al variare della temperatura, zoom 0.1–20 Hz.

La Figura 3.7 conferma che nella banda operativa SCAS le differenze tra -40°C e $+40^\circ\text{C}$ sono contenute. Tuttavia, si osserva un lieve incremento di banda e un miglioramento della fase alle alte frequenze, segno che il sistema opera meglio in condizioni di fluido caldo.

3.4.5 Variazione della frazione d'aria

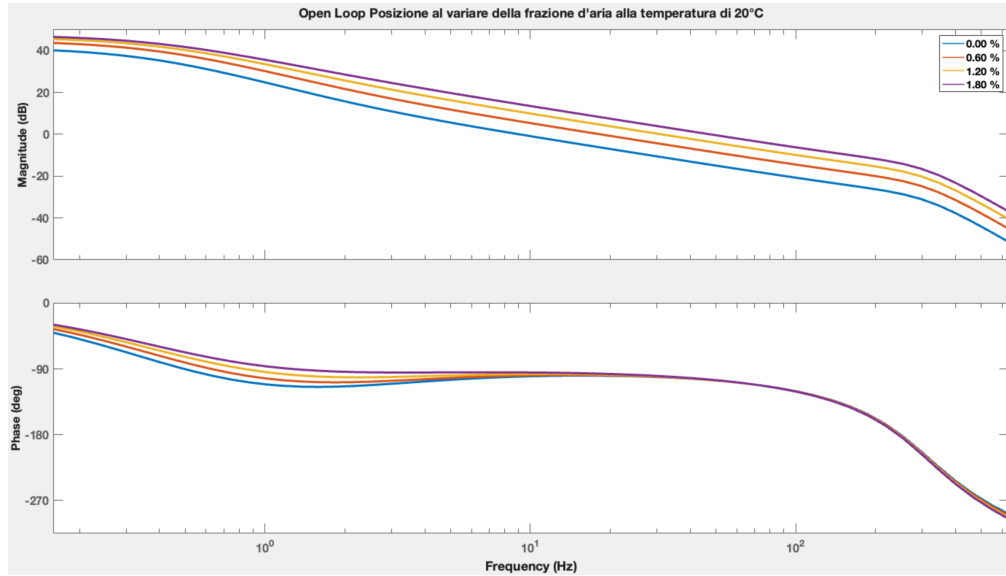


Figura 3.8: Open loop posizione al variare della frazione d'aria ($T = 20^\circ\text{C}$).

La Figura 3.8 mostra come anche piccole quantità di aria libera riducano significativamente la rigidità idraulica. All'aumentare di f_a , il bulk modulus equivalente β_{eq} si riduce e il sistema diventa più comprimibile, con conseguente abbassamento della banda e peggioramento della fase. Questo effetto è molto più marcato rispetto a quello della sola temperatura.

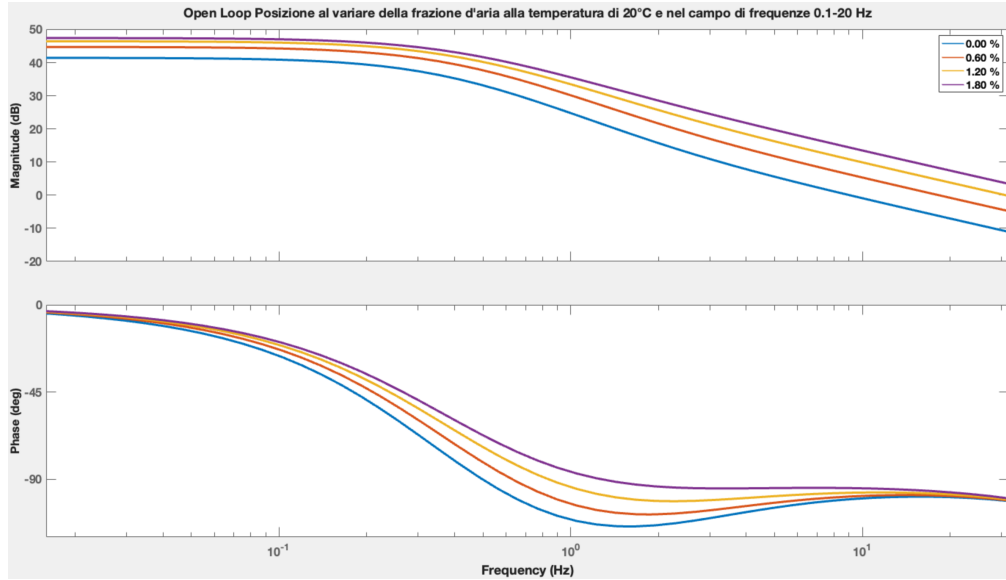


Figura 3.9: Open loop posizione al variare della frazione d'aria, zoom 0.1–20 Hz.

La Figura 3.9 mostra il dettaglio nella banda SCAS: già con $f_a = 0.6\%$ si nota una riduzione di banda e un degrado della fase. Per valori superiori al 2% la risposta diventa poco accettabile, con perdita di prestazioni nel range operativo.

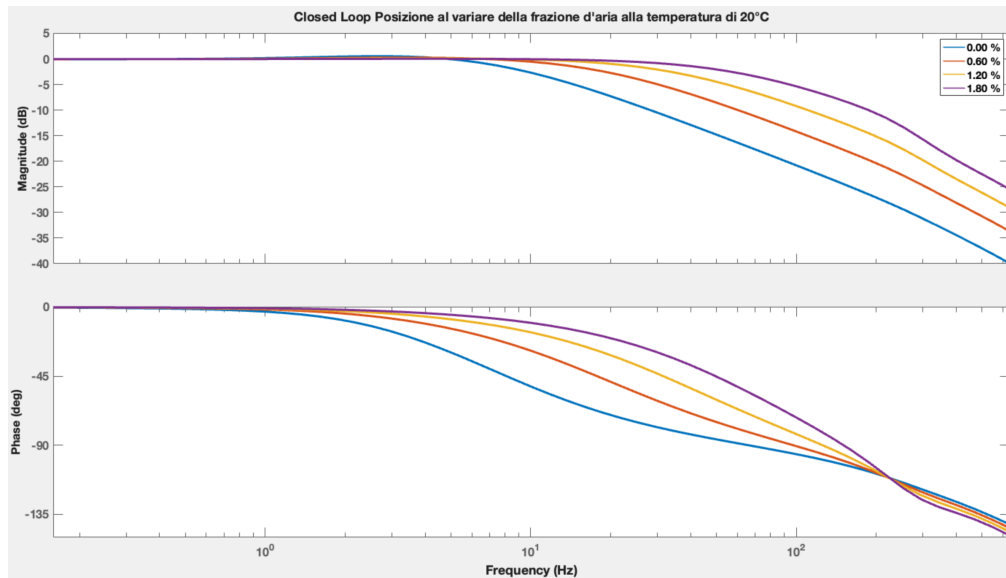


Figura 3.10: Closed loop posizione al variare della frazione d'aria ($T = 20^\circ\text{C}$).

La Figura 3.10 evidenzia che il closed loop riduce l'impatto dell'aria intrappolata, mantenendo il modulo più stabile alle basse frequenze. Tuttavia, la riduzione della banda resta evidente, poiché la dinamica del fluido non può essere completamente compensata dal controllore.

