

POLITECNICO DI TORINO

Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

Modellazione e analisi del controllo forza di un servosistema pneumatico per un banco prova con applicazioni aeronautiche

Relatore

Prof. Massimo SORLI

Ing. Antonio Carlo BERTOLINO

Ing. Andrea DE MARTIN

Candidato

Emanuele Baldassarre OLIVA

Luglio 2025

Tabella dei Contenuti

Elenco delle figure	v
1 Introduzione	1
1.1 Le viti a ricircolo di sfere	4
1.2 L'insorgenza dei guasti	10
1.3 I comandi di volo	11
1.3.1 Comandi di volo primari	14
1.3.2 Comandi di volo secondari	16
2 Stato dell'arte	18
2.1 Caratterizzazione della portata attraverso le valvole	19
2.2 Modellazione dei sistemi pneumatici	22
2.3 Strategie di controllo nei sistemi pneumatici	24
2.4 Modelli termici e dinamiche energetiche	26
2.5 Innovazioni progettuali e modellazione di valvole pneumatiche	28
3 Architettura del banco prova	30
3.1 Sezione meccanica ed elettronica	32
3.2 Sezione pneumatica	39
3.2.1 Cilindro pneumatico	39
3.2.2 Serbatoio	41
3.2.3 Servovalvola	41

3.2.4	Gruppo FRL	42
3.2.5	Valvola di scarico	45
3.2.6	Sensori di pressione	46
4	Modellazione pneumatica	48
4.1	Serbatoio	49
4.1.1	Equazione di continuità	49
4.1.2	Equazione dell'energia	52
4.1.3	Equazione dei gas perfetti	54
4.2	Servovalvola	56
4.3	Cilindro	59
4.3.1	Evoluzione nelle camere	60
4.3.2	Dinamica del cilindro	66
4.4	Tubazioni	69
4.4.1	Equazione di continuità	70
4.4.2	Equazione della quantità di moto	71
4.4.3	Equazione dell'energia	76
4.4.4	Equazione gas perfetti	79
4.4.5	Modellazione portata all'interfaccia tubo-cilindro	80
4.5	Resistenze	81
4.5.1	Gomiti	83
4.5.2	Giunto a L	85
4.5.3	Gruppo FRL	85
4.5.4	Giunto a T	87
4.6	Semplificazione della modellazione delle tubazioni e delle resistenze	89
4.6.1	Modello lineare di resistenza pneumatica	90
5	Analisi dei risultati	93
5.1	Risposte nel tempo a vari tipi di input	94
5.1.1	Risposta a gradino	94

5.1.2	Risposta sinusoidale	98
5.2	Effetto del serbatoio e del condotto di alimentazione	101
5.3	Effetto della formulazione energetica per le camere del cilindro . . .	107
5.4	Effetto dei tubi	114
6	Controllo	119
6.1	Effetto della nuova modellazione sulla risposta in frequenza	119
6.2	PID e taratura	122
6.2.1	Il controllore PID	122
6.2.2	Taratura del controllore	124
6.3	Controllo avanzato	127
7	Conclusioni e sviluppi futuri	132
7.1	Sviluppi futuri	133
	Bibliografia	135

Elenco delle figure

1.1	Vite a ricircolo di sfere	4
1.2	Vite a rulli satelliti	7
1.3	Schema EMA [1]	8
1.4	Assi del velivolo	13
1.5	Superfici di controllo	14
1.6	Velivoli test per EMA nei comandi principali	15
3.1	Architettura del banco prova	30
3.2	Schema del banco prova	31
3.3	Schema sistema di precarico	34
3.4	Schema pneumatico	39
3.5	Cilindro pneumatico FESTO	40
3.6	Serbatoio SEA	41
3.7	Servovalvola FESTO MPYE-5-3/8-010-B	42
3.8	MetalWork Gruppo FRL	44
3.9	Sensori di pressione NAH 8254	46
4.1	Implementazione equazione di portata in ingresso serbatoio	51
4.2	Implementazione equazione di continuità serbatoio	51
4.3	Implementazione equazione dell'energia serbatoio	54
4.4	Implementazione equazione dei gas perfetti serbatoio	55
4.5	Implementazione serbatoio completo	55

4.6	Formulazione portata	57
4.7	Implementazione valvola proporzionale	59
4.8	Portata attraverso la valvola	59
4.9	Implementazione equazione di continuità serbatoio	61
4.10	Implementazione equazione dell'energia camera	63
4.11	Implementazione definizione Temperatura ingresso camera	64
4.12	Implementazione equazione dei gas perfetti camera	65
4.13	Implementazione camera $1/2$	65
4.14	Implementazione camera $2/2$	66
4.15	Schema dinamico cilindro	67
4.16	Implementazione Simulink modello d'attrito	68
4.17	Implementazione Simulink dinamica cilindro	68
4.18	Implementazione cilindro completo	69
4.19	Implementazione equazione continuità tubo	71
4.20	Implementazione equazione della quantità di moto tubo	73
4.22	Formulazione del coefficiente di attrito	75
4.21	Confronto relazione Churchill modificata	76
4.23	Dipendenza del coefficiente di attrito dal numero di Reynolds	76
4.24	Implementazione equazione energia tubazione	78
4.25	Implementazione equazione gas perfetti tubazione	80
4.26	Implementazione portata all'interfaccia tubazione-camera	81
4.27	Modello tubazioni completo	81
4.28	Schema resistenze pneumatiche	82
4.29	Perdita di carico filtro	86
4.30	Perdita di carico lubrificatore	87
4.31	Schema giunto a T	88
4.32	Implementazione resistenza semplificata	92
4.33	Formulazione resistenza semplificata	92
5.1	Fset vs Ffb normalizzati con input a gradino	94

5.2	Portate alle camere con input a gradino	95
5.3	Pressioni nelle camere con input a gradino	96
5.4	Effetto sul serbatoio con input a gradino: (a) Pressione, (b) Tem- peratura	97
5.5	Fset vs Ffb normalizzati con input sinusoidale	99
5.6	Portate alle camere con input sinusoidale	99
5.7	Pressioni nelle camere con input sinusoidale	100
5.8	Effetto sul serbatoio con input sinusoidale: (a) Pressione, (b) Tem- peratura	102
5.9	Effetto del serbatoio sulle forze: (a) vista generale, (b) dettaglio . .	103
5.10	Effetto del serbatoio sulle portate: (a) vista generale, (b) dettaglio .	105
5.11	Effetto del serbatoio sulle pressioni	106
5.12	Pressioni serbatoio	106
5.13	Temperatura serbatoio	107
5.14	Diagrammi termodinamici serbatoio	108
5.15	Confronto pressioni camere politropica vs equazione energia	110
5.16	Confronto temperature camere pyl vs eng	110
5.17	Confronto diagramma p-v, camera del cilindro	111
5.18	Confronto diagramma p-T, camera del cilindro	112
5.19	Superficie 3D p-T-v	113
5.20	Confronto diagrammi termodinamici al variare dell'esponente della politropica	115
5.21	Effetto delle tubazioni sulle forze: (a) vista generale, (b) dettaglio .	116
5.22	Effetto delle tubazioni sulle pressioni delle camere: (a) vista generale, (b) dettaglio	117
5.23	Effetto delle tubazioni sulla temperatura nelle camere: (a) vista generale, (b) dettaglio	118
6.1	Confronto FRF al variare dell'ampiezza dell'input	120
6.2	Schema PID	123

6.3	Confronto FRF tarato	126
6.4	FRF con sinusoidi ad ampiezza crescente,20% della forza di stallo .	127
6.5	Schema controllore avanzato	128
6.6	FRF avanzata con sinusoidi ad ampiezza crescente,20% della forza di stallo	130
6.7	Controllo schema Simulink	131

Capitolo 1

Introduzione

Nel contesto ingegneristico, lo sviluppo di banchi prova dedicati rappresenta un passaggio fondamentale per lo studio approfondito di singoli componenti all'interno di sistemi complessi. Questi dispositivi sperimentali consentono di riprodurre condizioni operative realistiche, raccogliere dati di misura ad alta risoluzione e analizzare il comportamento fisico del sistema sotto test. La loro realizzazione è essenziale per supportare le attività di verifica, validazione e ottimizzazione progettuale. In parallelo, la costruzione di un modello digitale del banco prova consente di estendere queste analisi nel dominio virtuale attraverso la creazione di un gemello digitale, strumento sempre più centrale nell'ingegneria moderna. Il gemello digitale agisce come interfaccia tra simulazione numerica e realtà fisica, permettendo di validare modelli teorici, testare ipotesi progettuali e anticipare comportamenti critici, aumentando la robustezza e l'affidabilità del processo di sviluppo.

Questa metodologia trova particolare applicazione in ambito aerospaziale, dove è essenziale testare e comprendere a fondo il comportamento di componenti critici come gli attuatori elettromeccanici (EMA). In questi casi, l'integrazione tra banco prova fisico e modello digitale permette di valutare con precisione fenomeni come l'usura, il degrado funzionale o l'inceppamento, aspetti fondamentali per garantire

la sicurezza e l'affidabilità dei sistemi di controllo di volo.

Nel settore aerospaziale, gli EMA stanno progressivamente sostituendo i più tradizionali sistemi elettroidraulici in applicazioni secondarie, come l'azionamento di superfici mobili non critiche o del carrello di atterraggio. I vantaggi offerti da questa transizione sono molteplici: una significativa riduzione del peso complessivo, minori esigenze di manutenzione, migliore compatibilità con le architetture elettriche moderne e l'eliminazione dei fluidi idraulici, con conseguente beneficio ambientale. Tuttavia, nonostante i progressi, l'adozione degli EMA come attuatori primari nei sistemi di controllo di volo resta limitata. I principali ostacoli riguardano la loro densità di potenza relativamente inferiore rispetto agli equivalenti elettroidraulici e, soprattutto, i requisiti di affidabilità e sicurezza, particolarmente stringenti nei sistemi critici per la vita umana. In questo contesto, il rischio di *Jamming*, ovvero di bloccaggio meccanico dell'attuatore, rappresenta un potenziale evento catastrofico, capace di compromettere la stabilità e la controllabilità dell'aeromobile.

Per mitigare tale rischio, si può intervenire a livello progettuale con soluzioni meccaniche *antijamming*, che però tendono ad aumentare peso, ingombro e complessità. Un'alternativa più promettente, anche se ancora in fase di maturazione, consiste nell'integrare gli EMA con sistemi di *Prognostic and Health Management (PHM)*, in grado di monitorare lo stato di salute dei componenti critici, rilevare precocemente i sintomi di un guasto in via di sviluppo e stimare la vita utile residua del sistema. In questo modo si consentono interventi manutentivi preventivi e mirati.

Il cuore critico di molti EMA è rappresentato dalla vite a ricircolo di sfere (*Ball Screw*), responsabile della conversione del moto rotatorio in movimento lineare. La letteratura indica questo componente come il più soggetto a fenomeni di inceppamento. Per sviluppare un sistema PHM efficace e affidabile, è quindi essenziale comprendere a fondo il comportamento fisico della vite a ricircolo di sfere in condizioni sia nominali che degradate.

Nel caso in esame, è stato realizzato un banco prova completamente sensorizzato,

al fine di studiare nel dettaglio il comportamento del sistema vite-madrevite. Elemento distintivo di questo banco è la presenza di un sistema di generazione di forza esterna, in grado di riprodurre le sollecitazioni operative come le forze aerodinamiche e un meccanismo di precarico variabile, che permette di esplorare sia le prestazioni a diversi livelli di precarico, sia il degrado legato alla sua perdita progressiva. Il precarico effettivo è monitorato in tempo reale tramite una cella di carico, mentre una rete di sensori aggiuntivi consente una separazione accurata degli effetti dei vari sottosistemi, facilitando l'identificazione dei guasti.

Parallelamente, la stessa filosofia di lavoro basata sull'integrazione tra modellazione e sperimentazione viene applicata allo studio dei sistemi pneumatici, un settore in rapida evoluzione, con il potenziale di rappresentare una valida alternativa ai sistemi idraulici o elettromeccanici in numerose applicazioni mecatroniche. I sistemi pneumatici offrono vantaggi significativi: elevato rapporto peso/potenza, compattezza, semplicità costruttiva e manutentiva, elevata affidabilità e impatto ambientale minimo grazie all'utilizzo dell'aria come fluido di lavoro. Queste caratteristiche li rendono particolarmente adatti per applicazioni di controllo di posizione, dove la sicurezza intrinseca, la pulizia e la rapidità di risposta sono parametri fondamentali.

Tuttavia, quando si tratta di controllo della forza, i sistemi pneumatici presentano sfide non trascurabili. La comprimibilità dell'aria, la dinamica non lineare del flusso nelle valvole e l'attrito significativo introducono complessità tali da rendere difficile la regolazione fine della forza erogata. Per affrontare queste difficoltà, vengono adottate strategie avanzate di controllo come regolatori PID modificati, controlli adattativi e algoritmi predittivi.

In quest'ottica, anche per i sistemi pneumatici diventa indispensabile sviluppare sia modelli ad alta fedeltà, capaci di rappresentare in modo dettagliato il comportamento non lineare del sistema, sia modelli linearizzati semplici e veloci, utili nelle fasi iniziali di progettazione, tuning dei controlli e analisi preliminare delle prestazioni.

Che si tratti di prevedere un inceppamento in un EMA o di ottenere un controllo della forza stabile in un sistema pneumatico, il filo conduttore di questa ricerca è sempre lo stesso: il progresso tecnologico nasce dalla combinazione iterativa e inseparabile tra modellazione avanzata e verifica sperimentale. Solo attraverso questa sinergia è possibile raggiungere livelli elevati di affidabilità, efficienza e sicurezza nei sistemi mecatronici del futuro.

1.1 Le viti a ricircolo di sfere

Le viti a ricircolo di sfere, come mostrato in Figura 1.1, costituiscono una trasmissione meccanica che consente la conversione del moto rotatorio in moto traslatorio. La loro architettura è composta da un albero filettato (vite) ed una chiocciola filettata internamente (madrevite) all'interno della quale è presente una serie di sfere in acciaio interposte tra le filettature. Tali sfere, disposte lungo una traiettoria elicoidale, garantiscono il contatto tra la vite e la madrevite, sostituendo l'attrito radente tipico delle viti trapezoidali con un attrito volvente significativamente inferiore.

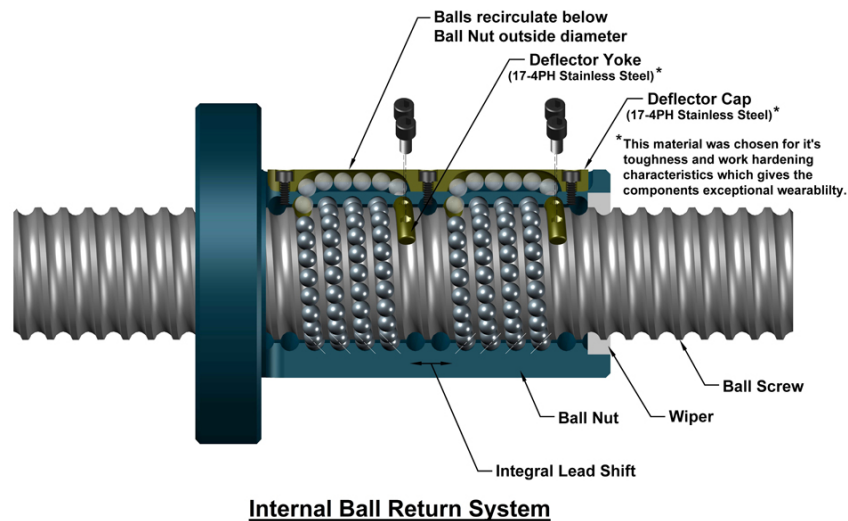


Figura 1.1: Vite a ricircolo di sfere

Il sistema è progettato affinché le sfere, una volta completato il tratto elicoidale, vengano deviate attraverso un circuito di ricircolo interno e reimmesse nel ciclo. Questo meccanismo consente di mantenere costante il funzionamento e il precarico del sistema, assicurando una distribuzione uniforme del carico e una bassa usura nel tempo. Le viti a ricircolo di sfere raggiungono rendimenti superiori al 90% e offrono elevate prestazioni in termini di ripetibilità e accuratezza di posizionamento, anche in presenza di sollecitazioni elevate.

Il precarico applicato alla madrevite permette di annullare il gioco assiale, migliorando la rigidezza complessiva del sistema e la capacità di assorbire vibrazioni e sollecitazioni dinamiche. Tuttavia, le prestazioni effettive dipendono in maniera sostanziale dalla corretta installazione, dalla qualità dei materiali impiegati, dalla lubrificazione adeguata e dall'assenza di contaminanti. Eventuali variazioni del precarico, l'aumento delle vibrazioni o delle temperature operative possono compromettere le prestazioni del sistema, accelerando i fenomeni di degrado e rendendo necessarie strategie di monitoraggio e diagnostica predittiva.

In tale contesto si colloca la realizzazione di un banco prova strumentato, finalizzato allo studio del comportamento delle viti a ricircolo di sfere in condizioni operative controllate. Il banco è progettato per emulare le condizioni reali di esercizio, introducendo volontariamente elementi di degrado quali variazioni del precarico, assenza di lubrificazione o disallineamenti meccanici, e per acquisire i segnali associati a tali condizioni tramite sensori di forza, vibrazione e temperatura. Tali segnali vengono poi confrontati con quelli generati da un modello numerico sviluppato in ambiente *Simulink*[®], il quale riproduce il comportamento dinamico del sistema fisico. Una volta calibrato sui dati sperimentali, il modello si configura come un gemello digitale (*digital twin*) del banco prova, in grado di predire le prestazioni del sistema in diversi scenari e di stimare l'evoluzione del degrado nel tempo.

Per garantire una selezione corretta di un sistema vite a ricircolo di sfere, è necessario considerare una serie di parametri tecnici che ne determinano le

prestazioni e la durata. Di seguito sono elencati i principali fattori da valutare durante la fase di progettazione:

- **Vita nominale (L_{10}):** rappresenta il numero di giri (o ore di funzionamento a velocità costante) che il 90% di un campione di viti identiche è in grado di raggiungere prima dell'insorgere di fenomeni di fatica (sfogliature) sulle superfici in rotolamento.
- **Vita utile:** è la durata effettiva di una specifica vite prima che si verifichi un cedimento funzionale, generalmente dovuto a usura, contaminazione, corrosione o degrado delle prestazioni.
- **Carico dinamico (C_a):** è il carico assiale costante e centrato che consente alla vite di raggiungere una durata di un milione di cicli. È usato nel calcolo della vita nominale.
- **Carico dinamico equivalente:** rappresenta un carico assiale ipotetico, costante in valore e direzione, che produce lo stesso effetto dei carichi reali sulla durata della vite. È determinato a partire da tutte le forze agenti nel ciclo operativo.
- **Carico variabile:** quando il carico cambia durante il funzionamento, si calcola un carico dinamico equivalente medio. Vanno considerate anche condizioni anomale come urti, disallineamenti o carichi irregolari.
- **Carico statico (C_{0a}):** è il carico assiale statico che genera una deformazione teorica pari a 0,0001 volte il diametro dei corpi volventi. È fondamentale in applicazioni a bassa velocità o con carichi intermittenti.
- **Velocità critica:** è la velocità di rotazione oltre la quale la vite può entrare in risonanza. Dipende dal tipo di supporto e richiede l'applicazione di un fattore di sicurezza (tipicamente 0,8).

- **Velocità limite:** è la massima velocità ammissibile in condizioni ottimali (lubrificazione, precarico, carico leggero). Un funzionamento continuo a tale velocità può ridurre significativamente la durata del sistema.
- **Rendimento e reversibilità:** il rendimento dipende da geometria, angolo d'elica, finitura e condizioni operative. Le viti a sfere sono generalmente reversibili, motivo per cui è necessario prevedere freni o riduttori per evitare movimenti indesiderati.
- **Coppia di spunto:** è la coppia minima necessaria per iniziare il movimento, superando l'inerzia complessiva e l'attrito interno del sistema. All'avvio, il coefficiente d'attrito statico può essere il doppio di quello dinamico.
- **Gioco assiale e precarico:** il precarico tra due mezze madreviti consente di eliminare il gioco assiale, migliorando la rigidezza e la precisione sotto carico. Il metodo di precarico (elastico o rigido) influisce sulla coppia di resistenza iniziale.

In alternativa alle viti a ricircolo di sfere, in applicazioni caratterizzate da requisiti ancora più stringenti in termini di capacità di carico e velocità operativa, si può ricorrere alle viti a rulli satelliti, Figura 1.2.

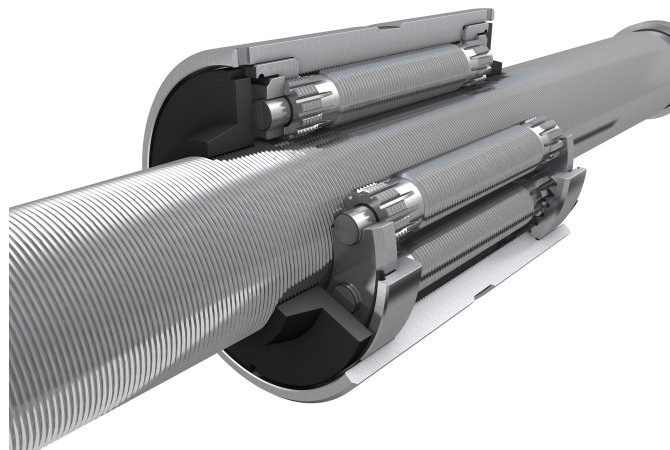


Figura 1.2: Vite a rulli satelliti

Queste ultime impiegano rulli filettati in luogo delle sfere, con una maggiore superficie di contatto che consente di ridurre ulteriormente l'usura e incrementare la capacità di trasmissione. Tuttavia, la loro maggiore complessità costruttiva e i costi elevati ne limitano l'utilizzo a casi particolarmente critici. Le viti a ricircolo di sfere, pertanto, continuano a rappresentare la soluzione preferenziale nei sistemi di posizionamento ad alta precisione, grazie al favorevole compromesso tra rendimento, affidabilità e semplicità di controllo.

I sistemi come le viti a ricircolo di sfere sono il cuore degli attuatori elettromeccanici lineari progettati per trasformare il movimento rotatorio di un motore elettrico in un moto lineare. Gli *EMA lineari*, come mostrato in Figura 1.3, sono costituiti da un modulo meccanico di attuazione e da un'unità elettronica di controllo *ECU*. Il modulo di attuazione comprende componenti meccanici e un servomotore, converte l'energia elettrica in energia meccanica mentre l'ECU gestisce l'alimentazione e i segnali di comando.

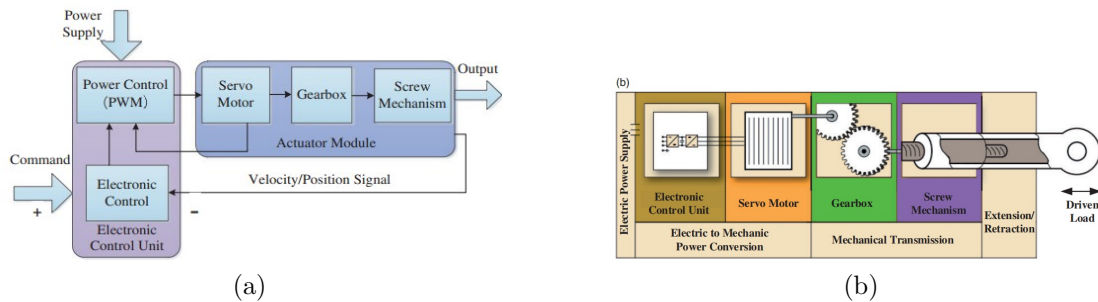


Figura 1.3: Schema EMA [1]

Le funzioni dei singoli componenti sono descritte di seguito:

- **Servo motor** Il cuore dell'EMA è il servo motor, un motore elettrico ad alta densità di potenza e compatto, capace di erogare le coppie e le velocità richieste per muovere la superficie di controllo. A bordo, la scelta tra motore sincrono a magneti permanenti, brushless DC o a riluttanza permanente dipende dal tipo di alimentazione disponibile e dai requisiti di affidabilità e smaltimento termico. Il controller del motore, tramite modulazione di larghezza di impulso

(PWM) e dispositivi di potenza, regola in tempo reale velocità e direzione di rotazione in risposta ai comandi dell'ECU.

- **Gearbox** Tra il motore e il meccanismo a vite viene spesso inserito un riduttore, che trasforma l'alta velocità/bassa coppia in bassa velocità/alta coppia. Le soluzioni più diffuse sono i riduttori armonici, cicloidali o planetari, scelti per la loro compattezza, l'assenza di gioco (*backlash*) e l'elevata efficienza. Occorre però considerare che, soprattutto con i riduttori planetari, il rapporto di riduzione inferiore sposta una quota significativa della massa complessiva sull'albero motore, influenzando l'ottimizzazione globale del peso.
- **Meccanismo a vite** Il meccanismo a vite converte il moto rotatorio modificato dal riduttore in moto lineare, generando la forza necessaria per muovere la superficie di volo. Le varianti principali sono la vite a ricircolo di sfere, nota per efficienza e gioco pressoché nullo, e la vite a rulli planetari, dotata di maggiore capacità di carico e rigidità. A parità di forza applicata, una vite a passo minore e un rapporto di trasmissione più elevato consentono di ridurre la massa totale.
- **Electronic Control Unit (ECU)** L'ECU, gestisce la generazione dei segnali PWM per regolare la corrente al motore in funzione dei comandi di posizione o coppia ricevuti. Riceve in ingresso i dati provenienti dai sensori di posizione e carico e li elabora per chiudere i loop di controllo e garantire la protezione da sovraccarichi o surriscaldamenti. In questo modo l'ECU rappresenta il cervello dell'EMA, coordinando dinamica e sicurezza.

In generale è possibile distinguere due architetture differenti:

- **Configurazione gear-drive:** il riduttore assicura elevate prestazioni ma introduce un punto di possibile blocco meccanico, rendendo questa soluzione inadatta ai comandi primari di volo se non opportunamente ridondata. Per tale ragione è più frequente in applicazioni secondarie, dove cicli di lavoro e rischi sono inferiori.

- **Configurazione direct-drive:** elimina il riduttore, riducendo il rischio di jamming e l'inerzia complessiva, tuttavia richiede un motore con coppia molto elevata e controlli più sofisticati al fine di gestire disturbi e mantenere la precisione di posizionamento.

1.2 L'insorgenza dei guasti

L'impiego di organi meccanici rotanti a contatto metallo-su-metallo per la trasmissione del moto, pur garantendo elevata precisione e rigidità, introduce il rischio di danneggiamenti superficiali che possono sfociare in situazioni critiche. In particolare, il fenomeno del jamming (bloccaggio) rappresenta una delle principali minacce alla sicurezza operativa. Quando il contatto tra superfici supera la vita utile, oppure in presenza di contaminanti o lubrificazione insufficiente, la sfera o il pattino rimangono incastrati nella sede di scorrimento. Questo genera un brusco innalzamento della temperatura nella zona di contatto, poiché lo strisciamento sostituisce il regolare rotolamento, con la possibilità di provocare guasti improvvisi dell'attuatore. Al fine di consentire un monitoraggio tempestivo, si sfruttano indicatori quali l'aumento dei carichi applicati o la variazione del profilo termico: il rilevamento di un'anomalia termica, infatti, segnala che il componente sta lavorando in condizioni non ottimali. Statisticamente, la probabilità di grippaggio in questi sistemi è bassa ma comunque incompatibile con i requisiti di sicurezza dei comandi primari di volo.

Proprio a causa del rischio di jamming, le architetture tradizionali gear-drive non sono ancora state adottate per l'attuazione dei comandi primari. Al contrario, in impieghi a minor criticità (spoiler, flap secondari) o in altri sottosistemi di bordo si possono già trovare EMA equipaggiati con riduttori. Per estendere questa tecnologia ai comandi di volo principali, è nata l'idea di impiegare la configurazione direct-drive, che elimina totalmente gli stadi intermedi di ingranaggi tra motore e vite. In questa soluzione, il motore è accoppiato direttamente ad una vite a basso

passo, capace di garantire elevate capacità di carico e un rapporto di trasmissione interno già sufficientemente alto. L'assenza di riduttori riduce drasticamente la sensibilità meccanica al jamming, abbassa l'inerzia complessiva del sistema e incrementa l'efficienza e l'affidabilità dell'attuatore.

Per migliorare ulteriormente la resilienza dei sistemi EMA sono stati sviluppati gli EMA jam-tolerant, ossia attuatori in grado di continuare a svolgere la loro funzione anche quando uno dei componenti soffre di grippaggio. Le soluzioni proposte si dividono in due famiglie: la prima adotta meccanismi ridondanti come ingranaggi o frizioni supplementari che subentrano automaticamente se il componente principale si blocca, garantendo comunque un moto ridotto ma continuo; la seconda, più semplice, integra funzioni di prognostica che rilevano anticipatamente il deterioramento critico di un componente, permettendone la sostituzione programmata prima del guasto vero e proprio. Questa seconda tipologia è già in uso su velivoli militari o UAV, l'autonomia di missione tollera leggere degradazioni di prestazione purché non compromettano la riuscita complessiva.

Ad oggi sono diversi i programmi aeronautici “more-electric”. In particolare, i dimostratori UAV e i velivoli di nuova generazione stanno adottando architetture avanzate basate su attuatori elettromeccanici dotati di logiche *fault-tolerant* e, in alcuni casi, di meccanismi specifici per la *jamming-tolerance*.

1.3 I comandi di volo

I comandi di volo rappresentano una componente fondamentale degli impianti di bordo di un velivolo, in quanto assicurano la controllabilità e la manovrabilità durante tutte le fasi del volo. Il loro compito principale è consentire al pilota di modificare l'assetto dell'aereo, regolando l'inclinazione lungo i tre assi per eseguire manovre o stabilizzare la traiettoria.

La tecnologia utilizzata per il controllo delle superfici aerodinamiche dipende da diversi fattori, tra cui la categoria del velivolo, le sue dimensioni e la velocità

operativa. Nei velivoli dell'aviazione generale, tipicamente leggeri e di prestazioni moderate, i sistemi di comando sono solitamente puramente meccanici, basati su un insieme di leve, cavi e aste rigide. In questo schema classico il movimento del pilota sulla cloche o sulla pedaliera viene trasmesso meccanicamente a un sistema di rinvii che arriva fino alla superficie di governo (alettoni, timone, equilibratore). La forza necessaria per comandare tali superfici dipende da variabili come la velocità dell'aeromobile, l'angolo di deflessione richiesto e la superficie aerodinamica coinvolta. Tuttavia, all'aumentare delle dimensioni del velivolo e delle velocità di volo, la resistenza aerodinamica diventa tale da rendere insostenibile lo sforzo diretto da parte del pilota. In questi casi, è necessario introdurre un sistema di asservimento o potenziamento del comando, che utilizza fonti di energia ausiliaria, tipicamente idraulica o elettrica, per fornire la forza necessaria ad azionare efficacemente le superfici mobili.

L'introduzione dei servocomandi ha aperto la strada a una nuova generazione di sistemi di controllo attivo. In virtù di ciò, oggi è possibile non solo alleggerire lo sforzo del pilota, ma anche implementare funzioni avanzate come:

- la riduzione automatica dei carichi aerodinamici in volo;
- la guida automatica (*autopilot*);
- la stabilizzazione attiva dell'aeromobile;
- la protezione dell'involuppo di volo, ovvero il rispetto dei limiti strutturali e aerodinamici entro cui il velivolo può operare in sicurezza.

I sistemi più evoluti, oggi installati su tutti i moderni aerei commerciali e militari, si basano sulla filosofia del *fly-by-wire* (*FBW*): il comando del pilota non viene trasmesso meccanicamente, ma attraverso segnali elettrici elaborati da un sistema di calcolatori ridondanti, che generano comandi attuativi per le superfici mobili. Questa soluzione riduce peso e complessità meccanica, aumenta la precisione, introduce logiche di controllo avanzate e consente una maggiore integrazione con i sistemi di bordo.



Figura 1.4: Assi del velivolo

I movimenti dell'aeromobile sono riferiti a un sistema tridimensionale di assi detti assi *body*, ortogonali tra loro e passanti per il baricentro del velivolo, Figura 1.4:

- Asse Y (trasversale o di beccheggio – pitch): attraversa il velivolo lateralmente, da un'ala all'altra. L'oscillazione attorno a quest'asse modifica l'assetto longitudinale: se la prua si alza, si parla di *cabrata* (*nose-up*); se si abbassa, di *picchiata* (*nose-down*). Il controllo su questo asse avviene tramite l'elevator (equilibratore).
- Asse X (longitudinale o di rollio – roll): orientato lungo la fusoliera, da prua a poppa. Il movimento attorno a questo asse fa ruotare lateralmente l'aereo, sollevando un'ala e abbassando l'altra: questo è il movimento di rollio, controllato tramite gli ailerons (alettoni).
- Asse Z (verticale o di imbardata – yaw): passa verticalmente attraverso il baricentro. Il movimento di imbardata consiste nella rotazione del velivolo in pianta, ovvero nell'avanzamento di un'ala rispetto all'altra. È regolato dal rudder (timone verticale).

Questi tre assi costituiscono il riferimento per ogni sistema di controllo del volo, manuale o automatico, e ogni superficie di governo è associata a uno specifico grado di libertà.

Gli aeromobili sono equipaggiati con un insieme di superfici mobili fondamentali per garantire la manovrabilità e il controllo dell'assetto durante tutte le fasi del

volo. Queste superfici si suddividono in tre categorie principali: comandi di volo primari, comandi secondari e superfici ausiliarie, ognuna con funzioni specifiche nel controllo dell'aeromobile, Figura 1.5.

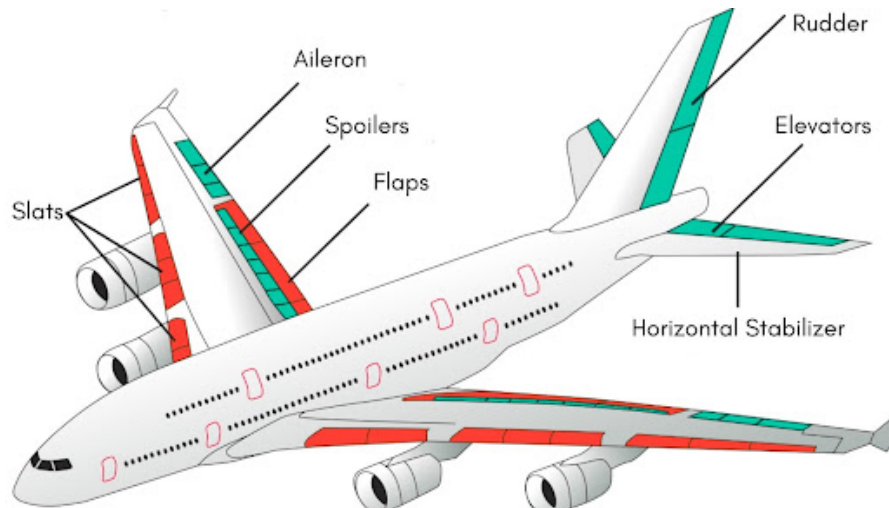


Figura 1.5: Superfici di controllo

1.3.1 Comandi di volo primari

I comandi di volo primari sono quelli destinati a governare direttamente il movimento del velivolo rispetto ai tre assi principali di riferimento. Per garantire un controllo accurato e continuo dell'assetto, i comandi primari sono assistiti da sistemi altamente affidabili e ridondanti. Le superfici coinvolte sono:

- *Alettoni (ailerons)*: montati sul bordo d'uscita delle ali, in prossimità delle estremità, agiscono in modo differenziale generando una variazione di portanza tra le due semiali. Ciò provoca una rotazione del velivolo attorno all'asse longitudinale, producendo il movimento di *rollio*.
- *Equilibratore (elevator)*: situato sul bordo d'uscita dello stabilizzatore orizzontale, consente di variare la portanza nella coda del velivolo e controlla il movimento di *beccheggio*, ovvero la rotazione attorno all'asse trasversale.

- *Timone di direzione (rudder)*: è la superficie mobile posta sul bordo d'uscita dello stabilizzatore verticale. La sua deflessione genera un momento attorno all'asse verticale e controlla il movimento di *imbardata*.



(a) C-141



(b) A-320



(c) Convertiplano

Figura 1.6: Velivoli test per EMA nei comandi principali

A partire dagli anni '80, diversi progetti hanno sperimentato gli EMA in sostituzione degli attuatori idraulici, con l'obiettivo di validarne l'affidabilità e la sicurezza. Tra i risultati rilevanti, Figura 1.6, su un C-141 è stato testato un EMA lineare doppio per l'alettone sinistro, al posto del tradizionale sistema idraulico,[2]. Nei progetti EPAD[3] e EMAS[4], si sono analizzate le prestazioni termiche e meccaniche degli EMA in condizioni di volo prolungato e carichi costanti, evidenziando limiti operativi in termini di surriscaldamento. In ambito civile, il progetto COVADIS[5] ha visto il primo volo di un A320 con un EMA sull'alettone destro, accumulando diverse ore e cicli di volo senza allarmi, raggiungendo un buon livello di maturità tecnologica. In ambito elicotteristico, attraverso i programmi HEAT e HEMAS[6], sono stati sviluppati EMA al fine di ridurre il rischio di bloccaggio

nelle trasmissioni meccaniche, e il Project Zero[7] ha dimostrato l'uso dell'EMA per il controllo individuale delle pale (IBC) in un convertiplano.

