

POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale - DIMEAS
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Modellazione e progettazione del controllo di pressione di un
impianto pneumatico per prove su valvole antighiaccio
aeronautiche**



**Politecnico
di Torino**

Relatori accademici:

Prof. Massimo SORLI
Prof. Andrea DE MARTIN

Candidato:
Francesco Tatto

Relatore aziendale:

Alessandro CAFFARATTI

Luglio 2025

Ringraziamenti

Con queste poche righe, vorrei ringraziare le persone che hanno permesso che io potessi portare a termine questo lungo e significativo percorso.

Comincio ringraziando il professor Massimo Sorli, per aver accettato di svolgere la funzione di relatore della mia tesi di laurea magistrale.

Questa tesi è legata a doppio filo all'azienda Microtecnica SRL, per la quale è doveroso spendere alcune parole. Ringrazio innanzitutto Alessandro Caffaratti, per avermi dato questa opportunità. Continuo ringraziando immensamente l'ing. Andrea Cavaglià, che mi ha seguito in tutto il percorso, rosicchiando qui e lì parte del suo tempo sempre limitato e prezioso, e si è scontrato prima di tutto con le non-linearità dei miei ragionamenti, oltre che quelle dell'impianto. Proseguo ringraziando di cuore tutte le belle persone del mitico "gruppo banchi" della Microtecnica: Daniele Mainero, Matteo Verduna, Alessandro Trastulli, Davide Borgiattino, Giuseppe Sanarico, Giancarlo Viviano. Mi avete accolto come un normale collega e non mi avete mai fatto sentire trascurato. Infine, ultimi ma non meno importanti, ringrazio Andrea Tuffanelli e Daniele Rossi, che pazientemente hanno acquisito, tarato e installato trasduttori di pressione nei posti più improbabili per consentirmi di fare le prove più bizzarre e strane.

Cosa posso dire della mia famiglia? Grazie a papà Andrea e mamma Emanuela per il supporto incondizionato e la pazienza infinita di questi 5 anni. Grazie a mia sorella Anna per essermi stata vicino e aver portato un po' di casa anche a Torino. Grazie a nonna Paola, nonna Meri e zia Nella per la premura e l'affetto. Grazie a nonno Toni, nonno Ermanno e zio Fernando che da lassù si saranno goduti lo spettacolo. Grazie anche a Zia Silvia, Zio Iuri e Alessio.

Concludo ringraziando i miei amici e le persone che mi sono state più vicino. Grazie ai miei coinquilini Christian, Andrea, Annibale e Urbano per i nostri anni in corso Galileo Ferraris, vi ho già detto che mi avete salvato la vita.

Grazie a tutta la compagnia degli Alpolizzati, siete veramente troppi per essere menzionati uno per uno, ma siete stati dei grandi amici.

Grazie infine ai miei amici di sempre, pochi ma buoni: Massi, Matteo, Stefano, Anna e Elisa, per essere il motivo per cui era sempre difficile tornare a Torino dopo aver fatto un salto a casa.

Sommario

Il presente lavoro di tesi è basato su un impianto di prova presente presso l'azienda Microtecnica SRL, impiegato per l'esecuzione di test su valvole antighiaccio. L'obiettivo consiste nella modellazione matematica del servosistema, nella sua implementazione su Simulink e nella progettazione del suo controllore di pressione.

Microtecnica SRL è una realtà industriale italiana operante nel settore aerospace, specializzata in servocomandi di volo e dispositivi per il controllo termico. Le valvole antighiaccio, appartenenti alla categoria dei dispositivi di controllo termico, sono collaudate tramite un impianto dedicato. Si tratta di un servosistema che regola pressione e temperatura dell'aria inviata a un banco di prova. La regolazione della pressione è affidata a un riduttore pilotato, mentre quella della temperatura è gestita da due riscaldatori elettrici e da una valvola a tre vie.

Il modello adottato è a parametri concentrati, descritto da equazioni differenziali ordinarie, ed è costruito secondo il principio di analogia elettrica applicata alla pneumatica. Ogni componente è stato modellato singolarmente, quindi integrato in Simulink. Verificata la coerenza tra simulazione e realtà, si è affrontato il problema della regolazione della pressione. L'approccio, mutuato dalla letteratura, ha previsto la linearizzazione del modello, l'analisi della risposta non controllata e la sintesi del controllore, successivamente testato su un profilo di prova reale.

La tesi è strutturata come segue.

- Nel Capitolo 1 è presentata l'azienda, il prodotto per il quale l'impianto è utilizzato e le prove che esegue l'impianto.
- Il Capitolo 2 offre una panoramica approfondita dell'impianto e dei suoi componenti, con l'obiettivo di spiegare il loro funzionamento.
- Il Capitolo 3 illustra l'approccio modellistico adottato.
- Il Capitolo 4 affronta la modellazione matematica dei singoli componenti.
- Il Capitolo 5 presenta una comparazione tra il funzionamento reale dell'impianto fisico e il suo modello.
- Il Capitolo 6 affronta il problema del progetto del controllore di pressione, seguendo un approccio concorde alle bibliografie studiate.
- Il Capitolo 7 riguarda infine la prova sul modello del controllo progettato.
- Per finire, il Capitolo 8 conclude il lavoro, suggerendo sviluppi futuri.