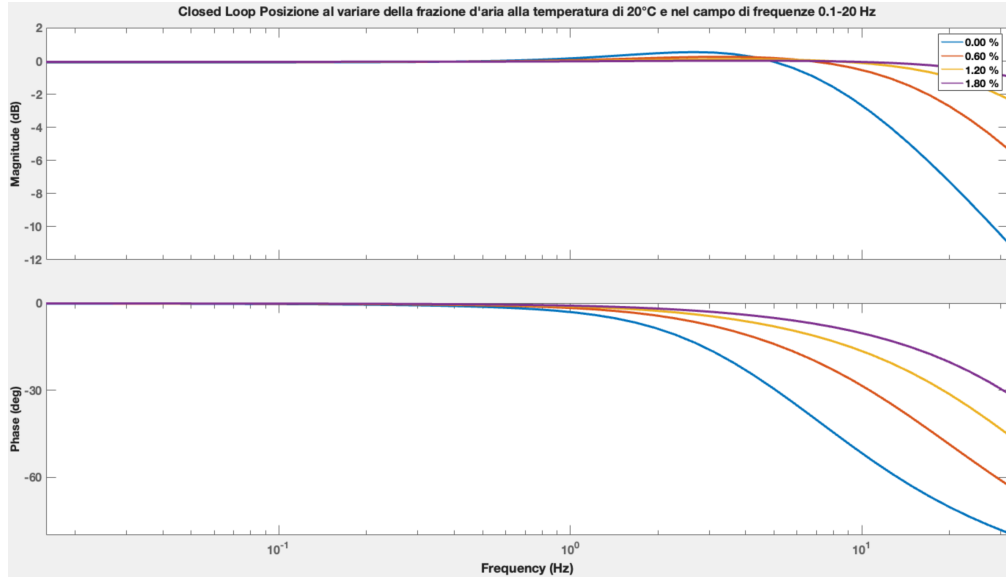


Figura 3.11: Closed loop posizione al variare della frazione d'aria, zoom 0.1–20 Hz.

Nella Figura 3.11, focalizzata sulla banda SCAS, si nota che il CL garantisce prestazioni accettabili fino a $f_a \approx 1\%$. Per valori maggiori la riduzione di banda e l'incremento del ritardo di fase diventano significativi, compromettendo la stabilità complessiva del sistema.

In conclusione emerge chiaramente che la chiusura degli anelli di controllo incrementa la banda e i margini, mentre la temperatura influenza in misura moderata le prestazioni. Al contrario, la frazione d'aria rappresenta il fattore più critico, con un impatto significativo già a valori molto bassi.

3.5 Osservazioni conclusive

Dall'analisi emerge che:

- il loop interno di velocità incrementa la stabilità e smorza le oscillazioni dell'attuatore;
- il loop esterno di posizione garantisce tracking con errore ridotto in bassa frequenza;
- la temperatura influenza viscosità e bulk modulus: a T elevata la banda aumenta leggermente, migliorando la fase;
- la frazione d'aria è il fattore più critico: anche valori ridotti compromettono rigidità e banda, con effetti attenuati ma non eliminati in closed loop;
- il modello lineare fornisce un quadro chiaro della dinamica ma resta valido solo per piccole oscillazioni, mentre per condizioni reali non lineari si rimanda al Capitolo [4](#).

Capitolo 4

Modello non lineare

4.1 Introduzione

Il modello non lineare sviluppato rappresenta l'evoluzione naturale del lavoro svolto nel Capitolo 3, dove è stato analizzato il sistema SCAS in forma linearizzata. Sebbene il modello lineare offra una descrizione compatta e utile in termini di funzioni di trasferimento e analisi in frequenza, esso trascura inevitabilmente una serie di fenomeni reali che incidono in maniera significativa sul comportamento dinamico del sistema.

Tra le principali non linearità considerate nel presente modello si annoverano:

- le caratteristiche non lineari della portata attraverso le luci della servovalvola;
- la dipendenza del modulo di Bulk dall'aria disciolta e dalla temperatura;
- gli attriti viscosi e coulombiani agenti sull'attuatore;
- la saturazione della corsa dello stelo;
- gli effetti delle perdite interne ed esterne nel circuito idraulico.

L'adozione di un modello non lineare consente quindi di investigare in maniera più realistica il comportamento del sistema SCAS in condizioni operative, permettendo di valutare aspetti quali:

- la fedeltà del tracking della posizione rispetto al riferimento;
- le oscillazioni residue e le fasi di assestamento;

- la risposta del sistema a segnali di diversa natura (sinusoidali e a gradino);
- la sensibilità della dinamica al variare dell'ampiezza e della frequenza degli ingressi.

4.2 Risultati nel dominio del tempo

L'analisi nel dominio del tempo costituisce uno strumento fondamentale per valutare le prestazioni di un sistema di controllo non lineare, poiché consente di cogliere aspetti che sfuggono ad un approccio puramente in frequenza. In particolare, attraverso le simulazioni sono state condotte diverse campagne di prova con lo scopo di:

- verificare la capacità del sistema di inseguire correttamente ingressi sinusoidali di diversa ampiezza e frequenza;
- valutare la stabilità e la rapidità della risposta a segnali a gradino;

I risultati vengono organizzati secondo la seguente struttura:

- **Sezione 4.2.1:** prove sinusoidali a frequenza variabile e ampiezza costante;
- **Sezione 4.2.2:** prove sinusoidali a frequenza costante e ampiezza variabile;
- **Sezione 4.2.3:** prove a gradino con ampiezza variabile.

In ciascun caso, verranno discusse le grandezze principali (posizione e tracking), confrontando le prestazioni al variare dei parametri. Particolare attenzione sarà rivolta alle differenze osservate tra le diverse configurazioni, con lo scopo di identificare i fenomeni non lineari predominanti e la loro influenza sulla dinamica del sistema.

4.2.1 Prove sinusoidali a frequenza variabile e ampiezza costante

In questa campagna di simulazioni il sistema SCAS è stato sollecitato con un ingresso sinusoidale di ampiezza costante, pari al 50% della corsa massima dello stelo (~ 0.001675 m), variando la frequenza del segnale. L'obiettivo è valutare la capacità del modello non lineare di seguire correttamente il riferimento al variare della velocità di eccitazione.

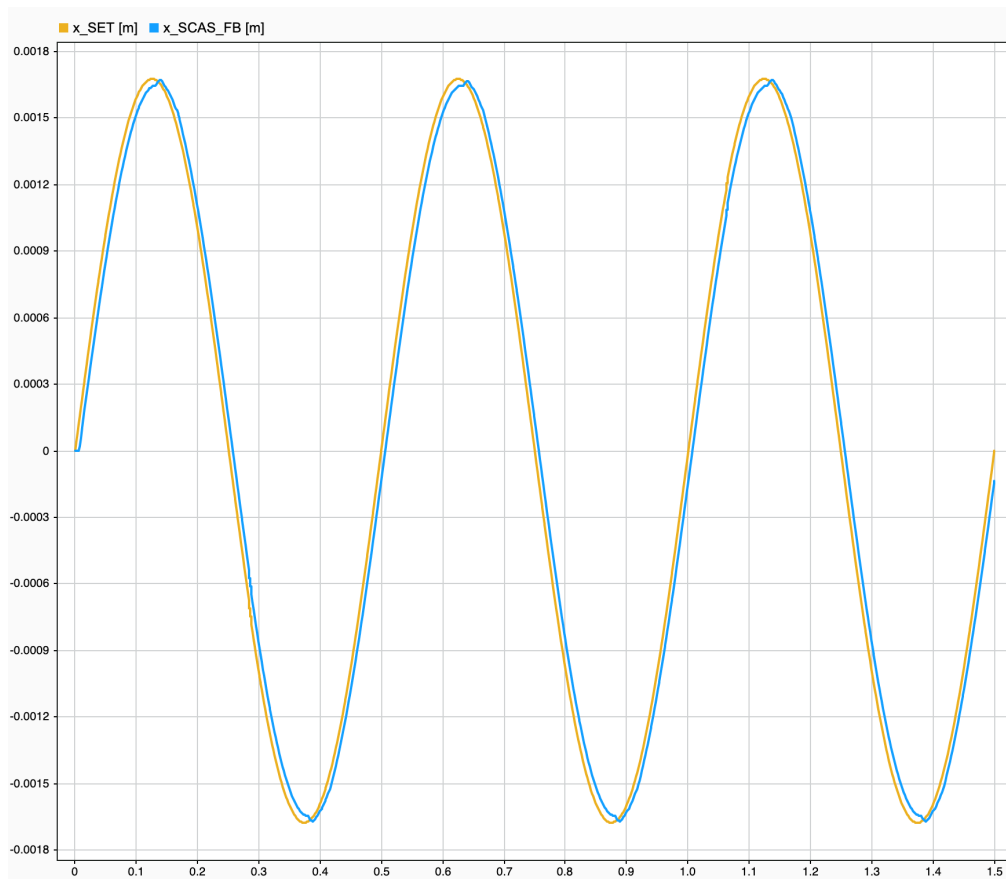


Figura 4.1: Risposta del sistema SCAS a bassa frequenza. Tracking fedele del riferimento.