Nonostante i significativi progressi tecnologici e le numerose dimostrazioni, gli EMA non sono ancora considerati sufficientemente sicuri per essere utilizzati nei controlli primari di volo, principalmente a causa del rischio di jamming. Attualmente, sono considerati adatti solo per applicazioni a bassa potenza, e l'adozione su larga scala in aviazione richiederà ulteriori sviluppi e validazioni.

1.3.2 Comandi di volo secondari

I comandi secondari non intervengono direttamente sul controllo dell'assetto, ma supportano e ottimizzano l'azione dei comandi primari, contribuendo a migliorare la stabilità e le prestazioni aerodinamiche del velivolo. Il loro scopo è compensare le variazioni di carico, velocità o condizioni operative, mantenendo il corretto bilanciamento dell'aeromobile. I principali comandi secondari includono:

- *Stabilizzatore*: è una superficie regolabile che consente la compensazione longitudinale dell'aereo senza richiedere deflessioni continue dell'equilibratore. Varia l'angolo di calettamento dello stabilizzatore, spostando virtualmente il baricentro aerodinamico.
- *Alette* (o *tabs*): sono superfici ausiliarie di piccole dimensioni montate sulle superfici principali di controllo. Possono essere di diverso tipo:
 - *Trim tab* (alettoni correttori): regolano lo sforzo a comando neutro per alleggerire il carico sul pilota;
 - *Balance tab*: aiutano a ridurre lo sforzo necessario per muovere una superficie;
 - *Anti-servo tab* (o scompensatrici): aumentano la forza di ritorno proporzionalmente alla deflessione, migliorando la sensibilità e la stabilità.

I comandi ausiliari comprendono dispositivi utilizzati per modificare temporaneamente le caratteristiche aerodinamiche dell'ala, allo scopo di aumentare la portanza o la resistenza aerodinamica. Sono impiegati principalmente durante le fasi critiche del volo, come il decollo, l'atterraggio o le manovre di frenata. Le principali superfici ausiliarie sono:

- *Ipersostentatori*: dispositivi che aumentano la portanza modificando il profilo dell'ala, fondamentali per consentire il volo a bassa velocità. Si distinguono in:
 - *Flaps*: posizionati sul bordo d'uscita dell'ala, aumentano la curvatura del profilo alare;
 - *Slats* o *slots*: collocati sul bordo d'entrata dell'ala, migliorano l'angolo d'attacco massimo ritardando lo stallo.
- *Aerofreni* (speed brakes): collocati generalmente sul dorso alare o sulla fusoliera, la loro estensione aumenta notevolmente la resistenza aerodinamica, permettendo una rapida riduzione della velocità.
- *Diruttori* (spoilers): dispositivi simili agli aerofreni, che agiscono riducendo la portanza e aumentando la resistenza. Possono essere impiegati sia per la frenata che per il controllo laterale (rollio) o per agevolare la discesa.

Capitolo 2

Stato dell'arte

Il nucleo centrale di questa tesi è rappresentato dallo studio dei sistemi pneumatici, una tecnologia che sta guadagnando crescente attenzione per il suo potenziale applicativo in ambiti in cui tradizionalmente dominano soluzioni idrauliche o elettromeccaniche. I sistemi pneumatici costituiscono, infatti, un ambito di ricerca estremamente dinamico, capace di offrire vantaggi significativi in termini di compattezza, in particolare con attuatori senza stelo, elevato rapporto peso/potenza e affidabilità operativa. Inoltre, presentano una manutenzione ridotta e, grazie all'alto grado di standardizzazione e alla semplicità di assemblaggio, risultano ideali per la realizzazione di sistemi modulari. L'uso dell'aria compressa come fluido di lavoro contribuisce ulteriormente alla sicurezza e alla sostenibilità del sistema, configurandolo come una soluzione pulita e affidabile.

Tuttavia, l'impiego dei sistemi pneumatici è spesso limitato da una serie di non linearità intrinseche che ne rendono complessa la modellazione e il controllo. La comprimibilità dell'aria, ad esempio, influisce direttamente sulla variazione di pressione nelle camere del cilindro, introducendo ritardi nella risposta del sistema. A ciò si associano fenomeni termici legati alla compressione e all'espansione del fluido, che, in funzione della frequenza operativa, possono determinare un comportamento isoterma o adiabatico, incidendo sulla rigidità dell'attuatore.

Ulteriori elementi di non linearità derivano dal comportamento del flusso d'aria attraverso le valvole, descritto da equazioni non lineari conformi alla norma ISO 6358. La portata, infatti, dipende dalla conduttanza sonica e dal rapporto critico di pressione, con transizioni tra regime sonico e subsonico. Anche l'attrito nei cilindri pneumatici rappresenta una fonte rilevante di non linearità, generando fenomeni come isteresi e stick-slip, che richiedono modelli specifici per essere descritti accuratamente.

Queste complessità rendono problematica l'adozione di tecniche di controllo convenzionali, come i regolatori PID, i cui parametri ottimali variano sensibilmente al variare delle condizioni operative. Infine, anche le perdite di carico nei condotti e nei componenti di connessione introducono ritardi e alterazioni dinamiche difficili da modellare in modo lineare.

La letteratura scientifica ha dedicato ampio spazio all'analisi di queste problematiche, con particolare attenzione alle dinamiche dell'aria compressa, ai modelli di attrito, agli aspetti termodinamici e alle sfide nel controllo, proponendo approcci avanzati per affrontare le diverse sfide dei sistemi pneumatici.

2.1 Caratterizzazione della portata attraverso le valvole

Nel contesto della simulazione dei sistemi pneumatici, un aspetto cruciale è la corretta caratterizzazione del flusso d'aria attraverso le valvole, in quanto essa incide direttamente sulla precisione dei modelli. A tal fine, i progettisti si avvalgono delle informazioni tecniche fornite dai produttori, contenute nei rispettivi cataloghi. Tuttavia, in passato, la mancanza di criteri uniformi nella descrizione delle prestazioni delle valvole rendeva difficoltoso il confronto tra prodotti di marche differenti, oltre a introdurre incertezze nell'inserimento dei dati nei software di simulazione.

Per ovviare a questa disomogeneità, la norma **ISO 6358** ha introdotto una metodologia standardizzata per descrivere il comportamento del flusso d'aria,

individuando due parametri fondamentali:

- **Conduttanza sonora C** : esprime la capacità della valvola di far passare il flusso d'aria. Un valore più elevato di C corrisponde a una maggiore portata.
- **Rapporto critico di pressione b** : rappresenta il valore oltre il quale la portata massima non aumenta ulteriormente, anche se la pressione a monte continua a crescere.

Nonostante ciò, molti costruttori continuano a fornire i dati in termini di *coefficiente di flusso* K_v (secondo lo standard VDI/VDE 2173) e *portata volumetrica nominale* Q_N , parametri non immediatamente convertibili nei termini previsti dalla ISO 6358. A tal proposito, **Kiczowski** [8] ha proposto due algoritmi che permettono di calcolare C e b a partire dai dati più comunemente riportati nei cataloghi commerciali, facilitando così il confronto oggettivo tra diverse valvole e supportando il progettista nella scelta ottimale dei componenti.

La corretta misurazione sperimentale della conduttanza sonora e del rapporto critico di pressione è un requisito imprescindibile per la caratterizzazione dei componenti pneumatici. La norma ISO 6358 prevede l'utilizzo di strumentazione sofisticata e condizioni di *flusso stazionario*, pur comportando elevati consumi d'aria. Metodi alternativi, come quello basato sullo *scarico isoterma*, risultano affetti da limitazioni di precisione legate alle variazioni di temperatura durante le prime fasi dello scarico.

Per superare tali criticità, **Zhao et al.** [9] hanno introdotto un metodo innovativo basato sull'analisi degli *esponenti politropici istantanei*. Durante lo scarico rapido, la pressione nel serbatoio diminuisce bruscamente, generando un raffreddamento significativo e potenziali errori di misurazione. Gli autori hanno osservato che l'esponente politropico varia sensibilmente nelle fasi iniziali del flusso sonico, stabilizzandosi successivamente in regime subsonico. Sulla base di questa osservazione, è stata sviluppata un'approssimazione polinomiale che rende possibile un calcolo più

accurato dei parametri C e b . I risultati sperimentali ottenuti confermano che l'approccio basato sugli esponenti politropici consente di migliorare significativamente la precisione nella stima della portata, rispetto ai metodi tradizionali.

Numerose sono le formulazioni alternative proposte in letteratura per la determinazione della conduttanza sonora. **Yang et al.** [10], ad esempio, hanno sviluppato una nuova espressione analitica per orifici caratterizzati da un basso rapporto lunghezza/diametro, separando le perdite locali da quelle dovute all'attrito e avvalendosi di coefficienti sperimentali medi. Il modello assume un valore fisso del rapporto critico di pressione pari a 0,5, semplificando l'approccio matematico pur mantenendo una buona coerenza con i dati sperimentali.

Un metodo innovativo è stato proposto da **Righettini et al.** [11], noto come *metodo della velocità stazionaria*. L'idea alla base è che, in condizioni stazionarie, il flusso d'aria attraverso una valvola sia direttamente correlato alla velocità del pistone, la quale dipende dalla differenza di pressione tra le camere dell'attuatore e, a sua volta, dalla portata massica. Questa relazione è descritta mediante un'equazione differenziale del terzo ordine. Il metodo consente quindi di calcolare la conduttanza sonora conoscendo esclusivamente la velocità del pistone, a condizione che il regime sia stazionario, il flusso sia sonico e l'attrito cilindro-guarnizione trascurabile. Rispetto alla ISO 6358, presenta diversi vantaggi:

- Misurazione direttamente sull'attuatore;
- Ridotto consumo d'aria, grazie all'assenza della necessità di grandi portate;
- Maggiore rapidità, in quanto la conduttanza può essere stimata durante il normale funzionamento del sistema;
- Necessità di strumentazione minima (è sufficiente un trasduttore di posizione).

Il confronto con la metodologia ISO ha mostrato un errore massimo del 7% nella stima della conduttanza, confermando la validità dell'approccio.

Data la complessità del flusso nei sistemi pneumatici, diversi autori hanno proposto modelli teorici per descrivere il fenomeno con maggiore accuratezza.

Miatliuk et al. [12] hanno condotto una valutazione sperimentale dei principali modelli di flusso presenti in letteratura, evidenziando come approcci classici, quali *Saint Venant e Wantzel* o lo standard *ISO 8778*, tendano a sovrastimare la portata, mentre modelli più recenti, come quelli proposti da *Sanville, Miatliuk e Autushko*, risultano più accurati.

In una recente analisi, **Costa** [13] ha confrontato tre modelli: il primo assume il fluido incomprimibile (valido per velocità inferiori a 0,3 Mach), il secondo corrisponde alla formulazione *ISO 6358*, mentre il terzo è una sua semplificazione lineare. I risultati sperimentali evidenziano che i primi due modelli forniscono previsioni analoghe, mentre la versione semplificata mostra minore precisione.

Infine, una proposta alternativa è stata avanzata da **Rao et al.** [14], i quali hanno esplorato diverse funzioni matematiche per modellare il flusso attraverso orifizi, individuando nella *funzione bipolinomiale del secondo ordine* la forma che meglio approssima i dati sperimentali.

2.2 Modellazione dei sistemi pneumatici

La modellazione dei sistemi pneumatici è un tema ampiamente trattato in letteratura, con approcci e livelli di dettaglio differenti in base ai componenti considerati e agli obiettivi dell'analisi. Le strategie modellistiche variano dalla semplice rappresentazione cinematica fino a descrizioni complesse, che includono aspetti termodinamici, elettromeccanici e fluidodinamici.

Lopez et al. [15] propongono un modello orientato allo studio di meccanismi pneumaticamente azionati. In particolare, analizzano due configurazioni: una barra incernierata mossa da un cilindro pneumatico e un meccanismo a quadrilatero articolato, in cui il collegamento d'ingresso è azionato pneumaticamente. Sono state condotte sia un'analisi cinematica sia una dinamica del sistema. Successivamente, viene introdotta una modellazione termodinamica del comportamento dell'aria, trattata come gas perfetto e trascurando eventuali perdite nel cilindro. Le equazioni

non lineari risultanti sono risolte numericamente mediante il metodo di Runge-Kutta. Il modello teorico è stato validato attraverso un confronto sperimentale con un prototipo fisico, evidenziando uno scostamento massimo del 3% rispetto ai dati simulati.

Un approccio differente è adottato da Aguilera-Gomez et al.[16], i quali si concentrano sulla modellazione di sistemi pneumatici all'interno di dispositivi massa-molla-smorzatore. Il modello incorpora un'accurata rappresentazione dell'attrito, includendo sia una componente di tipo coulombiano sia una dipendente dalla velocità, al fine di riprodurre realisticamente il comportamento dinamico del sistema.

Gastaldi et al.[17] affrontano lo studio del comportamento statico e dinamico di una valvola pneumatica proporzionale 5/3 in configurazione *open-loop*. L'analisi si focalizza sull'effetto dello spostamento dello *spool* nel controllo dell'attuatore, con l'obiettivo di prevedere le grandezze elettromagnetiche, meccaniche e fluidodinamiche del sistema. Questa modellazione risulta particolarmente utile per l'identificazione in tempo reale di eventuali anomalie o danni. Tuttavia, l'assenza di un sistema di retroazione limita la precisione nel controllo della portata e della pressione, influenzando negativamente le prestazioni complessive.

Un altro aspetto critico nella modellazione riguarda le tubazioni pneumatiche, responsabili di perdite di carico nei circuiti di potenza e di ritardi nei sistemi di controllo. A tal proposito, Kaminski [12] sviluppa un modello specifico per sistemi pneumatici eterogenei, cioè costituiti da elementi idraulici, elettrici e meccanici integrati. Il modello si basa sulle equazioni di Navier-Stokes in forma unidimensionale, tenendo conto della comprimibilità del fluido e degli scambi termici per convezione forzata con le pareti interne del tubo. La validazione è stata condotta tramite confronto tra dati sperimentali e risultati simulati, utilizzando il test di Kolmogorov-Smirnov. I risultati ottenuti hanno confermato l'efficacia del modello nella riproduzione dei transitori di pressione nei sistemi pneumatici reali.

2.3 Strategie di controllo nei sistemi pneumatici

Il controllo dei sistemi pneumatici rappresenta un ambito di ricerca fondamentale, a causa della complessità dinamica e della natura fortemente non lineare di tali sistemi. Le soluzioni tradizionali, come i controllori PID, risultano spesso inadeguate per garantire precisione e robustezza, rendendo necessaria l'adozione di tecniche di controllo avanzate.

Saravanakumar et al. [18] evidenziano come il controllo di posizione sia ostacolato dalle variazioni non lineari della pressione, sottolineando i limiti del controllo PID tradizionale. Gli autori suggeriscono l'introduzione di controllori avanzati capaci di adattarsi dinamicamente alle variazioni di sistema.

Hashimoto et al.[19] propongono una variante del controllore PID con taratura automatica dei guadagni, pensato per sistemi affetti da elevati ritardi temporali, come i cilindri pneumatici. Il metodo si avvale della Sliding Discrete Fourier Transform (DFT) e della trasformata di Hilbert per regolare automaticamente i parametri del controllore, riducendo l'errore tra la risposta in frequenza del sistema reale e quella del sistema open-loop di riferimento.

Zhao et al.[20] introducono l'*Active Disturbance Rejection Control* (ADRC), una tecnica non dipendente da un modello matematico accurato, capace di gestire efficacemente disturbi e incertezze. L'ADRC si compone di tre elementi: *tracking differentiator*, *extended state observer* (ESO) e *state error feedback controller*. Tuttavia, la corretta definizione dei parametri dell'ESO rappresenta una sfida progettuale significativa. Per superare tale limite, gli autori integrano l'ADRC con una *Least Squares Support Vector Machine* (LSSVM), tecnica di apprendimento automatico impiegata per stimare in tempo reale i disturbi. I test comparativi con un PID e un ADRC standard, effettuati su segnali di tipo *step* e *sinusoidale* soggetti a disturbi improvvisi, dimostrano che il sistema proposto garantisce una risposta più rapida, assenza di overshoot e maggiore robustezza.

Kawashima et al. [16] analizzano l'influenza del grado di ricoprimento delle valvole sulle prestazioni del controllo. Attraverso una modellazione basata sul

metodo dello scarico isoterma, mostrano come un ricoprimento positivo introduca distorsioni nel moto sinusoidale del cilindro. Per mitigare tali effetti, vengono proposti due controllori: un controllore PDD^2 (Proporzionale-Derivativo-Derivativo secondo) e un controllore *ripetitivo*. Il primo migliora la risposta dinamica, ma non elimina completamente gli errori, soprattutto in corrispondenza dei picchi della traiettoria. Il controllo ripetitivo, invece, memorizza gli errori in ogni ciclo e li corregge progressivamente, migliorando l'inseguimento del riferimento e compensando efficacemente l'effetto del ricoprimento.

Ali et al.[21] esplorano l'utilizzo di reti neurali per il controllo di sistemi pneumatici, evidenziandone la capacità di adattarsi alle non linearità del sistema e a condizioni di carico variabili, anche in assenza di un modello matematico esatto. Viene proposta una rete neurale a due strati, addestrata tramite l'algoritmo di Levenberg-Marquardt, che riceve in input segnali di pressione, posizione e velocità, producendo in output la previsione della posizione del pistone o della pressione richiesta. I risultati mostrano buone prestazioni a basse velocità e in presenza di disturbi.

Per quanto riguarda il controllo di forza, Khayati et al.[22] sviluppano una strategia basata sulla linearizzazione tramite retroazione e successiva ottimizzazione mediante disuguaglianze matriciali lineari (LMI). Il controllo è articolato in due fasi: la prima consiste nella linearizzazione del sistema attraverso segnali di feedback, mentre la seconda si articola nella progettazione di un controllore PI ottimizzato. Le LMI garantiscono la stabilità del sistema (autovalori negativi) e sono impiegate per risolvere due problemi di ottimizzazione: la minimizzazione della norma dell'errore (riduzione dell'energia del disturbo) e la minimizzazione del guadagno *peak-to-peak* (limitazione dell'errore massimo). La combinazione delle due strategie consente un buon compromesso tra precisione e robustezza.

Sorli et al.[23] indagano l'effetto della conduttanza delle valvole sulle caratteristiche statiche e dinamiche del sistema, mediante un'analisi adimensionale che consente di generalizzare i risultati ottenuti. È stato identificato un intervallo

operativo nel quale il servosistema è in grado di controllare efficacemente la forza anche in presenza di disturbi di velocità.

Infine, Rao et al.[14] propongono un controllo non lineare di posizione mediante tecnica *backstepping*, applicata a un sistema MISO (Multiple Input, Single Output) in cui quattro segnali controllano valvole proporzionali per regolare il flusso nelle camere di un cilindro pneumatico. La tecnica consiste nella definizione e stabilizzazione progressiva di errori intermedi (posizione, velocità, accelerazione), utilizzando la funzione di Lyapunov per garantire la convergenza del sistema verso l'equilibrio. Dopo la validazione del modello in *open-loop*, il controllore è stato testato in *closed-loop* su traiettorie sinusoidali, a rampa e a S, mostrando elevate prestazioni nel controllo di posizione.

Oltre ai metodi già citati, Saravanakumar et al.[18] menzionano la possibilità di impiegare logiche *fuzzy* per il controllo di sistemi pneumatici. Tali approcci non richiedono una modellazione accurata e sono capaci di adattarsi efficacemente a variazioni parametriche e disturbi, offrendo una valida alternativa per il controllo robusto.

2.4 Modelli termici e dinamiche energetiche

Come precedentemente evidenziato, la corretta modellazione della termodinamica nei sistemi pneumatici è fondamentale per una rappresentazione realistica del comportamento del sistema. Tao et al.[24] propongono un modello termodinamico fondato sull'equazione di stato dei gas perfetti, sulla conservazione della massa e sul primo principio della termodinamica. Il trasferimento di calore tra il gas e le pareti del cilindro è modellato come un processo convettivo, con coefficienti determinati sperimentalmente attraverso la tecnica dello *stop method*. Quest'ultima consiste nell'interruzione improvvisa del flusso d'aria, consentendo la stima della temperatura iniziale tramite la legge di Charles.

Per quanto riguarda la dinamica del pistone, è stato impiegato il modello di

attrito di tipo LuGre, capace di rappresentare accuratamente la transizione tra attrito statico e dinamico, includendo l'effetto Stribeck. I parametri di attrito sono stati identificati mediante prove sperimentali. Il modello completo è stato validato attraverso test di laboratorio, valutando la risposta in anello chiuso del sistema a un segnale a gradino applicato alla valvola proporzionale. I risultati ottenuti indicano che il modello proposto risulta sufficientemente accurato per applicazioni di controllo di posizione.

Un ulteriore contributo è fornito da Sorli et al.[23], che confrontano due metodologie per la modellazione termodinamica di un attuatore pneumatico a doppio effetto: una basata su una trasformazione politropica e l'altra su un approccio *bond graph*. Il primo modello, implementato in MATLAB, riceve in ingresso la forza esterna e restituisce come uscite la pressione nelle camere e la posizione/velocità del pistone. I risultati mostrano che il coefficiente politropico ha un impatto rilevante soprattutto in sistemi con valvole di piccole dimensioni o operanti a frequenze elevate. Tuttavia, tale modello presenta limiti legati all'assunzione di un coefficiente politropico costante e alla trascurata interazione termica tra aria e pareti del cilindro.

Il modello *bond graph*, invece, fornisce una descrizione più accurata della dinamica dell'attuatore pneumatico, in quanto calcola esplicitamente la pressione e la temperatura nelle camere, evitando assunzioni semplificative. Inoltre, include gli scambi termici con le pareti, rendendo possibile la simulazione di comportamenti in condizioni quasi isoterme (bassa frequenza) e quasi adiabatiche (alta frequenza). Questo approccio si adatta sia ad attuatori lineari che rotativi, sebbene comporti una maggiore complessità computazionale.

Sorli et al.[25] approfondiscono l'influenza dello scambio termico sulla rigidità degli attuatori pneumatici, confrontando due approcci: il primo basato su trasformazione politropica con indice costante; il secondo energetico, fondato sull'equazione dell'energia, che tiene conto della variazione di temperatura del fluido. Utilizzando

una traiettoria sinusoidale, si osserva che la rigidità del sistema passa da un comportamento isotermico (a bassa frequenza), in cui il gas si comprime ed espande più facilmente, a uno adiabatico (ad alta frequenza), caratterizzato da una maggiore rigidità. Il modello energetico si dimostra più accurato nella rappresentazione di tale transizione dinamica, offrendo una migliore predizione del comportamento reale del sistema pneumatico.

2.5 Innovazioni progettuali e modellazione di valvole pneumatiche

In questa sezione vengono analizzati contributi rilevanti nel campo della modellazione e della progettazione innovativa di valvole pneumatiche. Le valvole svolgono un ruolo cruciale nei sistemi pneumatici, consentendo il controllo preciso del flusso d'aria. Esse si suddividono principalmente in due categorie: le servovalvole, caratterizzate da elevata precisione e linearità ma con costi di produzione elevati, e le valvole *on/off*, più semplici ed economiche, ma tradizionalmente meno accurate. Una strategia comunemente adottata per avvicinare le prestazioni delle valvole *on/off* a quelle delle servovalvole consiste nell'impiego della modulazione a larghezza d'impulso (PWM), a condizione che i tempi di risposta della valvola siano sufficientemente rapidi.

Topcu et al.[26] propongono la progettazione di una nuova valvola elettropneumatica *on/off* a commutazione rapida, concepita per essere economica, di facile realizzazione e compatibile con la modulazione PWM. La struttura della valvola prevede un nucleo magnetico e una bobina, affiancati da una molla di richiamo che mantiene il disco in posizione chiusa in assenza di corrente. L'applicazione di un segnale elettrico genera un campo magnetico che attrae il disco, provocando l'apertura del passaggio. I test sperimentali evidenziano un tempo di apertura compreso tra 3 e 4,5 ms e mostrano una risposta lineare alla modulazione PWM fino a una frequenza di 33 Hz. Oltre tale soglia, la dinamica della valvola non

riesce a seguire efficacemente il segnale di ingresso, compromettendo la linearità desiderata.

Sorli et al.[27] presentano un approccio integrato per la modellazione e la validazione sperimentale di una valvola pneumatica proporzionale a tre vie, dotata di servosolenoide. Il modello sviluppato si basa su tre componenti principali: un'analisi ad elementi finiti (FEM) per il solenoide, un'equazione del moto per lo spillo mobile, e un modello di flusso dell'aria costruito a partire da dati sperimentali. Le simulazioni condotte mostrano un'eccellente concordanza con i risultati sperimentali, confermando la validità del modello nel descrivere il comportamento dinamico della valvola. Tale metodologia si rivela utile non solo in fase di progettazione e ottimizzazione, ma anche nell'implementazione di strategie di manutenzione predittiva basate su modelli.

Capitolo 3

Architettura del banco prova

Il banco prova progettato, mostrato in Figura 3.1, si basa su un'architettura classica di attuatore elettromeccanico lineare, opportunamente modificata per l'integrazione di sensori addizionali volti all'identificazione e alla caratterizzazione di guasti localizzati nel meccanismo a vite. Tali sensori permettono di isolare i contributi legati al componente in prova da quelli degli altri elementi della catena cinematica.

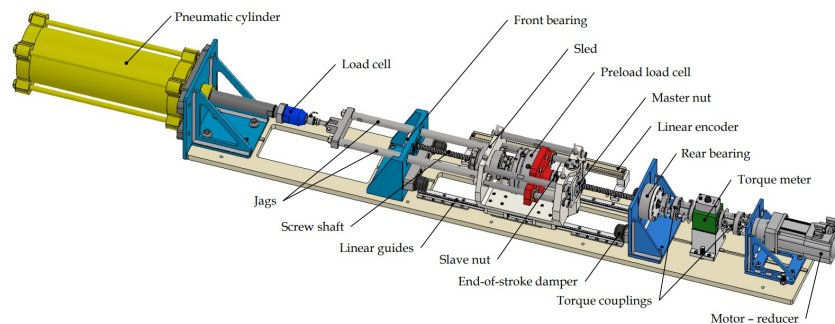


Figura 3.1: Architettura del banco prova

Il moto rotatorio fornito dal motore elettrico, viene trasformato in uno spostamento lineare tramite il meccanismo a vite a sfere, che costituisce l'elemento sotto indagine. La slitta è vincolata mediante due guide lineari a basso attrito, che impediscono la rotazione delle chiocchie attorno all'asse della vite, assicurando

il moto puramente traslatorio lungo la direzione di avanzamento. Per consentire l'applicazione di un precarico regolabile al meccanismo in prova, la vite a sfere è dotata di due chiocciolate distinte: una principale e una secondaria.

Il banco prova, schematizzato in Figura 3.2, è governato da un sistema di controllo NI c-RIO 9047, il quale si occupa sia della generazione dei riferimenti di velocità o posizione per il motore, sia dell'acquisizione dei segnali provenienti dai sensori installati. Il medesimo controllore gestisce anche il circuito di applicazione di una forza esterna controllata, realizzata tramite un attuatore pneumatico. Quest'ultimo è alimentato da una valvola proporzionale di regolazione del flusso, che consente di modulare in maniera continua la pressione nelle due camere del cilindro, e quindi la forza applicata sul sistema. Tale forza è trasmessa direttamente alla chiocciola principale.

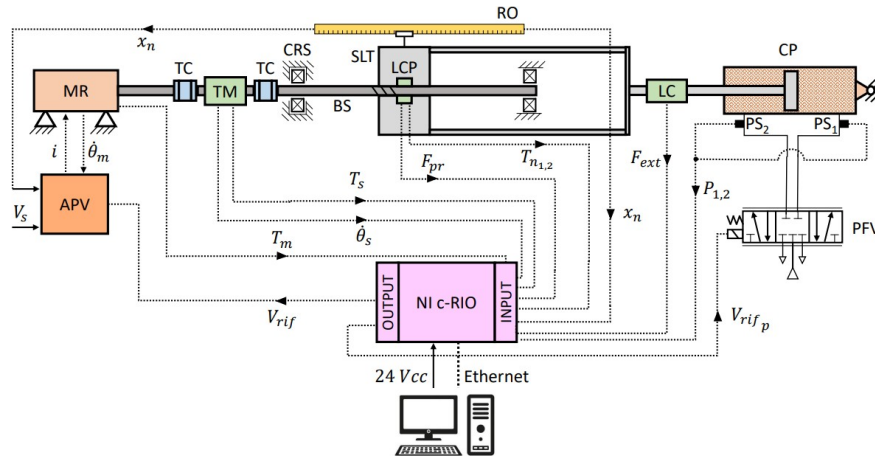


Figura 3.2: Schema del banco prova

La misura della forza applicata è effettuata tramite una cella di carico a ponte estensimetrico, in grado di rilevare forze sia di trazione che di compressione, mentre la posizione lineare del gruppo mobile viene monitorata da una riga ottica. Il segnale di quest'ultimo è utilizzato sia per finalità di misura che come feedback nell'anello di controllo di posizione.

Il moto del sistema è generato da un motore brushless a magneti permanenti, dotato di resolver integrato per la misura della velocità angolare. L'anello di

corrente è interno all'azionamento e non è accessibile all'utente. Gli anelli di velocità e posizione sono invece personalizzabili e possono essere configurati in funzione delle specifiche esigenze sperimentali. Il controllo di velocità si basa sul segnale del resolver, mentre il controllo di posizione utilizza il segnale fornito dall'encoder lineare solidale con la slitta, garantendo un'accurata valutazione della posizione.

La trasmissione del moto tra l'albero del riduttore e l'albero della vite è realizzata mediante due giunti elastici, i quali assolvono la duplice funzione di compensare eventuali disallineamenti assiali e angolari, e di assicurare una trasmissione sicura del moto. Inoltre, tali giunti consentono l'installazione in linea di un torsionmetro, montato sull'albero della vite. Questo trasduttore è in grado di misurare simultaneamente la coppia trasmessa e la velocità angolare, grazie alla presenza di un disco ottico integrato. La misura consente di separare gli effetti dinamici associati al comportamento del meccanismo a vite a sfere da quelli derivanti dai componenti a monte della trasmissione.

3.1 Sezione meccanica ed elettronica

La seguente sezione è dedicata alla breve descrizione dei principali componenti che costituiscono il banco prova, suddivisi in due categorie fondamentali: componenti meccanici e componenti elettronici. I primi comprendono tutti gli elementi responsabili della generazione, trasmissione e trasformazione del moto e delle forze, mentre i secondi includono i dispositivi di misura, controllo e acquisizione, che consentono di monitorare e regolare con precisione il comportamento del sistema durante le prove.

- **Motoriduttore (LENZE):** accoppiamento tra servomotore asincrono e riduttore planetario monostadio, garantisce coppia nominale fino a 12Nm con rapporto di riduzione 4:1 per ridurre la velocità del motore e aumentare la coppia erogabile nel banco prova.

- **Motore elettrico (Servomotore sincrono MCS-09F38 LENZE):** motore trifase $3 \times 400V$ da 1,2kW nominali con sensori di temperatura integrati, fornisce la potenza e il controllo di coppia/velocità necessari alle prove dinamiche.
- **Riduttore (Planetario G700-P44):** singolo stadio planetario con efficienza 96 %, coppia nominale 38Nm e backlash contenuto ($0,17^\circ$), aggiunge riduzione di velocità post-motore migliorando precisione e stabilità nella trasmissione della coppia.
- **Azionamento (Inverter Servo Drives 9400 High Line E0044):** inverter AC 340–528V con picco di 16A e commutazione a 8kHz, gestisce la regolazione di tensione e frequenza al motore per il controllo fine di velocità e coppia. L’inverter può trovarsi a lavorare anche in condizioni di overload.
- **Encoder integrato:** resolver di serie con opzioni di encoder assoluti SinCos o incrementali TTL, fornisce feedback di posizione e rotazione indispensabile per il controllo di posizione chiuso.
- **Freno integrato:** Il freno impiegato è di tipo a magneti permanenti ed è progettato principalmente per garantire il mantenimento della posizione statica dell’asse. In situazioni di emergenza può essere utilizzato anche durante il movimento, ma la coppia di frenatura disponibile in tali condizioni risulta significativamente inferiore rispetto al valore nominale. Per questo motivo, non è consigliato l’uso del freno come unico sistema di sicurezza in applicazioni dinamiche, a meno di prevedere misure di protezione aggiuntive. Il freno si attiva automaticamente in caso di disconnessione dell’alimentazione elettrica. La massima velocità di commutazione si ottiene applicando una tensione continua (DC) con switching rapido.
- **Vite a ricircolo di sfere (S1N16-5M4 UMBRAGROUP):** vite di diametro 16mm e passo 5mm con quattro circuiti di sfere, trasforma il moto rotatorio in movimento lineare della slitta con elevata efficienza. Si riportano i dati tecnici principali:

Caratteristica	Valore
Diametro nominale	16 mm
Passo	5 mm
Diametro sfere	3.175 mm
Numero di circuiti	4
Diametro minimo	12.7 mm
Carico dinamico C_a	14.1 kN
Carico statico C_0	22.3 kN

Tabella 3.1: Caratteristiche principali della vite a ricircolo di sfere

- **Slitta e sistema di precarico:** La slitta è composta da due madreviti (MV) e dal sistema meccanico dedicato alla regolazione del loro precarico, configurabile in due modalità:

- **Configurazione ad “X”,** in cui le due MV sono precomprese l’una contro l’altra;
- **Configurazione ad “O”,** in cui le MV sono allontanate tra loro.

Per rendere possibile l’adozione di entrambe le configurazioni, la struttura include tre traverse: la prima e la terza sono solidali con la MV1, mentre la seconda è fissata alla MV2. È inoltre possibile lavorare senza precarico, lasciando le MV libere.

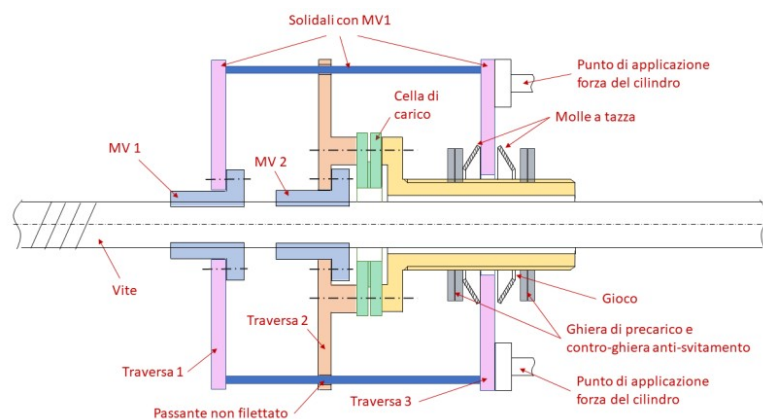


Figura 3.3: Schema sistema di precarico

La regolazione del precarico avviene tramite l'azione su una ghiera di precarico e una ghiera di anti-svitamento, poste rispettivamente a sinistra o a destra in base alla configurazione desiderata (ad "X" o ad "O").

Lungo il percorso solidale con la MV2 è installata una cella di carico toroidale, incaricata della misura precisa del precarico applicato. La scelta di una geometria toroidale consente di applicare un carico assiale diretto evitando la generazione di momenti indesiderati.

Per aumentare la sensibilità nella regolazione del precarico tramite le ghiera, il sistema impiega molle a tazza, che permettono una risposta più graduale e controllata durante la manovra.

Infine, il carico esterno proveniente dal cilindro pneumatico viene applicato sulla traversa 3, e da lì trasmesso alla traversa 1 e alla MV1.

- **Torsiometro (BURSTER 8661):** È stato scelto un disco encoder da 2000 incrementi, dimensionato per rilevare il minimo gioco angolare. Utilizzando la rilevazione single-edge si ottiene una risoluzione angolare di $0,18^\circ$, mentre con la decodifica four-edge si raggiunge una risoluzione di $0,045^\circ$, utile per la misura di velocità e posizione angolare fine.

Il sensore di coppia è composto da tre blocchi principali: il rotore, lo statore (integrato nell'alloggiamento) e l'elettronica di uscita. Il rotore contiene l'elemento elastico responsabile della misura della coppia. Questo elemento si deforma elasticamente sotto l'azione di una coppia applicata, producendo una torsione proporzionale al carico meccanico. Tale deformazione viene rilevata tramite estensimetri collegati in un circuito a ponte di Wheatstone.