Indice

Sommario	iv
Indice	1
Elenco delle figure	4
Elenco delle tabelle	7
Elenco dei simboli	8
Glossario	11
1 Introduzione	13
1.1 L'azienda: Microtecnica S.R.L.	13
1.2 Le valvole antighiaccio	14
1.3 Le procedure di ATP	17
2 L'impianto pneumatico	19
2.1 Visione d'insieme dell'impianto	19
2.2 Il gruppo di regolazione della pressione	27
2.2.1 Valvola 3/2 proporzionale in pressione (pilotino)	29
2.2.2 Regolatore di pressione a membrana (IMF)	31
2.3 Il gruppo di regolazione della temperatura	33
2.4 Il setup	34
2.5 Analogie e differenze di cella 0 e cella ATP	37
3 Il concetto della modellazione a parametri concentrati	38
3.1 L'analogia elettrica	38
3.2 Resistenze pneumatiche	40
3.3 Capacità pneumatiche	40
3.4 Schema a parametri concentrati dell'impianto	41
3.5 Ipotesi e semplificazioni adottate	44
4 Modellazione matematica dei singoli componenti	46
4.1 Pilotino	46
4.1.1 Scopo e relazioni funzionali	46
4.1.2 Equazioni matematiche	47

4.1.3	Schema a blocchi	49
4.1.4	Valori numerici del modello	49
4.1.5	Simulink subsystem	49
4.2	IMF	50
4.2.1	Scopo e relazioni funzionali	50
4.2.2	Equazioni matematiche	50
4.2.3	Schema a blocchi	52
4.2.4	Valori numerici del modello	53
4.2.5	Simulink subsystem	53
4.3	Capacità di valle	54
4.3.1	Scopo e relazioni funzionali	54
4.3.2	Equazioni matematiche	54
4.3.3	Schema a blocchi	58
4.3.4	Valori numerici del modello	59
4.3.5	Simulink subsystem	60
4.4	Resistenze pneumatiche passive	62
4.4.1	Scopo e relazioni funzionali	62
4.4.2	Equazioni matematiche	63
4.4.3	Schema a blocchi	64
4.4.4	Simulink subsystem	64
4.5	Valvola deviatrice a 3 vie	65
4.5.1	Scopo e relazioni funzionali	65
4.5.2	Equazioni matematiche	66
4.5.3	Schema a blocchi	66
4.5.4	Valori numerici del modello	66
4.5.5	Simulink subsystem	67
4.5.6	Subsystem completo delle capacità e resistenze di valle	67
4.6	Unità in prova e bypass	70
4.6.1	Scopo e relazioni funzionali	70
4.6.2	Equazioni matematiche	70
4.6.3	Schema a blocchi	71
4.6.4	Valori numerici del modello	71
4.6.5	Simulink subsystem	73
4.7	Modello Simulink completo dell'impianto	74
5	Validazione in anello aperto del modello	76
5.1	Configurazione dell'impianto durante le prove	76
5.2	Prove svolte in anello aperto	77
5.3	Commento dei risultati della validazione in anello aperto	80
5.3.1	Prova ID 005	80
5.3.2	Prova ID 031	88
5.3.3	Prova ID 040	92
6	Progettazione del controllo di pressione	97
6.1	Linearizzazione del modello	98
6.2	Analisi del servosistema linearizzato privo di controllo	107

6.3 Sintesi del controllore di pressione sulla base del modello linearizzato	111
7 Validazione in anello chiuso del modello	116
7.1 La prova in esame	116
7.2 Validazione della risposta del modello con i guadagni stabiliti dalla linearizzazione . . .	117
7.3 Validazione della risposta del modello con i guadagni ottimizzati	118
8 Conclusioni	123
Bibliografia	126

Elenco delle figure

1.1	Schema della struttura interna di una valvola antighiaccio aeronautica. Immagine tratta da: Tesi di laurea di Luca Tropiano, <i>Modellazione e Caratterizzazione dell'Attrito per Valvole Antighiaccio in Linea</i> , Politecnico di Torino, 2024, rilasciata con licenza CC BY-NC-ND. [19]	15
1.2	Valvola in posizione di chiusura. Immagine tratta da: Tesi di laurea di Luca Tropiano, <i>Modellazione e Caratterizzazione dell'Attrito per Valvole Antighiaccio in Linea</i> , Politecnico di Torino, 2024, rilasciata con licenza CC BY-NC-ND. [19]	16
1.3	Vista principale della Upper anti ice valve.	16
1.4	Vista posteriore della Upper anti ice valve.	17
2.1	Parti fondamentali di cella 0 e flusso di informazioni.	20
2.2	Schema funzionale di cella 0	21
2.3	Zona di lavoro di cella 0.	22
2.4	Architettura, dettagli e disposizione dei riscaldatori.	23
2.5	Particolare del bypass nella zona di lavoro.	24
2.6	Particolare della calata pneumatica.	25
2.7	Valvola a 3 vie deviatrice.	26
2.8	Gruppo di regolazione della pressione	28
2.9	Riduttore di pressione proporzionale Norgren D366 [11].	29
2.10	Schema della costruzione interna del pilotino.	30
2.11	Riduttore di pressione a membrana IMF D290 [12].	31
2.12	Schema della costruzione interna dell'IMF.	32
2.13	Schema funzionale del riscaldatore AMARC.	33
2.14	Vista principale del setup.	34
2.15	Zona di installazione delle valvole antighiaccio sul setup.	35
2.16	Vista laterale del setup.	36
2.17	Dettaglio sull'uscita dal secondo riscaldatore, sostegno del tubo di ingresso e attacco del setup.	36
3.1	Schema a parametri concentrati dell'impianto di cella 0.	42
4.1	Relazioni funzionali del pilotino.	47
4.2	Diagramma di corpo libero del cassetto del pilotino.	48
4.3	Schema a blocchi del modello del pilotino	49
4.4	Simulink subsystem del pilotino.	50
4.5	Relazioni funzionali dell'IMF.	51