Alle basse frequenze il sistema segue con elevata fedeltà il setpoint, con ampiezza pressoché coincidente e fase quasi nulla. La dinamica risulta stabile e ben controllata.

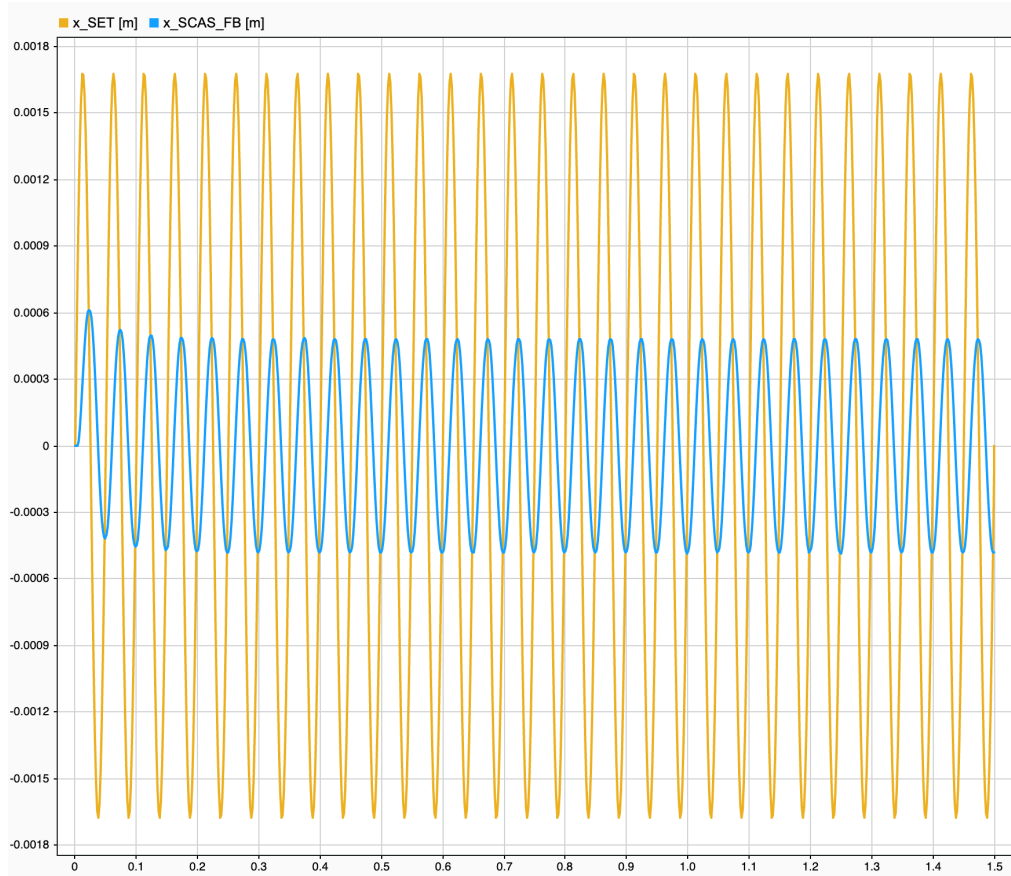


Figura 4.2: Risposta del sistema SCAS a frequenza intermedia. Il sistema entra in prossimità della frequenza di taglio.

A frequenze intermedie la risposta presenta riduzione parziale dell'ampiezza e un crescente sfasamento. Questo comportamento identifica la zona di transizione in prossimità della frequenza di taglio del servosistema, coerente con le previsioni teoriche.

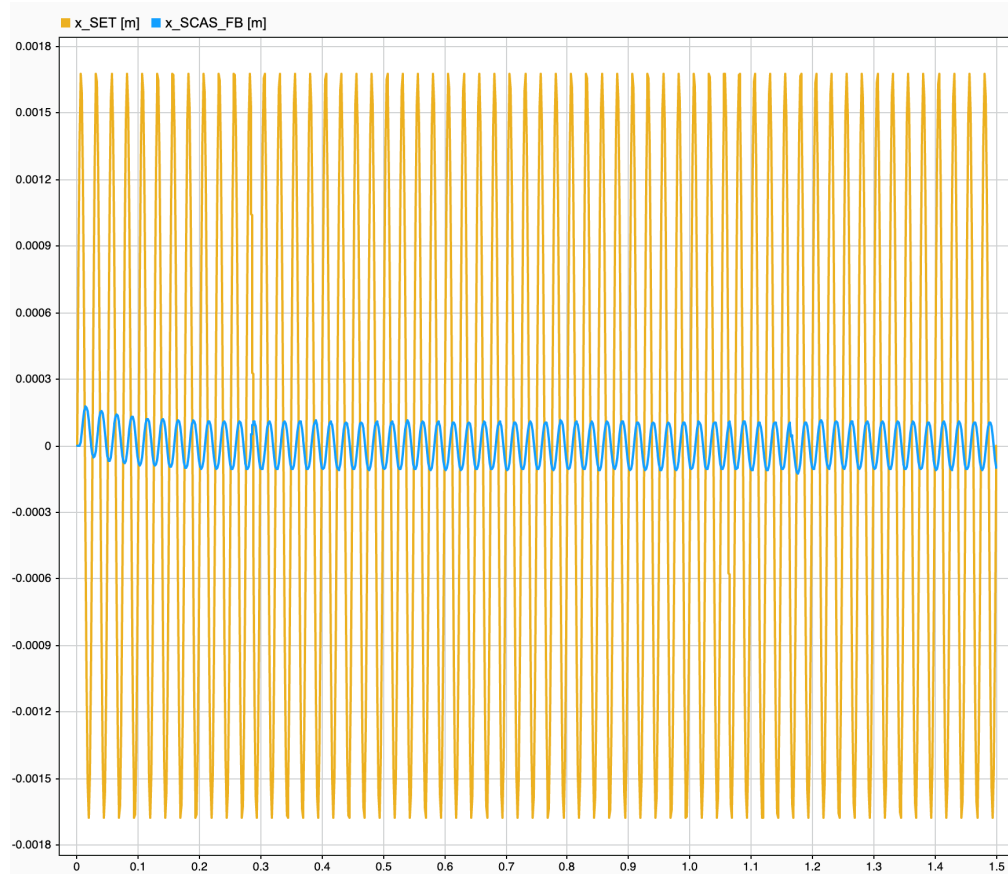


Figura 4.3: Risposta del sistema SCAS ad ingresso sinusoidale ad alta frequenza con ampiezza costante. Si osserva una forte attenuazione dell'uscita.

Alle alte frequenze, il segnale di uscita (x_{SCAS}) mostra una marcata attenuazione rispetto al riferimento, con riduzione significativa dell'ampiezza e sfasamento evidente. Il sistema non riesce a inseguire l'ingresso, evidenziando i limiti della banda passante effettiva.