Il segnale generato dal ponte è condizionato da un microprocessore integrato nel rotore e trasmesso allo statore. Il rotore è supportato da due cuscinetti a sfere, mentre lo statore contiene l'elettronica necessaria per alimentare il rotore in modo induttivo e per ricevere, tramite trasmissione ottica, il segnale

digitalizzato di coppia. Questo viene poi convertito in un segnale di uscita analogico nel range $0 \dots \pm 10 \text{ V}$.

Il dispositivo è in grado di misurare velocità fino a 25.000 giri/min, a seconda del range selezionato e della configurazione dell'encoder. Infine, tre LED integrati segnalano lo stato operativo del sensore, agevolando le operazioni di diagnosi e monitoraggio.

- **Giunti di coppia (BURSTER 8690-5060-V4XX1):** giunti elastici per alberi con chiavetta, coppia nominale 60Nm.
- **Cella di carico per forza esterna (AEP TCETM25KNI05):** cella trazione-compressione classe 0.5 da 25kN, misura la forza esterna applicata al campione per la caratterizzazione delle proprietà meccaniche.
- **Cella di carico per precarico (Lorenz K-1882):** dual-range 0–1kN e 1–10kN con accuratezza 0,2 %F_{nom}, monitora il precarico delle madreviti per garantire condizioni costanti nelle prove.
- **Amplificatore per cella di carico (Lorenz LCV/U10):** è un dispositivo di interfaccia tra sensori analogici e PC, progettato per il condizionamento e la digitalizzazione dei segnali di misura. È in grado di convertire i segnali analogici in formato digitale con una risoluzione fino a 16 bit, garantendo un'elevata precisione. La velocità di acquisizione può raggiungere le 5000 misurazioni al secondo, rendendolo adatto a misure dinamiche ad alta frequenza. I dati digitalizzati vengono trasmessi al computer tramite connessione USB e sono visualizzabili attraverso l'apposito software
- **Molle a tazza:** devono essere selezionate in modo da assicurare un'elevata precisione nella regolazione del precarico iniziale, ottenuto tramite l'avvitamento o svitamento della ghiera e della contro-ghiera di regolazione. Allo stesso tempo, non devono compromettere la rigidità complessiva del sistema di precarico.

- **Riga ottica (ELCIS RV1846-320):** encoder lineare con risoluzione $1\mu\text{m}$ e precisione $\pm 5\mu\text{m}$ su corsa 320mm, misura con alta precisione lo spostamento lineare della slitta.
- **Cuscinetti reggispinta:** supportano spinte assiali e effetti inerziali, guidano la slitta evitando giochi assiali indesiderati.
- **Guide assiali anti-rotazione:** manicotti a sfera a basso attrito che impediscono la rotazione della slitta mantenendo l'allineamento in scorrimento lineare.
- **Fine corsa:** sistema a tre livelli (software, interruttori meccanici, tamponi puffer) per prevenire sovraccarichi di corsa e garantire arresti sicuri senza danni.
- **Hardware di controllo e acquisizione:** c-RIO 9074 con processore real-time e FPGA Spartan-3, conmoduli NI descritti di seguito:
 - **NI 9263 – Uscita analogica in tensione**
Modulo a 4 canali con aggiornamento simultaneo e risoluzione a 16 bit. Ogni canale può generare segnali nel range $\pm 10\text{ V}$ con corrente massima di uscita pari a 1 mA. È dotato di protezione da sovratensioni fino a $\pm 30\text{ V}$ e isolamento galvanico tra il canale di massa e il resto del sistema, utile per ridurre il rumore e aumentare la sicurezza.
 - **NI 9401 – I/O digitale bidirezionale**
Modulo digitale a 8 canali configurabili come ingressi o uscite indipendenti. Funziona con logica TTL (0–5 V) e offre tempi di aggiornamento minimi pari a 100 ns grazie alla frequenza di clock di 10 MHz. La configurazione dei canali avviene tramite LabVIEW.
 - **NI 9201 – Ingresso analogico in tensione**
Modulo a 8 canali single-ended per l'acquisizione analogica. Supporta un range di $\pm 10\text{ V}$ con frequenza di campionamento aggregata di 500 kS/s

(62,5 kS/s per canale). È isolato fino a 250 Vrms e protetto da sovratensioni fino a 2300 Vrms, rendendolo ideale per applicazioni robuste e multicanale.

– **SCMPB05 – Backpanel Dataforth**

Supporta l'alloggiamento di 8 moduli SCM5B per il condizionamento dei segnali. Ogni slot dispone di terminali I/O a 4 morsetti per connessione con sensori o attuatori. Le interfacce P1 e P2 a 26 pin permettono il collegamento diretto con la cRIO.

– **SCM5B39-07 – Conversione tensione/corrente**

Modulo che accetta un ingresso bipolare ± 10 V e fornisce un'uscita di corrente ± 20 mA. Include isolamento galvanico, filtraggio e buffering del segnale. Banda passante di 275 Hz con attenuazione di -80 dB/decade oltre tale frequenza.

– **SCM5B40-07D – Condizionamento segnale analogico**

Accetta segnali fino a ± 1 V e li converte in segnali ad alto livello, amplificati e filtrati. Fornisce isolamento bidirezionale fino a ± 50 V e ha una banda passante di 10 kHz. Impedenza d'ingresso elevata (200 M Ω) per letture precise da sensori a bassa tensione.

– **SCM5B38-05D – Condizionamento per celle di carico**

Progettato per celle a ponte intero e mezzo ponte con resistenze da 100 Ω a 10 k Ω . Fornisce 10 V di eccitazione al sensore e garantisce un'acquisizione affidabile fino a 10 kHz, con attenuazione di -120 dB/decade oltre tale soglia. Integra funzioni di isolamento galvanico, filtraggio e preamplificazione del segnale.

3.2 Sezione pneumatica

La seguente sezione è dedicata alla descrizione del sottosistema pneumatico del banco prova, mostrato in Figura 3.4, impiegato per l'applicazione controllata di una forza esterna sul meccanismo in esame. Il circuito è progettato per garantire un'erogazione precisa, stabile e regolabile della pressione nelle camere del cilindro pneumatico, al fine di riprodurre condizioni di carico realistiche e variabili durante le prove. Di seguito, verranno presentati e analizzati singolarmente i principali componenti che costituiscono la linea pneumatica, con particolare attenzione alla loro funzione nel sistema, al principio di funzionamento e alle modalità di integrazione con gli altri sottosistemi.

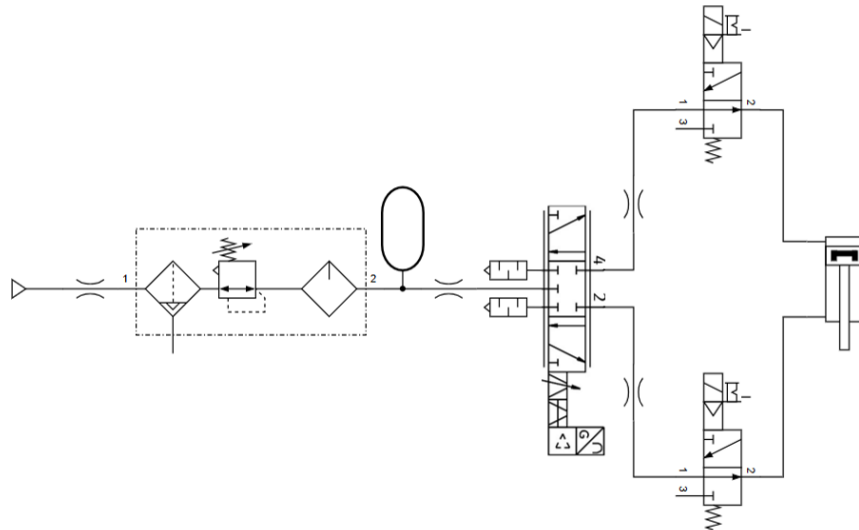


Figura 3.4: Schema pneumatico

3.2.1 Cilindro pneumatico

Il cilindro pneumatico FESTO DSBG-160-350-PA-N3 impiegato per generare la forza esterna applicata al sistema è un attuatore lineare a doppio effetto, con alesaggio pari a 160 mm. La corsa utile del cilindro è stata selezionata in modo da superare la corsa massima consentita alla slitta, definita dalla posizione dei

fine corsa meccanici, così da evitare che l'attuatore raggiunga i propri limiti di corsa durante il funzionamento, con il conseguente rischio di danneggiamenti dovuti all'interazione con il resto del banco prova. Per questo motivo, la corsa del cilindro

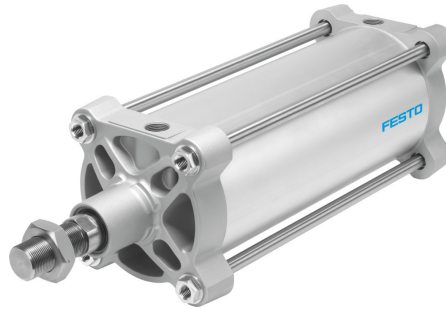


Figura 3.5: Cilindro pneumatico FESTO

è pari a 400 mm. Le porte di alimentazione dell'aria compressa sono dotate di filettatura di tipo Whitworth G $\frac{3}{4}$, corrispondente a un diametro esterno di 26,44 mm, un diametro del dado pari a 24,66 mm, un diametro interno di 24,5 mm e una densità di 14 filetti per pollice. I dati tecnici sono riportati in tabella.

Caratteristica	Alesaggio (Ø 160 mm)
Design	Pistone / asta / camicia
Tipo di funzionamento	Doppio effetto
Connessione pneumatica	G3/4
Corsa utile	1 ... 2700 mm
Smorzamento elastico	Anelli/tamponi a entrambe le estremità
Smorzamento pneumatico	Regolabile a entrambe le estremità
Lunghezza smorzamento	48 mm
Rilevamento posizione	Tramite sensore di prossimità
Tipo di montaggio	Filettatura interna / accessori
Posizione di montaggio	Qualsiasi
Condizioni operative e ambientali	
Fluido operativo	Aria compressa (ISO 8573-1:2010 [7:4:4])
Lubrificazione	Operazione lubrificata possibile
Pressione operativa	0.6 ... 10 bar
Temperatura ambiente	-20 ... +80°C

Tabella 3.2: Dati tecnici del cilindro pneumatico con alesaggio 160 mm

3.2.2 Serbatoio

Il serbatoio svolge un ruolo fondamentale nell'assicurare la stabilità della pressione di esercizio. La sua funzione principale è quella di compensare le fluttuazioni di pressione che possono verificarsi a valle, in particolare a causa delle richieste variabili imposte dall'utilizzatore finale.



Figura 3.6: Serbatoio SEA

Agendo come una riserva di aria compressa, il serbatoio è in grado di assorbire transitori e picchi di consumo, garantendo una fornitura continua e uniforme di pressione, riducendo così sollecitazioni sul compressore e migliorando l'efficienza e l'affidabilità dell'intero impianto pneumatico.

Caratteristica	
Materiale	Acciaio al carbonio
Finitura superficiale	Grezzo, verniciatura blu RAL 5015, zincatura
Capacità nominale	15 L
Normativa di riferimento	Direttiva 2014/29/EU
Temperatura d'esercizio	-10°C ... +120°C
Pressione d'esercizio	11 ... 15 bar

Tabella 3.3: Dati tecnici del serbatoio pneumatico

3.2.3 Servovalvola

La servovalvola proporzionale, FESTO MPYE-5-3/8-010-B è un componente fondamentale nei sistemi pneumatici avanzati, utilizzata per regolare in modo continuo e

preciso la portata e la pressione dell'aria compressa diretta verso l'attuatore. A differenza delle valvole on/off tradizionali, che operano solo in stati completamente aperti o chiusi, una servovalvola proporzionale è in grado di modulare la sua apertura in funzione di un segnale di controllo analogico, permettendo così un controllo fine della velocità e della posizione dell'attuatore. Questo tipo di valvola è particolarmente impiegato in applicazioni che richiedono un'elevata precisione e dinamica di risposta.



Figura 3.7: Servovalvola FESTO MPYE-5-3/8-010-B

3.2.4 Gruppo FRL

Prima di essere immessa nel circuito pneumatico e raggiungere gli utilizzatori, l'aria compressa deve essere adeguatamente trattata per rimuovere gli inquinanti che possono comprometterne il corretto funzionamento. Tra i principali contaminanti si annoverano:

- particelle solide, provenienti sia dall'ambiente esterno (polveri atmosferiche), sia generate internamente al sistema (come la ruggine prodotta per ossidazione);
- olio, presente sotto forma di aerosol, solitamente derivante dalla lubrificazione del compressore o di altri organi meccanici;

Caratteristica	Valore
Dimensione nominale	10 mm
Tipo di azionamento	Elettrico
Principio di tenuta	Duro
Posizione di montaggio	Opzionale
Design	Saracinesca a pistone
Tipo di reset	Molla magnetica
Sicurezza	Posizione intermedia chiusa in caso di perdita alimentazione
Tipo di pilotaggio	Diretto
Direzione del flusso	Non reversibile
Funzione valvola	5/3 centri chiusi
Protezione polarità	Presente su tutti i collegamenti
Pressione di esercizio	0 – 10 bar
Valore b	0,21
Valore C	9 l/(s·bar)
Portata nominale	2000 l/min (DIN 1343)
Frequenza limite	70 Hz
Isteresi massima	0,4 %
Tensione operativa	17 – 30 V DC
Tensione di controllo	0 – 10 V
Ondulazione residua	5 %
Fluido di lavoro	Aria compressa ISO 8573-1:2010 [6:4:4]
Lubrificazione	Non possibile
Resistenza alla corrosione	CRC 2
Temperatura fluido	5 – 40 °C
Temperatura ambiente	0 – 50 °C
Grado di protezione	IP65
Peso	685 g
Collegamento elettrico	Connettore M12x1, 4 poli, maschio
Tipo di montaggio	Con foro passante
Conessioni pneumatiche	5 porte G3/8
Materiale corpo	Alluminio anodizzato
Materiale guarnizioni	NBR
Materiale coperchio	ABS rivestito
Conformità	CE, RoHS, EMC, VDMA24364-B2-L

Tabella 3.4: Dati tecnici della servovalvola pneumatica

- acqua, originata dalla condensazione del vapore acqueo contenuto nell'aria atmosferica, soprattutto in condizioni di elevata umidità relativa.

Il gruppo FRL è costituito da un filtro, un riduttore ed un lubrificatore. Per la rimozione di queste impurità si impiegano filtri, che possono essere di tipo



Figura 3.8: MetalWork Gruppo FRL

meccanico o chimico. I filtri chimici si basano su principi di affinità elettrostatica o attrazione molecolare, e sono efficaci per la ritenzione selettiva di determinati inquinanti, come vapori o odori. I filtri meccanici, invece, sono più comuni nei sistemi pneumatici e sono destinati principalmente all'eliminazione di particolato solido e di vapore acqueo.

Nel caso dei filtri meccanici, l'aria attraversa inizialmente un preseparatore centrifugo, che induce un moto elicoidale al flusso: questo provoca la separazione delle particelle più pesanti per effetto della forza centrifuga, spingendole verso le pareti del filtro dove si raccolgono in un apposito serbatoio di scarico. In seguito, l'aria passa attraverso un elemento filtrante la cui maglia determina la dimensione massima del particolato residuo ammesso nel sistema. Questo processo consente di ridurre significativamente l'usura dei componenti pneumatici a valle, migliorando l'efficienza e l'affidabilità dell'intero impianto.

Il lubrificatore è un componente fondamentale nei sistemi pneumatici, in quanto consente di garantire una corretta lubrificazione degli organi interni, come guarnizioni striscianti o piccoli meccanismi mobili, riducendo l'attrito e l'usura. Questa lubrificazione avviene mediante la formazione di un aerosol di olio che viene trasportato dall'aria compressa fino agli utilizzatori.

Esistono due principali tipologie di lubrificazione pneumatica: a nebbia e a

micronebbia. La differenza tra le due riguarda principalmente la distanza efficace di lubrificazione. I sistemi a nebbia producono gocce più grandi, indicate per organi vicini. La micronebbia, invece, è formata da particelle molto più fini, che riescono a rimanere in sospensione nell'aria anche per tratti lunghi, rendendola adatta alla lubrificazione di elementi posti a maggiore distanza, pur risentendo della turbolenza nei condotti.

Nel banco è presente il modello METAL WORKS 562-4B16L104. Si riportano le caratteristiche tecniche.

Caratteristica	Valore
Attacco filettato	1/2"
Grado di filtrazione	5 / 20 / 50 micrometri
Classe di purezza aria in uscita	ISO 8573-1: 3.7.4 / 4.7.4 / 5.7.4
Pressione massima in ingresso	10 bar (1 MPa, 145 psi)
Portata a 6,3 bar, $\Delta P = 0,5$ bar	3800 Nl/min (135 scfm)
Portata a 6,3 bar, $\Delta P = 1$ bar	5200 Nl/min (184 scfm)
Temperatura di esercizio	da -10 °C a +50 °C
Peso	461 g
Scarico della condensa	RMSA / RA / SAC
Capacità della tazza (condensa)	70 cm ³
Fluido compatibile	Aria compressa o gas inerti
Posizione di montaggio	Verticale
Attacchi per prese d'aria supplementari	1/4", anteriore e posteriore
Portata prese d'aria supplementari	1500 Nl/min (53 scfm)
Viti di fissaggio a parete	2 viti M5

Tabella 3.5: Dati tecnici filtro SY2 (attacco 1/2")

3.2.5 Valvola di scarico

Le valvole di scarico sono dispositivi utilizzati per espellere rapidamente l'aria compressa da una parte del circuito. La loro funzione principale è garantire un rilascio sicuro e veloce della pressione, ad esempio durante l'arresto di emergenza o per facilitare la manutenzione dell'impianto. Possono essere manuali o automatiche e sono spesso installate in punti strategici per garantire lo svuotamento rapido del

Caratteristica	Valore
Attacco filettato	1/2"
Tipo di lubrificazione	Nebbia d'olio
Versione	Caricamento manuale dall'alto
Pressione massima in ingresso	10 bar (1 MPa, 145 psi)
Portata a 6,3 bar con $\Delta P = 0,5$ bar	3900 Nl/min (138 scfm)
Portata a 6,3 bar con $\Delta P = 1$ bar	6100 Nl/min (216 scfm)
Temperatura di esercizio	da -10 °C a +50 °C
Peso	453 g
Fluido compatibile	Aria compressa o altri gas inerti
Quantità olio caricabile	130 cm ³
Posizione di montaggio	Verticale
Attacchi per prese d'aria supplementari	1/4", anteriore e posteriore
Portata prese d'aria supplementari	800 Nl/min (53 scfm)
Viti di fissaggio a parete	2 viti M5

Tabella 3.6: Dati tecnici lubrificatore SY2 (attacco 1/2")

cilindro. Nel banco prova sono presenti due valvole METAL WORK 7040020400, in prossimità delle camere.

3.2.6 Sensori di pressione

Il trasmettitore di pressione è un dispositivo che misura la pressione di un fluido e la converte in un segnale elettrico standard, facilmente interpretabile da sistemi di controllo o acquisizione dati. Nel banco-prova sono presenti due trasmettitori NAH 8254.



Figura 3.9: Sensori di pressione NAH 8254

Caratteristica	Valore
Attacco filettato	3/8"
Pressione di funzionamento	Monostabile: 2,5 ÷ 10 bar Bistabile: 1 ÷ 10 bar Asservita: vuoto ÷ 10 bar
Pressione minima asservimento	2,5 bar
Temperatura di funzionamento	da -10 °C a +60 °C
Diametro nominale	13,3 mm
Conduttanza C	505,52 Nl/min · bar
Rapporto critico b	0,32
Portata a 6 bar con $\Delta P = 0,5$ bar	1530 Nl/min
Portata a 6 bar con $\Delta P = 1$ bar	2150 Nl/min
Tempi TRA / TRR (monostabile)	21 / 72 ms
Tempi TRA / TRR (bistabile)	18 / 18 ms
Tipo di azionamento manuale	Bistabile
Potenza assorbita	2 W (DC), 3,5 VA (AC)
Tolleranza tensione	da -10% a +15%
Classe di isolamento	F (155 °C)
Coppia massima ghiera bobina	1 Nm
Operatore manuale	Bistabile

Tabella 3.7: Dati tecnici valvola METALWORK 7040020400

Caratteristica	Valore
Codice prodotto	8254
Nome	NAH
Categoria	Trasmettitore di pressione
Campo di misura	da 0...0.2 a 0...700 bar (da 0...3 a 0...10000 psi)
Principio di misura	Film sottile su acciaio
Precisione a 25°C	±0.3% F.S. tipica
Segnale di uscita	4...20 mA, 0...5 VDC, 1...6 VDC, 0...10 VDC, 0.5...4.5 VDC raziometrico, 1 o 2 PNP
Connessione elettrica	Standard industriale 9.4 mm, M12x1, MIL-C 26482, Deutsch DT04-3P/4P, cavo
Attacco al processo	G1/4" m, G1/4" m (manometro), G1/8" m DIN3852-E, 1/4"NPT m/f, 1/8"NPT m, 7/16"-20UNF f/m SAE J512/J1926/DIN3866, 9/16"-18UNF m SAE6 (J1926), R1/4"
Temperatura del fluido	da -40°C a +125°C
Temperatura ambiente	max. -40°C a +125°C

Tabella 3.8: Dati tecnici trasmettitore di pressione NAH 8254

Capitolo 4

Modellazione pneumatica

Il presente capitolo presenta i modelli impiegati per descrivere il comportamento dei componenti del circuito pneumatico: il serbatoio, le camere del cilindro, le tubazioni e le sorgenti di perdita (raccordi, valvole e giunzioni) lungo la linea di alimentazione. Ciascun elemento è rappresentato attraverso una formulazione matematica che ne cattura le dinamiche di pressione, flusso e accumulo, tenendo conto degli effetti termici e delle discontinuità introdotte dai collegamenti. L'obiettivo è costruire un modello in grado di replicare fedelmente le prestazioni del banco prova reale, al fine di consentire la successiva taratura e l'impiego come digital twin per ottimizzare le prove sperimentali e supportare attività di diagnostica e controllo.

Un aspetto particolarmente rilevante nella modellazione del sistema pneumatico riguarda la corretta gestione della comprimibilità dell'aria, che rappresenta una delle principali fonti di non linearità del sistema. A differenza dei fluidi incomprimibili, l'aria modifica significativamente il proprio stato termodinamico in funzione delle variazioni di pressione e volume, influenzando in modo diretto la dinamica del flusso e la risposta del sistema.

4.1 Serbatoio

Per descrivere l'evoluzione delle proprietà termodinamiche dell'aria all'interno del serbatoio, si fa riferimento alle equazioni di Navier-Stokes, che costituiscono il modello fondamentale per la dinamica dei fluidi comprimibili. Tuttavia, nel caso specifico del serbatoio pneumatico, si assume che l'aria sia in condizioni di quiete, ossia priva di moto macroscopico. Questa ipotesi consente di trascurare i termini convettivi presenti nelle equazioni di Navier-Stokes, semplificando il modello alle sole variazioni temporali di pressione, densità e temperatura. Le variazioni di stato del gas risultano quindi dipendenti unicamente dai flussi di massa in ingresso e in uscita, nonché dagli eventuali scambi termici con l'ambiente esterno. Tale approccio è coerente con il ruolo del serbatoio come elemento di accumulo, dove i fenomeni dinamici interni sono trascurabili rispetto agli effetti globali di compressione ed espansione dell'aria.

4.1.1 Equazione di continuità

Si parte dall'equazione di continuità in forma integrale su un volume di controllo fisso:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV = - \oint_{\partial V} \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA \quad (4.1)$$

Dove:

- ρ è la densità del fluido,
- $\mathbf{u}$ è il vettore velocità,
- $\mathbf{n}$ è il versore normale uscente alla superficie di controllo.

Applicando le seguenti ipotesi semplificative:

- il volume di controllo V_t (il serbatoio) è fisso e costante;

- i flussi sono concentrati nei punti di ingresso e uscita, trascurando la distribuzione spaziale;
- si assume aria ferma all'interno del serbatoio (assenza di moto convettivo interno);
- la densità dell'aria è uniformemente distribuita all'interno del volume.

L'integrale di volume si semplifica a:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV = V_t \dot{\rho}_t \quad (4.2)$$

Il flusso netto attraverso la superficie di controllo è dato dalla differenza tra portata in ingresso e portata in uscita:

$$\oint_{\partial V} \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA = G_{t,out} - G_{t,in} \quad (4.3)$$

Sostituendo si ottiene:

$$V_t \dot{\rho}_t = G_{t,in} - G_{t,out} \quad (4.4)$$

Da cui si ricava la forma finale:

$$\dot{\rho}_t = \frac{1}{V_t} (G_{t,in} - G_{t,out}) \quad (4.5)$$

La portata in ingresso al serbatoio è stata modellata come funzione della differenza di pressione tra la linea di alimentazione e l'interno del serbatoio. All'aumentare del dislivello di pressione si ha un incremento della portata, mentre al diminuire del ΔP il flusso d'aria si riduce progressivamente, senza però annullarsi completamente. Questo comportamento è dovuto alla presenza di resistenze lungo il tratto di collegamento tra alimentazione e serbatoio. Tali resistenze si distinguono in distribuite, rappresentate essenzialmente dal condotto stesso, e concentrate, riconducibili a elementi come il gruppo FRL, le giunzioni a T e i gomiti.

Il contributo globale di queste resistenze è stato sintetizzato mediante un modello lineare del tipo:

$$\Delta P = R_{eq,t} G_{t,in} \quad (4.6)$$

dove $R_{eq,t}$ rappresenta la resistenza equivalente del tratto di alimentazione e $G_{t,in}$ la portata massica in ingresso al serbatoio. Considerata la natura quasi stazionaria del fenomeno e il livello di dettaglio richiesto, si è scelto di rappresentare questo segmento con un modello di ordine zero. Le singole resistenze distribuite e concentrate saranno trattate nel dettaglio in un paragrafo successivo.

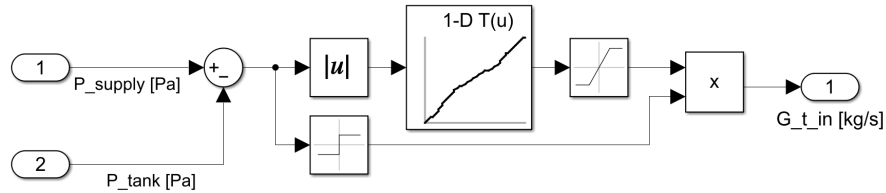


Figura 4.1: Implementazione equazione di portata in ingresso serbatoio

La portata in uscita $G_{t,out}$ rappresenta il flusso d'aria prelevato dal serbatoio in risposta alla richiesta della servovalvola, la cui apertura è modulata dal segnale di riferimento del sistema di controllo.

Si riporta l'implementazione in Simulink:

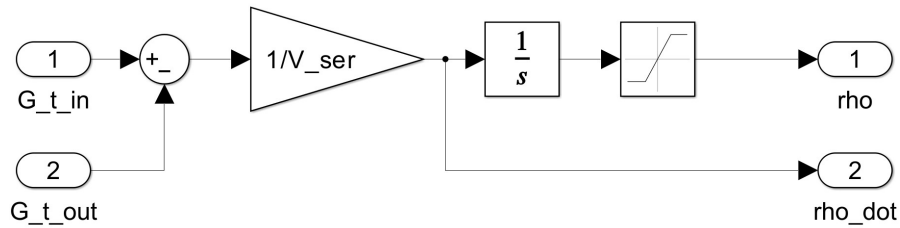


Figura 4.2: Implementazione equazione di continuità serbatoio

L'integratore è inizializzato con la densità dell'aria in condizioni ambientali, pari a $\rho_{0t} = 1,22 \text{ kg/m}^3$. Il valore di uscita è limitato tramite una saturazione definita nell'intervallo $[0, +\infty)$, al fine di evitare valori fisicamente non coerenti.

4.1.2 Equazione dell'energia

Si parte dalla forma integrale del bilancio di energia interna per un volume di controllo fisso:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho u dV = - \oint_{\partial V} \rho u \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA + \dot{Q}_{\text{conv}} \quad (4.7)$$

Dove:

- ρ è la densità dell'aria [kg/m^3],
- e_u è l'energia interna specifica [J/kg],
- $\mathbf{u}$ è il vettore velocità del fluido,
- $\mathbf{n}$ è il versore normale uscente alla superficie del volume,
- $\dot{Q}_{\text{conv}}$ è il calore scambiato per convezione,

Applicando le seguenti ipotesi:

- volume V costante e omogeneo,
- assenza di moto interno (aria ferma),
- flussi in ingresso e uscita concentrati e rappresentabili mediante portate di massa G ,
- energia interna specifica lineare con la temperatura: $e_u = c_v T$,
- entalpia specifica dei flussi: $h = c_p T$.

Si ottiene, con $E = \rho V c_v T$, la derivata dell'energia:

$$\frac{dE}{dt} = c_v \left(\rho V \frac{dT}{dt} + VT \frac{d\rho}{dt} \right) \quad (4.8)$$

Questa viene eguagliata all'espressione semplificata dell'equazione dell'energia:

$$\frac{dE}{dt} = G_{\text{in}}h_{\text{in}} - G_{\text{out}}h_{\text{out}} + \dot{Q}_{\text{conv}} \quad (4.9)$$

Sostituendo le espressioni di $h = c_p T$, si ottiene:

$$\rho V c_v \frac{dT}{dt} + V T c_v \frac{d\rho}{dt} = c_p (G_{\text{in}}T_{\text{in}} - G_{\text{out}}T) + \dot{Q}_{\text{conv}} \quad (4.10)$$

Infine, isolando il termine $\frac{dT}{dt}$:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{\rho V c_v} \left[c_p (G_{\text{in}}T_{\text{in}} - G_{\text{out}}T) + \dot{Q}_{\text{conv}} \right] - \frac{T}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (4.11)$$

Il termine $\dot{Q}_{\text{conv}}$ rappresenta il flusso di calore trasferito dal serbatoio all'ambiente circostante attraverso convezione. Considerando che il banco prova è collocato in un ambiente non ventilato, si assume che il fenomeno avvenga per convezione naturale. In tali condizioni, il flusso termico può essere descritto dalla seguente relazione:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = h_{\text{conv}} A_{\text{ext}} (T - T_{\text{amb}}) \quad (4.12)$$

dove:

- h_{conv} è il coefficiente di scambio termico per convezione naturale $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$,
- $A_{\text{lat,t}}$ è la superficie esterna del serbatoio a contatto con l'ambiente $[\text{m}^2]$,
- T è la temperatura del fluido all'interno del serbatoio $[\text{K}]$,
- T_{amb} è la temperatura dell'ambiente circostante $[\text{K}]$.

Si riporta l'implementazione Simulink:

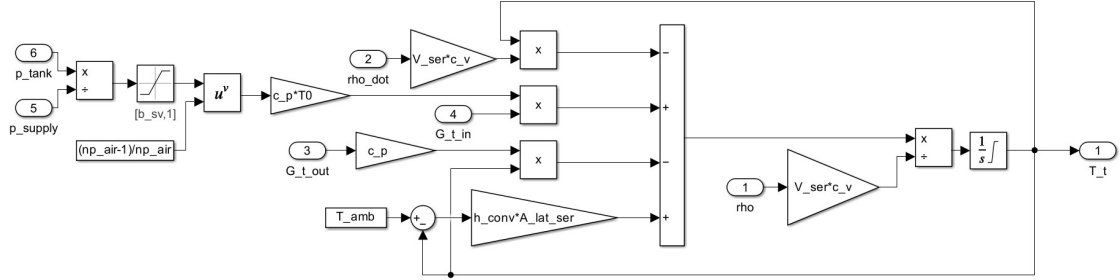


Figura 4.3: Implementazione equazione dell'energia serbatoio

4.1.3 Equazione dei gas perfetti

Una volta note la densità ρ e la temperatura T del gas, è possibile calcolare la pressione all'interno del serbatoio utilizzando l'equazione di stato dei gas perfetti:

$$p_t = \rho_t R T_t \quad (4.13)$$

dove:

- p è la pressione assoluta del gas [Pa],
- ρ è la densità del gas [kg/m^3],
- T è la temperatura assoluta [K],
- R è la costante specifica del gas [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$].

Nel caso dell'aria, il valore della costante specifica R è pari a circa $287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

Si riporta l'implementazione Simulink:

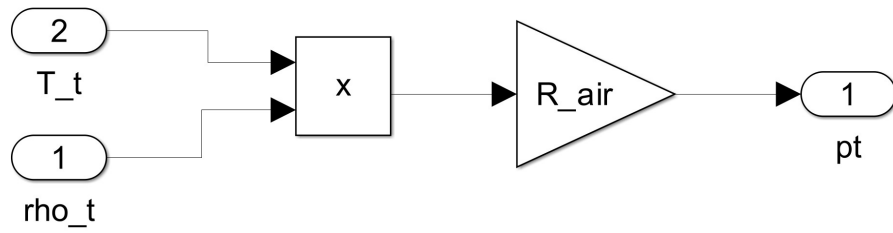


Figura 4.4: Implementazione equazione dei gas perfetti serbatoio

Per completezza si presenta il modello completo del serbatoio, con i singoli sottosistemi discussi finora:

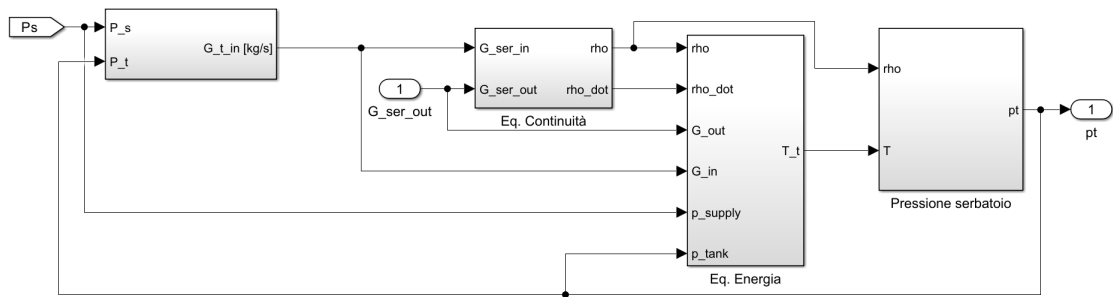


Figura 4.5: Implementazione serbatoio completo

4.2 Servovalvola

La servovalvola rappresenta un componente chiave nei sistemi di attuazione pneumatici, in quanto consente il controllo preciso della portata e, di conseguenza, della pressione e della posizione degli attuatori. In questa sezione si procede alla modellazione della servovalvola, in particolare, alla derivazione delle equazioni che ne regolano il comportamento.

La portata dell'aria attraverso la servovalvola viene modellata tramite una formulazione semi-empirica che tiene conto del comportamento dei gas comprimibili e consente di distinguere tra regime **subcritico** (subsonico) e **critico** (sonico), in funzione del rapporto tra la pressione a valle e quella a monte dell'orifizio.

Nel caso **subcritico**, ossia per $\frac{P_d}{P_u} > b$, la portata massica dell'aria G è espressa dalla seguente equazione,[23]:

$$G = \rho_{\text{ANR}} \cdot P_u \cdot C \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{ANR}}}{T_s}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_d}{P_u} - b}{1 - b} \right)^2} \quad (4.14)$$

dove:

- G è la **portata massica** dell'aria [kg/s],
- ρ_{ANR} è la **densità dell'aria in condizioni standard** (ANR),
- P_u è la **pressione di monte**, ovvero la pressione a monte della valvola (tipicamente quella del serbatoio),
- P_d è la **pressione di valle**, ovvero la pressione nella camera del cilindro,
- C è un **coefficiente di portata** fornito dal costruttore, legato alla geometria dell'orifizio,
- T_{ANR} è la **temperatura di riferimento standard**, tipicamente 293,15 K,
- T_s è la **temperatura di monte**, cioè la temperatura dell'aria in ingresso alla valvola,

- b è il **rapporto critico di pressione**, che rappresenta il limite tra flusso subcritico e critico.

Il **rapporto critico di pressione** b è definito come:

$$b = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (4.15)$$

dove γ è il rapporto tra i calori specifici dell'aria ($\gamma \approx 1.4$), e quindi $b \approx 0.528$.