4.6	Diagramma di corpo libero dell'otturatore dell'IMF.	52
4.7	Schema a blocchi del modello dell'IMF.	52
4.8	Simulink subsystem dell'IMF.	53
4.9	Relazioni funzionali delle capacità pneumatiche isoterme.	54
4.10	Relazioni funzionali delle capacità pneumatiche con flusso termico netto.	55
4.11	Schema a parametri concentrati del riscaldatore.	56
4.12	Schema a blocchi delle capacità pneumatiche isoterme.	59
4.13	Schema a blocchi del modello di inerzia termica per il riscaldatore.	59
4.14	Schema a blocchi del modello di scambio termico per il riscaldatore.	59
4.15	Schema a blocchi del modello di accumulo di massa per il riscaldatore.	60
4.16	Simulink subsystem della capacità C_{IMF}	60
4.17	Simulink subsystem del riscaldatore 1	61
4.18	Relazioni funzionali delle resistenze pneumatiche passive.	62
4.19	Schema a blocchi del modello delle resistenze pneumatiche.	65
4.20	Simulink subsystem delle resistenze pneumatiche.	65
4.21	Relazioni funzionali della valvola deviatrice a 3 vie	66
4.22	Schema a blocchi del modello della valvola deviatrice a 3 vie.	67
4.23	Simulink subsystem della valvola deviatrice a 3 vie.	68
4.24	Simulink subsystem completo delle capacità e resistenze di valle.	69
4.25	Relazioni funzionali di UUT e bypass.	70
4.26	Schema a blocchi di UUT e bypass.	72
4.27	Simulink subsystem della UUT.	73
4.28	Simulink subsystem del bypass.	73
4.29	Simulink subsystem dell'intero impianto pneumatico.	75
5.1	Configurazione dell'impianto per le prove di validazione in anello aperto.	78
5.2	Installazione del trasduttore P_{PIL}	79
5.3	Analisi P_{IN} ID 005.	81
5.4	Analisi P_{PIL} ID 005.	82
5.5	Analisi G_{IMF} ID 005.	83
5.6	Analisi T_{IN} ID 005.	84
5.7	Analisi pressioni simulate ID 005.	85
5.8	Analisi portate simulate ID 005.	85
5.9	Analisi spostamenti simulati ID 005.	86
5.10	Analisi P_{IN} ID 031.	88
5.11	Analisi P_{PIL} ID 031.	89
5.12	Analisi G_{IMF} ID 031.	89
5.13	Analisi T_{IN} ID 031.	90
5.14	Analisi pressioni simulate ID 031.	90
5.15	Analisi portate simulate ID 031.	91
5.16	Analisi spostamenti simulati ID 031.	91
5.17	Analisi P_{IN} ID 040.	92
5.18	Analisi P_{PIL} ID 040.	94
5.19	Analisi G_{IMF} ID 040.	94
5.20	Analisi T_{IN} ID 040.	95
5.21	Analisi pressioni simulate ID 040.	95

5.22	Analisi portate simulate ID 040.	96
5.23	Analisi spostamenti simulati ID 040.	96
6.1	Struttura generale di un servosistema controllato.	98
6.2	Notazione classica dei sistemi controllati in anello chiuso [13].	99
6.3	Modello linearizzato di primo tentativo.	101
6.4	Modello linearizzato finale, utilizzato per la progettazione del controllo.	102
6.5	Schema a blocchi linearizzato del pilotino.	103
6.6	Schema a blocchi linearizzato dell'IMF.	103
6.7	Schema a blocchi linearizzato della pressurizzazione, determinata dal contributo G_{IMF} e dal disturbo in portata G_{OUT}	104
6.8	Schema a blocchi di IMF e fenomeno di pressurizzazione a valle, con disturbo.	105
6.9	Schema a blocchi linearizzato completo del processo.	105
6.10	Schema a blocchi riarrangiato del processo.	105
6.11	Modello linearizzato finale del servosistema.	106
6.12	Servosistema linearizzato e privo di controllo	107
6.13	Analisi del dominio della frequenza delle funzioni di trasferimento in anello chiuso e aperto, prima del controllo.	108
6.14	Stabilità marginale del sistema privo di controllo.	110
6.15	Risposta al gradino di pressione.	111
6.16	Esempio di risposta in frequenza della $G_C(s)$ per un controllore PID.	112
6.17	Stabilità marginale del sistema linearizzato con il controllo progettato.	113
6.18	Composizione sul diagramma di Bode della G_{OL} a partire dalla G_{OLP} e della G_C , per mezzo della proprietà additiva dei logaritmi.	114
6.19	Risposta in frequenza delle funzioni di trasferimento d'anello del sistema linearizzato con il controllo progettato.	115
6.20	Risposta al gradino di pressione del sistema linearizzato con il controllo progettato.	115
7.1	Forma del set in pressione della prova di minimum closing pressure.	117
7.2	Analisi di P_{IN} della risposta con i guadagni del controllo stabiliti per mezzo della linearizzazione.	118
7.3	Analisi di P_{IN} simulata dal modello con i guadagni del controllo ottimizzati.	119
7.4	Analisi delle portate simulate dal modello con i guadagni del controllo ottimizzati.	120
7.5	Analisi della T_{IN} simulata dal modello con i guadagni del controllo ottimizzati.	121
7.6	Dettaglio delle portate a regime del modello.	122