Confronto complessivo: Il confronto tra i tre casi conferma che:

- a basse frequenze il sistema mantiene un tracking accurato;
- in prossimità della frequenza di taglio si osserva attenuazione e sfasamento crescenti;
- alle alte frequenze la risposta è fortemente degradata, con ampiezza ridotta e prestazioni limitate.

4.2.2 Prove sinusoidali a frequenza costante e ampiezza variabile

In questa campagna di simulazioni è stato applicato al sistema SCAS un segnale sinusoidale a frequenza costante pari a 2 Hz ($\omega = 12.566$ rad/s), variando progressivamente l'ampiezza dell'ingresso. L'obiettivo è valutare come il modello non lineare reagisca ad ampiezze crescenti, evidenziando l'influenza delle saturazioni e delle non linearità idrauliche.

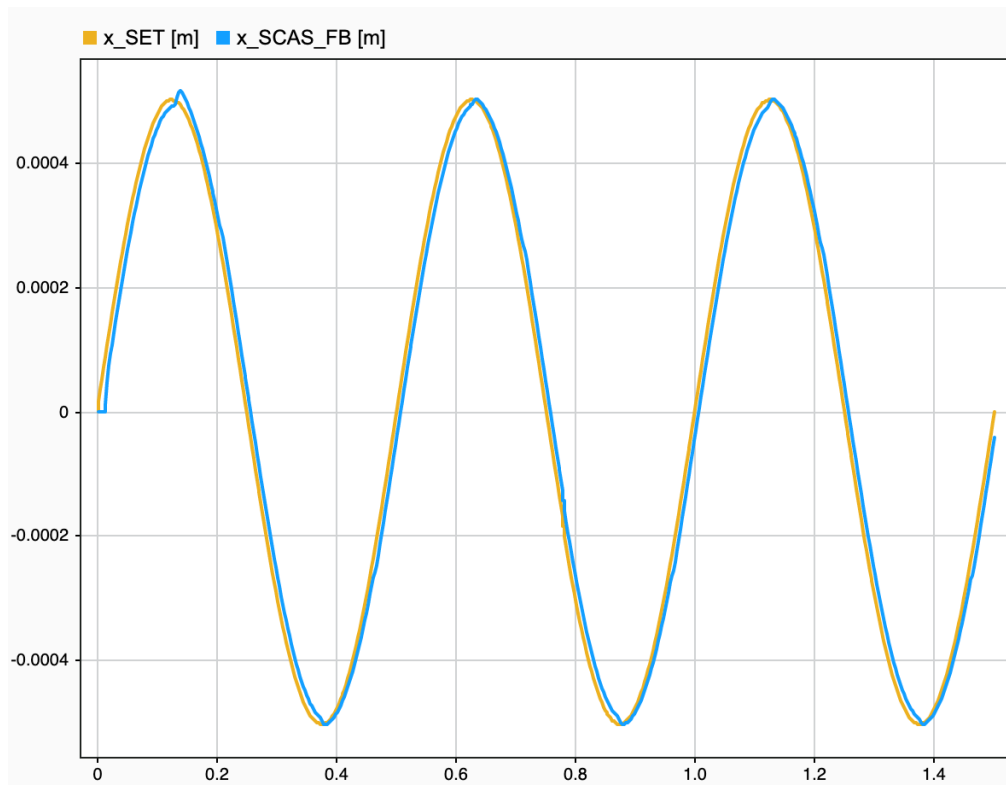


Figura 4.4: Risposta del sistema SCAS a ingresso sinusoidale con ampiezza del 15%.

A basse ampiezze (15%) il sistema mostra un comportamento pressoché lineare. Il tracking della posizione è molto accurato, con minima distorsione e sfasamento. Le non linearità hanno effetto trascurabile.

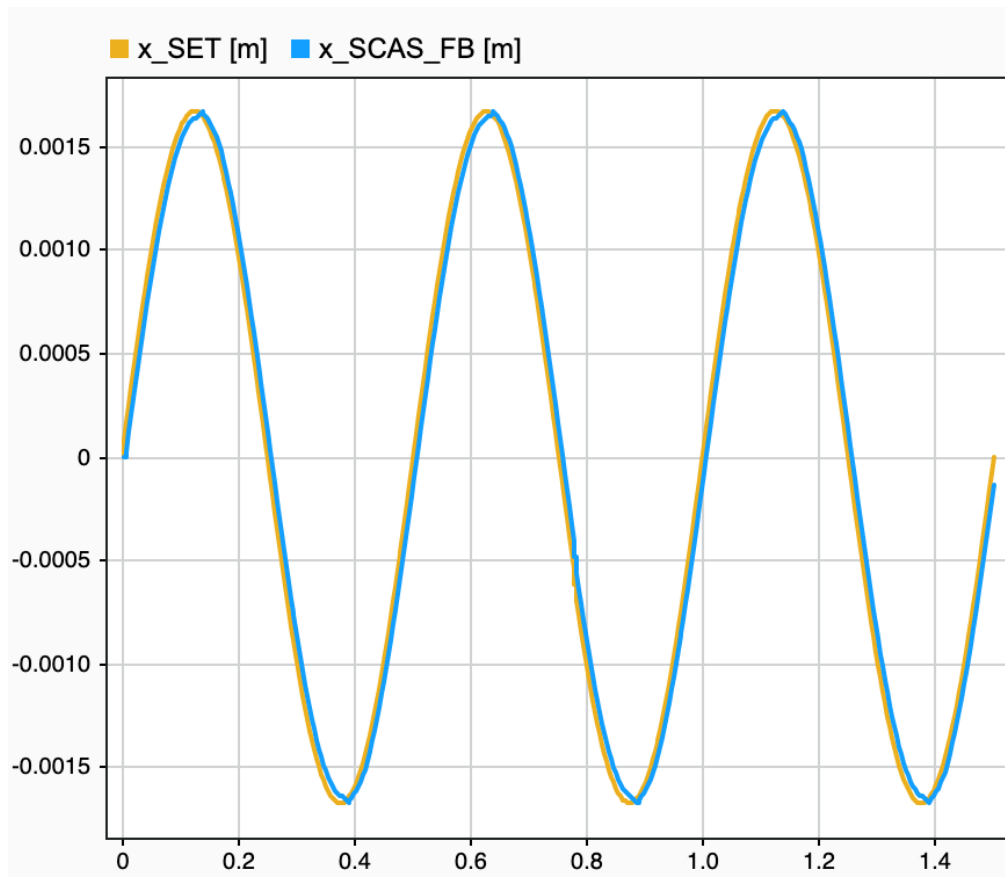


Figura 4.5: Risposta del sistema SCAS a ingresso sinusoidale con ampiezza del 50%.

Con ampiezza pari al 50% emergono i primi effetti delle non linearità. La traiettoria dello stelo segue ancora il riferimento con buona fedeltà, ma si osservano lievi discrepanze ai picchi della sinusoide. L'errore rimane contenuto, ma il sistema lavora in un regime più sollecitato.