Per valori di $\frac{P_d}{P_u} \leq b$, il flusso entra in **regime critico** (sonico), e la portata si considera **costante al valore massimo**:

$$G_{\max} = \rho_{\text{ANR}} \cdot P_u \cdot C \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{ANR}}}{T_s}} \quad (4.16)$$

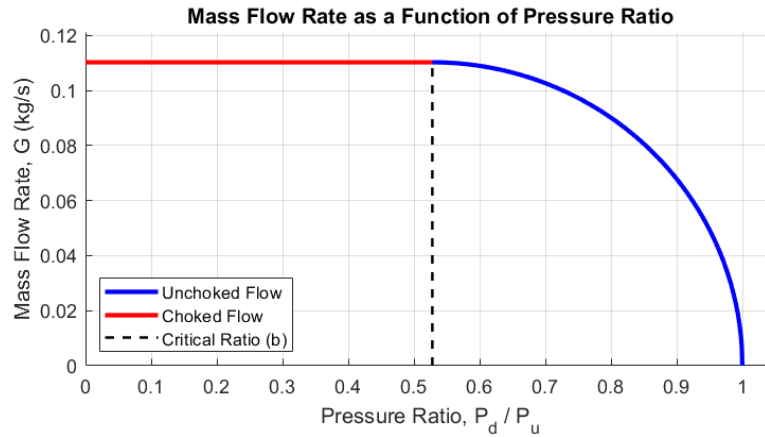


Figura 4.6: Formulazione portata

Questa formulazione è particolarmente adatta per l'analisi di sistemi pneumatici industriali, poiché consente di modellare il comportamento della valvola in modo semplice e accurato, tenendo conto dei principali effetti termodinamici e geometrici.

Nel cilindro pneumatico a doppio effetto, ciascuna camera ($i = 1,2$) può tanto ricevere aria in pressione (alimentazione) quanto scaricarla verso l'atmosfera (scarico). Per gestire correttamente il verso del flusso in base al segnale di comando

della servovalvola, definiamo di volta in volta le condizioni “monte” e “valle” e attribuiamo alla portata G_i segno positivo o negativo:

1. Alimentazione

Scopo: Inviare aria compressa nella camera i per spingere il pistone.

Monte (P_u): Serbatoio (pressione di alimentazione).

Valle (P_d): Camera i del cilindro.

Portata: $G_i > 0$ (flusso entrante).

2. Scarico

Scopo: Evacuare l'aria dalla camera i verso l'atmosfera.

Monte (P_u): Camera i del cilindro.

Valle (P_d): Linea di scarico (pressione atmosferica, circa zero).

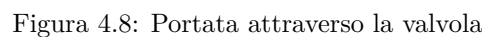
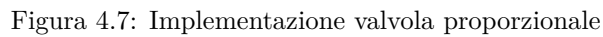
Portata: $G_i < 0$ (flusso uscente).

In entrambe le situazioni, la stessa formula di portata

$$G_i = \rho_{\text{ANR}} P_u C \sqrt{\frac{T_{\text{ANR}}}{T_s}} \begin{cases} \sqrt{1 - \left(\frac{P_d - b}{1 - b}\right)^2} & \text{se } \frac{P_d}{P_u} > b, \\ 1 & \text{se } \frac{P_d}{P_u} \leq b, \end{cases}$$

si applica semplicemente invertendo monte e valle e lasciando che il segno risultante di G_i rifletta automaticamente alimentazione (positiva) o scarico (negativa). In questo modo, variando il comando della servovalvola, il modello distingue in modo trasparente tra estensione e retrazione del pistone, assegnando il verso fisico e il segno corretto della portata ad ogni camera.

Si presenta l'implementazione realizzata in Simulink, mostrando nello specifico solo lo schema della portata G1, in quanto quello relativo a G2 è del tutto analogo.



In questo paragrafo viene presentata la modellazione del cilindro pneumatico, con l'obiettivo di descrivere il comportamento del sistema durante il suo funzionamento. In particolare, verranno introdotte le equazioni che regolano l'evoluzione delle grandezze termofluidodinamiche dell'aria all'interno delle camere, nonché la dinamica del pistone.

4.3.1 Evoluzione nelle camere

Al fine di ottenere una descrizione più realistica del comportamento del fluido all'interno delle camere del cilindro, si è scelto di sostituire la precedente modellazione basata su una trasformazione politropica con una più generale formulazione fondata sull'equazione dell'energia.

Equazione di continuità

L'equazione di continuità, nella sua forma integrale generale per un volume di controllo mobile, è espressa come:

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho dV = - \oint_{\partial V(t)} \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA \quad (4.17)$$

Nel caso di una camera di un cilindro pneumatico, si assume che il volume di controllo sia il volume interno della camera, variabile nel tempo a causa del movimento del pistone. Supponendo che la densità del fluido sia uniformemente distribuita all'interno del volume, l'integrale al primo membro può essere riscritto come:

$$\frac{d}{dt} [\rho_{ch}(t) \cdot V_{ch}(t)] = \dot{\rho}_{ch} \cdot V_{ch} + \rho_{ch} \cdot \dot{V}_{ch} \quad (4.18)$$

La superficie di controllo coincide con le pareti della camera, tra cui è presente un foro di ingresso dell'aria compressa. Si considera che il solo contributo al flusso di massa attraverso il contorno sia dovuto alla portata massica in ingresso $G_{in,ch}$, mentre il movimento del pistone modifica il volume del controllo ma non costituisce un flusso di massa attraverso la superficie:

$$\oint_{\partial V(t)} \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA = -G_{in,ch} \quad (4.19)$$

Sostituendo le espressioni precedenti nell'equazione generale, si ottiene:

$$G_{in,ch} - \rho_{ch} \cdot \dot{V}_{ch} = \dot{\rho}_{ch} \cdot V_{ch} \quad (4.20)$$

Nel caso di un cilindro a sezione costante A , il volume della camera è proporzionale alla posizione del pistone $x(t)$, ovvero:

$$V_{\text{ch}}(t) = A \cdot x(t) \quad \Rightarrow \quad \dot{V}_{\text{ch}} = A \cdot \dot{x}(t) \quad (4.21)$$

Sostituendo nella relazione precedente, si ottiene:

$$G_{\text{in,ch}} - \rho_{\text{ch}} \cdot A \cdot \dot{x} = \dot{\rho}_{\text{ch}} \cdot A \cdot x \quad (4.22)$$

e dividendo entrambi i membri per l'area A , si ricava la forma finale:

$$G_{\text{in,ch}} - \rho_{\text{ch}} \cdot \dot{x} = \dot{\rho}_{\text{ch}} \cdot V_{\text{ch}} \quad (4.23)$$

Questa equazione rappresenta il bilancio della massa all'interno della camera del cilindro, tenendo conto della variazione di densità del fluido (aria compressa), del flusso in ingresso e del volume variabile causato dallo spostamento del pistone.

Si riporta l'implementazione in Simulink:

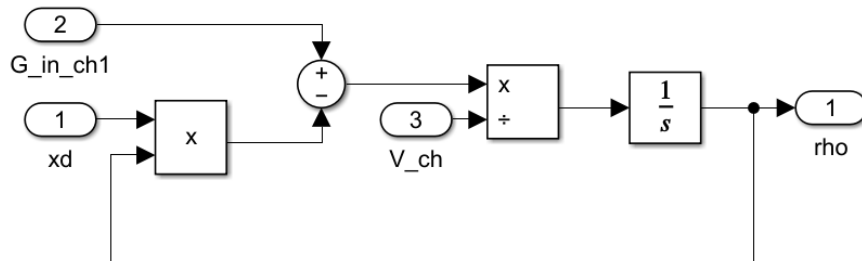


Figura 4.9: Implementazione equazione di continuità serbatoio

Equazione dell'energia

La prima legge della termodinamica, applicata a un volume di controllo variabile nel tempo, fornisce l'equazione generale dell'energia nella forma integrale:

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho e_u dV = \dot{Q} - \oint_{\partial V(t)} \rho h \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA + \dot{W}_{\text{pareti}} \quad (4.24)$$

In questa equazione:

- ρ è la densità del fluido;
- e_u è l'energia interna specifica;
- h è l'entalpia specifica, pari a $h = e_u + \frac{p}{\rho}$;
- $\dot{Q}$ rappresenta il flusso di calore entrante nel volume;
- $\dot{W}_{\text{pareti}}$ è la potenza meccanica dovuta allo spostamento delle pareti (cioè al lavoro del pistone).

Nel caso di una camera di cilindro pneumatico, si considerano le seguenti ipotesi semplificative:

- il fluido è un gas perfetto, con $e_u = c_v T$ e $h = c_p T$;
- la massa entra nella camera con portata G_{in} e temperatura T_{in} ;
- il lavoro meccanico è dovuto al movimento del pistone: $\dot{W}_{\text{pareti}} = p_{\text{ch}} A \dot{x}$;
- il volume della camera è pari a $V = Ax(t)$, con A area della sezione del cilindro.

L'energia interna totale nel volume può quindi essere scritta come:

$$E_u = \rho V c_v T \quad \Rightarrow \quad \frac{dE_u}{dt} = \frac{d}{dt}(\rho V c_v T) \quad (4.25)$$

Il flusso entrante di energia associato alla massa in ingresso è:

$$\dot{E}_{\text{massa}} = G_{\text{in}} c_p T_{\text{in}} \quad (4.26)$$

Tuttavia, poiché la massa entrante contribuisce anche ad aumentare direttamente l'energia interna del sistema, si sottrae il termine:

$$\dot{E}_{\text{int, massa}} = G_{\text{in}} c_v T_{\text{in}} \quad (4.27)$$

Infine, il lavoro meccanico fatto dal gas sulle pareti mobili risulta pari a:

$$\dot{W}_{\text{pareti}} = p_{\text{ch}} A \dot{x} \quad (4.28)$$

Sostituendo tutti i contributi nell'equazione integrale dell'energia, si ottiene la seguente espressione semplificata:

$$G_{\text{in}} c_p T_{\text{in}} + \dot{Q} - p_{\text{ch}} A \dot{x} - G_{\text{in}} c_v T_{\text{in}} = \frac{d}{dt} (\rho V c_v T) \quad (4.29)$$

Esplicitando il termine di derivata, se si considera costante ρ e V , oppure si trascura la variazione rispetto a quella della temperatura, si ottiene:

$$G_{\text{in}} c_p T_{\text{in}} + \dot{Q} - p_{\text{ch}} A \dot{x} - G_{\text{in}} c_v T_{\text{in}} = \rho V c_v \dot{T} \quad (4.30)$$

Si riporta l'implementazione Simulink: Lo switch implementato ha la funzione di

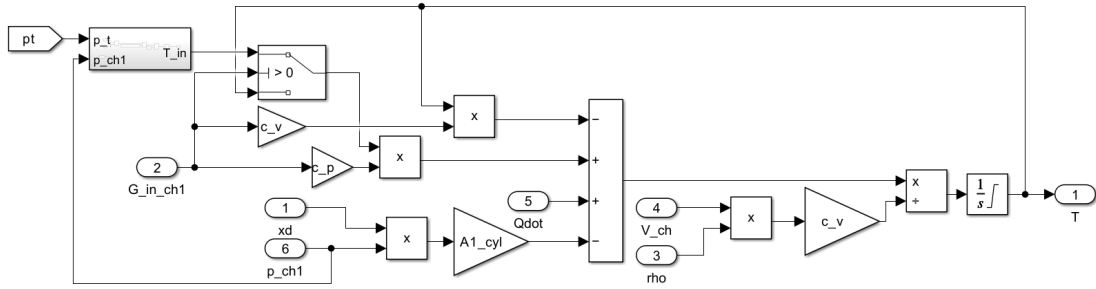


Figura 4.10: Implementazione equazione dell'energia camera

distinguere tra le due fasi operative del cilindro: alimentazione e scarico. Durante la fase di alimentazione, la temperatura del fluido in ingresso alla camera non è assunta uguale a quella del serbatoio, ma viene calcolata considerando una trasformazione politropica, che tiene conto del rapporto tra la pressione del serbatoio e quella presente nella camera. Questa scelta nasce dall'esigenza di rappresentare in modo semplice ma realistico il gradiente termico che si sviluppa naturalmente lungo il condotto tra il serbatoio e la camera, a causa dell'espansione del gas e delle eventuali perdite termiche.

$$T_{\text{in}} = T_t \left(\frac{p_{\text{ch}}}{p_t} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4.31)$$

Si mostra come è stato implementato in Simulink:

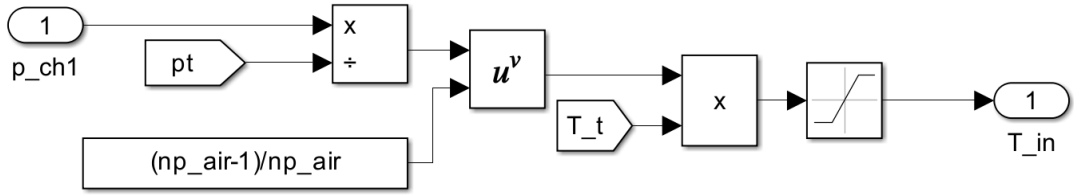


Figura 4.11: Implementazione definizione Temperatura ingresso camera

Al contrario, nella fase di scarico si assume che la temperatura del fluido in uscita coincida con quella interna alla camera.

Nel modello termico è stato considerato lo scambio termico convettivo tra il gas all'interno della camera e le pareti del cilindro. Un aspetto importante di questo fenomeno è che la superficie di scambio non è costante, ma varia dinamicamente in funzione della posizione del pistone. Infatti, man mano che il pistone si muove, cambia la porzione di superficie interna esposta al gas, modificando così l'area disponibile per lo scambio termico. Questo effetto è stato tenuto in conto nel calcolo del termine convettivo, rendendo il modello più realistico dal punto di vista termodinamico.

Equazione dei gas perfetti

Una volta note la densità ρ e la temperatura T del gas, è possibile calcolare la pressione all'interno del serbatoio utilizzando l'equazione di stato dei gas perfetti:

$$p_{ch} = \rho_{ch} R T_{ch} \quad (4.32)$$

dove:

- p è la pressione assoluta del gas [Pa],
- ρ è la densità del gas [kg/m³],
- T è la temperatura assoluta [K],

- R è la costante specifica del gas [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$].

Nel caso dell'aria, il valore della costante specifica R è pari a circa $287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

Si riporta l'implementazione Simulink:

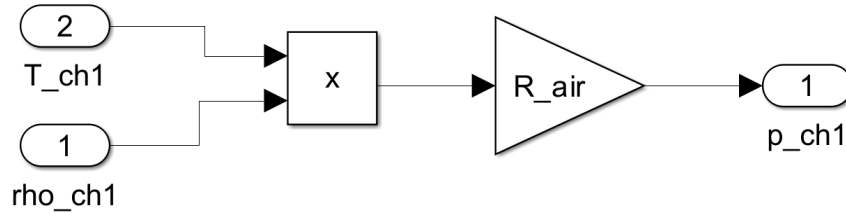


Figura 4.12: Implementazione equazione dei gas perfetti camera

Per completezza si presenta il modello completo della camera, con i singoli sottosistemi discussi finora. La modellazione della camera posteriore del cilindro è del tutto analoga.

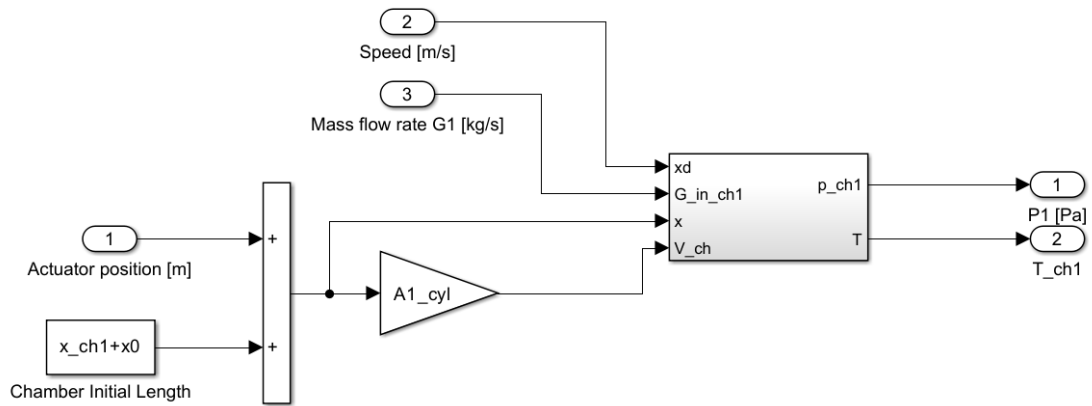


Figura 4.13: Implementazione camera 1/2

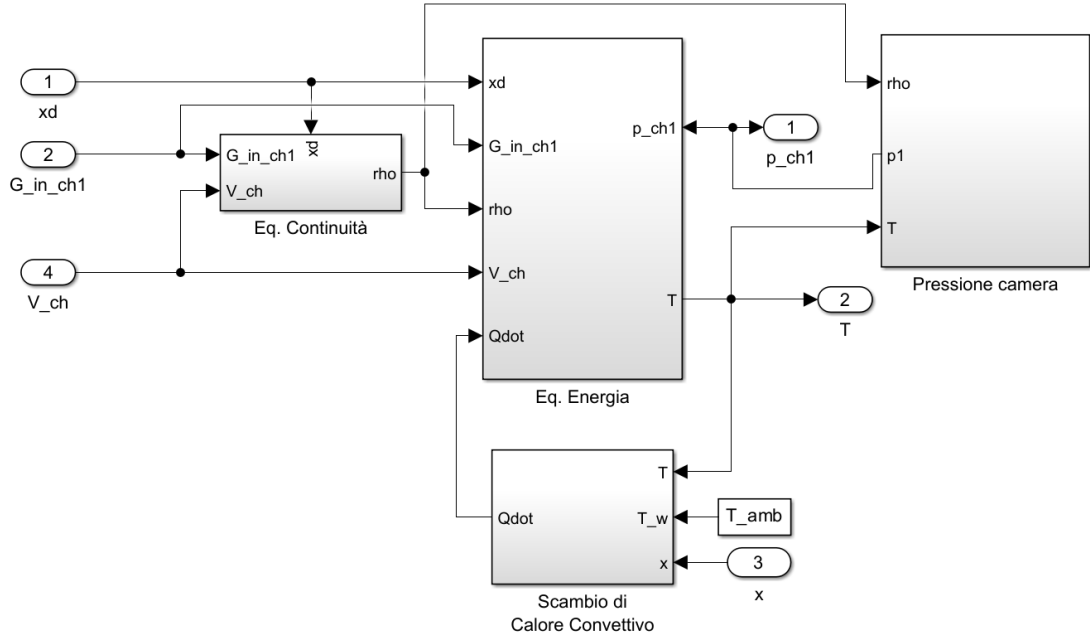


Figura 4.14: Implementazione camera 2/2

4.3.2 Dinamica del cilindro

La dinamica del sistema pistone-cilindro è descritta applicando il secondo principio della dinamica al corpo mobile, considerando tutte le forze agenti lungo la direzione di moto. L'equazione risultante è:

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 - c\dot{x} - m\ddot{x} - F_{\text{att}} = F_{\text{ext}} \quad (4.33)$$

dove:

- $p_1 A_1$ e $p_2 A_2$ rappresentano le forze generate dalla pressione del fluido sulle due superfici del pistone;
- $c\dot{x}$ è il termine di smorzamento viscoso lineare;
- $m\ddot{x}$ è la forza d'inerzia;
- F_{att} è la forza di attrito;

- F_{ext} è la forza esterna applicata al pistone.

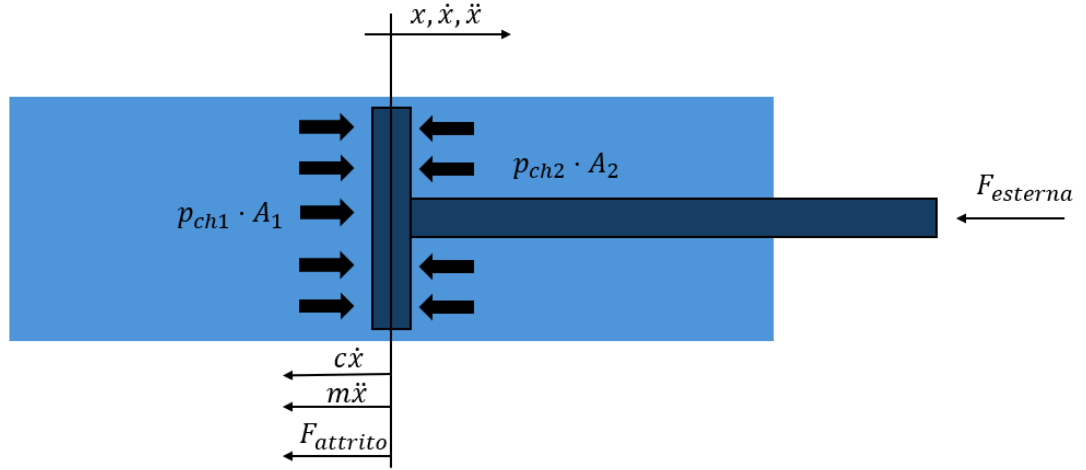


Figura 4.15: Schema dinamico cilindro

Per modellare l'attrito tra pistone e cilindro è stato adottato il **modello di Stribeck**, che descrive la transizione non lineare tra attrito statico (di spunto) e attrito dinamico (Coulombiano) in funzione della velocità relativa. La forza di attrito è formulata come:

$$F_{\text{att}} = F_{\text{as}} \left(1 + m_f e^{-|\omega_{\text{rod}}|} \right) \quad (4.34)$$

In questa espressione:

- F_{as} è la forza di attrito statico massima, ovvero la forza di spunto necessaria per avviare il moto;
- m_f è un coefficiente adimensionale che regola la transizione tra attrito statico e attrito dinamico: maggiore è m_f , più marcata sarà la differenza tra i due;
- ω_{rod} è la velocità angolare dello stantuffo, proporzionale alla velocità lineare $\dot{x}$, usata per rappresentare in forma scalare e continua l'evoluzione dell'attrito con la velocità;

- μ è il coefficiente di attrito tra il pistone e il cilindro, che tiene conto anche dello schiacciamento della guarnizione, fenomeno che dipende dalla variazione di pressione nel sistema e contribuisce ad aumentare la resistenza al moto.

Questo modello consente di rappresentare in modo semplificato ma efficace il comportamento dell'attrito nei sistemi pneumatici reali, in particolare durante le fasi di avvio e rallentamento, in cui il fenomeno dello *stick-slip* può compromettere la regolarità del moto.

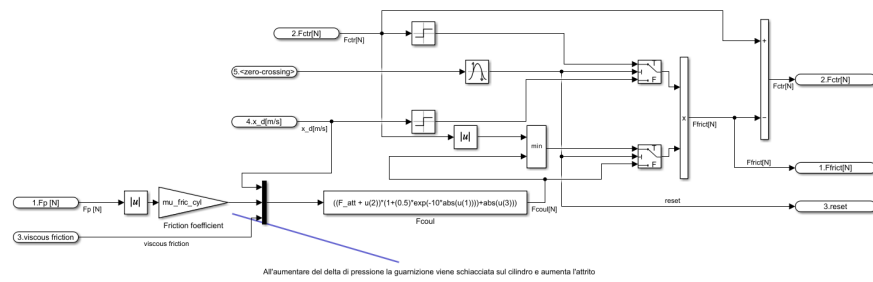


Figura 4.16: Implementazione Simulink modello d'attrito

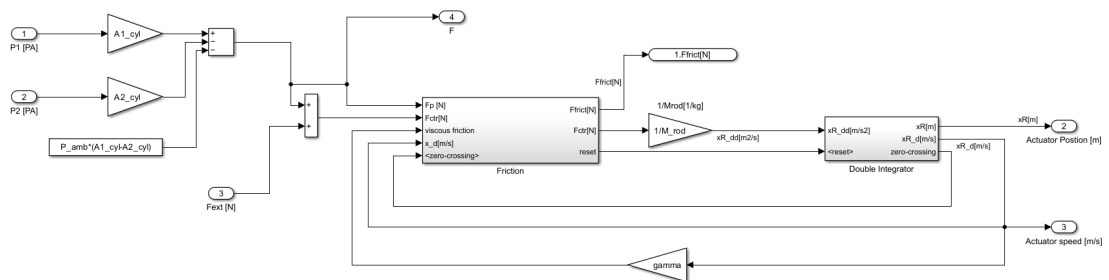


Figura 4.17: Implementazione Simulink dinamica cilindro

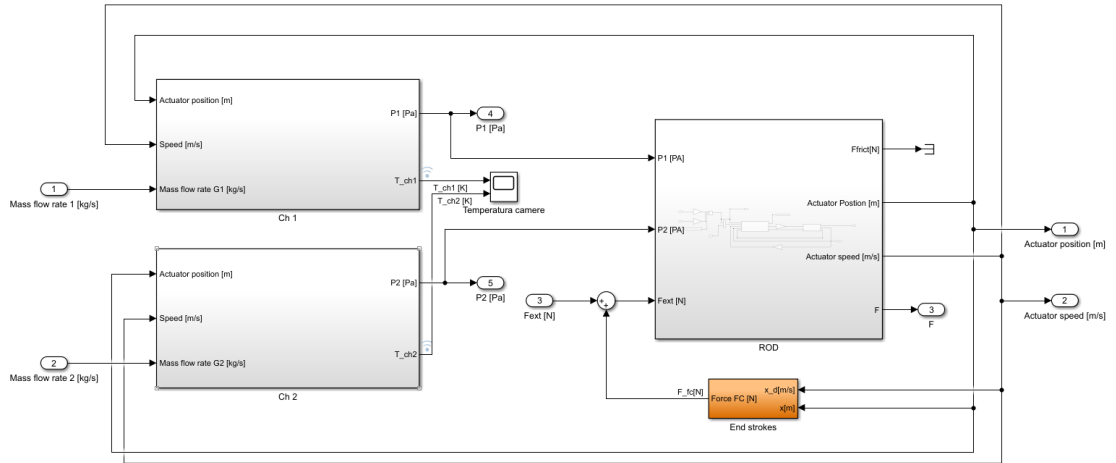


Figura 4.18: Implementazione cilindro completo

4.4 Tubazioni

Per la modellazione delle tubazioni all'interno del sistema pneumatico si fa riferimento alle equazioni di Navier–Stokes, che governano il comportamento dei fluidi comprimibili. In questo contesto, oltre all'equazione di continuità, viene presa in considerazione anche l'equazione della quantità di moto, necessaria per descrivere le perdite di pressione associate all'attrito del fluido lungo le pareti interne della tubazione.

L'attrito viene modellato mediante un termine di perdita distribuita secondo la formulazione di Darcy–Weisbach, che consente di quantificare la caduta di pressione in funzione delle caratteristiche geometriche del tubo, del regime di flusso e delle proprietà del fluido.

Poiché l'aria può fluire lungo la tubazione sia verso destra che verso sinistra, il modello implementato deve prevedere la possibilità di commutare dinamicamente le condizioni al contorno in funzione del verso del flusso. In altre parole, a seconda della direzione del moto del fluido, vengono applicate condizioni differenti di pressione o portata ai due estremi del tubo. Questo approccio consente di rappresentare in modo realistico il comportamento dinamico bidirezionale della rete pneumatica, in

particolare nei casi in cui i componenti connessi possano alternativamente agire da sorgente o da utilizzatore.

Al fine di garantire una trattazione chiara e non ambigua del modello, si farà riferimento esplicito alle grandezze fisiche ai lati della tubazione, distinguendo tra lato sinistro e lato destro. In particolare, si assume che il lato sinistro sia collegato al serbatoio e alla servovalvola, mentre il lato destro corrisponda alla connessione con la camera del cilindro. Nel modello, si adotta la convenzione secondo cui i contributi di portata sono considerati positivi quando il flusso avviene da sinistra verso destra, ovvero dalla servovalvola verso la camera.

4.4.1 Equazione di continuità

L'equazione di continuità in forma integrale è:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV = - \oint_{\partial V} \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA \quad (4.35)$$

Dove:

- ρ è la densità del fluido,
- $\mathbf{u}$ è il vettore velocità,
- $\mathbf{n}$ è il versore normale uscente alla superficie di controllo.

Applicando le seguenti ipotesi semplificative:

- il volume di controllo V_t (il serbatoio) è fisso e costante;
- i flussi sono concentrati nei punti di ingresso e uscita, trascurando la distribuzione spaziale;
- si assume aria ferma all'interno del serbatoio (assenza di moto convettivo interno);
- la densità dell'aria è uniformemente distribuita all'interno del volume.

L'integrale di volume si semplifica a:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV = V_p \dot{\rho}_p \quad (4.36)$$

Il flusso netto attraverso la superficie di controllo è dato dalla differenza tra portata in ingresso e portata in uscita:

$$\oint_{\partial V} \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA = G_{p,dx} - G_{p,sx} \quad (4.37)$$

Sostituendo si ottiene:

$$V_p \dot{\rho}_p = G_{p,sx} - G_{p,dx} \quad (4.38)$$

Da cui si ricava la forma finale:

$$\dot{\rho}_p = \frac{1}{V_p} (G_{p,sx} - G_{p,dx}) \quad (4.39)$$

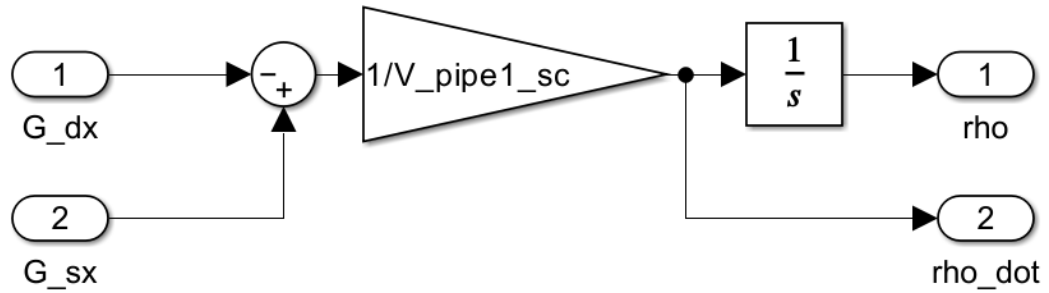


Figura 4.19: Implementazione equazione continuità tubo

4.4.2 Equazione della quantità di moto

A partire dalla forma integrale del bilancio della quantità di moto:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathbf{u} dV = - \oint_{\partial V} \rho \mathbf{u} (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dA + \int_{\partial V} p \mathbf{n} dA + \int_V \mathbf{f}_v dV \quad (4.40)$$

si analizzano ora i singoli termini per un tubo cilindrico lungo L , a sezione costante A , attraversato da un flusso unidimensionale.

Derivata temporale della quantità di moto interna:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho u dV = \frac{d}{dt} (\rho u V) = V (\rho \dot{u} + \dot{\rho} u) \quad (4.41)$$

Flusso di quantità di moto entrante e uscente dalle due sezioni di estremità:

$$-\oint_{\partial V} \rho u (u \cdot \mathbf{n}) dA = -\rho_{sx} u_{sx}^2 A + \rho_{dx} u_{dx}^2 A = A (\rho_{dx} u_{dx}^2 - \rho_{sx} u_{sx}^2) \quad (4.42)$$

Forze di pressione applicate alle estremità del tubo:

$$\int_{\partial V} p \mathbf{n} dA = p_{sx} A - p_{dx} A = (P_t - P_{ch}) A \quad (4.43)$$

Forze distribuite di attrito lungo la parete interna del tubo. Queste sono modellate secondo la legge di Darcy–Weisbach, in forma di perdita di carico distribuita:

$$\Delta p_{attr} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho u^2}{2} \quad \Rightarrow \quad F_{attr} = -\Delta p_{attr} \cdot A = -f \cdot \frac{\rho u^2}{2D} \cdot L \quad (4.44)$$

Combinando tutti i termini, dividendo per il volume $V = AL$, si ottiene l'equazione della quantità di moto nella forma seguente:

$$\frac{\rho_{sx} u_{sx}^2 - \rho_{dx} u_{dx}^2}{L} + \frac{(P_t - P_{ch}) A}{V} - \dot{\rho} u - f \cdot \frac{|u| u \rho}{2D} = \rho \dot{u} \quad (4.45)$$

Si riporta l'implementazione Simulink:

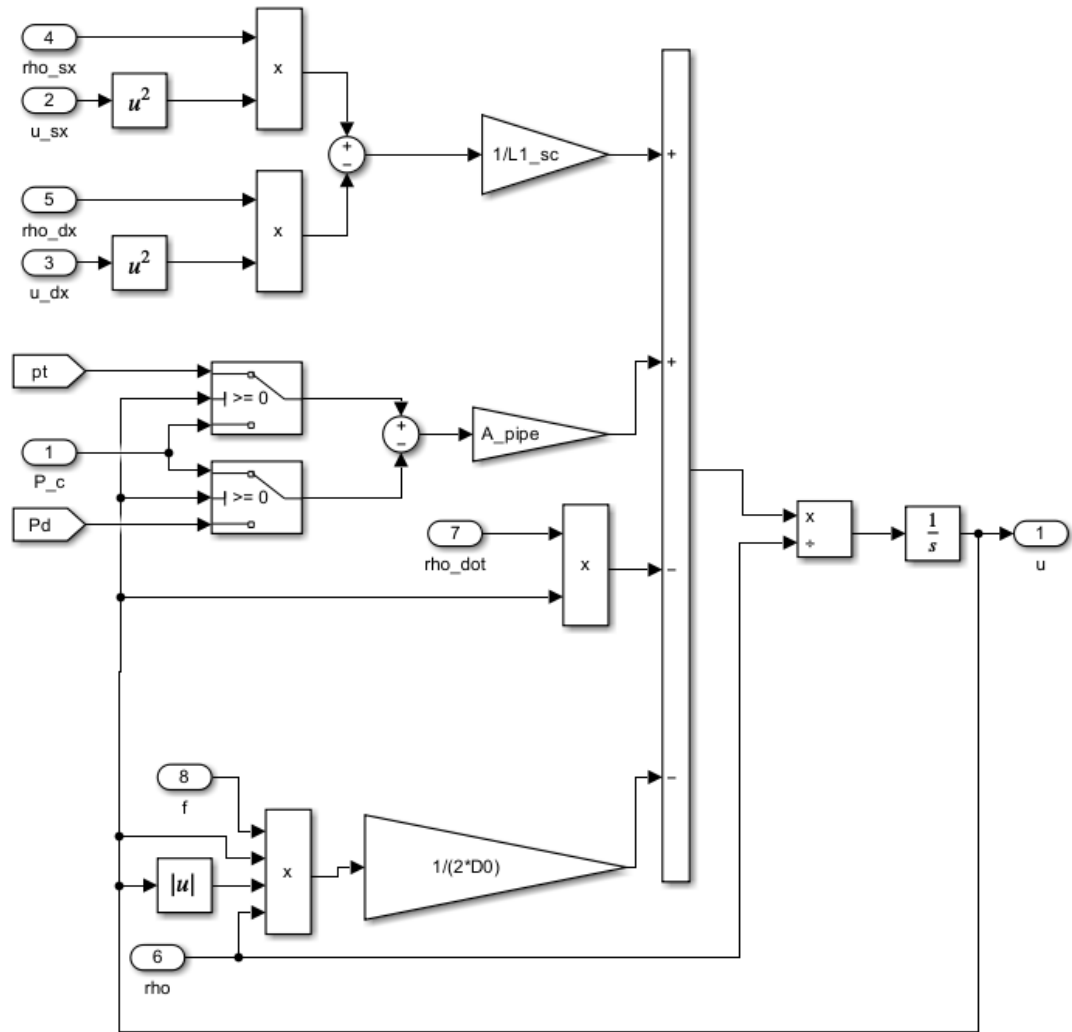


Figura 4.20: Implementazione equazione della quantità di moto tubo

Coefficiente di attrito

Per il calcolo del coefficiente di attrito f nella relazione di Darcy–Weisbach si adotta la formulazione proposta da Churchill, valida per ogni regime di moto, sia laminare che turbolento. Questa espressione ha il vantaggio di essere continua e applicabile a un ampio intervallo del numero di Reynolds, evitando la necessità di distinguere tra le diverse regioni di flusso.

La formula di Churchill per il coefficiente di attrito è la seguente:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + (A + B)^{-1.5} \right]^{1/12} \quad (4.46)$$

dove:

$$A = \left(2.457 \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\epsilon}{D}} \right) \right)^{16} \quad B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (4.47)$$

In tali espressioni, Re è il numero di Reynolds, ϵ è la rugosità assoluta interna della parete del tubo e D è il diametro interno della tubazione. Il numero di Reynolds è definito come:

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (4.48)$$

dove:

- ρ è la densità del fluido [kg/m³],
- u è la velocità caratteristica del flusso [m/s],
- D è una lunghezza caratteristica del problema, ad esempio il diametro del tubo [m],
- μ è la viscosità dinamica del fluido [Pa · s].

Nel caso dell'aria, la viscosità dinamica μ è funzione della temperatura e può essere calcolata tramite la legge di Sutherland:

$$\mu(T) = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \frac{T_0 + C}{T + C} \quad (4.49)$$

dove:

- T è la temperatura assoluta in kelvin [K],
- $\mu_0 = 1.716 \times 10^{-5}$ Pa · s è la viscosità a temperatura di riferimento,
- $T_0 = 273.15$ K è la temperatura di riferimento,

- $C = 110.4 \text{ K}$ è la costante di Sutherland per l'aria.

Questa espressione consente di determinare la viscosità dinamica dell'aria in funzione della temperatura, rendendo più accurato il calcolo del numero di Reynolds.