Elenco delle tabelle

2.1	Dati di targa riscaldatore industriale AMARC.	33
3.1	Perdite di carico del modello schematizzato in Figura 3.1 e rispettivo fenomeno fisico modellizzato	41
3.2	Capacità isoterme del modello schematizzato in Figura 3.1 e rispettivo fenomeno fisico modellizzato.	43
3.3	Pressioni del modello a parametri concentrati.	43
3.4	Portate del modello a parametri concentrati.	44
3.5	Temperature del modello a parametri concentrati.	44
3.6	Tensioni del modello a parametri concentrati.	44
4.1	Valori numerici dei parametri assegnati al modello del pilotino.	49
4.2	Valori numerici dei parametri assegnati al modello dell'IMF.	53
4.3	Valori numerici dei parametri assegnati al modello del riscaldatore.	60
4.4	Valori numerici dei parametri assegnati al modello della valvola deviatrice a 3 vie.	67
4.5	Valori numerici della valvola UUT e dell'orifizio di bypass.	71
5.1	Prove in anello aperto analizzate	77
5.2	Quadro riassuntivo dei grafici del Paragrafo 5.3	80
6.1	Corrispondenze tra schema generale e impianto pneumatico reale.	98
6.2	Guadagni PID progettati in base al sistema linearizzato.	113
6.3	Stabilità marginale del sistema linearizzato con il controllo progettato	113
7.1	Guadagni PID ottimizzati simulando la prova di minimum closing pressure.	118

Elenco dei simboli

β_{IMF}	Coefficiente di smorzamento dell'otturatore dell'IMF [N s/m]
β_{PIL}	Coefficiente di smorzamento del cassetto del pilotino [N s/m]
Φ_{IN}	Potenza elettrica in ingresso al generico riscaldatore [W]
ρ	Densità dell'aria in condizioni operative [kg/m ³]
ρ_N	Densità dell'aria in atmosfera normale di riferimento [kg/m ³ (ANR)]
ζ	Generico coefficiente d'attrito per una perdita di carico, localizzata o distribuita
A	Area di scambio termico nei riscaldatori [m ²]
a	Velocità locale del suono [m/s]
A_M	Area della membrana dell'IMF, supposta per semplicità uguale per la faccia superiore e inferiore [m ²]
A_{PIL}	Area sul cassetto del pilotino dove viene riportata la P_{PIL} per retroazione meccanica [m ²]
A_V	Generica area di passaggio creata dallo spostamento di un cassetto o otturatore, per pilotino o IMF [m ²]
C	Capacità pneumatica [kg/Pa]
c_d	Coefficiente di efflusso per un generico ugello, sempre minore dell'unità
C_V	Coefficiente di valvola secondo normativa NBS [m ³ /(s Pa) (ANR)]
C_{ISO}	Conduttanza secondo la normativa ISO 6358 [m ³ /(sPa) (ANR)]
c_{MET}	Calore specifico del materiale metallico delle resistenze dei riscaldatori [J/(kgK)]
D	Generico diametro idraulico di una sezione [m]
d_{IMF}	Diametro dell'otturatore dell'IMF [m]
d_{OR}	Diametro dell'orifizio a valle del bypass [m]
d_{PIL}	Diametro del cassetto del pilotino [m]

e	Errore non compensato tra V_{SET} e V_{FB}
G	Generica portata massica [kg/s]
G_{BYP}	Portata processata dal ramo di bypass [kg/s]
$G_{CL}(s)$	Funzione di trasferimento in anello chiuso
$G_C(s)$	Funzione di trasferimento del controllo di pressione
$G_{OL}(s)$	Funzione di trasferimento in anello aperto
G_{OUT}	Portata globale uscente, dovuta alla conduttanza verso scarico [kg/s]
G_{UUT}	Portata processata dal ramo di setup [kg/s]
h	Coefficiente di scambio termico convettivo per i riscaldatori [W/(m ² K)]
K_M	Guadagno meccanico tensione-forza per la dinamica elettrica dello stadio del pilotino [N/V]
k_{IMF}	Rigidezza della molla di contrasto dell'otturatore dell'IMF [N/m]
k_{PIL}	Rigidezza della molla di contrasto del cassetto del pilotino [N/m]
K_{SET}	Guadagno statico di traduzione pressione-tensione [V/Pa]
K_{TP}	Guadagno statico del trasduttore di pressione [V/Pa]
k_V	Rigidezza elastica di volume [1] [Pa/m ³]
L	Generica lunghezza di una sezione di tubo [m]
m_{IMF}	Massa dell'otturatore dell'IMF [kg]
m_{MET}	Massa metallica del fascio di resistenze dei riscaldatori [kg]
m_{PIL}	Massa del cassetto del pilotino [kg]
n	Esponente della politropica
P	Pressione assoluta [Pa]
p	Pressione relativa [Pa]
P_A	Pressione di alimentazione [Pa]
p_{IMF}	Pressione di retroazione meccanica riportata sulla faccia inferiore della membrana dell'IMF, responsabile dell'equilibrio di forze per l'otturatore [Pa]
p_{PIL}	Pressione nella capacità pilota, pressione di pilotaggio [Pa]
Q_N	Generica portata in volume in atmosfera normale di riferimento [m ³ /s (ANR)]
Q_V	Generica portata in volume in condizioni operative [m ³ /s]
r	Generico rapporto delle pressioni per un ugello