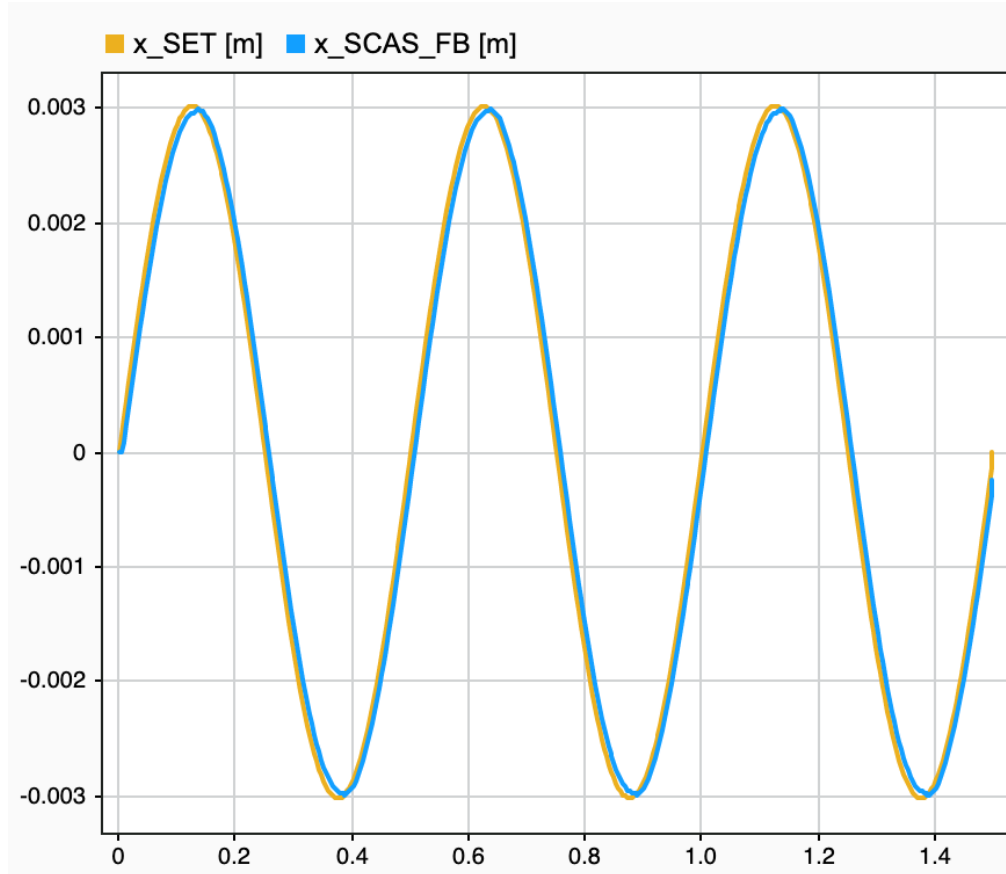


Figura 4.6: Risposta del sistema SCAS a ingresso sinusoidale con ampiezza del 90%.

Ad alte ampiezze (90%) il comportamento non lineare diventa predominante. Pur mantenendo la stabilità e un inseguimento complessivamente corretto, compaiono sfasamenti più evidenti e leggere distorsioni nei picchi della risposta. Questo evidenzia la presenza di saturazioni e di effetti idraulici non lineari che limitano la fedeltà del tracking.

Confronto complessivo: Il confronto tra i tre casi analizzati mostra che:

- a basse ampiezze il sistema si comporta in modo quasi lineare, garantendo un tracking fedele;
- a medie ampiezze compaiono discrepanze contenute, indice dell'ingresso in regime non lineare;
- ad alte ampiezze le non linearità diventano predominanti, con sfasamenti e deformazioni della risposta.

4.2.3 Prove a gradino ad ampiezza variabile

Le prove a gradino consentono di valutare la dinamica del sistema in termini di tempo di salita, overshoot e tempo di assestamento. Sono stati applicati comandi a gradino con ampiezze pari al 15%, 50% e 80% della corsa massima dello stelo.

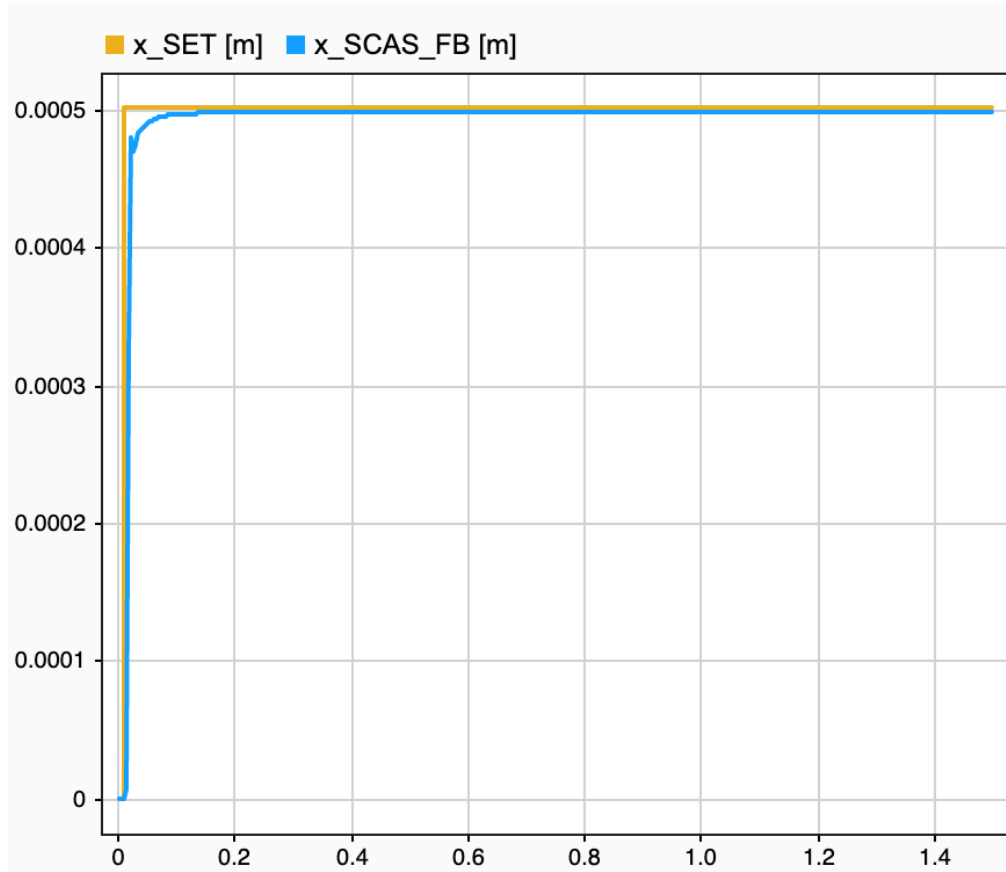


Figura 4.7: Risposta del sistema SCAS a gradino con ampiezza del 15%.

Con ampiezza del 15% il sistema mostra un comportamento lineare e ben smorzato. La posizione raggiunge rapidamente il riferimento, senza overshoot significativo e con un tempo di assestamento ridotto.