Nel calcolo del coefficiente di attrito tramite la formula di Churchill, il numero di Reynolds compare in modo non lineare. Quando la velocità del fluido si avvicina a zero, il valore del numero di Reynolds si annulla o diventa molto piccolo, causando instabilità numerica, discontinuità o addirittura indeterminanze nella valutazione del coefficiente di attrito.

Per ovviare a questo problema e garantire continuità e regolarità nel comportamento del modello anche a bassa velocità, si introduce un numero di Reynolds efficace, definito come:

$$Re_{\text{eff}} = \sqrt{Re^2 + \delta^2}$$

dove $\delta > 0$ è un parametro positivo, sufficientemente piccolo da non alterare significativamente i valori di f in condizioni di flusso reale, ma abbastanza grande da impedire che Re si annulli numericamente.

Si modifica quindi la formulazione del coefficiente di attrito come segue:

$$f = f(Re_{\text{eff}}) \cdot \frac{|Re|}{Re_{\text{eff}}}$$

In questo modo, anche quando la velocità è prossima allo zero, Figura 4.21 Re_{eff} rimane ben definito e positivo, permettendo il calcolo del coefficiente di attrito in tutti i regimi di moto.

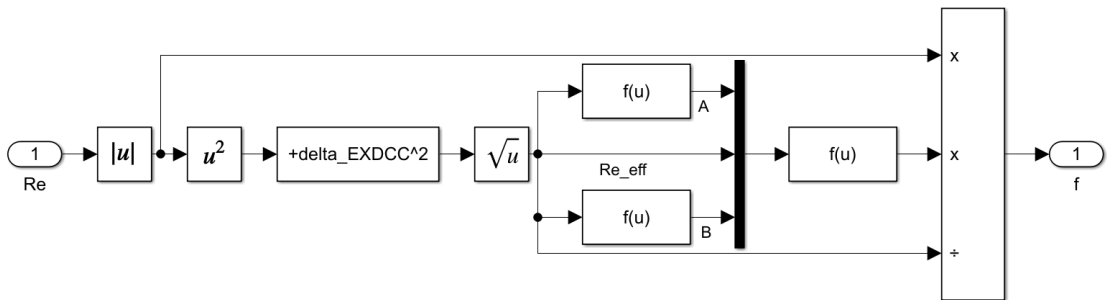


Figura 4.22: Formulazione del coefficiente di attrito

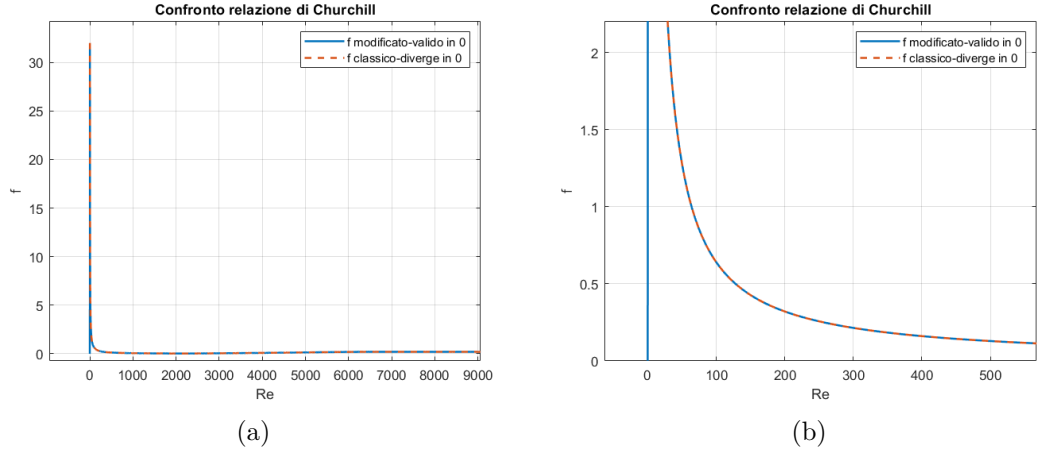


Figura 4.21: Confronto relazione Churchill modificata

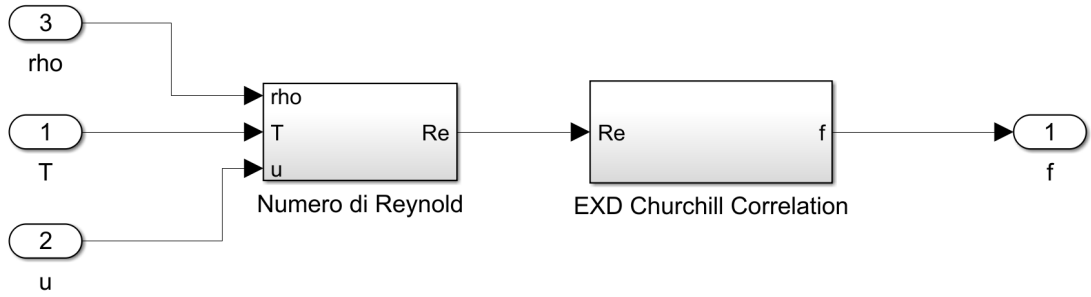


Figura 4.23: Dipendenza del coefficiente di attrito dal numero di Reynolds

4.4.3 Equazione dell'energia

La formulazione integrale del primo principio della termodinamica (bilancio energetico) per un fluido comprimibile, in forma generale, è:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho e dV + \int_{\partial V} \rho h \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA = \dot{Q} + \dot{W}_{visc} \quad (4.50)$$

dove:

- e_u è l'energia interna specifica [J/kg],
- $h = e_u + p/\rho$ è l'entalpia specifica,

- $\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}$ rappresenta la componente normale del campo di velocità alla superficie,
- $\dot{Q}$ è la potenza termica convettiva scambiata con l'esterno,
- $\dot{W}_{visc}$ è il lavoro dissipato.

Si pongono alcune ipotesi semplificative:

- La temperatura T sia uniforme all'interno del volume ($T = T(t)$),
- Non siano presenti lavori meccanici utili (es. alberi, pistoni).
- Sostituiamo $e = c_v T$ e $h = c_p T$

L'equazione diventa:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho c_v T dV + \int_{\partial V} \rho c_p T \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA = \dot{Q} + \dot{W}_{attrito} \quad (4.51)$$

Il primo termine può essere riscritto come:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho c_v T dV = \rho V c_v \dot{T} + c_v T V \dot{\rho} \quad (4.52)$$

Assumendo due sezioni di scambio (ingresso e uscita), il termine convettivo diventa:

$$\int_{\partial V} \rho c_p T \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA = \dot{G}_{sx} c_p T_{sx} - \dot{G}_{dx} c_p T_{dx} \quad (4.53)$$

dove:

- $\dot{G}_{sx}$ e $\dot{G}_{dx}$ sono le portate massiche in ingresso e uscita,
- T_{sx} , T_{dx} le rispettive temperature.

La potenza dissipata per attrito in un condotto può essere modellata come:

$$\dot{W}_{attrito} = \frac{f u^3 \rho V}{2D} \quad (4.54)$$

Combinando tutti i termini, otteniamo:

$$\rho V c_v \dot{T} + c_v T V \dot{\rho} + \dot{G}_{sx} c_p T_{sx} - \dot{G}_{dx} c_p T_{dx} = \dot{Q} + \frac{f u^3 \rho V}{2D} \quad (4.55)$$

Risolvendo per $\dot{T}$:

$$\dot{T} = \frac{1}{\rho V} \left(\dot{G}_{sx} c_p T_{sx} - \dot{G}_{dx} c_p T_{dx} + \dot{Q} \right) - \frac{\dot{\rho}}{\rho} c_v + \frac{f u^3}{2D} \quad (4.56)$$

Si riporta l'implementazione Simulink:

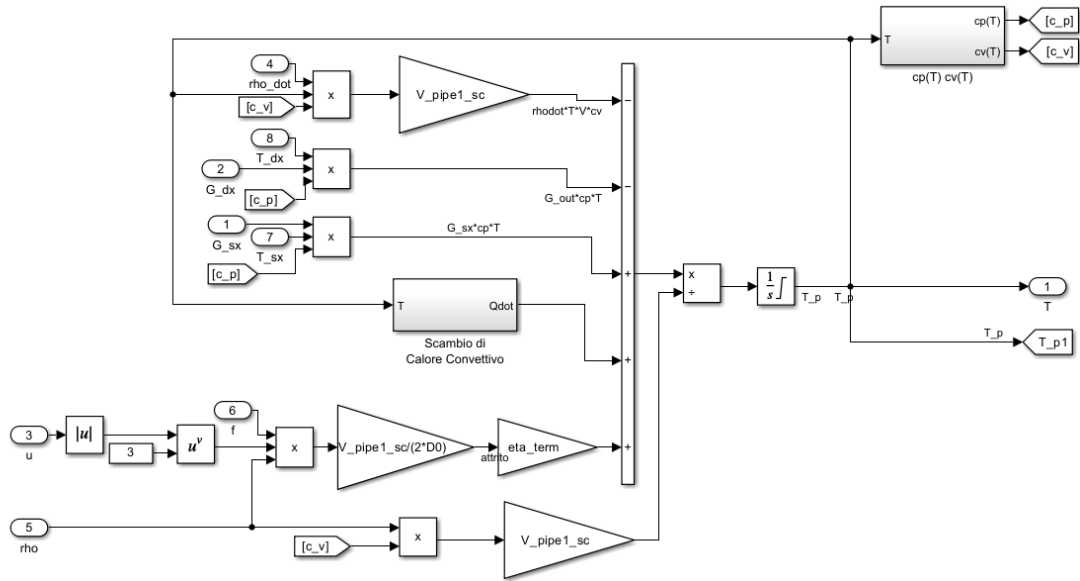


Figura 4.24: Implementazione equazione energia tubazione

Nel presente modello, i calori specifici a pressione costante c_p e a volume costante c_v non sono assunti costanti, ma sono considerati funzione della temperatura, al fine di descrivere in modo più accurato il comportamento termodinamico del fluido.

Per l'aria, si assume una relazione lineare semplificata per il calore specifico a pressione costante:

$$c_p(T) = c_{p,aria} + \alpha(T - 300) \quad (4.57)$$

dove:

- $c_{p,aria} = 1005 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ è il valore standard del calore specifico a pressione costante per l'aria secca
- $\alpha = 0,1 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}^2)$ è un coefficiente correttivo lineare,
- T è la temperatura in kelvin.

Il calore specifico a volume costante viene determinato in base alla relazione termodinamica:

$$c_v(T) = c_p(T) - R \quad (4.58)$$

dove $R = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ è la costante specifica del gas per l'aria.

Questa formulazione consente di modellare in modo più realistico le variazioni energetiche del fluido in funzione della temperatura, mantenendo al contempo un'espressione computazionalmente semplice.

4.4.4 Equazione gas perfetti

Una volta note la densità ρ e la temperatura T del gas, è possibile calcolare la pressione all'interno del serbatoio utilizzando l'equazione di stato dei gas perfetti:

$$p_p = \rho_p R T_t \quad (4.59)$$

dove:

- p è la pressione assoluta del gas [Pa],
- ρ è la densità del gas [kg/m^3],
- T è la temperatura assoluta [K],
- R è la costante specifica del gas [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$].

Nel caso dell'aria, il valore della costante specifica R è pari a circa $287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.
Si riporta l'implementazione Simulink:

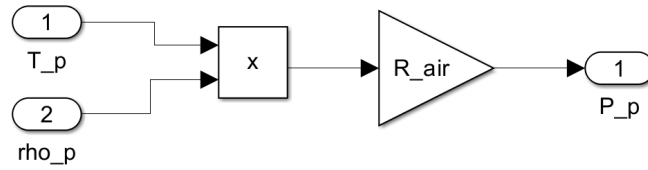


Figura 4.25: Implementazione equazione gas perfetti tubazione

4.4.5 Modellazione portata all'interfaccia tubo-cilindro

Nel modello considerato, la portata massica all'interfaccia tra la camera e il tubo (G_{dx}) è descritta tramite la formulazione della portata ellittica, che consente di rappresentare correttamente sia il regime subcritico sia quello critico del flusso compressibile.

In questo caso, non è presente una valvola, ma una giunzione rigida: la conduttanza associata al passaggio è quindi una costante che dipende esclusivamente dalla geometria dell'orifizio di collegamento (area, forma, lunghezza).

Gli ambienti di monte e valle, necessari per la definizione della portata, variano a seconda della fase operativa del sistema:

- **In fase di alimentazione**, il lato di monte corrisponde al tubo, mentre la camera rappresenta il lato di valle;
- **In fase di scarico**, il lato di monte è la camera, mentre il tubo rappresenta il lato di valle.

Questa distinzione permette di definire coerentemente la direzione del flusso e di applicare la formulazione ellittica in modo simmetrico, garantendo continuità e stabilità numerica anche in presenza di inversioni del verso della portata o condizioni transitorie.

Si riporta l'implementazione Simulink:

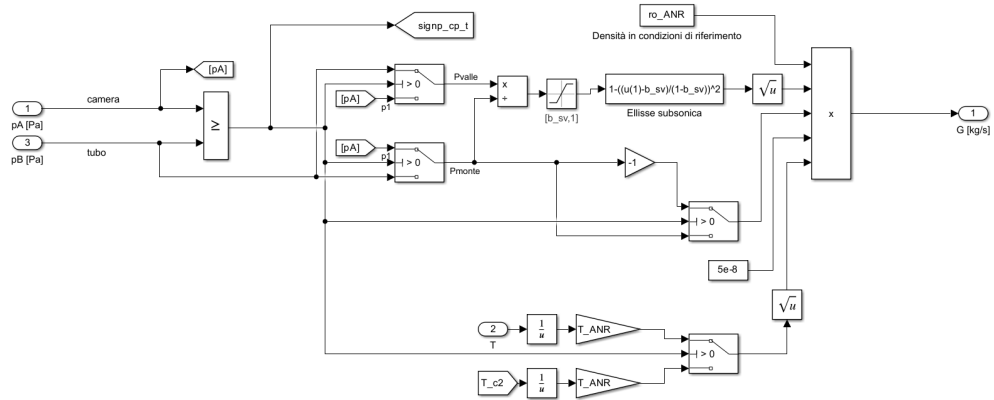


Figura 4.26: Implementazione portata all'interfaccia tubazione-camera

Per completezza, si riporta di seguito il modello totale della tubazione. La modellazione del secondo tubo di collegamento è del tutto analoga.

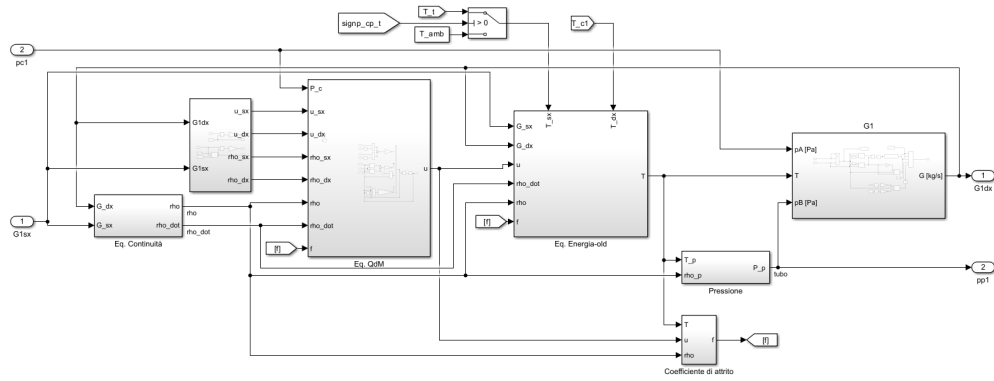


Figura 4.27: Modello tubazioni completo

4.5 Resistenze

Nel presente paragrafo si introduce la modellazione delle resistenze concentrate presenti nel circuito pneumatico a causa della presenza di elementi geometrici quali gomiti, giunzioni a T e giunzioni a L. Queste componenti introducono perdite di carico significative che influenzano il comportamento dinamico del sistema. La corretta rappresentazione di tali resistenze è pertanto fondamentale per garantire

un modello accurato, in grado di riprodurre fedelmente le condizioni di flusso reali all'interno del circuito.

Viene riportato di seguito lo schema delle resistenze concentrate presenti nel circuito:

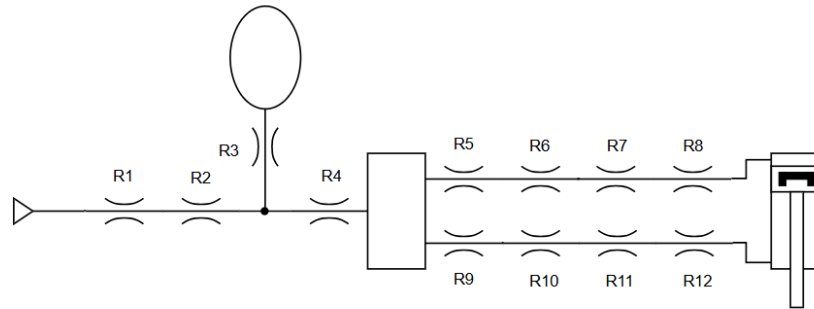


Figura 4.28: Schema resistenze pneumatiche

Denominazione	Tipologia
R1	N.1 Giunto a T
R2	N.1 Gruppo FRL
R3	N.3 Gomito 90° / 12 cm + N.2 Giunto a L
R4	N.1 Gomito 135° / 8 cm + N.1 Gomito 155° / 5 cm
R5	N.2 Gomito 90° / 12 cm
R6	N.2 Gomito 90° / 12 cm
R7	N.3 Giunto a L
R8	N.1 Giunto a T
R9	N.2 Gomito 90° / 12 cm + N.1 Giunto a L
R10	N.3 Gomito 90° / 12 cm
R11	N.3 Giunto a L
R12	N.1 Giunto a T

Tabella 4.1: Elenco delle resistenze concentrate presenti nel circuito pneumatico

Nel modello del circuito pneumatico, le resistenze concentrate elencate nella tabella precedente vengono suddivise in tre gruppi principali, in funzione della loro collocazione nel sistema e del contributo che esse forniscono alle perdite di carico complessive.

- Il primo gruppo comprende le resistenze dalla **R1 alla R4**, localizzate nel

tratto che va dalla linea di alimentazione fino all'ingresso della servovalvola. Queste vengono accorpate in una singola resistenza equivalente, indicata come $R_{eq,t}$, che rappresenta la perdita di carico totale lungo il ramo di alimentazione. Tale resistenza è già stata utilizzata per modellare la portata in ingresso al serbatoio nel paragrafo 4.1.1.

- Il secondo gruppo include le resistenze **R5**, **R6**, **R7** e **R8**, che si trovano lungo il tubo 1, il condotto che collega la servovalvola alla camera 1 del cilindro pneumatico. Anche in questo caso le resistenze vengono sommate in una resistenza equivalente $R_{eq,1}$, che caratterizza le perdite nel ramo di carico/scarico della camera anteriore.
- Il terzo gruppo, infine, comprende le resistenze **R9**, **R10**, **R11** e **R12**, relative al tubo 2, cioè al collegamento tra la servovalvola e la camera 2 del cilindro. Anche queste sono rappresentate da un'unica resistenza equivalente, indicata con $R_{eq,2}$.

4.5.1 Gomiti

La perdita di carico localizzata generata da un gomito viene calcolata attraverso il coefficiente di perdita ζ_g , definito secondo [28] come:

$$\Delta P = \zeta_g \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (4.60)$$

dove:

- ΔP è la perdita di pressione associata al gomito,
- ρ è la densità del fluido,
- u è la velocità del flusso in ingresso al componente.

Il coefficiente ζ_g è determinato dal prodotto di tre coefficienti:

$$\zeta_g = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1 \quad (4.61)$$

dove:

- A_1 è un coefficiente dipendente dall'angolo del gomito δ° , ottenuto dalla Tabella 4.2,
- B_1 è un fattore funzione del rapporto tra il raggio di curvatura R_c e il diametro idraulico D_h , come riportato nella Tabella 4.3,
- C_1 è un coefficiente correttivo legato alla geometria della sezione trasversale del condotto; per condotti a sezione circolare si assume $C_1 = 1$.

δ°	$\leq 70^\circ$	90°	$\geq 100^\circ$
A_1	$0.9 \sin \delta^\circ$	1.0	$0.7 + 0.35 \frac{\delta^\circ}{90^\circ}$

Tabella 4.2: Valori del coefficiente A_1 in funzione dell'angolo δ°

$\frac{R_c}{D_h}$	0.5–1.0	1.0
B_1	$\frac{0.21}{\left(\frac{R_c}{D_h}\right)^{2.5}}$	$\frac{0.21}{\sqrt{R_c/D_h}}$

Tabella 4.3: Valori del coefficiente B_1 in funzione del rapporto R_c/D_h

Nella Tabella 4.1 ripielogativa delle resistenze i gomiti sono caratterizzati da due grandezze: l'angolo del gomito e la sua lunghezza, grazie alle quali è possibile calcolare il raggio di curvatura.

Si riportano i valori del coefficiente ζ_g per le diverse geometrie di gomito presenti nel circuito pneumatico:

Questa formulazione consente di stimare con buona accuratezza l'effetto delle geometrie non rettilinee sulla perdita di carico all'interno del circuito pneumatico.

Tipologia gomito	ζ_g
Gomito 90° / 12 cm	0.674
Gomito 135° / 8 cm	0.495
Gomito 155° / 5 cm	0.831

Tabella 4.4: Valori del coefficiente di perdita ζ_g per diverse tipologie di gomiti

4.5.2 Giunto a L

Il giunto a L rappresenta un caso particolare di gomito, in cui è presente un elemento di collegamento tra due tratti di condotto. Il coefficiente di perdita associato dipende dall'angolo di flessione, dalla sezione e dalla lunghezza del giunto stesso. La perdita di carico che ne deriva può essere espressa dalla seguente relazione:

$$\Delta P = \zeta_l \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (4.62)$$

dove ζ_l è il coefficiente di perdita del giunto a L, ρ è la densità del fluido e u è la velocità media del flusso. Il valore del coefficiente ζ_l si ricava da apposite tabelle, in funzione della geometria del giunto e della rugosità relativa.

D [mm]	12,7	25,4	38,1	50,8
L [mm]	30	40	55	65
$\Delta = \frac{\delta}{D_0}$	0,020	0,010	0,0075	0,005
ζ_l	2,19	1,98	1,60	1,07

Tabella 4.5: Valori del coefficiente di perdita ζ_l

4.5.3 Gruppo FRL

Per la determinazione della perdita di carico introdotta dal gruppo FRL si fa riferimento ai dati forniti dal catalogo tecnico del produttore. Tali informazioni sono espresse sotto forma di curve caratteristiche, che mettono in relazione la perdita di pressione ΔP con la portata normalizzata (in Nl/min) e con la pressione di alimentazione.

Nel presente modello, la perdita associata al gruppo FRL è stimata interpolando le curve fornite, in funzione delle condizioni operative del sistema. Questa metodologia consente di mantenere una buona aderenza al comportamento reale del componente, evitando semplificazioni eccessive che potrebbero compromettere l'accuratezza della simulazione.

Si riportano le curve del costruttore:

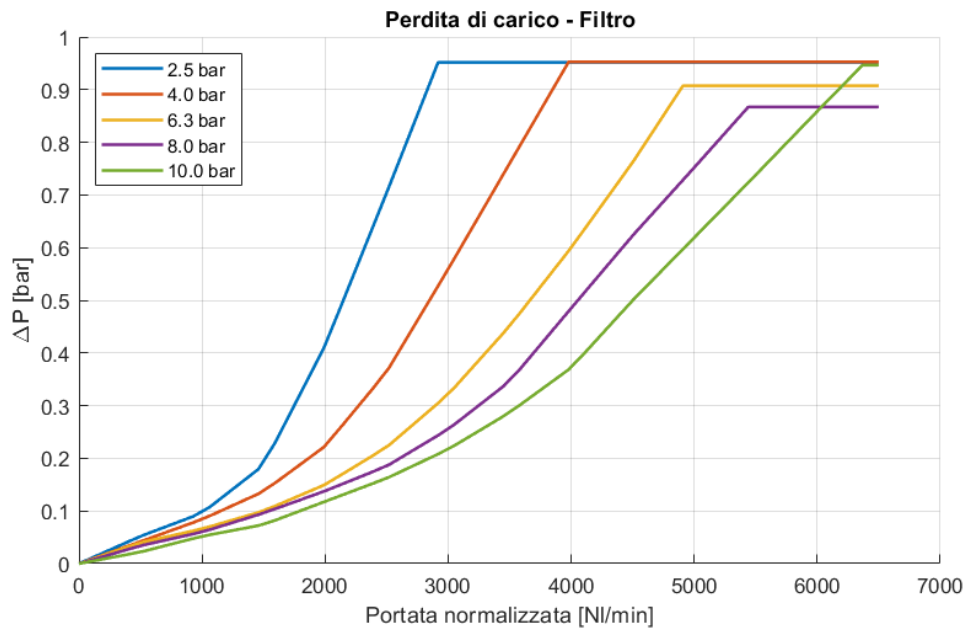


Figura 4.29: Perdita di carico filtro

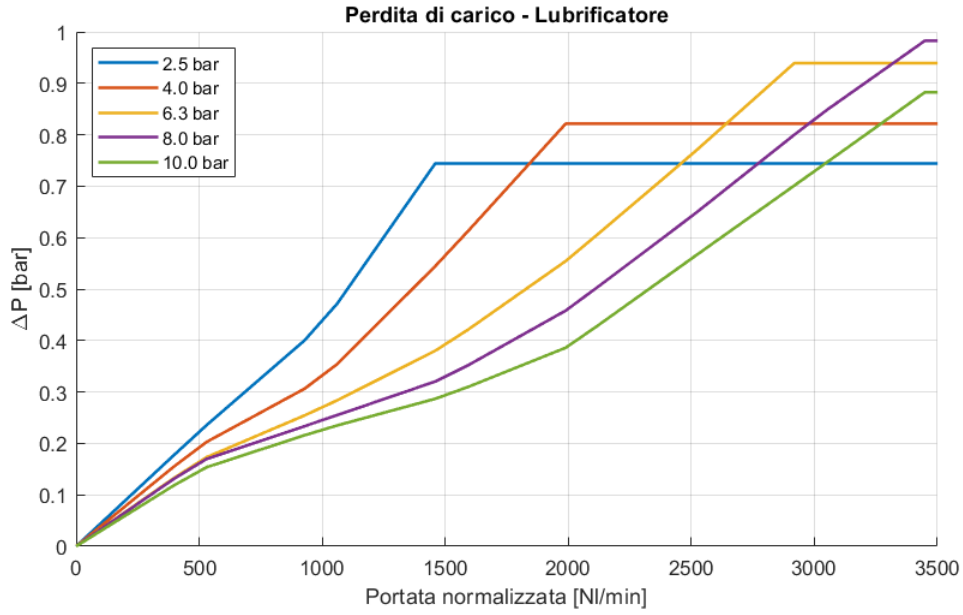


Figura 4.30: Perdita di carico lubrificatore

4.5.4 Giunto a T

Nel contesto dei sistemi pneumatici, esistono due tipologie principali di giunti a T (o più precisamente a Y) che influenzano le resistenze del flusso.

La prima tipologia comprende quei giunti in cui la somma delle aree delle sezioni trasversali del ramo laterale e del condotto principale è uguale all'area della sezione comune. In altre parole, l'area del ramo (F_b) più quella del condotto principale (F_s) è pari all'area dell'uscita comune (F_c), ovvero:

$$F_b + F_s = F_c$$

La seconda tipologia si riferisce a giunti in cui la somma delle aree delle sezioni trasversali del ramo e del condotto principale è maggiore dell'area della sezione comune, cioè:

$$F_b + F_s > F_c$$

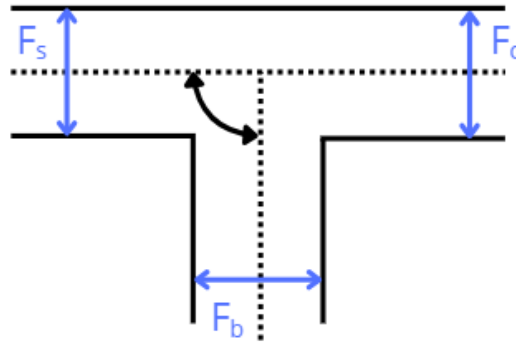


Figura 4.31: Schema giunto a T

Ogni giunto a T o a Y è caratterizzato da un angolo di diramazione α e dai rapporti tra le sezioni trasversali delle tre uscite. Questi rapporti influenzano anche le portate e le velocità nei diversi rami del giunto. Tali valori possono variare da caso a caso, a seconda delle condizioni operative.

Infine, è importante notare che tutti i giunti possono funzionare sia con il flusso che entra nel condotto principale, sia con il flusso che si dirama o si unisce da esso, a seconda della direzione del flusso nel sistema. La giunzione di due flussi paralleli che si muovono a velocità differenti è caratterizzata da un mescolamento turbolento dei due flussi, accompagnato da perdite di pressione. Durante questo processo di mescolamento, avviene uno scambio di quantità di moto tra le particelle che si muovono a velocità diverse, che porta infine all'uniformazione del profilo di velocità nel flusso comune risultante.

Facendo riferimento al diagramma 7-16 [28], la perdita di carico relativa al condotto principale può essere espressa come:

$$\Delta P = \zeta_{cs} \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (4.63)$$

dove ζ_{cs} è il coefficiente di resistenza del condotto, ρ è la densità del fluido e u è la velocità media del flusso. Nel caso in esame, essendo nella condizione $F_b + F_s > F_c$, il coefficiente di perdita vale $\zeta_{cs} = 0,75$.

4.6 Semplificazione della modellazione delle tubazioni e delle resistenze

La modellazione dettagliata delle tubazioni e delle resistenze concentrate del circuito pneumatico risulta particolarmente onerosa dal punto di vista computazionale. Ciò è dovuto principalmente a due fattori:

- **Limitata inerzia termica**, legata al ridotto volume interno delle tubazioni, che comporta una risposta termodinamica molto rapida;
- **Repentini salti di pressione**, specialmente durante le fasi di commutazione della servovalvola o nelle transizioni rapide di portata.

Per catturare correttamente tali fenomeni transitori, sarebbe necessario adottare un passo di integrazione estremamente piccolo (dell'ordine di 10^{-8} s), con conseguente aggravio in termini di tempo di calcolo. Tuttavia, poiché la dinamica delle tubazioni è significativamente più rapida rispetto a quella degli altri componenti del sistema (cilindri, valvole, serbatoi), un tale livello di dettaglio non risulta giustificato nell'economia del modello globale.

Al fine di valutare comunque l'effetto delle tubazioni sul comportamento complessivo del sistema, si adotta una semplificazione strutturata, che consente di separare i due principali contributi da esse introdotti:

- **Effetto capacitivo**: il volume delle tubazioni viene considerato come un volume aggiuntivo e sommato a quello delle camere del cilindro. In questo modo, l'effetto di immagazzinamento del fluido viene mantenuto nel bilancio complessivo senza simulare esplicitamente la dinamica del tubo.
- **Effetto resistivo**: viene introdotta una resistenza equivalente, ottenuta come somma delle resistenze concentrate (giunti, gomiti, valvole, ecc.) e delle perdite distribuite lungo la tubazione. Questa resistenza viene accorpata nella conduttanza della servovalvola, permettendo di tenere conto delle perdite di carico complessive senza dover modellare nel dettaglio ciascun tratto.

Questa formulazione consente di semplificare significativamente il modello numerico, mantenendo comunque un buon compromesso tra accuratezza e costi computazionali.

4.6.1 Modello lineare di resistenza pneumatica

Per la determinazione della resistenza pneumatica associata a un condotto, si fa riferimento a un modello lineare, valido in condizioni di regime laminare o nel caso di piccoli tubi attraversati da basse portate. In tali condizioni, la resistenza pneumatica può essere definita come:

$$R = \frac{\Delta p}{Q} \quad \left[\frac{\text{Pa} \cdot \text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad (4.64)$$

dove Δp rappresenta la perdita di pressione lungo il tubo e Q la portata volumetrica del fluido.

La legge di Hagen–Poiseuille consente di calcolare la resistenza pneumatica di un tubo cilindrico di lunghezza L e diametro interno D , secondo la seguente espressione:

$$R_{\text{tubo}} = \frac{128 \mu L}{\pi D^4} \quad (4.65)$$

dove μ è la viscosità dinamica del fluido.

Per tenere conto delle perdite di carico associate alle resistenze concentrate, si utilizza comunemente il **metodo della lunghezza equivalente**. Questo approccio consente di modellare ogni discontinuità (gomiti, giunzioni, valvole, ecc.) come un tratto di tubo rettilineo di lunghezza equivalente che, in regime laminare o turbolento stazionario, produce lo stesso effetto di perdita di carico.

I valori della lunghezza equivalente, espressi come rapporto L_{eq}/D , sono tipicamente reperiti in letteratura tecnica, tra cui manuali autorevoli come il *Crane Technical Paper No. 410* o l'*ASHRAE Handbook*. La seguente tabella riporta i valori utilizzati per le principali tipologie di resistenze concentrate presenti nel circuito analizzato.

Tipologia	Lunghezza equivalente L_{eq}/D
Gomito 90°	30
Giunto a T	25
Giunto a L	30

Tabella 4.6: Valori di lunghezza equivalente per resistenze concentrate (fonte: manuali tecnici come Crane e ASHRAE)

I valori di lunghezza equivalente L_{eq} , una volta moltiplicati per il diametro interno D del tubo, permettono di ottenere la *lunghezza virtuale* che ciascun elemento concentrato aggiunge al tratto di condotto in cui è inserito. In tal modo, le perdite di carico dovute a tali elementi possono essere inglobate nella formulazione della **resistenza distribuita equivalente**, utilizzando la legge di Hagen–Poiseuille.

$$L_{\text{tot}} = L_{\text{geom}} + \sum_i L_{\text{eq},i} = L_{\text{geom}} + \sum_i \left(\frac{L_{\text{eq}}}{D} \cdot D \right) \quad (4.66)$$

$$R_{\text{eq}} = \frac{128 \mu L_{\text{tot}}}{\pi D^4} \quad (4.67)$$

dove:

- L_{geom} è la lunghezza geometrica del tubo;
- $L_{\text{eq},i}$ è la lunghezza equivalente associata al singolo elemento concentrato;
- μ è la viscosità dinamica del fluido.

Si riporta l'implementazione Simulink:

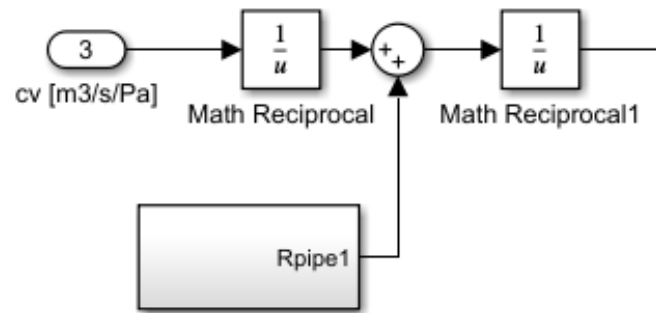


Figura 4.32: Implementazione resistenza semplificata

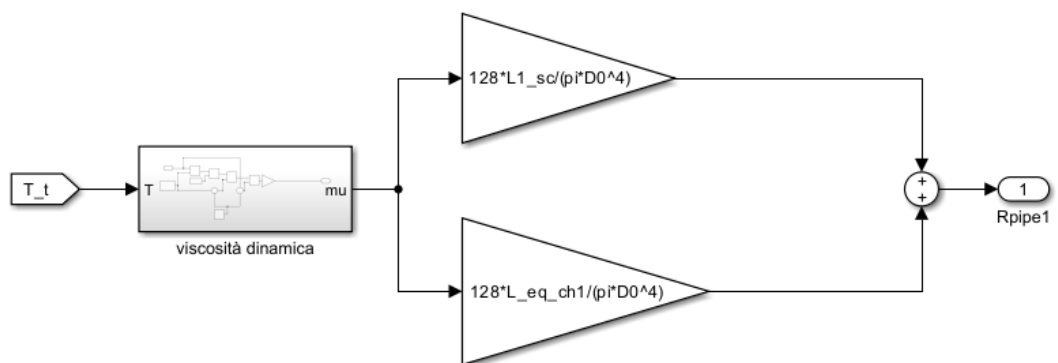


Figura 4.33: Formulazione resistenza semplificata

Capitolo 5

Analisi dei risultati

In questo capitolo vengono presentati i risultati ottenuti attraverso la simulazione del modello pneumatico sviluppato, con l'obiettivo di analizzare il comportamento dinamico e termodinamico del sistema in diverse condizioni operative. L'attenzione è rivolta in particolare all'evoluzione delle principali grandezze fisiche, quali pressione e temperatura, all'interno dei volumi significativi del sistema, come il serbatoio e le camere del cilindro.

Viene inoltre approfondito il contributo dei singoli sottosistemi e il modo in cui questi influenzano la dinamica complessiva. Infine, viene esaminata la risposta in frequenza del sistema pneumatico, utile per valutare le prestazioni in termini di rapidità di risposta, stabilità e sensibilità a variazioni della sollecitazione. Questi risultati forniscono una base solida per eventuali ottimizzazioni e semplificazioni del modello.