r_{crit}	Rapporto critico delle pressioni per un generico ugello
T_m	Temperatura del metallo per i riscaldatori [K]
T_{IMF}	Temperatura dell'aria di alimentazione dell'IMF, fornita dall'impianto di distribuzione di stabilimento [K]
T_{IN}	Temperatura dell'aria in ingresso al setup [K]
V_{PIL}	Volume della capacità pilota [m ³]
w	Generica velocità del fluido in una sezione [m/s]
$x_{max,IMF}$	Spostamento massimo del cassetto dell'IMF [m]
$x_{max,pil}$	Spostamento massimo del cassetto del pilotino [m]
x_V	Generico spostamento di un cassetto o otturatore, per pilotino o IMF [m]

Glossario

bypass Ramo di impianto parallelo al setup, ingaggiato da una valvola a due vie a posizionamento discreto, in grado di aumentare la conduttanza verso scarico. 20, 44, 70

capacità di valle Insieme di capacità pneumatiche di volume ragguardevole, poste a valle dell'IMF, responsabili dell'accumulo di massa e quindi della pressurizzazione dell'intero impianto. Sono inoltre gli alimentatori dei disturbi in portata. 31, 81

capacità pilota Capacità pneumatica pressurizzata dal pilotino, corrispondente al volume della linea di collegamento e al volume della camera di riferimento dell'IMF. 29, 43, 47, 76, 82, 93

capacità pneumatica Elemento pneumatico che impone la pressione al suo interno quando ai suoi capi vige una differenza di portate. 40

capacità pneumatiche con flusso termico netto Capacità pneumatiche alle quali è somministrato un flusso termico, in grado di influenzare la dinamica di pressurizzazione della capacità. 41

capacità pneumatiche isoterme Capacità pneumatiche in cui la temperatura del fluido non cambia e la pressurizzazione è solamente influenzata dal bilancio di flussi di massa. 41

cella 0 Impianto di prova, ad uso generale, per valvole antighiaccio. È analogo dal punto di vista impiantistico alla cella di produzione, e ne differisce principalmente per la taglia minore. 13

cella di produzione Cella ad alta capacità produttiva oraria, utilizzata per le prove di ATP. 13

conduttanza Capacità da parte di un elemento di resistenza fluida, dovuta alla sua geometria interna, di smaltire portata a prescindere dal salto di pressione e dalla pressione di alimentazione. 101

conduttanza per unità d'area Conduttanza massima di una resistenza fluida, rapportata alla massima area di passaggio. Svincola la capacità di flusso assoluta (conduttanza) dalla caratteristica geometrica della resistenza. 102

conduttanza verso scarico Insieme dei disturbi in portata rappresentati dagli elementi resistivi posti tra le capacità di valle e lo scarico. 70

disturbo in portata Generico elemento resistivo, alimentato dalle capacità di valle e capace di scaricare portata verso ambiente. Si tratta di un disturbo per il servosistema controllo pressione.. 70

- IMF** Regolatore di pressione a membrana. 20, 80
- LAIV** Lower Anti-Ice Valve, valvola antighiaccio inferiore. 15, 76
- mock-up** Spezzoni di tubo con ingombro longitudinale pari a quello delle unità in prova, installati nel setup durante alcune particolari prove di ricerca e sviluppo. 34
- pilotino** Elettrovalvola proporzionale in pressione 3/2, usata come regolatore pilota per l'IMF. 29, 76, 80, 82, 86
- ramo caldo** Ramo di impianto, a valle della valvola deviatrice, che include i riscaldatori elettrici. 44, 58, 77
- ramo freddo** Ramo di impianto, a valle della valvola deviatrice, che esclude i riscaldatori elettrici. 43, 44, 58, 77
- resistenza pneumatica** Elemento pneumatico che impone portata attraverso di sé quando ai suoi capi vige una differenza di pressione. 40
- resistenze pneumatiche attive** Componenti resistivi, la cui capacità di flusso è variabile e comandabile dall'esterno per mezzo di un segnale in pressione o tensione. 40, 41, 84
- resistenze pneumatiche passive** Perdite di carico distribuite e concentrate, ossia insieme di resistenze fluide in grado di far diminuire la pressione di un flusso d'aria a causa dell'attrito con le pareti dei tubi e di vortici in prossimità di curve e gomiti. Non dipendono da nessun comando esterno, ma solo dalle condizioni in cui l'impianto stesso opera, e rappresentano un disturbo in pressione. 40, 62, 77, 84
- UAIV** Upper Anti-Ice Valve, valvola antighiaccio superiore. 15, 76
- unità in prova** Valvola antighiaccio installata nel setup al fine di essere testata. È anche detta UUT dall'inglese *unit under test*. 34, 45, 70, 76

Capitolo 1

Introduzione

1.1 L'azienda: Microtecnica S.R.L.

Il presente lavoro di tesi di laurea verte su un impianto pneumatico sito nell'area sperimentale dello stabilimento di Luserna San Giovanni, viale 1 maggio 199, in provincia di Torino.