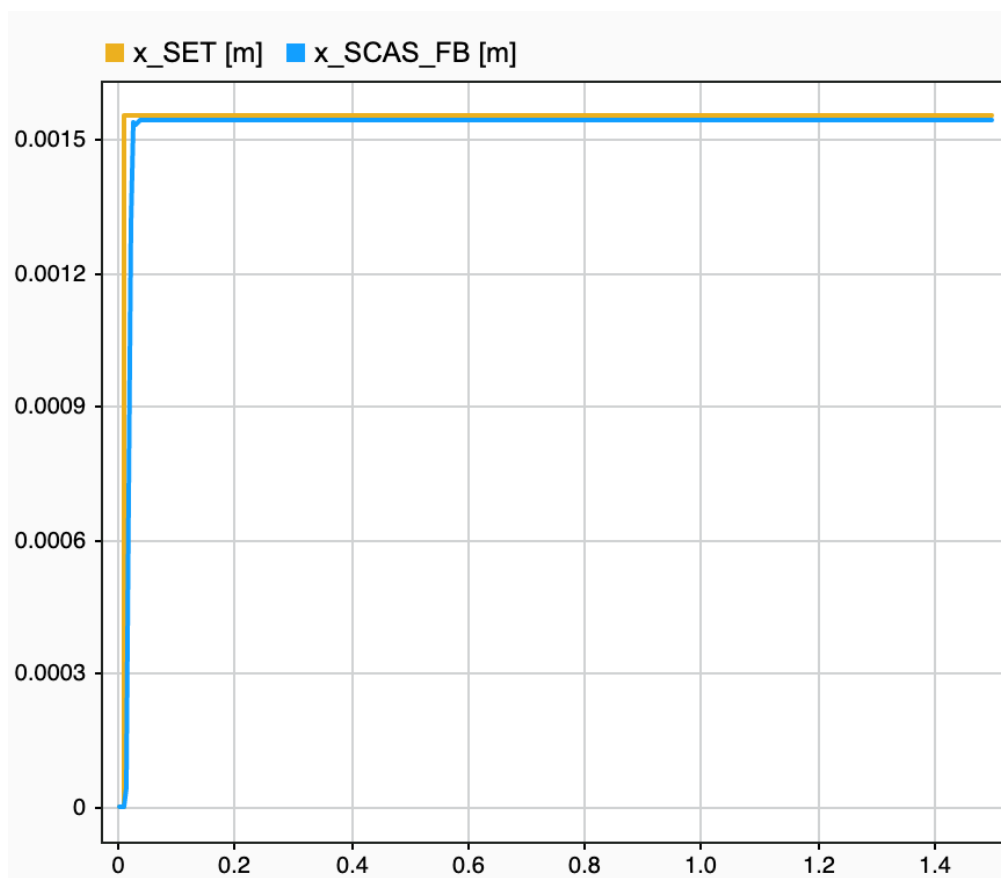


Figura 4.8: Risposta del sistema SCAS a gradino con ampiezza del 50%.

Con ampiezza del 50% il sistema mantiene buone prestazioni, raggiungendo il valore di riferimento in tempi contenuti. Non si osservano fenomeni instabili, ma la dinamica è più sollecitata rispetto al caso precedente.

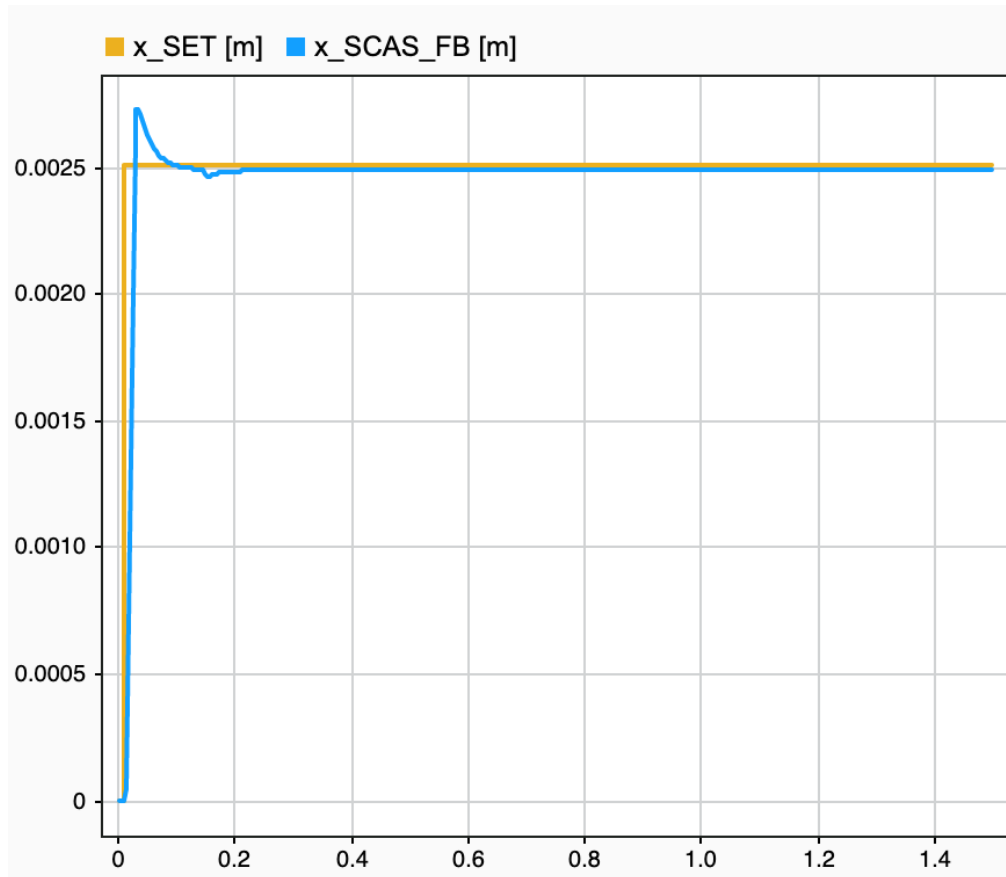


Figura 4.9: Risposta del sistema SCAS a gradino con ampiezza dell'80%.

Con un comando ad ampiezza dell'80% emergono in modo evidente le non linearità del sistema. La risposta presenta un overshoot marcato e oscillazioni transitorie prima di stabilizzarsi sul valore di riferimento. Questo evidenzia la saturazione idraulica e le limitazioni introdotte dal modello non lineare.

Confronto complessivo: Il confronto tra i tre casi evidenzia che:

- a basse ampiezze il comportamento è lineare, stabile e ben smorzato;
- a medie ampiezze la risposta rimane controllata, con leggere differenze nei transitori;
- ad alte ampiezze il sistema manifesta chiaramente effetti non lineari, con overshoot e oscillazioni più pronunciate.

4.3 Considerazioni sul modello non lineare

Il modello non lineare presentato costituisce un passo ulteriore rispetto all'analisi lineare sviluppata nel Capitolo 3, consentendo di includere fenomeni reali quali attriti, saturazioni, perdite idrauliche e variazioni delle proprietà del fluido. Le simulazioni riportate hanno avuto lo scopo di mostrare in maniera esemplificativa le potenzialità del modello nel descrivere la dinamica del sistema SCAS in condizioni operative non lineari.

È importante sottolineare che il modello si trova attualmente in fase di verifica finale. Nelle fasi successive del lavoro, esso sarà impiegato per valutare in dettaglio il comportamento atteso del servosistema sia nel dominio del tempo, sia nel dominio della frequenza, offrendo così uno strumento più completo e realistico per l'analisi delle prestazioni. I risultati qui discussi, pertanto, devono essere intesi come preliminari ed esemplificativi, non esaustivi.

Capitolo 5

Conclusioni e sviluppi futuri

5.1 Conclusioni

Il lavoro di tesi ha affrontato lo studio e la modellazione di un sistema di controllo per attuatori SCAS innovativi, caratterizzati dall'impiego del solo primo stadio della servovalvola a jet-pipe, in alternativa alla configurazione convenzionale a due stadi. L'obiettivo principale era sviluppare un modello matematico e numerico accurato, capace di descrivere in modo coerente la dinamica del sistema e di supportare l'analisi delle prestazioni del controllo.

Nella prima parte del lavoro è stato realizzato un modello lineare, utilizzato per l'analisi in frequenza e per l'identificazione dei parametri critici del sistema. Le simulazioni hanno permesso di evidenziare il comportamento in *open loop* e *closed loop*, mostrando come il controllo proposto sia in grado di garantire margini di stabilità adeguati anche al variare delle condizioni operative (temperatura e frazione d'aria libera).

Successivamente è stato sviluppato un modello non lineare più dettagliato, implementato in ambiente Simulink, con l'obiettivo di analizzare la risposta nel dominio del tempo. Le prove sinusoidali, a gradino e triangolari hanno mostrato una buona coerenza con le attese teoriche, confermando la capacità del sistema di seguire i segnali di riferimento con accuratezza, anche in presenza di variazioni delle condizioni idrauliche. In particolare, i compensatori progettati hanno dimostrato di migliorare la precisione del tracking e di ridurre sensibilmente gli errori in regime stazionario.

Complessivamente, il lavoro ha dimostrato la fattibilità di una configurazione semplificata dello SCAS, evidenziando vantaggi potenziali in termini di riduzione della complessità meccanica, aumento dell'affidabilità e minori esigenze di manutenzione.