5.1 Risposte nel tempo a vari tipi di input

Nel seguente paragrafo viene analizzata la risposta del sistema a due differenti tipologie di ingresso: un segnale sinusoidale e un ingresso a gradino. Tali prove permettono di valutare il comportamento dinamico del sistema sia in regime periodico che in presenza di variazioni improvvise, evidenziando le sue caratteristiche principali.

5.1.1 Risposta a gradino

Nel presente sottoparagrafo viene analizzata la risposta del sistema a un ingresso a gradino, applicato con tre diverse ampiezze: 2%, 20% e 60% della forza di stallo, pari a 18 096 N. Figura 5.1 Dall'analisi dell'andamento della forza di feedback (F_{fb})

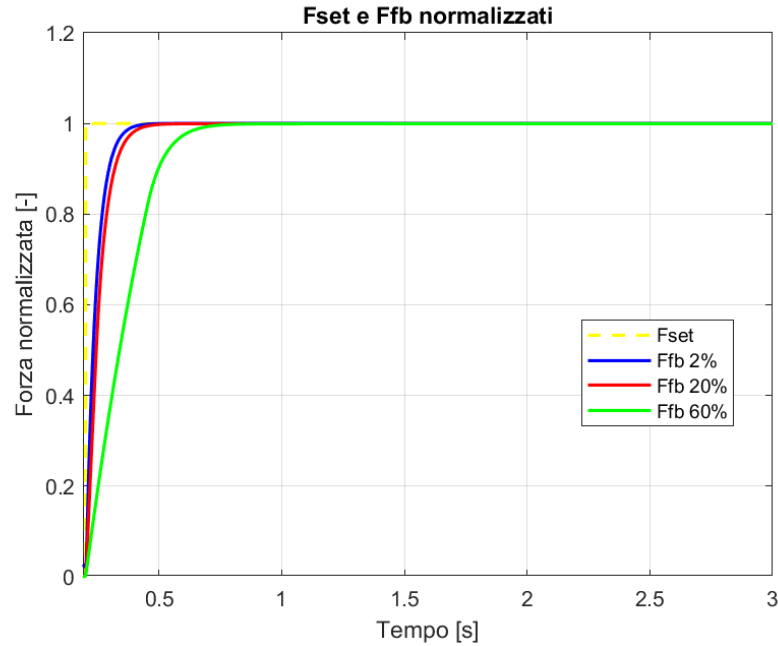


Figura 5.1: Fset vs Ffb normalizzati con input a gradino

in risposta ai tre ingressi a gradino di ampiezza pari al 2%, 20% e 60% della forza massima, Figura 5.1, si osserva che all'aumentare dell'input il sistema impiega un tempo progressivamente maggiore per raggiungere il valore di riferimento (F_{set}).

Tutte le risposte mostrano un certo ritardo iniziale, anche quella al 2%, che però risulta essere la più rapida nel seguire il riferimento. Il gradino al 20% presenta un ritardo leggermente superiore rispetto al caso del 2%, mentre il gradino al 60% evidenzia un ritardo decisamente più marcato, indicando una dinamica più lenta.

Questo comportamento suggerisce che l'inseguimento del riferimento diventa progressivamente più critico al crescere della sollecitazione, a causa di fenomeni di inerzia o effetti non lineari presenti nel sistema.

Nel grafico in Figura 5.2 seguente sono rappresentate le portate $G1$ e $G2$ in risposta a tre ingressi a gradino di ampiezza pari al 2%, 20% e 60% della forza massima. Si osserva che le portate presentano un picco iniziale proporzionale

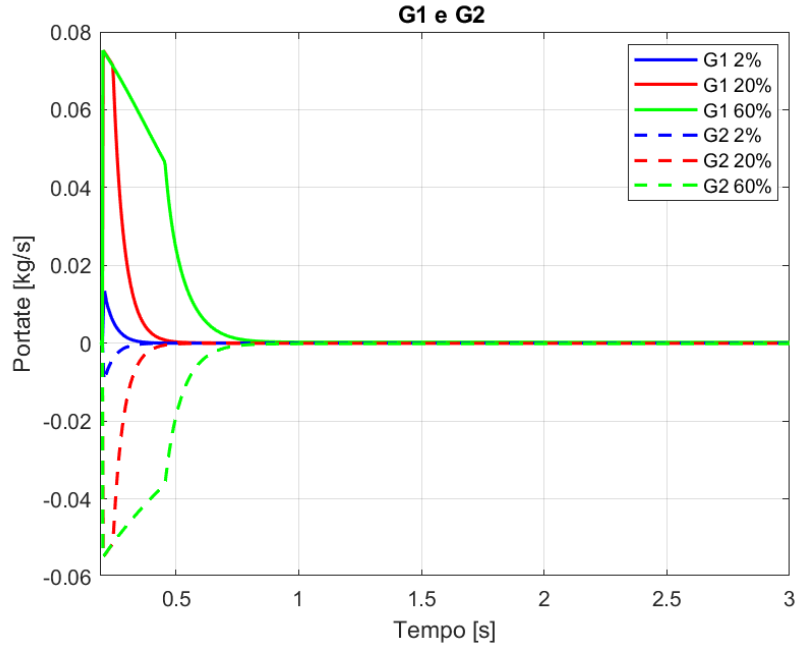


Figura 5.2: Portate alle camere con input a gradino

all'ampiezza del gradino: all'aumentare dell'input, il valore massimo (in modulo) delle portate cresce in modo coerente. In particolare, la portata $G1$ assume valori positivi mentre $G2$ è negativa, evidenziando un comportamento simmetrico tra i due flussi, dovuto al fatto che si sta alimentando la camera 1 del cilindro.

Il transitorio è più ampio per i gradini maggiori, ma il tempo necessario per riportare le portate a zero risulta comparabile in tutti e tre i casi (circa 1 s), suggerendo una buona capacità di smorzamento del sistema.

Infine, si nota che a regime, le portate necessarie a mantenere la forza target sono piccole ma non nulle a causa delle perdite lungo il circuito pneumatico.

In Figura 5.3 sono illustrate le pressioni $P1$ e $P2$ all'interno delle due camere del cilindro. Si osserva come tali pressioni risultino proporzionali all'ampiezza del segnale di comando. La pressione $P1$ assume valori positivi, mentre $P2$ risulta negativa, a indicare che l'alimentazione è diretta verso la camera 1 del cilindro. Superata la fase transitoria, le pressioni si stabilizzano su un valore costante, necessario per mantenere la forza desiderata.

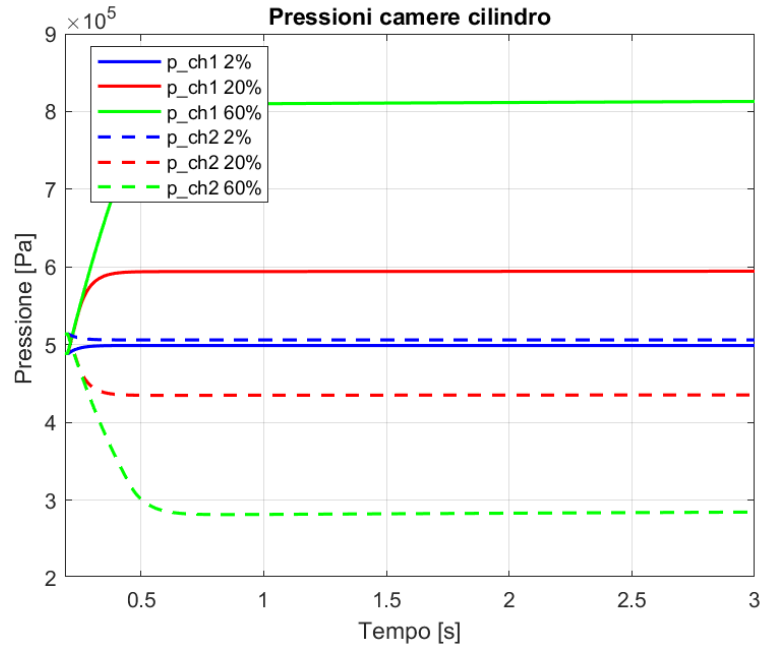
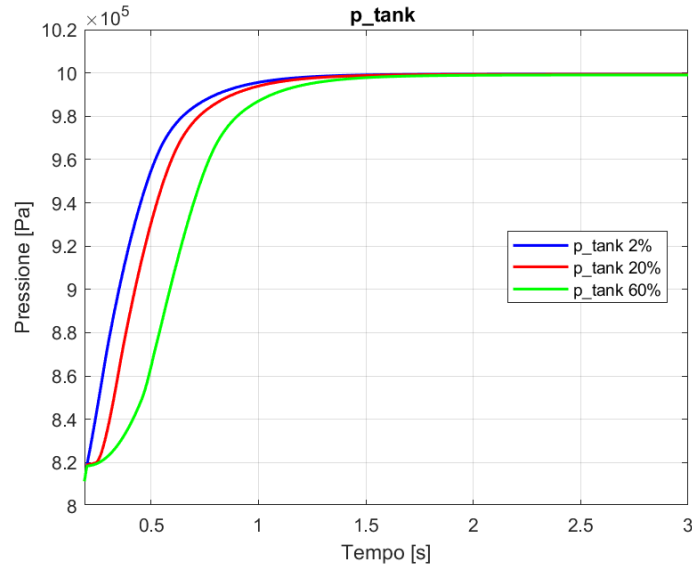


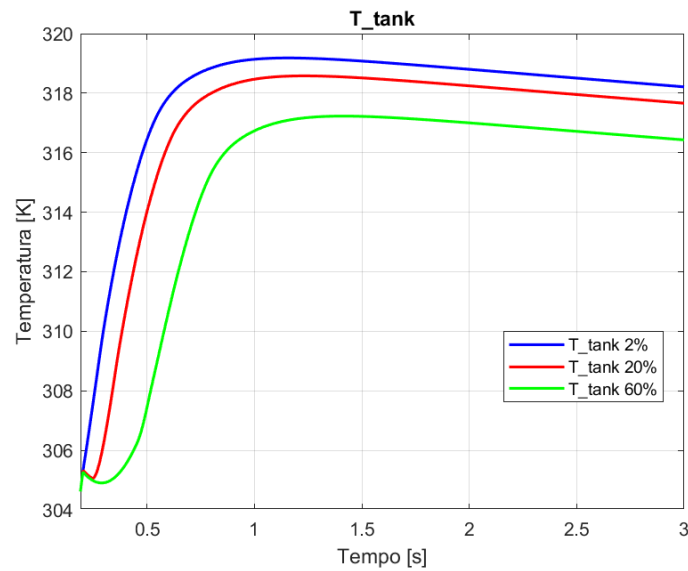
Figura 5.3: Pressioni nelle camere con input a gradino

I risultati in Figura 5.4a mostrano che, all'aumentare dell'ampiezza del gradino, la pressione nel serbatoio impiega un tempo maggiore a stabilizzarsi. Questo comportamento è attribuibile all'incremento della portata d'aria richiesta dal cilindro: un comando più elevato alla servovalvola determina un maggiore deflusso

di aria compressa dalle camere, con conseguente prelievo più consistente dal serbatoio. Nonostante l'alimentazione continua, il serbatoio non riesce a compensare istantaneamente la maggiore richiesta, evidenziando un ritardo nel ripristino della pressione iniziale.



(a)



(b)

Figura 5.4: Effetto sul serbatoio con input a gradino: (a) Pressione, (b) Temperatura

In termini di temperatura, Figura 5.4b dai risultati ottenuti si osserva che, al crescere dell'ampiezza del gradino di comando applicato alla servovalvola, la temperatura nel serbatoio tende a diminuire maggiormente. Questo comportamento è riconducibile all'aumento della portata in uscita: un gradino più elevato comporta un maggiore deflusso di aria compressa verso il cilindro, causando una variazione più rapida e consistente dell'energia interna del gas.

5.1.2 Risposta sinusoidale

Nel presente sottoparagrafo viene analizzata la risposta del sistema a un ingresso sinusoidale, applicato con tre diverse ampiezze: 2%, 20% e 60% della forza di stallo, pari a 18 096 N.

È stato condotto un confronto tra l'ingresso sinusoidale e la risposta del sistema per tre diverse ampiezze di comando. Dal grafico in Figura 5.5 emerge chiaramente che, al crescere dell'ampiezza del segnale, la risposta del sistema si attenua progressivamente. In particolare, l'ampiezza della risposta a 20% risulta leggermente inferiore rispetto a quella a 2%, mentre a 60% l'attenuazione è decisamente più marcata.

Tale comportamento è principalmente attribuibile alla presenza di non linearità nel sistema pneumatico, legate sia alla caratteristica della servovalvola sia alla compressibilità dell'aria e alle perdite interne. A comandi di maggiore ampiezza, la servovalvola opera in regioni prossime alla saturazione, riducendo l'efficacia del controllo e limitando la variazione effettiva della portata.

Nel grafico in Figura 5.6 seguente sono rappresentate le portate $G1$ e $G2$. Si osserva che per un comando del 2% la portata risulta contenuta, mentre per comandi del 20% e 60% le portate raggiungono valori molto simili, con un incremento marginale nel caso del 60%. Questo andamento è spiegabile considerando la non linearità della servovalvola e le limitazioni fisiche del sistema pneumatico. In particolare, la relazione tra segnale di comando e portata non è lineare: la curva caratteristica della valvola tende ad appiattirsi in regime di portata critica.

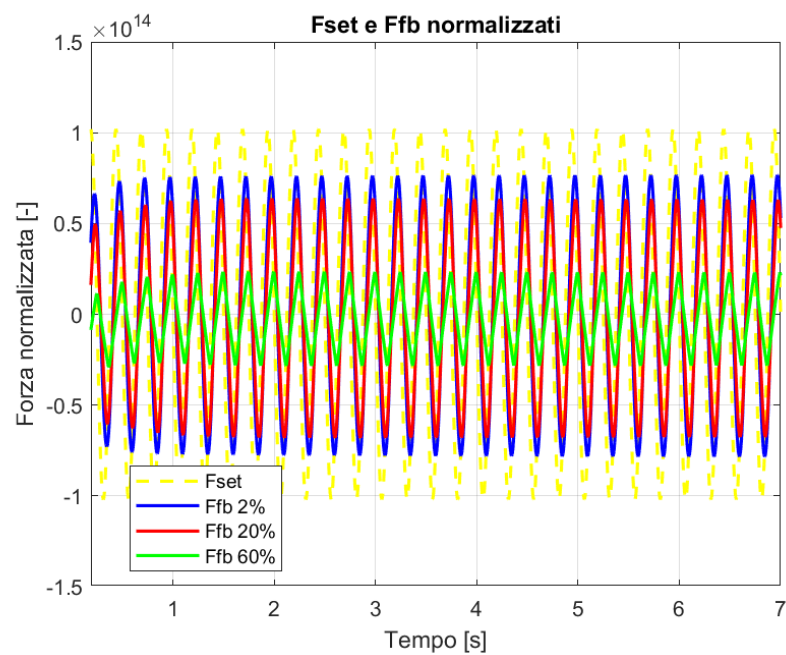


Figura 5.5: Fset vs Ffb normalizzati con input sinusoidale

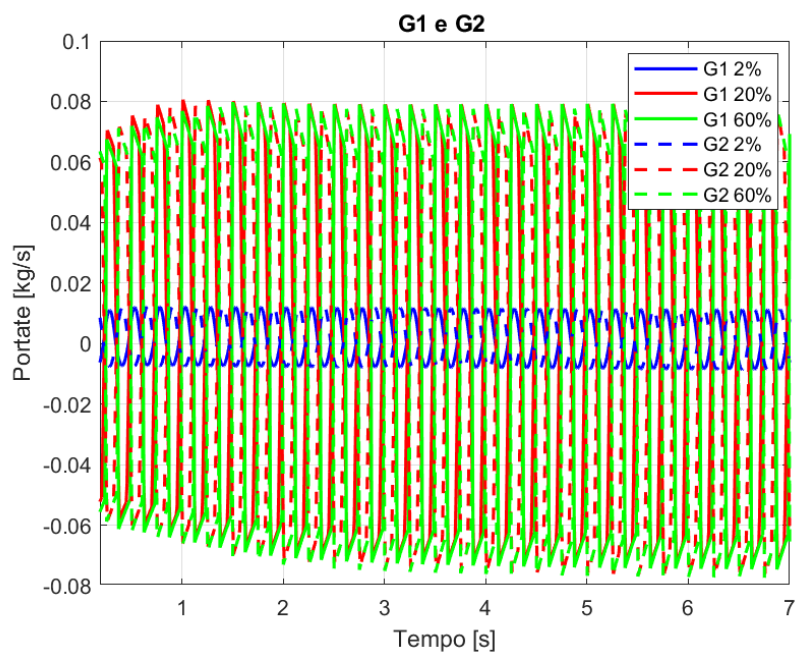


Figura 5.6: Portate alle camere con input sinusoidale

In Figura 5.7 sono illustrate le pressioni $P1$ e $P2$ all'interno delle due camere del cilindro. Come previsto, all'aumentare dell'ampiezza del segnale, l'escursione di pressione nelle camere cresce, riflettendo una maggiore richiesta di forza al cilindro. Le pressioni risultano antifase, a testimonianza del corretto bilanciamento dinamico tra le due camere. Tuttavia, si nota che il salto tra 20% e 60% non è

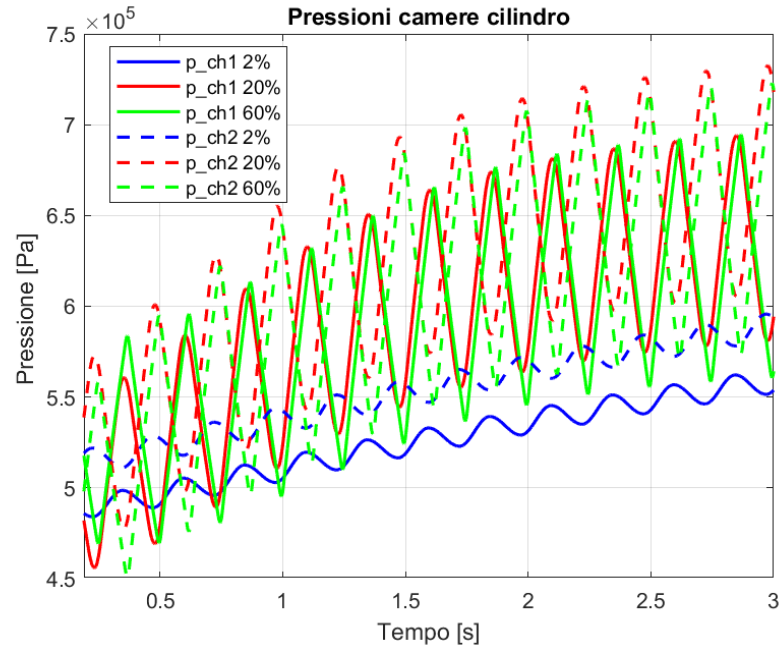


Figura 5.7: Pressioni nelle camere con input sinusoidale

proporzionale a quello tra 2% e 20%, segno della presenza di non linearità nel sistema, probabilmente dovute alla saturazione della valvola e ai limiti della portata disponibile. Inoltre, la pressione media tende ad aumentare con l'ampiezza del comando, evidenziando la maggiore energia richiesta per inseguire segnali ad alta dinamica e ampiezza.

Nel grafico di Figura 5.8a è mostrato l'andamento della pressione nel serbatoio in funzione del tempo. Si osservano due fenomeni principali: il primo è che per comandi più elevati, come il 60%, la pressione nel serbatoio impiega più tempo a stabilizzarsi. Questo comportamento è dovuto all'aumento della portata richiesta alle camere del cilindro: una porzione maggiore di aria viene prelevata dal serbatoio,

che necessita quindi di più tempo per compensare il consumo e ristabilire l'equilibrio tra alimentazione e uscita. In secondo luogo, il valore di regime della pressione si riduce al crescere dell'ampiezza del segnale. In particolare, la pressione finale per il 60% risulta sensibilmente più bassa rispetto ai casi al 2% e al 20%. Questo comportamento può essere spiegato considerando due fattori principali:

- *Perdite fluidodinamiche legate alla portata:*

All'aumentare della portata d'aria, crescono anche le perdite di carico nei condotti e nei componenti pneumatici a valle del serbatoio. Tali perdite, che dipendono in modo non lineare dalla velocità del fluido, sottraggono energia al sistema e comportano una riduzione della pressione disponibile nel serbatoio.

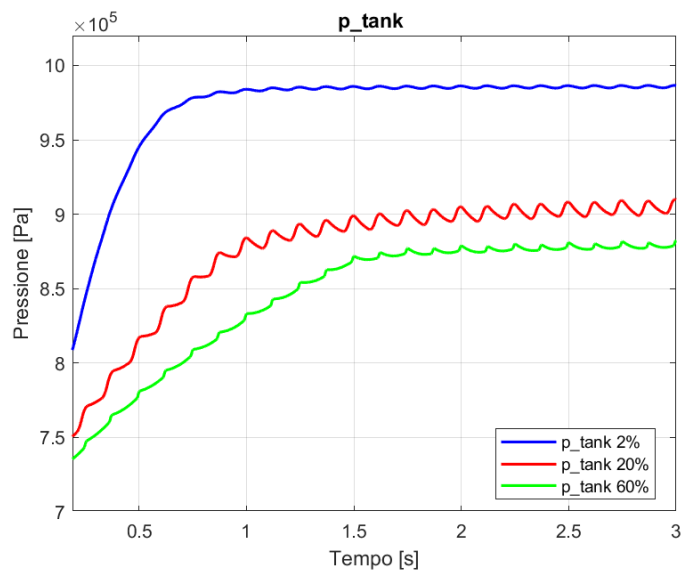
- *Bilancio energetico nel serbatoio:*

La temperatura all'interno del serbatoio è modellata attraverso l'equazione dell'energia. Un flusso in uscita più elevato comporta una maggiore espansione dell'aria e, quindi, un raffreddamento più marcato. Questo calo di temperatura si traduce, per effetto dell'equazione di stato del gas ideale, in una pressione di equilibrio più bassa.

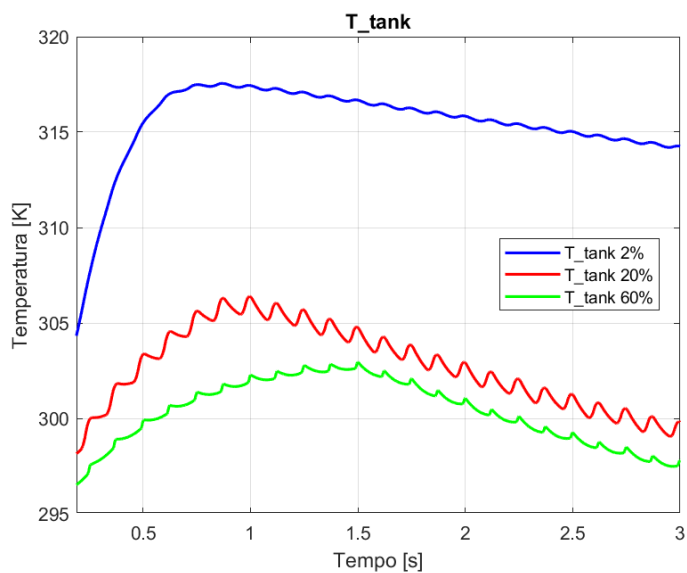
In termini di temperatura, come mostrato in Figura 5.8b si osserva che, al crescere del comando applicato alla servovalvola, la temperatura nel serbatoio tende a diminuire maggiormente. Questo comportamento è riconducibile all'aumento della portata in uscita: un gradino più elevato comporta un maggiore deflusso di aria compressa verso il cilindro, causando una variazione più rapida e consistente dell'energia interna del gas.

5.2 Effetto del serbatoio e del condotto di alimentazione

Nel presente paragrafo si analizza il ruolo del serbatoio e del condotto di alimentazione, con le relative perdite, all'interno del modello. Il serbatoio, che funge da



(a)



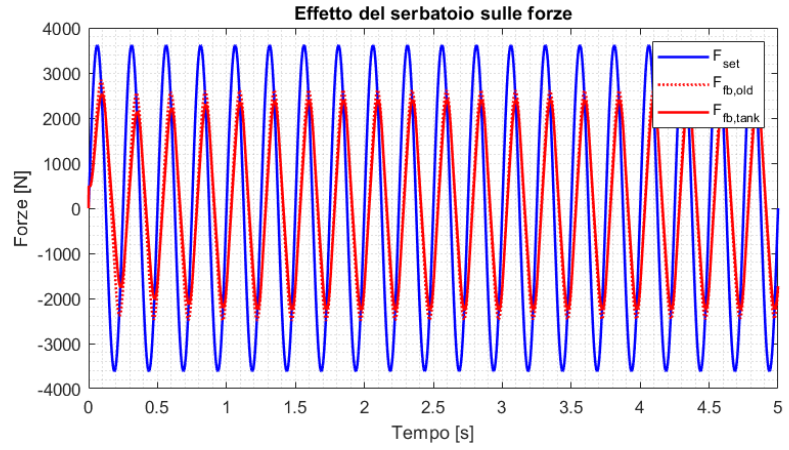
(b)

Figura 5.8: Effetto sul serbatoio con input sinusoidale: (a) Pressione, (b) Temperatura

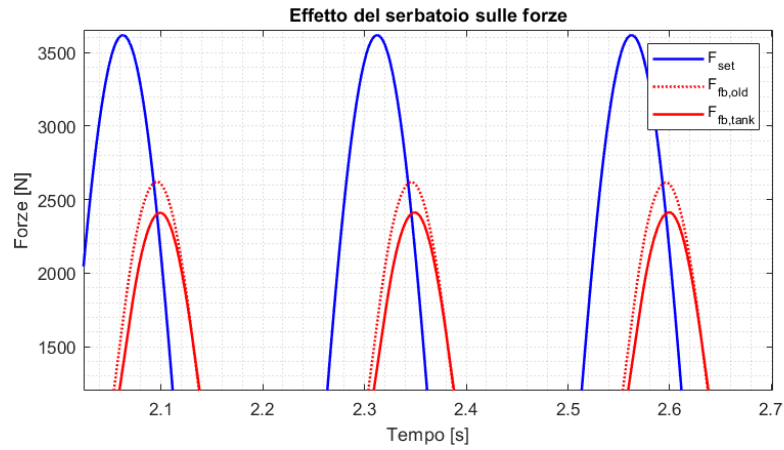
sorgente per l'aria immessa nella camera, influisce sulla dinamica del sistema, in particolare nelle fasi transitorie. Per valutarne l'impatto, si propone un confronto tra due configurazioni di modello: una che include esplicitamente il comportamento

termodinamico del serbatoio, e una semplificata in cui il serbatoio è assente e la pressione/temperatura del fluido in ingresso sono assunte costanti.

In Figura 5.9 è riportato il confronto tra il feedback nei due casi. Il confronto tra i modelli con e senza serbatoio evidenzia che il segnale di feedback risulta leggermente attenuato nel caso con serbatoio rispetto a quello senza. Inoltre, si osserva un lieve ritardo nella risposta. Questa differenza è riconducibile al fatto che il serbatoio introduce un volume aggiuntivo nel sistema, che comporta una maggiore inerzia pneumatica nei transitori. Questo provoca una risposta meno reattiva, con una curva feedback più smussata rispetto al modello senza serbatoio.



(a)



(b)

Figura 5.9: Effetto del serbatoio sulle forze: (a) vista generale, (b) dettaglio

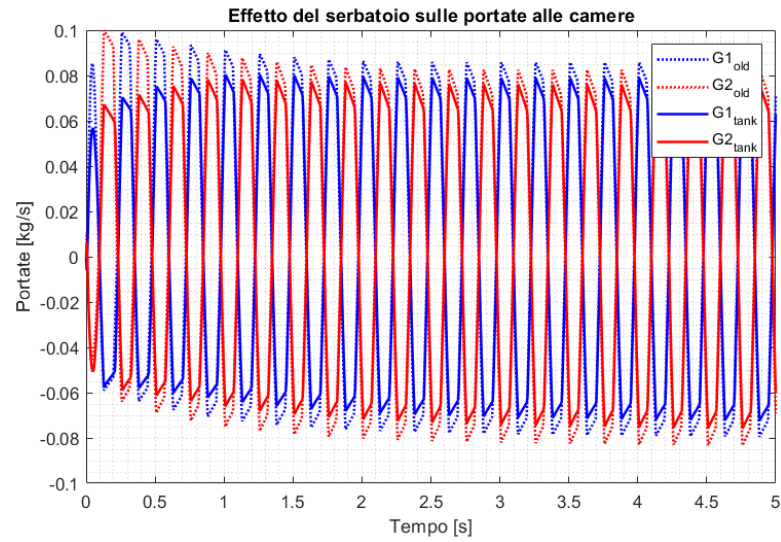
In termini di portate alle camere, Figura 5.10 si osserva che l'aggiunta del serbatoio non introduce un evidente smussamento o attenuazione dei profili di portata, che restano caratterizzati da transizioni rapide e picchi marcati in entrambi i modelli.

Le discrepanze sono riconducibili alla presenza del serbatoio, che introduce un volume intermedio capace di accumulare e rilasciare aria. In pratica, il serbatoio modifica la disponibilità istantanea di massa d'aria verso le camere, in quanto agisce come una riserva con una sua dinamica di pressione interna. Ciò può portare a piccole variazioni nelle portate, anche se l'effetto globale non è marcato né dominante nel comportamento complessivo.

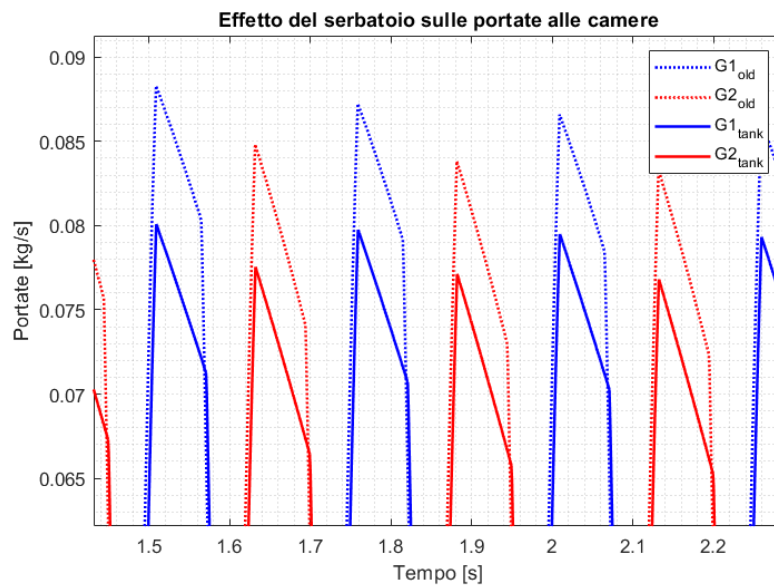
Analizzando l'andamento delle pressioni, Figura 5.11 nelle camere del cilindro, si osserva che nel caso con serbatoio esse tendono ad assumere valori medi leggermente inferiori rispetto al modello privo di serbatoio. Questo comportamento è attribuibile a due fattori principali. Il primo è legato alla presenza del serbatoio stesso, che introduce un volume intermedio nel sistema pneumatico, influenzando la dinamica con cui la pressione si sviluppa nelle camere. L'aria, infatti, non fluisce direttamente dalla sorgente alle camere, ma attraversa il serbatoio, che può temporaneamente assorbire parte della massa d'aria durante le variazioni rapide, ritardando il raggiungimento della pressione target.

Il secondo aspetto, ancora più significativo, è che il modello con serbatoio permette di includere le perdite di carico associate al tratto di alimentazione, ovvero tra la sorgente e il serbatoio stesso. Tali perdite, legate a effetti resistivi e dissipativi nelle condutture, non sono presenti nel modello semplificato senza serbatoio, che assume un'alimentazione ideale. La presenza di queste perdite contribuisce a una riduzione della pressione disponibile al livello delle camere, influenzando la risposta dinamica del cilindro e la forza sviluppata.

L'andamento della pressione all'interno del serbatoio, Figura 5.12 mostra una fase iniziale di crescita, corrispondente alla fase di riempimento. Durante questo transitorio, la massa d'aria affluisce nel serbatoio e ne fa aumentare progressivamente



(a)



(b)

Figura 5.10: Effetto del serbatoio sulle portate: (a) vista generale, (b) dettaglio

la pressione. Con il passare del tempo, il sistema tende a un equilibrio, e la pressione nel serbatoio si stabilizza a un valore stazionario.

Tuttavia, questo valore di equilibrio risulta inferiore rispetto alla pressione di alimentazione nominale fornita dalla sorgente. Tale differenza è direttamente

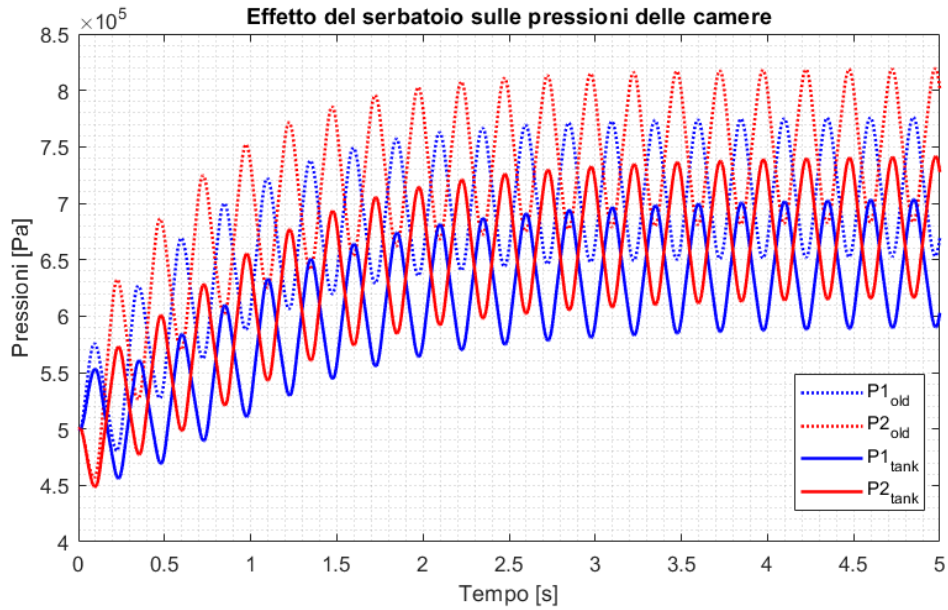


Figura 5.11: Effetto del serbatoio sulle pressioni

attribuibile alle perdite lungo il tratto di collegamento, che causano una caduta di pressione tra la sorgente e l'ingresso del serbatoio. L'entità di questa caduta dipende sia dalla portata che dalle caratteristiche geometriche e fluidodinamiche del condotto. Per quanto riguarda la temperatura, Figura 5.13 si osserva inizialmente

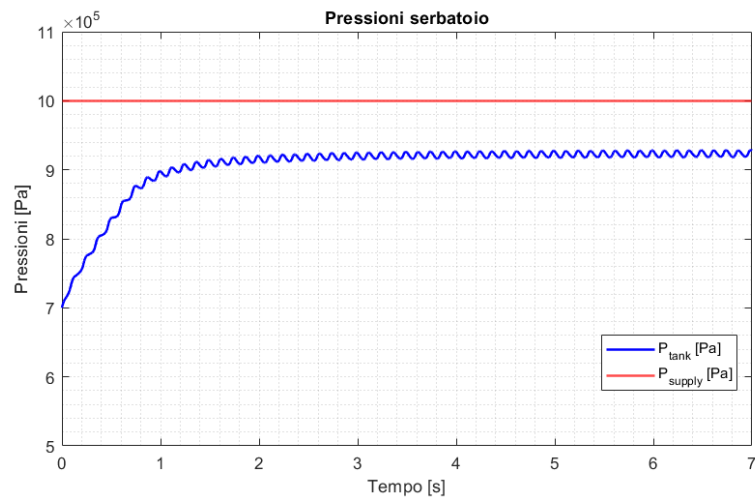


Figura 5.12: Pressioni serbatoio

un aumento dovuto all'ingresso di una portata maggiore rispetto a quella in uscita (come previsto dall'equazione dell'energia presente nel modello). Successivamente, la temperatura si stabilizza su valori coerenti, mantenendo comunque un leggero andamento decrescente a causa degli scambi termici con l'ambiente esterno.