L'azienda è un'importante realtà italiana operante nel settore aerospazio e difesa. La produzione dell'azienda è caratterizzata da 3 linee di prodotto principali:

- Servocomandi idraulici per comandi di volo primari per svariati velivoli.
- Martinetti elettrici e comandi di volo secondari.
- Impianti e componenti di condizionamento e valvole per controllo termico di sistemi di bordo aeronautici.

Le valvole antighiaccio ricadono nell'ultima categoria elencata, e rappresentano una importante linea di prodotto per l'azienda.

Lo stabilimento di Luserna San Giovanni costituisce inoltre il centro sperimentale dell'azienda, dove convergono tutti i prodotti al fine di essere testati secondo gli accordi commerciali con i clienti e le normative aeronautiche di riferimento. Questo rende il centro sperimentale di Luserna S. Giovanni un importante polo per le attività di prova dell'azienda, tanto che il sito ospita svariati banchi di prova di notevole prestazione e complessità. Per quanto riguarda le valvole antighiaccio, nel sito di Luserna si svolgono sia attività di testing preliminare che di collaudo funzionale per la consegna dei pezzi al cliente. Quest'ultima categoria, denominata di seguito ATP dall'inglese *acceptance testing procedure*, rappresenta le prove svolte dopo la produzione di ogni componente. Queste prove sono volte al cliente e mirano a certificare il corretto funzionamento del prodotto e il rispetto delle specifiche di fornitura. L'azienda sta sviluppando una nuova valvola antighiaccio, denominata internamente AP0460. La direzione aziendale ha deciso di allocare risorse finanziarie al fine di allestire una nuova cella di prova ad alta prestazione detta *cella di produzione*, in cui svolgere tutte le attività di *acceptance testing procedure* sulla suddetta valvola. Questa tesi si concentra sulla modellazione e sulla progettazione del controllo di pressione dell'impianto pneumatico utilizzato in tale cella per svolgere l'ATP sul componente.

Tuttavia, al momento della stesura della tesi, la cella in esame è in fase di costruzione e l'impianto non è allestito. È stato possibile condurre lo studio su un impianto analogo, già presente in azienda, in un'altra cella denominata internamente *cella 0*. Questa cella di prova è utilizzata perlopiù per

prove di De-Risking e qualifica, dunque non per prove strettamente legate alla produzione delle valvole antighiaccio, bensì per attività di ricerca e sviluppo. La modellazione condotta e le considerazioni fatte sono totalmente esportabili al nuovo impianto, in quanto la struttura e la filosofia di funzionamento sono sostanzialmente identiche. Le differenze tra i due impianti sono esaminate nel Paragrafo 2.5.

1.2 Le valvole antighiaccio

Nei moderni velivoli, civili e militari, i propulsori aeronautici rappresentano a tutti gli effetti delle sorgenti di gas ad alto contenuto energetico, sia in termini di temperatura che di pressione [15]. L'aria spillata del motore proviene tipicamente dagli stadi avanzati del compressore. In termini aeronautici è spesso denominata *bleed air*, ed è utilizzata nei sistemi di bordo moderni per una grande varietà di scopi. Grazie al suo notevole contenuto energetico, è sfruttata da diversi utilizzatori dopo opportuno raffreddamento e riduzione di pressione:

- Sistemi di pressurizzazione della cabina.
- Sistemi di controllo ambientale e di condizionamento.
- Sistemi di antighiaccio aerotermico.

Questi utilizzatori costituiscono l'impianto pneumatico dell'aeromobile. Le valvole antighiaccio sono dispositivi del tipo aerotermico [3]. Tali dispositivi si differenziano rispetto ad altri dispositivi antighiaccio, come quelli elettrici, in quanto lavorano con aria, della quale si sfrutta l'energia termica al fine di scongiurare la formazione di ghiaccio su parti molto sensibili per la volabilità del velivolo:

- Bordi d'attacco delle ali: ghiaccio formato su questa parte del velivolo altera completamente la capacità dell'ala di produrre portanza, fino ad eliminarla. Il ghiaccio può inoltre aumentare la velocità di stallo dell'ala [15].
- Bordi d'attacco delle gondole motore (*nacelles*): la formazione di ghiaccio in queste zone determina un flusso molto turbolento e disordinato verso i primi stadi del compressore, condizione che può portare alla grave situazione di stallo del compressore. Inoltre, se il ghiaccio formatosi in queste zone dovesse rompersi, potrebbe essere inghiottito dal motore, con grande rischio di rotture catastrofiche.