5.2 Sviluppi futuri

I risultati ottenuti aprono a diversi possibili sviluppi futuri:

- **Miglioramento del modello:** includere effetti oggi semplificati, quali attriti non lineari, perdite interne ed esterne, giochi meccanici e deformazioni elastiche delle strutture.
- **Validazione sperimentale:** allestire un banco di prova per la verifica delle simulazioni e per la caratterizzazione dinamica del sistema, anche tramite test *hardware-in-the-loop*.
- **Ottimizzazione del controllo:** estendere l'approccio attuale introducendo strategie di controllo adattativo e tecniche di *robust control*, per incrementare le prestazioni in condizioni operative critiche.
- **Analisi non lineare nel dominio della frequenza:** estendere le simulazioni anche in frequenza, utilizzando segnali sinusoidali a frequenza variabile per valutare il comportamento non lineare del sistema. Ciò consentirebbe di confrontare direttamente le risposte ottenute con il modello lineare, identificando eventuali fenomeni di distorsione armonica, non linearità dinamiche e limiti operativi del controllore.
- **Applicazioni reali:** trasferire i risultati ottenuti su prototipi compatatti di attuatori SCAS per elicotteri di nuova generazione, valutandone l'impatto in termini di peso, affidabilità e costi di manutenzione.

Il lavoro svolto costituisce quindi una base solida per ulteriori ricerche, contribuendo alla definizione di architetture di controllo più leggere, affidabili e facilmente integrabili nei moderni sistemi di volo ad ala rotante.

Bibliografia

- [1] U.S. Army. *UH-60A/L Black Hawk Helicopter Maintenance Manual*. Department of the Army. 2011.
- [2] T. R. Babu e D. K. Rao. *The Mechatronics Handbook*. CRC Press, 2011.
- [3] Benjamin S. Blanchard. *Maintainability: A Key to Effective Serviceability and Maintenance Management*. Wiley, 1995.
- [4] W. Bolton. *Mechatronics: Electronic Control Systems in Mechanical and Electrical Engineering*. Pearson, 2015.
- [5] Giovanni Bonfitto e Lucia D’Angelo. «Comparative Analysis of Hydraulic and Electromechanical Actuation for Flight Control Surfaces». In: *Journal of Aerospace Engineering* 34.3 (2020), pp. 115–128.
- [6] C. E. Brennen. «Hydraulic Systems: Modelling, Analysis and Simulation». In: *California Institute of Technology* (2005). URL: <http://brennen.caltech.edu/fluidbook/basicfluiddynamics/hydraulicsystems.pdf>.
- [7] Carl S. Byington, Michael J. Roemer e Thomas Galie. «Prognostic Enhancements to Diagnostic Systems for Aerospace Applications». In: *IEEE Aerospace Conference Proceedings* 6 (2002). Punto di riferimento per PHM nei sistemi aerospaziali, pp. 2815–2824. DOI: [10.1109/AERO.2002.1036067](https://doi.org/10.1109/AERO.2002.1036067).
- [8] Davide Castagnetti, Marcello Bonfè e Silvio Simani. «Modeling and Simulation of a Jet Pipe Servo-Valve for Aerospace Actuation». In: *IFAC-PapersOnLine* 51.4 (2018), pp. 106–111. DOI: [10.1016/j.ifacol.2018.06.034](https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.06.034).
- [9] NASA Ames Research Center. *Rotorcraft Flight Dynamics and Controls Research at NASA*. Technical Report. Research on VMS handling qualities and control augmentation. NASA, 2019.

- [10] NASA Glenn Research Center. *A Review of Actuation Technologies for Aerospace Applications*. Technical Report. NASA, 2001.
- [11] NASA Glenn Research Center. *Evaluation of Single-Stage Jet Pipe Servo Valves for Aerospace Applications*. Rapp. tecn. National Aeronautics e Space Administration, 1998.
- [12] Y. Cheng et al. «Modelling of Hydraulic Bulk Modulus with Air Content Influence». In: *Chinese Journal of Mechanical Engineering* 35 (2022). URL: <https://cjme.springeropen.com/articles/10.1186/s10033-022-00794-1>.
- [13] *Flight Control Design – Best Practices*. Technical Report. Linee guida per progettazione di sistemi di controllo di volo. NATO STO, 2005.
- [14] *Flight Control Systems Overview*. Disponibile su: <https://www.moog.com>. Moog Inc. 2021.
- [15] Robert W. Fox, Alan T. McDonald e Philip J. Pritchard. *Introduction to Fluid Mechanics*. 9th Edition. Wiley, 2020. ISBN: 9781119779306.
- [16] Jacob Fraden. *Handbook of Modern Sensors: Physics, Designs, and Applications*. 5th. Springer, 2015. ISBN: 978-3319193014.
- [17] C. R. Frost et al. «Design and Testing of Flight Control Laws on the RA-SCAL Research Helicopter». In: *AIAA/Army/NASA Rotorcraft Aircrew Systems Concepts Airborne Laboratory* (2003).
- [18] Carl Hagen. *Design and Modeling of Servo Valves*. Springer Verlag, 2011.
- [19] *Helicopter Flight Test Instrumentation*. Technical Report. Analisi di sistemi di controllo di volo e strumentazione per test su elicotteri. NATO STO / AGARD, 1990.
- [20] Bruce J. Holmes. *Performance Characterization of Hydraulic Actuators in Aerospace Applications*. Rapp. tecn. NASA Langley Research Center, 2000.
- [21] *IEEE Standard for Prognostics and Health Management of Electronic Systems*. Standard. Defines general principles and practices for PHM implementation. IEEE Standards Association, 2022.
- [22] Moog Inc. *Electrohydraulic Servoactuators – Aerospace Applications*. Technical Datasheet. 2020. URL: <https://www.moog.com/products/actuators-servovalues/servoactuators.html>.

- [23] Moog Inc. *Moog Servo Valves: Technical Handbook*. Moog Industrial Group, 2011.
- [24] Moog Inc. *Moog Servovalves: Operation and Application Manual*. Technical Manual. 2015. URL: <https://www.moog.com/products/actuators-servovalves.html>.
- [25] Moog Inc. *Single-Stage Jet-Pipe Servovalve Schematics*. Application Diagram. 2016. URL: <https://www.moog.com>.
- [26] Vickers Inc. *Application Notes on Electrohydraulic Servo Valves*. Bulletin 2090-E. 2002.
- [27] M. L. Jones. *Basic Helicopter Aerodynamics*. American Institute of Aeronautics e Astronautics, 2005.
- [28] R. Kumar e S. Singh. «Modeling and Simulation of LVDT for Aircraft Actuation». In: *Sensors and Actuators A: Physical* 225 (2015), pp. 100–109.
- [29] A. Lanza e R. Ferrari. «Modeling and Simulation of Electrohydraulic Actuators for Aerospace». In: *SAE Technical Paper* 2019-01-1422 (2019).
- [30] Michael Lebold e Kristin Reichard. *Integrated System Health Management: A Holistic Approach to Condition-Based Maintenance in Aerospace Systems*. SAE International, 2000.
- [31] Yu Liang e Hongmei Zhang. «Comparative Study of Two-Stage Hydraulic Servovalves: Flapper-Nozzle and Jet-Pipe Types». In: *International Journal of Fluid Power* 18.2 (2017), pp. 123–134.
- [32] Lennart Ljung. *System Identification: Theory for the User*. Prentice Hall, 1999.
- [33] Claytex Services Ltd. *Modelling Air-Oil Mixtures in Hydraulic Systems using Bulk Modulus*. <https://www.claytex.com/tech-blog/modelling-air-oil-mixtures-hydraulic-systems-bulk-modulus-claytex-fluid-power/>. 2017.
- [34] *LVDT Position Sensors Technical Catalog*. Disponibile su: <https://www.moog.com>. Moog Inc. 2020.
- [35] F.A. Mann. «Dynamic modeling of hydraulic loads in servo actuators». In: *ASME Journal of Basic Engineering* 87.3 (1965), pp. 687–696.