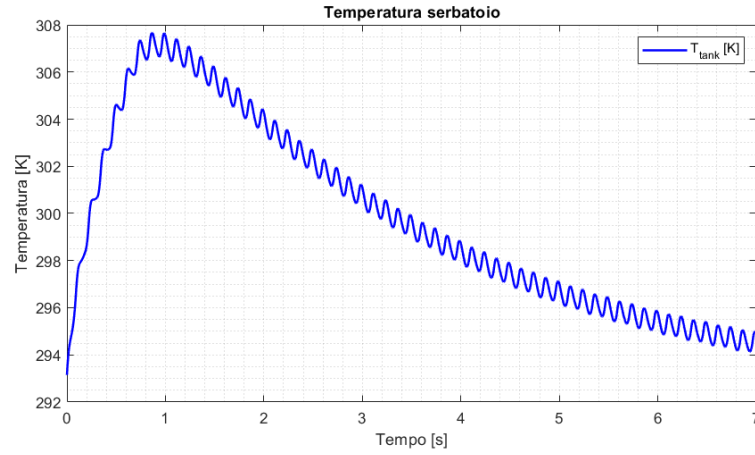


Figura 5.13: Temperatura serbatoio

La Figura 5.14 mostra come variano le grandezze sui principali diagrammi termodinamici.

5.3 Effetto della formulazione energetica per le camere del cilindro

In una prima fase di sviluppo del modello, le trasformazioni termodinamiche del gas all'interno delle camere del cilindro pneumatico sono state rappresentate tramite una trasformazione politropica, descritta dalla seguente equazione:

$$pv^n = \text{costante} \quad (5.1)$$

dove p è la pressione, v il volume specifico e n l'esponente politropico, che caratterizza la natura del processo termodinamico ($n = 1$ per un processo isoterma, $n = \gamma$ per un processo adiabatico ideale). Questo tipo di modellazione consente una

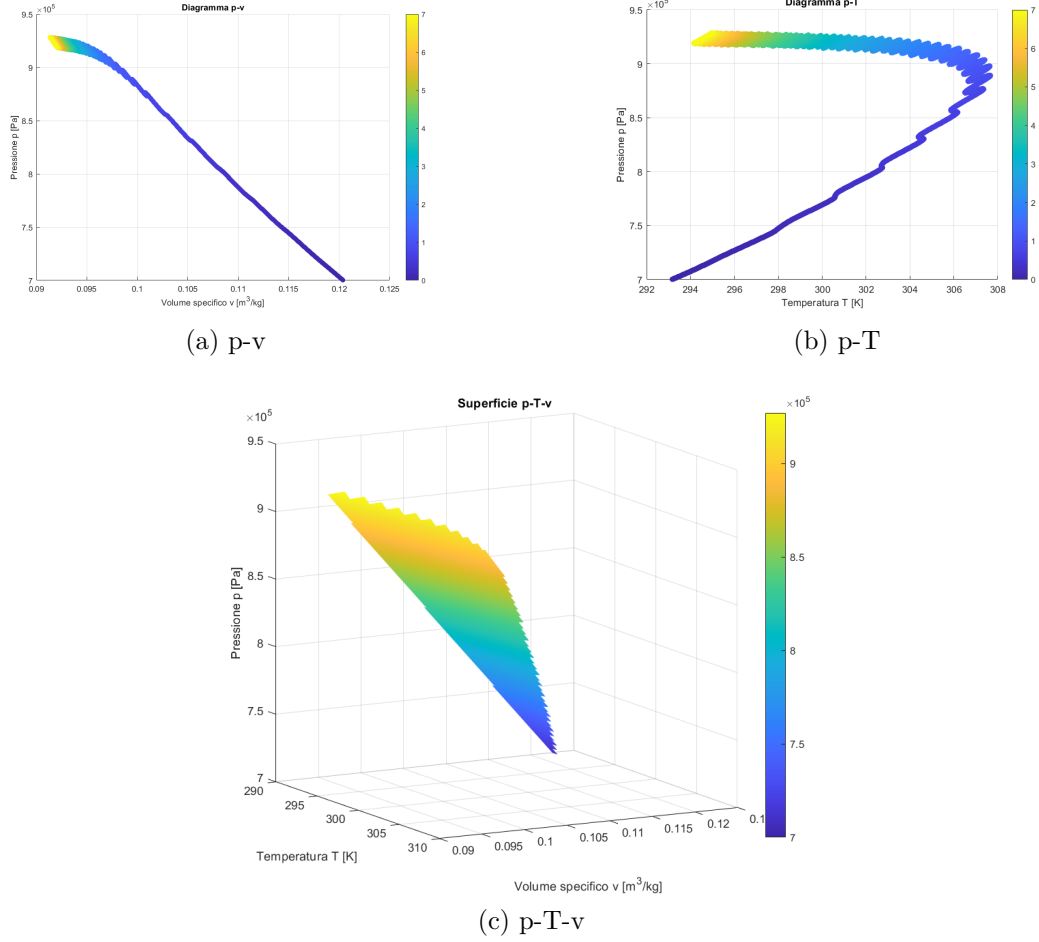


Figura 5.14: Diagrammi termodinamici serbatoio

rappresentazione semplificata dei fenomeni termodinamici, assumendo che il calore scambiato sia proporzionale alla variazione di temperatura secondo un esponente fisso, senza descrivere esplicitamente le modalità di trasferimento energetico o le interazioni fluido-dinamiche.

Per ottenere una descrizione più accurata e fisicamente realistica del comportamento del gas durante il funzionamento del cilindro, si è successivamente adottata una nuova modellazione basata sull'equazione dell'energia, derivata dal sistema delle equazioni di Navier-Stokes per fluido comprimibile. In questo approccio, la variazione di temperatura è calcolata a partire dai bilanci energetici che tengono

conto del lavoro meccanico, degli scambi termici, della compressione e della variazione della massa del fluido, permettendo quindi una descrizione più fedele dei fenomeni reali.

Questa transizione dalla formulazione politropica a quella energetica consente di analizzare con maggiore dettaglio il comportamento transitorio di pressione e temperatura, in particolare nelle condizioni di regime periodico indotto da segnali di controllo variabili. I risultati ottenuti evidenziano differenze significative nei profili termodinamici delle due camere, mostrando la maggiore aderenza alla realtà fisica offerta dalla nuova modellazione.

In Figura 5.15 sono riportati i profili temporali delle pressioni nelle due camere del cilindro, calcolati con i due modelli.

Durante la fase iniziale, si osserva in entrambi i modelli un rapido aumento della pressione media, leggermente maggiore nel caso energetico. Ciò è attribuibile al fatto che nel modello energetico l'evoluzione della pressione è legata non solo alla variazione di volume, ma anche agli scambi di energia.

Nel modello energetico, la pressione risulta mediamente più bassa rispetto a quella ottenuta con la modellazione politropica, e ciò è coerente con la fisica del sistema. Questo comportamento è dovuto principalmente a due fattori: il lavoro di espansione e gli scambi termici con l'ambiente. Il modello politropico, invece, idealizza la trasformazione assumendo che tutta l'energia fornita al sistema venga conservata internamente sotto forma di pressione e temperatura, portando a una sovrastima della pressione reale.

Nel confronto tra le temperature delle due camere del cilindro pneumatico, Figura 5.16, emerge chiaramente come il modello basato sull'equazione dell'energia fornisca previsioni molto più realistiche rispetto al semplice approccio politropico: nel caso politropico la camera1 oscilla tra circa 265 K e 280 K con valore medio attorno a 273 K (0 °C), risultato manifestamente irrealistico poiché ignora completamente gli scambi di calore con l'ambiente e l'energia interna delle pareti, mentre il modello energetico mantiene la temperatura media di entrambe le

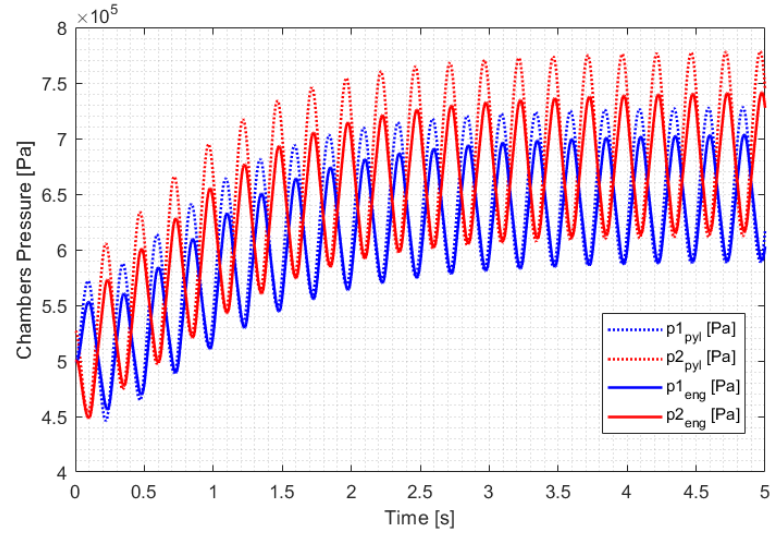


Figura 5.15: Confronto pressioni camere politropica vs equazione energia

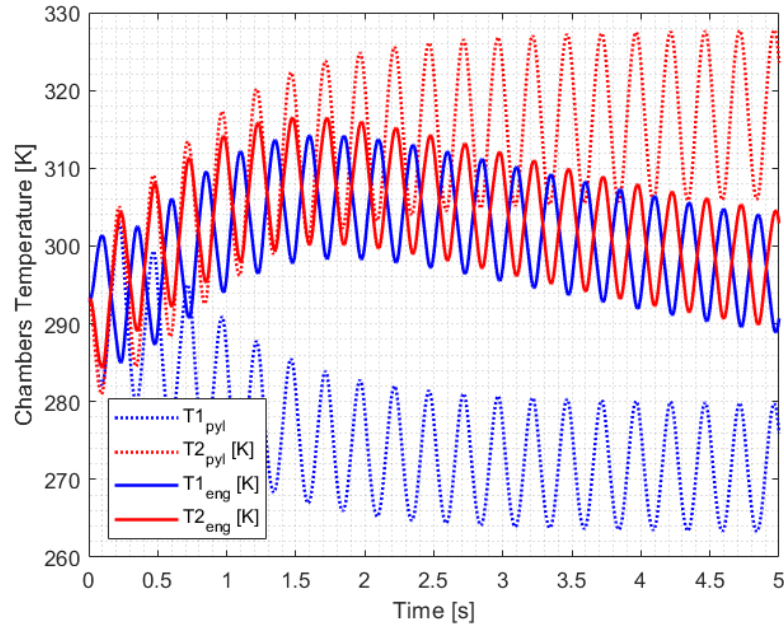


Figura 5.16: Confronto temperature camere pyl vs eng

camere in un intervallo coerente con condizioni operative reali ($\approx 295\text{--}305$ K per la camera 1 e $\approx 310\text{--}315$ K per la camera 2), con ampiezze di oscillazione smorzate e un lieve sfasamento introdotto dai tempi di diffusione termica; nel transitorio

iniziale (0–2 s) si registra un graduale innalzamento delle temperature medie e un progressivo smorzamento delle escursioni fino all’instaurarsi di un regime periodico stazionario allineato con l’ingresso sinusoidale della servovalvola, evidenziando come l’inclusione del bilancio termico completo sia essenziale.

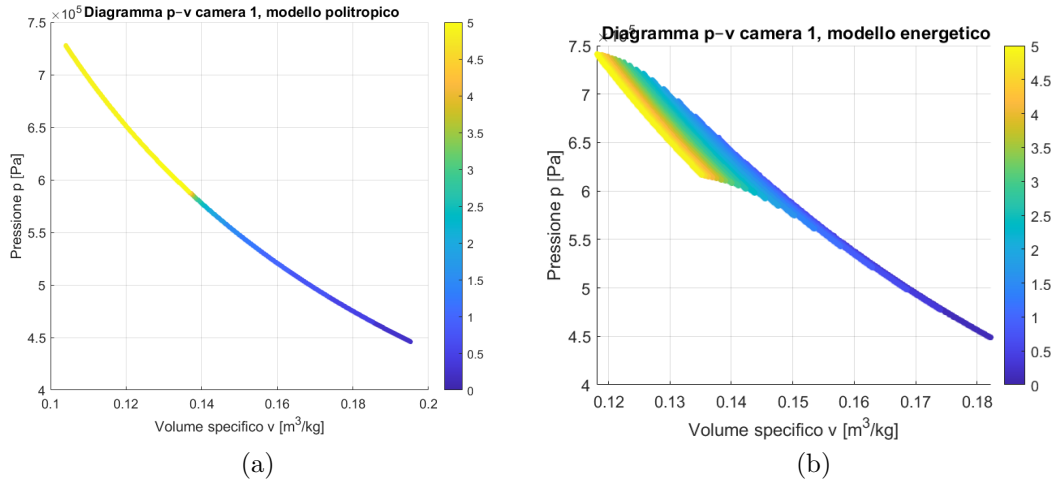


Figura 5.17: Confronto diagramma p-v, camera del cilindro

In Figura 5.17 si riporta il confronto tra il diagramma pressione-volume specifico con le due modellazioni. Il modello politropico si presenta come una singola curva liscia e monotona, che segue perfettamente la legge $p v^n = \text{costante}$ senza alcuna traccia di isteresi in quanto non considera scambi termici né dinamiche di flusso reali; al contrario, il modello energetico mostra un “spessore” ciclico ben evidente, con un lieve sfasamento tra il ramo di compressione e quello di espansione dovuto ai ritardi nei trasferimenti di calore attraverso le pareti e alle perdite di carico durante le rapide variazioni indotte dall’ingresso sinusoidale. Infine, l’area chiusa dal ciclo energetico—che rappresenta il lavoro netto effettivamente disponibile—differisce significativamente da quella del ciclo politropico ideale, evidenziando come gli scambi termici e le perdite riducano l’efficienza del cilindro pneumatico.

In Figura 5.20 Nel confronto dei diagrammi $p-T$ per la camera 1 il modello politropico si traduce in un’unica curva liscia e monotona, che associa ogni pressione a un’unica temperatura, senza tenere conto di scambi energetici; al contrario, il

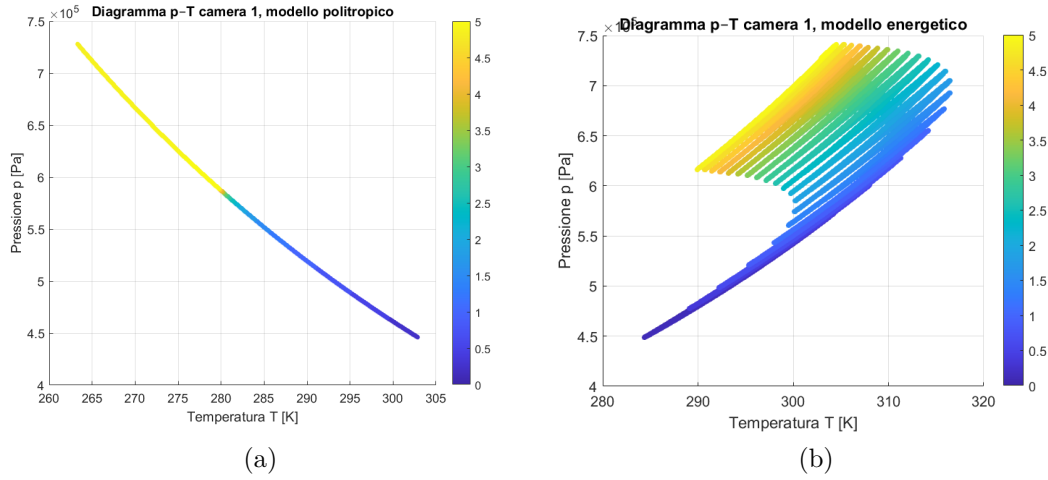


Figura 5.18: Confronto diagramma p-T, camera del cilindro

modello energetico evidenzia un chiaro ciclo di isteresi termica, con il ramo di riscaldamento (compressivo) che segue un percorso diverso da quello di raffreddamento (espansivo) a parità di pressione.

Per completezza, si riporta in Figura 5.19 la combinazione dei due grafici precedenti, al fine di catturare il fenomeno interamente.

Un'analisi interessante è stata condotta confrontando, su un unico diagramma pressione-volume, Figura 5.20a specifico le curve relative a una trasformazione adiabatica, a un processo isoterma e a due processi politropici con esponenti diversi al fine di mettere in luce le differenze tra i diversi modelli. Le curve $p-v$ relative al modello energetico risultano leggermente più inclinate rispetto a quelle politropiche, riflettendo in ogni istante l'effettivo bilancio energetico del fluido. Al contrario, l'approccio politropico assume un esponente n costante lungo tutta la trasformazione. Questo semplifica enormemente i calcoli e introduce un solo parametro di calibrazione, ma non riesce a seguire fedelmente le transizioni tra comportamento più adiabatico ($n \rightarrow \gamma \approx 1.4$, nei transitori rapidi) e più isotermico ($n \rightarrow 1$, nelle fasi a regime lento). Come evidenziato nel grafico, scegliendo $n = 1,1$ oppure $n = 1,2$ si ottiene una buona approssimazione solo in un tratto del processo, ma la discrepanza cresce sia in corrispondenza dei volumi più piccoli (alte pressioni),

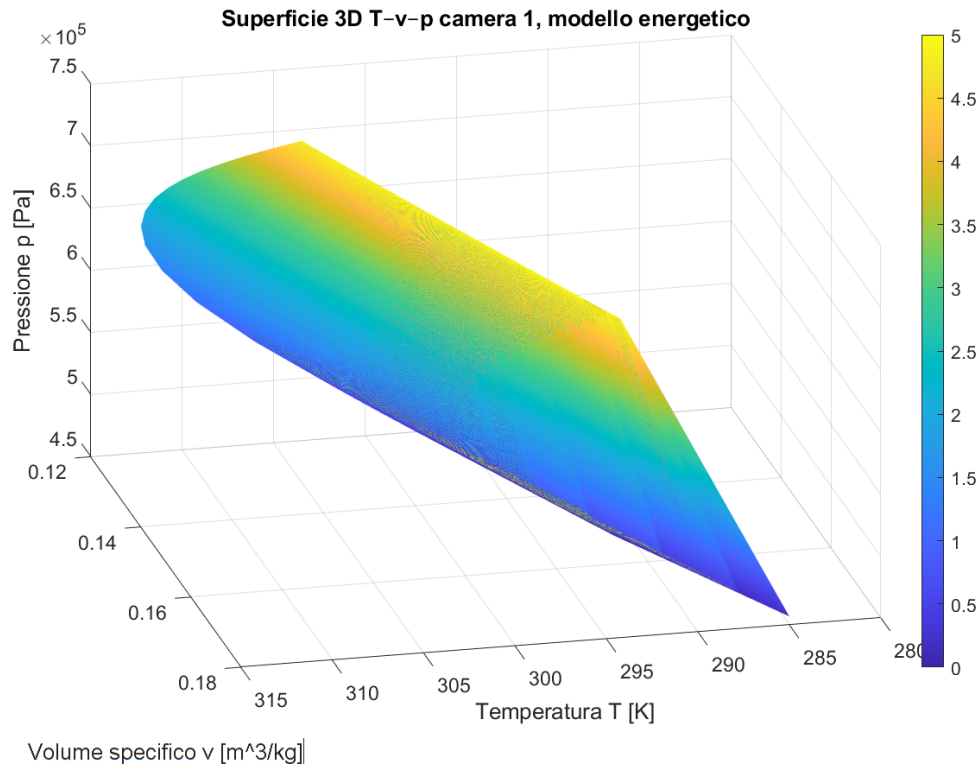


Figura 5.19: Superficie 3D p-T-v

sia in quelli maggiori (basse pressioni), con errori relativi non trascurabili.

Il confronto tra i modelli nel piano pressione-temperatura, Figura 5.20b, mette in evidenza ulteriori differenze tra il modello energetico completo e l'approccio politropico. Il modello energetico, che include i contributi termici e la massa entrante, descrive un'evoluzione della temperatura più contenuta rispetto alla trasformazione adiabatica, ma non così piatta come nel caso isoterma. Questo comportamento intermedio riflette la natura reale del processo, in cui l'aria si riscalda per compressione ma contemporaneamente scambia calore con le pareti del cilindro e subisce variazioni di massa.

Nel diagramma si nota come il modello energetico segua un'inclinazione più vicina a quella della curva politropica con $n = 1.1$, specialmente nella parte iniziale. Tuttavia, nella fase finale, la sua evoluzione si distacca progressivamente da tutte

le curve politropiche, suggerendo che un'esponente n costante non è sufficiente a descrivere fedelmente l'intera trasformazione.

La curva adiabatica ($n = \gamma$) mostra l'aumento di temperatura più marcato a parità di pressione, poiché in quel modello tutta l'energia viene trattenuta dal sistema. Al contrario, il modello isoterma mantiene la temperatura costante per definizione, mostrando quindi un incremento verticale della pressione.

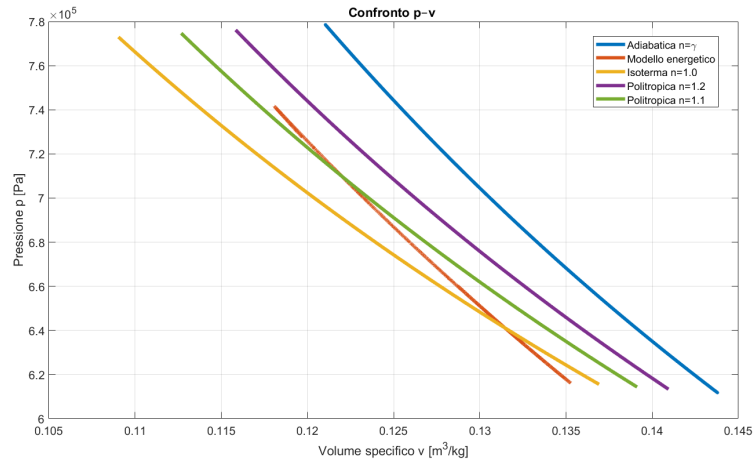
In termini pratici, la relazione politropica risulta adeguata per analisi preliminari o come elemento di sintesi in modelli di controllo a bassa complessità computazionale. Tuttavia, per studi di ottimizzazione del sistema pneumatico (ad esempio, minimizzazione dei tempi di risposta o dei picchi di pressione) e per predire in modo affidabile la dinamica di temperatura e pressione durante cicli ad alta frequenza, è preferibile adottare il modello energetico completo, che, pur richiedendo un maggiore sforzo numerico, garantisce una precisione significativamente superiore.

5.4 Effetto dei tubi

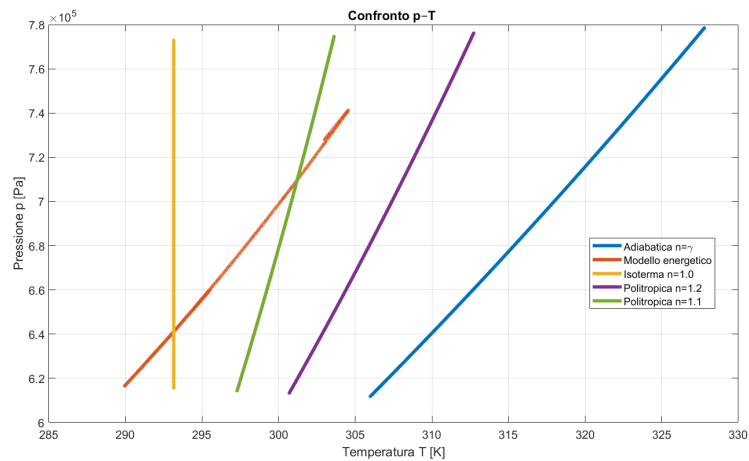
In questo paragrafo si analizza l'effetto della modellazione dei tubi all'interno del sistema pneumatico. A tale scopo, sono stati confrontati i risultati ottenuti dal modello completo con quelli di una versione in cui la modellazione dei tubi è stata rimossa. I tubi, quando modellati, seguono l'approccio semplificato descritto nel capitolo precedente, che tiene conto principalmente del ritardo e della dinamica di riempimento dei volumi.

Le simulazioni sono state eseguite applicando un comando sinusoidale alla servovalvola con un'ampiezza pari al 20% della forza di stallo. L'obiettivo è valutare come la presenza o meno della modellazione dei tubi influenzi le variabili principali del sistema, quali pressioni nelle camere del cilindro, portate e risposta dinamica del sistema.

Dal confronto tra i segnali di riferimento e di feedback, Figura 5.21, si osserva che, nel caso in cui venga inclusa la modellazione delle tubazioni, il segnale di feedback



(a)



(b)

Figura 5.20: Confronto diagrammi termodinamici al variare dell'esponente della politropica

risulta leggermente attenuato rispetto al caso senza tubi. Questo comportamento è attribuibile alle perdite di carico associate al flusso d'aria attraverso i condotti e al ritardo introdotto dalla presenza di volumi aggiuntivi nel sistema.

La pressione che raggiunge le camere del cilindro, infatti, è lievemente inferiore rispetto al caso ideale, a causa dell'inerzia dell'aria e delle dissipazioni fluidodinamiche che si verificano lungo le tubazioni. Sebbene l'effetto sia contenuto, esso è coerente con l'ipotesi che le tubazioni abbiano un impatto secondario, ma comunque

non trascurabile, rispetto ad altri componenti del sistema, come la servovalvola o il cilindro.

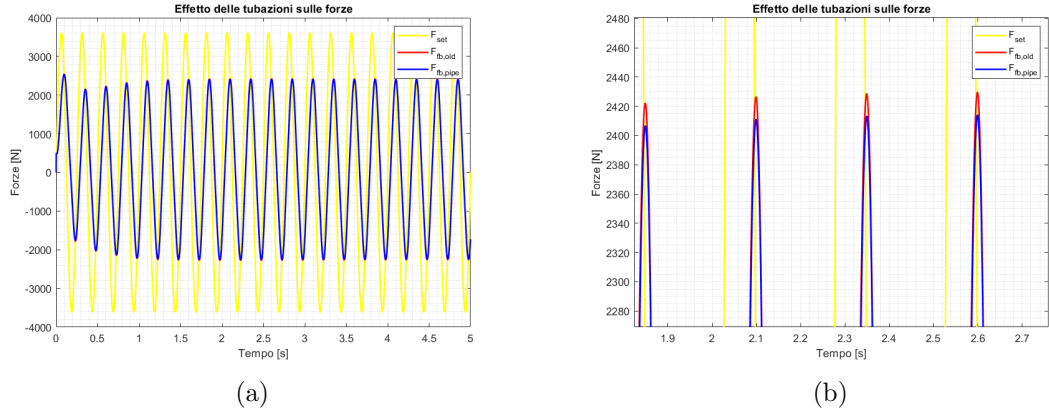


Figura 5.21: Effetto delle tubazioni sulle forze: (a) vista generale, (b) dettaglio

Dal confronto tra le pressioni nelle camere del cilindro, Figura 5.22, si osserva che, nel caso con modellazione dei tubi, le pressioni risultano leggermente inferiori rispetto al caso senza tubi. Oltre a ciò, si nota anche un leggero ritardo nella risposta, indicativo dell'effetto dinamico introdotto dalla presenza delle tubazioni.

Queste differenze sono riconducibili principalmente alle perdite di carico generate lungo i condotti, dovute all'attrito del flusso d'aria e alla resistenza fluidodinamica, nonché all'inerzia associata al volume d'aria contenuto nei tubi. L'effetto combinato comporta una riduzione moderata della pressione e una leggera smorzatura temporale, confermando che, sebbene secondari rispetto ad altri componenti, i tubi influenzano comunque la dinamica del sistema.

Dal confronto tra le temperature nelle camere del cilindro, Figura 5.23, si osserva che, nel caso con modellazione delle tubazioni, la temperatura risulta leggermente più alta e con una risposta lievemente ritardata rispetto al caso senza tubi. Questo comportamento è coerente con l'aumento del volume totale del sistema (camere + tubi), che comporta una riduzione della densità media dell'aria.

In un modello basato sull'equazione dell'energia, a parità di energia interna introdotta, una densità più bassa può determinare un incremento della temperatura,

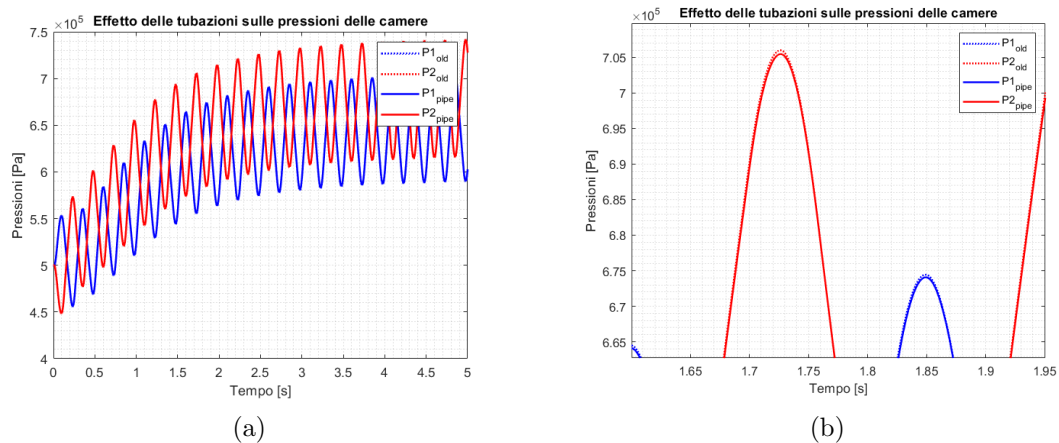
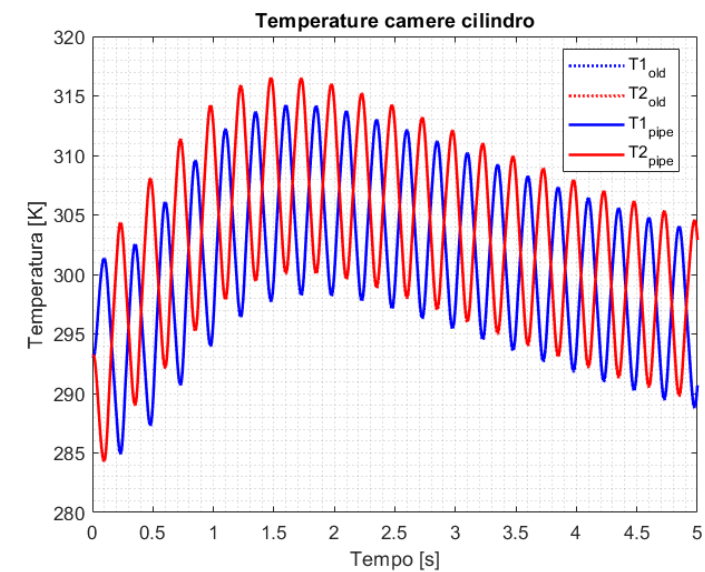
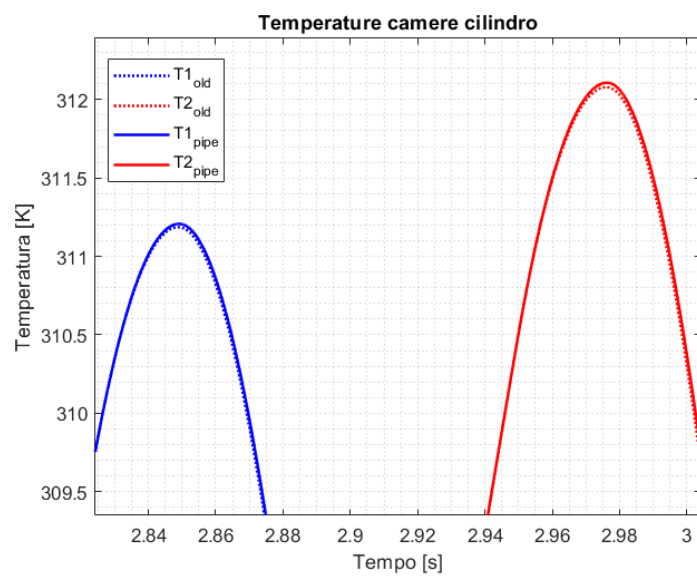


Figura 5.22: Effetto delle tubazioni sulle pressioni delle camere: (a) vista generale, (b) dettaglio

in quanto l'energia viene distribuita su una massa inferiore. Inoltre, l'aggiunta del volume dei tubi contribuisce all'inerzia termica complessiva, giustificando il leggero ritardo osservato nella dinamica della temperatura.



(a)



(b)

Figura 5.23: Effetto delle tubazioni sulla temperatura nelle camere: (a) vista generale, (b) dettaglio

Capitolo 6

Controllo

In questo capitolo viene affrontata l'analisi del controllo applicato al modello pneumatico. Si inizierà valutando come la nuova modellazione dinamica incida sulla risposta in frequenza del sistema. Successivamente, verranno esaminate diverse strategie di controllo, mettendo in luce il loro impatto su stabilità, precisione e robustezza del sistema.

6.1 Effetto della nuova modellazione sulla risposta in frequenza

Il sistema analizzato è rappresentato da un modello non lineare, per cui non è possibile ricavare una funzione di risposta in frequenza (FRF) in forma analitica, come invece accade nei sistemi lineari tempo-invarianti. Per studiarne comunque il comportamento in frequenza, si è adottato un approccio numerico basato sull'analisi di segnali simulati nel dominio del tempo.

A tal fine, il sistema è stato sollecitato tramite un segnale di tipo *chirp*, caratterizzato da una variazione continua della frequenza nel tempo, così da coprire un ampio intervallo frequenziale in un'unica simulazione. L'analisi si è concentrata sui segnali di ingresso (forza di riferimento) e uscita (forza retroazionata), stimando

il guadagno e la fase del sistema in funzione del tempo (e quindi della frequenza istantanea). I massimi locali dei segnali sono stati utilizzati come riferimento per l'identificazione dei picchi, da cui è stato possibile calcolare il **guadagno** (come rapporto tra ampiezze) e la **fase** (a partire dal ritardo temporale tra ingresso e uscita).

Questa procedura ha permesso di ottenere una stima della risposta in frequenza del sistema, evidenziando gli effetti introdotti dalla nuova modellazione dinamica. I risultati presentati si riferiscono a tre diverse ampiezze del segnale *chirp*, pari

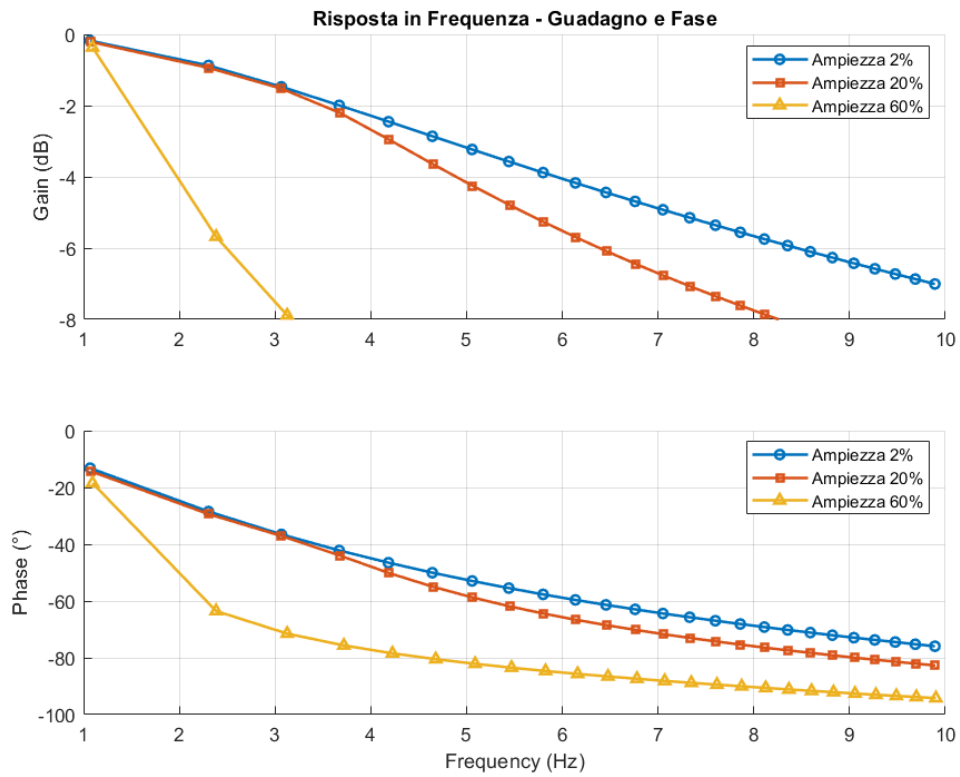


Figura 6.1: Confronto FRF al variare dell'ampiezza dell'input

al 2%, 20% e 60% della forza di stallo del sistema. L'analisi è stata condotta in *closed-loop*, mantenendo il controllore proporzionale presente nel modello di base, caratterizzato da un guadagno $k_P = 10$. Nel caso di un sistema lineare, la funzione di risposta in frequenza (FRF) non dipenderebbe dall'ampiezza del

segnale di ingresso, ma esclusivamente dalla frequenza. Tuttavia, poiché il modello considerato è non lineare, la risposta del sistema può variare significativamente in funzione dell'ampiezza del segnale. Per questo motivo, confrontare la FRF stimata per diverse intensità di ingresso consente di evidenziare in che modo le non linearità influenzino il comportamento dinamico complessivo del sistema.

Dall'analisi, Figura 6.1, si osserva un andamento decrescente guadagno all'aumentare della frequenza. Questo comportamento risulta più accentuato per segnali di ampiezza maggiore, suggerendo la presenza, come noto, di non linearità nel sistema.