La valvola in esame in questo lavoro di tesi è detta NAIV, dal termine *nacelle anti-ice valve*. Sono valvole deputate alla funzione antighiaccio per le gondole motore e sono installate nella carenatura dello stesso, all'esterno della carcassa metallica del propulsore. Si tratta fondamentalmente di valvole regolatrici di pressione: in quanto tali, sono in grado di stabilire il livello di pressione a valle di esse, in via teorica indipendentemente dalla portata che processano. Non è permesso, in questo studio, mostrare la struttura interna del prodotto in esame per ragioni commerciali. Ad ogni modo, il funzionamento della valvola è comprensibile considerando lo schema semplificato di Figura 1.1.

La regolazione di pressione è ottenuta tramite l'equilibrio di forze che si instaura sul pistone mobile visibile in Figura 1.1. Da un lato del pistone, una camera detta *di riferimento* viene mantenuta a una pressione determinata. La pressione di riferimento instaurata in questa camera è imposta da una valvola limitatrice di pressione, visibile sia in Figura 1.1 che in Figura 1.2. La pressione sull'altro lato del pistone, invece, è determinata dai volumi di valle e dalle portate uscenti. Grazie all'equilibrio di forze, il pistone è in grado di muoversi verso destra o sinistra, andando quindi ad aprire una luce di

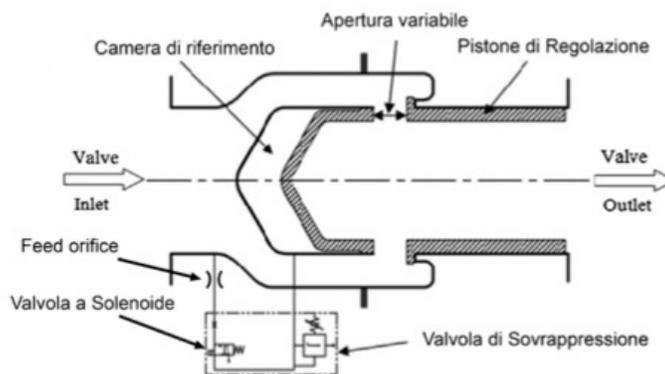


Figura 1.1: Schema della struttura interna di una valvola antighiaccio aeronautica. Immagine tratta da: Tesi di laurea di Luca Tropiano, *Modellazione e Caratterizzazione dell'Attrito per Valvole Antighiaccio in Linea*, Politecnico di Torino, 2024, rilasciata con licenza CC BY-NC-ND. [19]

passaggio di area variabile la quale determina una diversa ammissione di portata a valle. Quando la pressione a valle sale a sufficienza, il pistone tende a tornare in posizione di chiusura interrompendo la portata. Una diminuzione di pressione a valle determina il movimento verso destra del pistone, che ammette nuovamente portata a valle. Si tratta dunque di un dispositivo autoregolante: esso non necessita di alcun segnale elettrico o meccanico per svolgere la funzione di regolazione. Il componente, tuttavia, accetta sia un segnale elettrico che, eventualmente, un'azione puramente meccanica, i quali determinano modi di funzionamento particolari della valvola. Infatti, la valvola è dotata di;

- Un solenoide, che tramite la sua energizzazione apre una valvola normalmente chiusa collegata alla camera di riferimento. L'apertura di questa piccola valvola porta a zero la pressione nella camera di riferimento, alterando completamente l'equilibrio di forze sul pistone, il quale chiude e spinto immediatamente in chiusura e impedisce il passaggio di aria a valle della valvola antighiaccio. L'energizzazione del solenoide è comandata dal flight control computer, il quale, in alcune situazioni di volo, può imporre l'interruzione dell'anti-icing per ridurre l'assorbimento di potenza dal motore da parte degli impianti di servizio. Questa situazione di volo può essere per esempio il decollo. La situazione di valvola tutta chiusa è visibile in Figura 1.2.
- Un *manual override*, cioè una piccola camma che forza nella posizione di tutto aperto il pistone. Il manual override rende la valvola un orificio ad area fissa e determina una continua ammissione di portata a valle, dunque non permette l'interruzione dell'anti-icing in volo. Questa modalità di funzionamento può essere ingaggiata solamente in operazioni a terra.

In quasi tutti i velivoli, per esigenze di ridondanza, ci sono due valvole antighiaccio per ogni motore. Anche per il prodotto in questione è prevista questa ridondanza. Il sistema antighiaccio non è quindi costituito da una sola valvola ma bensì da un assieme di due valvole. La valvola installata per prima si dice *upper anti ice valve*, o UAIV. La seconda, installata in serie alla prima, si dice *lower anti ice valve* o LAIV. Le Figure 1.3 e 1.4 riassumono in forma grafica la spiegazione sulla struttura delle valvole.