- [36] *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full – Part 2: Orifice plates*. International Organization for Standardization, 2003.
- [37] NASA Technical Memorandum. *Development of Electrohydraulic Servovalves for Aerospace Applications*. Technical Report. NASA Dryden Flight Research Center, 1998.
- [38] Herbert E. Merritt. *Hydraulic Control Systems*. Wiley, 1967.
- [39] Herbert E. Merritt. *Hydraulic Control Systems*. John Wiley & Sons, 1967.
- [40] Moog Inc. *Jet Pipe Servo Valves - Technical Manual*. Available at: <https://www.moog.com/products/servo-valves.html>. 2021.
- [41] NASA. *Hydraulic Fluids Properties and Compatibility Data*. Technical Report. 2019.
- [42] NASA. *LVDT Applications in Aerospace Systems*. Rapp. tecn. NASA-CR-198452. NASA Technical Reports Server (NTRS), 1996. URL: <https://ntrs.nasa.gov>.
- [43] NASA Glenn Research Center. *Aircraft Hydraulic Fluids Data Sheet*. NASA Facts. 2016.
- [44] NASA Jet Propulsion Laboratory. *Flight Control System for NASA's Mars Helicopter*. Technical Report. Overview of guidance, navigation, and control subsystems for Ingenuity. NASA/JPL, 2019.
- [45] Muhammad Nasla. *Performance Characteristics of Jet Pipe Servo Valves*. Rapp. tecn. Rolls-Royce Controls Systems, 2003.
- [46] Andrea Nesci et al. «Detection and Prognosis of Propagating Faults in Flight Control Actuators for Helicopters». In: *Aerospace* 7 (feb. 2020), p. 20. DOI: [10.3390/aerospace7030020](https://doi.org/10.3390/aerospace7030020).
- [47] Norman S. Nise. *Control Systems Engineering*. Wiley, 2011.
- [48] Norman S. Nise. *Control Systems Engineering*. 8th. Wiley, 2019. ISBN: 978-1119474210.
- [49] Katsuhiko Ogata. *Modern Control Engineering*. 5th. Prentice Hall, 2010. ISBN: 978-0136156734.
- [50] Gareth D. Padfield. *Helicopter Flight Dynamics*. Wiley, 2007.
- [51] Parker Hannifin. *Parker Dynamic Sealing Catalogue*. Available online at: <https://www.parker.com>. 2008.

- [52] *Parker Seal Design Guide*. Catalogue No. 5300, Chapter 5: Dynamic Seal Friction. Parker Hannifin Corporation. 2005.
- [53] G. Popov. «Electromagnetic Design of Servo Actuators». In: *Journal of Mechatronics and Automation* 42 (2021).
- [54] Ray Prouty. *Helicopter Aerodynamics*. Specialty Press, 2009.
- [55] Luca Rossi e Marco Bianchi. «Modeling and Control of Compact SCAS Systems in Helicopter Applications». In: *Journal of Aerospace Systems* 17.4 (2022), pp. 245–258.
- [56] *Servo Valve Technical Manual – Series 30/32/35/72*. <https://www.moog.com/literature/ICD/g77xseriesvalves.pdf>. Moog Inc. 2020.
- [57] Sigurd Skogestad e Ian Postlethwaite. *Multivariable Feedback Control: Analysis and Design*. Wiley, 2005.
- [58] N. Štefanić e M. Golub. «Modeling and Simulation of Hydraulic Servo System with Oil Compressibility Consideration». In: *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 64.6–7 (2018). URL: https://www.sv-jme.eu/?id=3213&ns_articles_pdf=%2Fns_articles%2Ffiles%2Fobjs%2F2471%2Fpublic%2F2471-14196-1-PB.pdf.
- [59] Brian L. Stevens, Frank L. Lewis e Eric N. Johnson. *Aircraft Control and Simulation*. 3rd. Wiley, 2016. ISBN: 978-1118870983.
- [60] The Engineering Toolbox. *Bulk Modulus of Elasticity – Fluids*. https://www.engineeringtoolbox.com/bulk-modulus-elasticity-d_585.html.
- [61] Martin D. Turner. *Flight Control Systems: Practical Issues in Design and Implementation*. Wiley, 2012.
- [62] U.S. Department of Defense. *MIL-PRF-83282D – Hydraulic Fluid, Fire Resistant, Synthetic Hydrocarbon Base*. https://quicksearch.dla.mil/qsDocDetails.aspx?ident_number=23749. 2000.
- [63] George Vachtsevanos et al. *Intelligent Fault Diagnosis and Prognosis for Engineering Systems*. Trattazione estesa su FDI, PHM e CBM per sistemi complessi. Wiley, 2006.
- [64] F. Valensi e M. Chabert. «Modeling leakage flow in hydraulic actuators for aerospace applications». In: *International Journal of Fluid Power* 9.3 (2008), pp. 33–42.

- [65] C.G. Walther. «Viscosity-Temperature Relationships of Liquids». In: *Industrial and Engineering Chemistry* (1959).
- [66] Stephen T. Welstead. *Kalman Filtering: Theory and Practice*. Prentice Hall, 1997.
- [67] Frank M. White. *Fluid Mechanics*. 7th Edition. McGraw-Hill Education, 2011. ISBN: 9780077422417.
- [68] Frank M. White. *Fluid Mechanics*. 8th. McGraw-Hill, 2016.

Ringraziamenti

Ogni traguardo porta con sé una storia, fatta di sacrifici, di sogni, di attese e di amore. Questo lavoro non è soltanto il risultato di studio e ricerca, ma il riflesso delle persone che mi hanno accompagnato lungo il cammino.

In questo lavoro desidero innanzitutto ringraziare con tutto il cuore i miei genitori, **Maurizio e Maria**, per l'amore, la dedizione e la fiducia che mi hanno sempre donato. La loro presenza costante, i sacrifici silenziosi e il sostegno incondizionato sono stati la vera forza che mi ha permesso di affrontare ogni ostacolo di questo percorso.

Un pensiero speciale va ai miei fratelli, **Antonio, Gabriele e King**, compagni di vita e punti di riferimento, che con il loro affetto e la loro vicinanza hanno reso questo cammino meno faticoso e più ricco di significato.

Con commozione rivolgo un ricordo ai miei nonni che non ci sono più, **Ottavia, Pietro e Antonio**, che avrebbero gioito con me di questo traguardo: la loro memoria continua ad accompagnarmi e ad ispirarmi ogni giorno. Ringrazio anche mia nonna **Pasqua**, che con la sua presenza è stata un pilastro di affetto e saggezza.

In questo percorso magistrale ho avuto la fortuna di incontrare **Gaia**, la mia compagna, che con la sua dolcezza, comprensione e forza mi è stata vicina nei momenti più intensi. Il mio augurio più sincero è che anche lei, da poco intrapreso il suo cammino magistrale, possa affrontarlo con determinazione e serenità, raggiungendo con successo tutti i suoi obiettivi.

Ringrazio di cuore anche la sua famiglia: i suoi genitori **Domenico ed Enza**, che mi hanno accolto con affetto e calore, i suoi fratelli **Greta e Matteo**, e i suoi nonni **Antonino e Caterina**, che hanno contribuito a farmi sentire parte di una nuova famiglia.

Ringrazio inoltre i miei amici e colleghi di corso, con i quali ho condiviso giornate di studio, discussioni e momenti di crescita personale e professionale.

Un grazie speciale va a tutte le persone che, direttamente o indirettamente, hanno contribuito a rendere possibile il raggiungimento di questo traguardo.

A tutti voi, che con la vostra presenza avete reso possibile e più bello questo viaggio, dedico con gratitudine e affetto questo traguardo.