Un parametro chiave è la frequenza di taglio, ovvero la frequenza alla quale il guadagno scende di 3 dB rispetto al valore di riferimento. Analizzando i grafici si può osservare che, per l'ingresso con ampiezza al 2%, la frequenza di taglio si attesta sui 4.2 Hz. All'aumentare dell'ampiezza (20% e 60%), la frequenza di taglio si riduce progressivamente fino a meno di 2 Hz, evidenziando una perdita di banda passante per segnali più energici. Questo indica che il sistema diventa meno reattivo e più attenuante con input di maggiore intensità.

In termini di fase, si nota un comportamento altrettanto significativo: il sistema non parte da 0° di fase nemmeno alle basse frequenze, ma presenta un ritardo di fase fin dalle prime frequenze analizzate. Questo suggerisce l'esistenza di ritardi intrinseci o dinamiche lente già nel regime a bassa frequenza. Inoltre, il ritardo di fase aumenta con la frequenza ed è più marcato per segnali a maggiore ampiezza, coerentemente con la tendenza osservata nel guadagno.

Alla luce dei risultati ottenuti dall'analisi in frequenza, si evidenziano limiti nella risposta dinamica del sistema, in particolare per segnali di ampiezza elevata e alle alte frequenze. Per migliorare il comportamento del sistema e garantire una risposta più lineare e stabile sull'intero spettro di frequenza d'interesse, si rende necessario intervenire sulla taratura del controllore. L'obiettivo è ottimizzare la funzione di trasferimento in anello chiuso, migliorando il guadagno e riducendo il ritardo di fase.

6.2 PID e taratura

6.2.1 Il controllore PID

Nel presente lavoro, per migliorare la risposta dinamica del sistema e ottimizzare la sua funzione di trasferimento, è stato impiegato un controllore di tipo PID (Proporzionale–Integrativo–Derivativo). Questo tipo di controllore è uno degli approcci più diffusi nei sistemi di controllo in retroazione grazie alla sua semplicità implementativa e all'efficacia nel regolare l'uscita di un sistema. L'elevata versatilità del controllore PID lo rende adatto a una vasta gamma di applicazioni, sia in ambito industriale che nella ricerca scientifica, spaziando dalla regolazione di sistemi meccanici ed elettrici fino al controllo di processi complessi in ambiti quali la fotonica, la sensoristica o le tecnologie MEMS. In virtù di queste caratteristiche, la sua adozione in questo progetto consente di intervenire efficacemente sul comportamento in frequenza del sistema, migliorandone prestazioni e stabilità.

L'obiettivo di un controllore PID è quello di generare un segnale di controllo che riduca dinamicamente la differenza tra l'uscita del sistema e il valore di riferimento desiderato. Per fare ciò, l'uscita del sistema $y(t)$ viene confrontata con il setpoint $s(t)$ tramite un comparatore, ottenendo così il segnale di errore dipendente dal tempo, definito come:

$$e(t) = s(t) - y(t)$$

Questo segnale di errore viene quindi elaborato e si produce il segnale di controllo $r(t)$ da applicare al sistema, dando luogo a un funzionamento in anello chiuso. Il processo avviene in modo continuo, e il controllore considera non solo l'errore istantaneo, ma anche la sua accumulazione nel tempo (componente integrale) e la sua variazione futura (componente derivativa).

In termini generali, il segnale di controllo $r(t)$ generato da un controllore PID è dato dalla somma di tre contributi: proporzionale, integrale e derivativo. L'espressione matematica completa del controllore PID è:

$$r(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (6.1)$$

dove K_p , K_i e K_d sono i coefficienti di guadagno associati rispettivamente ai termini proporzionale, integrale e derivativo. Di seguito si descrivono gli effetti principali di ciascun termine:

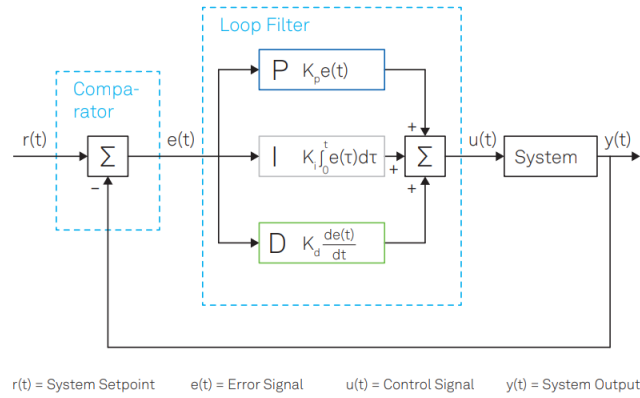


Figura 6.2: Schema PID

- **Termine Proporzionale (P)**

Questo termine applica una correzione direttamente proporzionale all'errore istantaneo tra il setpoint e l'uscita del sistema. Il suo effetto principale è la riduzione del tempo di salita della risposta. Tuttavia, da solo non è in grado di eliminare l'errore a regime, poiché richiede la presenza di un errore per generare un'azione di controllo. Un valore troppo elevato del guadagno proporzionale K_p può causare instabilità o oscillazioni indesiderate.

- **Termine Integrale (I)**

Il termine integrale tiene conto dell'errore accumulato nel tempo, contribuendo a eliminare l'errore stazionario. Questo è particolarmente utile per portare l'uscita del sistema esattamente al valore desiderato. Un aumento del guadagno integrale K_i rende più veloce la correzione dell'errore persistente. Tuttavia,

un valore eccessivo può causare sovraelongazioni o instabilità, innescando il fenomeno noto come *integral windup*.

- **Termine Derivativo (D)**

Questo termine fornisce una correzione basata sulla variazione dell'errore nel tempo, ovvero sulla sua derivata prima. L'effetto principale è quello di migliorare la stabilità del sistema e di ridurre l'overshoot, anticipando l'andamento futuro dell'errore. Tuttavia, essendo molto sensibile al rumore nel segnale di errore, può introdurre instabilità se non adeguatamente filtrato. Per questo motivo, in molte applicazioni pratiche viene impiegato con cautela o del tutto omesso.

6.2.2 Taratura del controllore

Per la taratura dei parametri K_p , K_i e K_d del controllore PID, verrà utilizzato il metodo empirico proposto da Ziegler e Nichols. Questo metodo consente di determinare i guadagni iniziali del controllore a partire dalle caratteristiche dinamiche del sistema, in particolare osservandone la risposta a una variazione del guadagno proporzionale.

La procedura prevede i seguenti passaggi:

1. Impostare i guadagni del controllore (K_p , K_i , K_d) a zero.
2. Incrementare progressivamente il solo guadagno proporzionale K_p fino a quando il sistema inizia a mostrare un'oscillazione continua, stabile e sostenuta. Il valore di K_p in queste condizioni è detto *guadagno ultimo* e viene indicato con K_u .
3. Misurare il periodo dell'oscillazione stabile (tempo intercorrente tra due massimi consecutivi), indicato con T_u .
4. Sulla base del tipo di controllore desiderato (P, PI o PID), calcolare i guadagni secondo le formule tabellate di Ziegler–Nichols.

Tipo di controllore	K_p	K_i	K_d
P	$0,5 K_u$	0	0
PI	$0,45 K_u$	$0,54 K_u/T_u$	0
PID	$0,6 K_u$	$1,2 K_u/T_u$	$0,075 K_u T_u$

Tabella 6.1: Valori iniziali dei guadagni K_p , K_i e K_d secondo il metodo di Ziegler–Nichols

5. Verificare la risposta del sistema. Se il comportamento è troppo lento o smorzato, è possibile aumentare leggermente i guadagni K_p o K_i . Al contrario, se il sistema risulta troppo veloce o mostra oscillazioni eccessive, i guadagni dovranno essere ridotti.
6. Se la risposta presenta overshoot, può essere utile incrementare il guadagno derivativo K_d per migliorare la stabilità.

Sulla base dell'analisi condotta, è stato implementato un controllo di tipo puramente proporzionale, con un guadagno impostato a $K_p = 110$. In Figura 6.3 sono riportati i risultati ottenuti applicando al modello un segnale *chirp*.

Il grafico mostra come la taratura con $K_p = 110$ migliori significativamente le prestazioni del sistema, estendendo la banda passante e garantendo un andamento di fase più favorevole:

- **Ampiezza 2%:** la risposta in ampiezza rimane attorno a 0dB fino a circa 5Hz; oltre questa frequenza si osserva un leggero picco, probabilmente dovuto a un avvicinamento alla risonanza meccanica. L'andamento di fase degrada molto lentamente, mantenendosi al di sopra di -10° su tutto lo spettro analizzato.
- **Ampiezza 20%:** la banda utile si estende fino a circa 4.5Hz, poi decade quasi linearmente fino a -8 dB a 10Hz. In termini di fase si raggiungono -80° a 10Hz, ma con un calo più regolare rispetto al caso del 60%.
- **Ampiezza 60%:** la frequenza di taglio non supera i 3Hz e arriva a -10 dB poco oltre i 4Hz. La fase parte vicino a 0° ma degrada rapidamente fino a -90° già intorno a 5Hz, evidenziando una maggiore perdita di fase alle alte frequenze, pur mantenendo un buon margine iniziale.

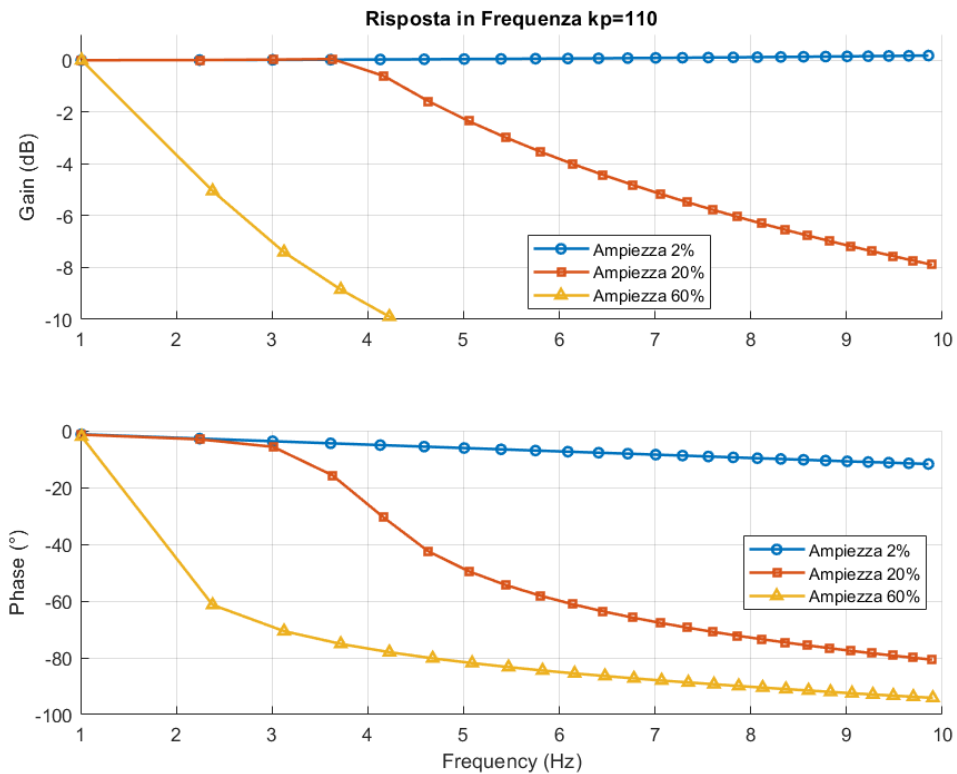


Figura 6.3: Confronto FRF tarato

In generale, l'aumento del guadagno proporzionale estende la banda passante e migliora la prontezza e la stabilità del sistema, sebbene a bassi livelli di input rimangano evidenti i fenomeni di risonanza non completamente smorzati.

Un'ulteriore risposta in frequenza, relativa a un segnale pari al 20% della forza di stallo, è stata ottenuta comandando il sistema con sinusoidi a frequenza crescente. Per ciascuna simulazione, si calcola la media dei massimi locali dei segnali di riferimento (*set*) e di retroazione (*fb*), ricavando così il guadagno come loro rapporto. La fase viene stimata dal ritardo temporale tra le due curve. Ogni simulazione fornisce pertanto un punto della risposta complessiva in frequenza. In Figura 6.4 si riporta il risultato:

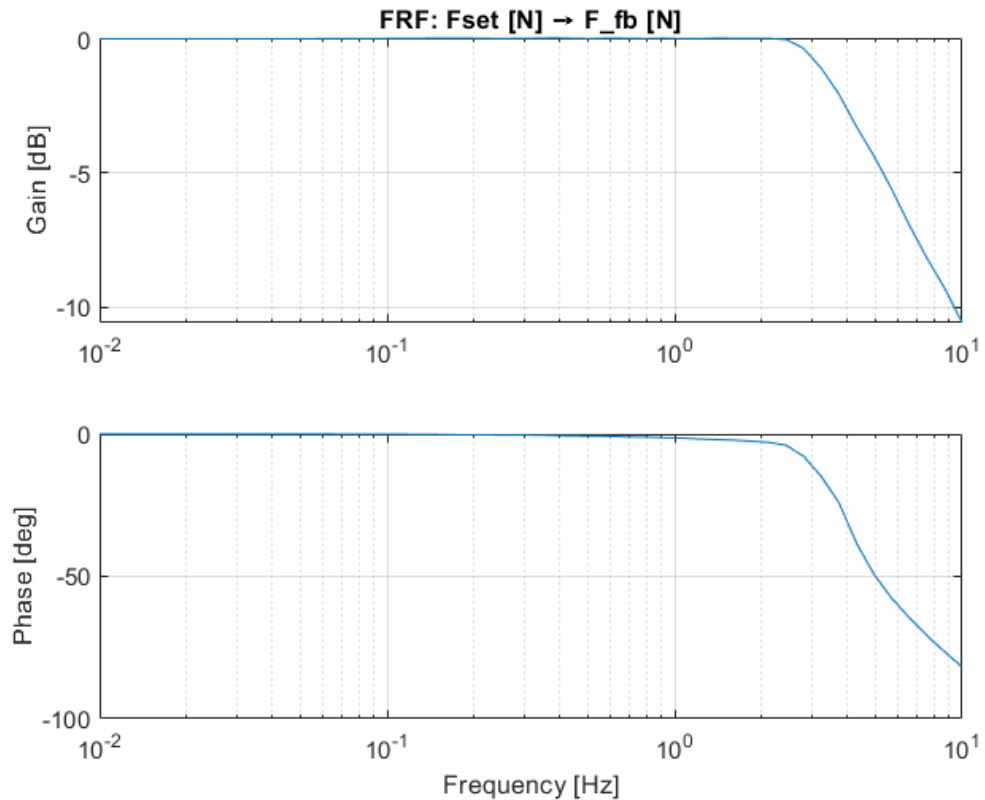


Figura 6.4: FRF con sinusoidi ad ampiezza crescente, 20% della forza di stallo

6.3 Controllo avanzato

Per ottenere prestazioni di controllo superiori rispetto a un semplice PID, è stata realizzata un'architettura avanzata che integra due rami aggiuntivi: un feedforward (FF) sul riferimento e una componente di compensazione del disturbo (NC) legata alla velocità del sistema. L'obiettivo è duplice: ridurre l'errore di tracking in presenza di segnali di riferimento dinamici, e attenuare gli effetti destabilizzanti di disturbi di tipo velocità, che altrimenti degraderebbero precisione e stabilità del controllo. In Figura 6.5 si riporta lo schema di riferimento.

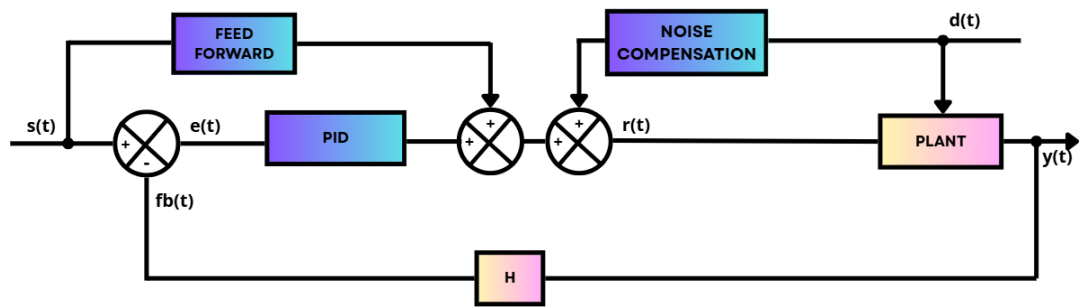


Figura 6.5: Schema controllore avanzato

Il *feedforward* agisce anticipando la dinamica del sistema sulla base del segnale di riferimento $V_{\text{set}}(t)$, frutto della conversione della forza desiderata. Questa azione anticipatoria consente una risposta più rapida e precisa rispetto a un controllo basato solo sul feedback, riducendo il ritardo e l'overshoot. In particolare:

- **Componente proporzionale:** il termine $K_{\text{FF}} \cdot V_{\text{set}}(t)$ fornisce l'azione principale per ottenere un primo inseguimento del riferimento.
- **Componente derivativa filtrata:** $K_{\text{FFd}} \cdot \frac{s}{\tau s + 1} V_{\text{set}}(t)$ permette di aggiungere anticipazione dinamica, utile in sistemi con inerzia o elevato ritardo. L'impiego di un termine derivativo, sebbene utile per anticipare l'andamento dinamico del riferimento o del sistema, ma comporta il rischio intrinseco di amplificare il rumore ad alta frequenza presente nel segnale. Questo accade perché la derivata di un segnale rumoroso tende ad accentuare le componenti più rapide e irregolari, generando una risposta instabile o spigolosa.

Grazie a questa configurazione, il ramo FF compensa la risposta del sistema prima ancora che il loop di feedback intervenga, alleggerendone il compito in termini di errore dinamico.

Parallelamente agisce il termine di *noise compensation*. Il disturbo legato alla velocità del sistema può alterare la forza prodotta, causando errori dinamici soprattutto in presenza di accelerazioni. Per questo è stato introdotto un ramo di compensazione che calcola:

$$u_{\text{comp}}(t) = K_d \cdot v(t)$$

dove $v(t)$ è la velocità misurata (in m/s) e K_d è un guadagno empirico in Volt/(m/s). Questo ramo agisce in modo predittivo: quando il sistema accelera, viene aggiunta una tensione che neutralizza l'influenza del disturbo, migliorando il tracking del setpoint. Se necessario, un filtro passa-basso può essere applicato alla misura di velocità per eliminare rumore ad alta frequenza.

L'architettura completa prevede la somma di tre contributi sul comando $V_{\text{in}}(t)$:

$$V_{\text{in}}(t) = \underbrace{K_p e(t) + K_i \int e(t) dt}_{\text{Feedback PI}} + \underbrace{K_{\text{FF}} V_{\text{set}}(t) + K_{\text{FFd}} \cdot \frac{s}{\tau s + 1} V_{\text{set}}(t)}_{\text{Feedforward}} + \underbrace{K_d v(t)}_{\text{Compensazione disturbo}} \quad (6.2)$$

I risultati delle simulazioni sono riportati in Figura ???. Confrontando la risposta ottenuta con quella precedentemente ricavata tramite controllo PID, non si osservano miglioramenti significativi nel comportamento del modello. Ciò suggerisce la necessità di una futura ottimizzazione più accurata dei parametri di controllo. In questa configurazione sono stati utilizzati un guadagno feedforward pari a $K_{\text{FF}} = 2$, un guadagno non collineare $K_{\text{NC}} = 1$ e un guadagno proporzionale $K_p = 110$. I risultati fanno riferimento a un'ampiezza di input pari al 20% della forza di stallo.

Il guadagno rimane pressoché costante e vicino a 0 dB fino a circa 3 Hz, indicando che il sistema è in grado di seguire fedelmente il riferimento in ampiezza in questa banda. Oltre tale frequenza, si osserva un decadimento regolare del guadagno, che scende sotto i -3 dB intorno ai 4.6 – 4.7 Hz, evidenziando la frequenza di taglio del sistema e definendo quindi la larghezza della banda passante effettiva. La fase si mantiene prossima a 0° fino a circa 2 Hz, mostrando che il sistema è sostanzialmente in fase con il riferimento a basse frequenze. A partire da questa soglia, la fase decresce progressivamente, raggiungendo valori prossimi a -90° a 10 Hz, senza discontinuità o comportamenti anomali. La risposta globale evidenzia quindi un sistema ben smorzato e stabile, con buona fedeltà dinamica fino a circa 3 Hz,

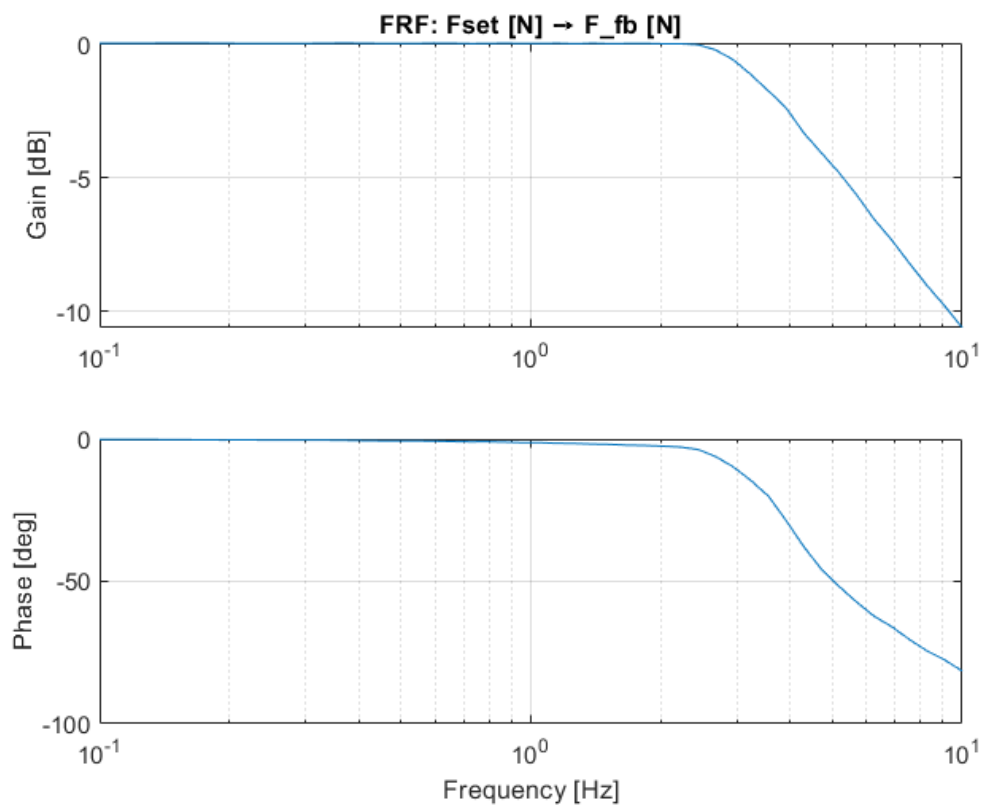


Figura 6.6: FRF avanzata con sinusoidi ad ampiezza crescente, 20% della forza di stallo

adatto a seguire riferimenti sinusoidali a bassa e media frequenza senza introdurre distorsioni rilevanti né perdita di stabilità.

Si riporta in Figura 6.7 l'implementazione Simulink del controllo.

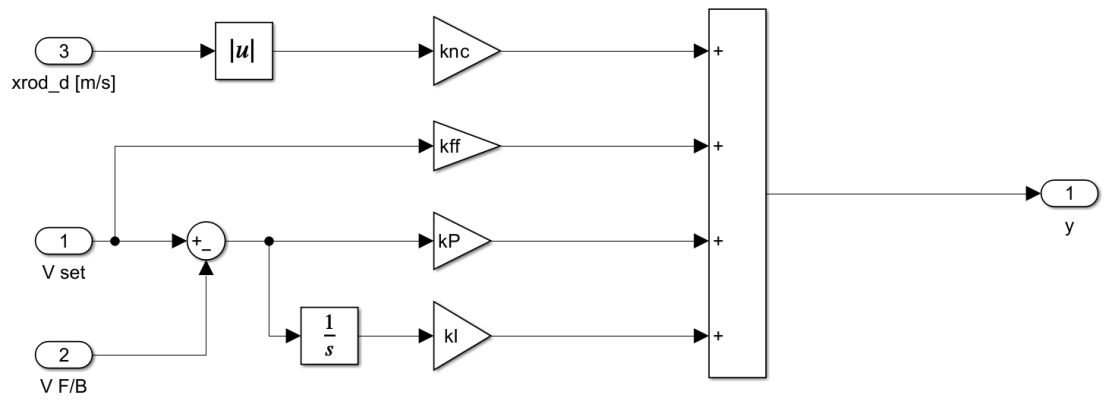


Figura 6.7: Controllo schema Simulink

Capitolo 7

Conclusioni e sviluppi futuri

Il presente lavoro di tesi ha affrontato in modo integrato la modellazione, la simulazione e il controllo di un banco prova pneumatico-elettromeccanico, con particolare attenzione al controllo forza della sottosezione pneumatica.

All'inizio del lavoro sono stati analizzati i sistemi vite–madrevite e la loro integrazione negli attuatori elettromeccanici (EMA), mettendo in luce le criticità che ne limitano attualmente l'impiego alle superfici di volo secondarie anziché primarie. Questa valutazione ha evidenziato la necessità di progettare e realizzare un banco prova dedicato, volto a studiare in dettaglio il comportamento del componente e a supportare lo sviluppo di logiche di Prognostics and Health Management (PHM).

Il fulcro della tesi è rappresentato dalla modellazione pneumatica dei componenti. Per gli elementi di accumulo, come serbatoi e camere cilindriche, sono state adottate le equazioni di Navier–Stokes per descrivere con elevata accuratezza l'evoluzione termodinamica dell'aria. Nei componenti resistivi, invece, si è fatto ricorso a formulazioni standard tratte dalla letteratura tecnica, selezionate per rappresentare in modo fedele il loro comportamento dinamico all'interno del modello complessivo.

Successivamente, è stato progettato un controllore PID tradizionale mediante il metodo di Ziegler–Nichols, che ha mostrato degli ottimi risultati. Per superare alcune criticità, si è introdotta un'architettura di controllo estesa, comprendente

un ramo di feedforward, capace di anticipare la risposta al riferimento, e un ramo di compensazione del disturbo basato sulla misura di velocità. Tale configurazione avanzata ha spostato la frequenza di taglio fino a 5.7Hz, mantenendo la fase vicina a 0° fino a circa 3.5Hz e assicurando un tracciamento fluido del segnale sinusoidale di forza.

Per dimostrare la validità del modello sono state eseguite prove con vari tipi di input in modo da simulare diverse situazioni di carico. Dalle analisi si nota la capacità del modello di seguire variazioni rapide e di restituire correttamente i transitori, permettendo di isolare separatamente l'influenza del serbatoio, delle linee pneumatiche e delle resistenze di passaggio.

La taratura finale dei guadagni ha rappresentato un compromesso ottimale tra rapidità di risposta, stabilità e fedeltà di inseguimento, senza introdurre fenomeni di chattering o spigolosità. Questo risultato conferma l'efficacia dell'integrazione tra modellazione accurata, simulazione e tecniche avanzate di controllo.

7.1 Sviluppi futuri

Alcuni aspetti richiedono particolare attenzione: l'uso di un'approssimazione lineare per le resistenze pneumatiche potrebbe non descrivere fedelmente le non-linearità durante transitori estremi o flussi sonici, dato che in tali condizioni si manifestano dinamiche complesse. Questo non compromette la validità complessiva del modello. Infatti, è importante ricordare che le tubazioni e le relative perdite rappresentano la dinamica più veloce dell'intero impianto e che una modellazione eccessivamente dettagliata risulterebbe onerosa dal punto di vista computazionale. Per sviluppi futuri, si potrebbe adottare un controllo *gain scheduling*, ossia la modulazione dei guadagni del controllore in funzione della condizione di funzionamento o dello stato operativo del sistema. In un contesto pneumatico-elettromeccanico, parametri come la pressione, la velocità o la posizione possono influire notevolmente sulla dinamica complessiva. Grazie a questa strategia, si ottiene un controllore che si

“adatta” automaticamente alle variazioni di regime—per esempio, bassi carichi che richiedono meno aggressività o situazioni di elevata velocità in cui servono guadagni più smorzati—senza bisogno di ricompilare o ridisegnare il controllo. In tal modo si massimizzano stabilità e precisione in tutto l’intervallo operativo, superando i limiti di un PID a guadagno fisso.

Un’altra possibile direzione è l’implementazione di un controllore a scorrimento (*Sliding Mode Control, SMC*). Questo approccio, basato su una superficie di scorrimento definita sull’errore, garantisce una robustezza intrinseca rispetto alle incertezze di modello e ai disturbi esterni, poiché la legge di commutazione costringe la dinamica del sistema a muoversi lungo una traiettoria predefinita. In pratica, uno SMC sarebbe in grado di mantenersi su una superficie di errore nulla anche in presenza di variazioni parametriche o forze di disturbo impegnative, migliorando ulteriormente la stabilità e la precisione del controllo di forza.

Infine, si auspica la validazione hardware-in-the-loop o sul banco prova reale, per verificare la robustezza del modello in condizioni operative variabili e per facilitare il trasferimento dei risultati in ambiti industriali e aerospaziali.

Bibliografia

- [1] Guan Qiao, Geng Liu, Zhenghong Shi, Yawen Wang, Shangjun Ma e Teik C Lim. «A review of electromechanical actuators for More/All Electric aircraft systems». In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 232.22 (2018), pp. 4128–4151 (cit. a p. 8).
- [2] Duane P Rubertus, Lawrence D Hunter et al. «Electromechanical actuation technology for the all-electric aircraft». In: *IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems* 3 (1984), pp. 243–249 (cit. a p. 15).
- [3] W Norton. «Advanced Electromechanical Actuation System (EMAS), Flight Test». In: *4950th Test Wing FTR-86-4* (1986) (cit. a p. 15).
- [4] Stephen C Jensen, Gavin D Jenney e David Dawson. «Flight test experience with an electromechanical actuator on the F-18 systems research aircraft». In: *19th DASC. 19th Digital Avionics Systems Conference. Proceedings (Cat. No. 00CH37126)*. Vol. 1. IEEE. 2000, 2E3–1 (cit. a p. 15).
- [5] Jean-Claude Derrien e Sagem Défense Sécurité. «Electromechanical actuator (EMA) advanced technologies for flight controls». In: *International congress of the aeronautical sciences*. 2012, pp. 1–10 (cit. a p. 15).
- [6] Michael Rottach, C Gerada e P Wheeler. «Helicopter EMA system: electrical drive optimization and test». In: *Proceedings of the 6th international conference on recent advances in aerospace actuation systems and components*. 2014, pp. 9–13 (cit. a p. 15).

- [7] M Gianfranceschi, G Jacazio e J Wang. «High bandwidth electromechanical actuator for swashplateless blade control system». In: *Proceedings of the 6th International Conference on Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France*. 2014, pp. 2–3 (cit. a p. 16).
- [8] Tomasz Kiczowski. «Selection of pneumatic control valves from catalogues». In: *Journal of mechanical science and technology* 23 (2009), pp. 2345–2349 (cit. a p. 20).
- [9] Wei Zhao, Qian Ye e Guo-Xiang Meng. «Measurement of flow rate characteristics of pneumatic components based on the dynamic regularity of polytropic exponents». In: *Flow Measurement and Instrumentation* 22.4 (2011), pp. 331–337 (cit. a p. 20).
- [10] Fan Yang, Gangyan Li, Dawei Hu e Toshiharu Kagawa. «A new method for calculating the sonic conductance of airflow through a short-tube orifice». In: *Advances in Mechanical Engineering* 9.2 (2017), p. 1687814016687264 (cit. a p. 21).
- [11] Paolo Righettini, Hermes Giberti e Roberto Strada. «A novel in field method for determining the flow rate characteristics of pneumatic servo axes». In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 135.4 (2013), p. 041013 (cit. a p. 21).
- [12] Mikołaj Miatluk, Z Kamiński e Jarosław Czaban. «Characteristic features of the airflow of pneumatic elements of agricultural vehicles». In: *Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture* 3 (2003), pp. 174–181 (cit. alle pp. 22, 23).
- [13] Gustavo Koury Costa. «Modelling air flow through pneumatic valves: a brief review with an experimental case study». In: *Eng* 4.4 (2023), pp. 2601–2614 (cit. a p. 22).

- [14] Zhihong Rao e Gary M Bone. «Nonlinear modeling and control of servo pneumatic actuators». In: *IEEE transactions on control systems technology* 16.3 (2008), pp. 562–569 (cit. alle pp. 22, 26).
- [15] Arturo Lara-López, Joaquín Pérez-Meneses, José Colín-Venegas, Eduardo Aguilera-Gómez e Jesús Cervantes-Sánchez. «Dynamic analysis of pneumatically actuated mechanisms». In: *Ingeniería mecánica, tecnología y desarrollo* 3.4 (2010), pp. 123–134 (cit. a p. 22).
- [16] Kenji KAWASHIMA, Toshinori FUJITA e Toshiharu KAGAWA. «The Effect of Nonlinear Characteristics on Pneumatic Servo Systems». In: *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power* 1999.4 (1999), pp. 137–142. DOI: 10.5739/isfp.1999.137 (cit. alle pp. 23, 24).
- [17] Laura Gastaldi, S Pastorelli e Massimo Sorli. «Static and dynamic experimental investigation of a pneumatic open loop proportional valve». In: *Experimental Techniques* 40.5 (2016), pp. 1377–1385 (cit. a p. 23).
- [18] D Saravanakumar, B Mohan e T Muthuramalingam. «A review on recent research trends in servo pneumatic positioning systems». In: *Precision Engineering* 49 (2017), pp. 481–492 (cit. alle pp. 24, 26).
- [19] T Hashimoto e Yoshihisa Ishida. «An adaptive I-PD controller based on frequency domain system identification». In: *ISA transactions* 39.1 (2000), pp. 71–78 (cit. a p. 24).
- [20] Ling Zhao, Bin Zhang, Hongjiu Yang e Qi Li. «Optimized linear active disturbance rejection control for pneumatic servo systems via least squares support vector machine». In: *Neurocomputing* 242 (2017), pp. 178–186 (cit. a p. 24).
- [21] Hazem I Ali, Samsul Bahari Mohd Noor, SM Bashi e Mohammad Hamirce Marhaban. «Robust controller design for positioning a pneumatic servo actuator». In: 2009 (cit. a p. 25).

- [22] Karim Khayati, Pascal Bigras e L-A Dessaint. «A robust feedback linearization force control of a pneumatic actuator». In: *2004 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics (IEEE Cat. No. 04CH37583)*. Vol. 7. IEEE. 2004, pp. 6113–6119 (cit. a p. 25).
- [23] Massimo Sorli, Laura Gastaldi, Esteban Codina e Salvador de las Heras. «Dynamic analysis of pneumatic actuators». In: *Simulation Practice and Theory* 7.5-6 (1999), pp. 589–602 (cit. alle pp. 25, 27, 56).
- [24] Deyuan Meng, Guoliang Tao, Jianfeng Chen e Wei Ban. «Modeling of a pneumatic system for high-accuracy position control». In: *Proceedings of 2011 international conference on fluid power and mechatronics*. IEEE. 2011, pp. 505–510 (cit. a p. 26).
- [25] Massimo Sorli e Laura Gastaldi. «Thermic influence on the dynamics of pneumatic servosystems». In: (2009) (cit. a p. 27).
- [26] Elif Erzan Topçu, İbrahim Yüksel e Zeliha Kamaş. «Development of electro-pneumatic fast switching valve and investigation of its characteristics». In: *Mechatronics* 16.6 (2006), pp. 365–378 (cit. a p. 28).
- [27] Massimo Sorli, Giorgio Figliolini e Andrea Almondo. «Mechatronic model and experimental validation of a pneumatic servo-solenoid valve». In: (2010) (cit. a p. 29).
- [28] Isaak E Idelchik, MO Steinberg e Oleg G Martynenko. *Handbook of hydraulic resistance*. Vol. 2. Hemisphere publishing corporation New York, 1986 (cit. alle pp. 83, 88).
- [29] E Aguilera-Gomez e A Lara-Lopez. «Communication-Dynamics of a Pneumatic System: Modelling, Simulation and Experiments». In: *International Journal of Robotics and Automation* 14.1 (1999), pp. 39–43.
- [30] Giuseppe Quaglia, Massimo Sorli, Laura Gastaldi et al. «Static and dynamic non linear identification and modelling of pneumatic digital valves». In:

- INTERNATIONAL JOURNAL OF MECHANICS AND CONTROL* 5 (2004), pp. 11–24.
- [31] Zurich Instruments. *Principles of PID Controllers*. White paper, Zurich Instruments. Available at https://www.zhinst.com/sites/default/files/documents/2023-08/zi_whitepaper_principles_of_pid_controllers.pdf (accessed July 10, 2025). Ago. 2023.