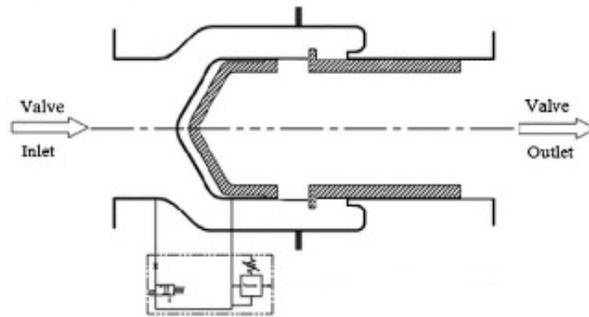


Figura 1.2: Valvola in posizione di chiusura. Immagine tratta da: Tesi di laurea di Luca Tropiano, *Modellazione e Caratterizzazione dell'Attrito per Valvole Antighiaccio in Linea*, Politecnico di Torino, 2024, rilasciata con licenza CC BY-NC-ND. [19]

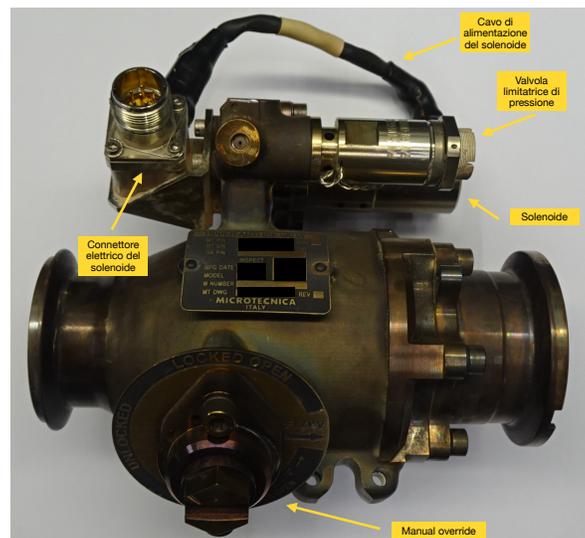


Figura 1.3: Vista principale della Upper anti ice valve.

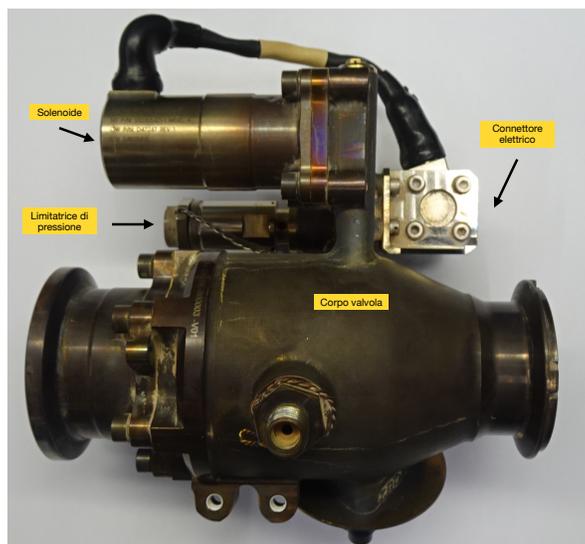


Figura 1.4: Vista posteriore della Upper anti ice valve.

1.3 Le procedure di ATP

Le attività di ATP costituiscono l'ultima verifica funzionale sul componente e dichiarazione di conformità alle specifiche contrattuali prima della consegna al cliente. In generale, si tratta di prove diverse da quelle che caratterizzano le attività di R&D, le quali sono generalmente più accurate e mirate verso l'analisi funzionale del prodotto da parte della Direzione Tecnica nelle fasi iniziali del progetto. Le prove di ATP sono prove standardizzate, organizzate in apposite procedure, e sono pensate per essere estremamente replicabili in quanto fanno parte a tutti gli effetti del processo produttivo del componente. Non a caso, la denominazione interna dell'impianto in costruzione e degli altri impianti dello stesso scopo è *cella di produzione*.

Le prove di ATP prevedono il controllo della pressione e temperatura alla bocca di ingresso della valvola, tramite set che riproducano in maniera fedele le condizioni che la valvola vede durante l'operatività del velivolo. I profili di prova sono progettati dall'ingegneria di performance dell'azienda. In generale si tratta di set in pressione con contenuto dinamico molto modesto. Si trovano:

- Rampe a rateo non elevato.
- Permanenze a regime per periodi prolungati.
- Depressurizzazioni lente.

In questo studio, l'analisi della natura di queste prove ha portato a delineare i requisiti che il controllo di pressione dovrà ottemperare. Questi concetti e considerazioni saranno diffusamente ripresi nel corso della tesi, ma è già possibile definire alcune caratteristiche di primaria importanza per il sistema di controllo di pressione:

- Sovraelongazione nulla o al più estremamente ridotta.

- Accuratezza a regime.
- Rigidezza al disturbo.

La larghezza di banda del sistema non è di principale interesse, anche alla luce del fatto che i servosistemi in controllo pressione a gas, di cui questo impianto fa parte, non permettono generalmente prestazioni dinamiche di alta qualità.

Capitolo 2

L'impianto pneumatico

Il presente capitolo si concentra sulla descrizione dell'impianto pneumatico impiegato nella cella di prova introdotta nel Capitolo 1. L'impianto è utilizzato per le prove di ATP. La modellazione è stata eseguita sull'impianto operativo di cella 0. Pertanto, nei paragrafi successivi sarà presentato tale impianto nelle sue peculiarità. Infine, verrà spiegato come tale impianto sia molto simile a quello della cella di produzione in fase di costruzione e come le considerazioni tecniche siano in larga parte condivisibili con esso.

2.1 Visione d'insieme dell'impianto

L'impianto di cella 0 è un impianto di prova di alta capacità di flusso, alta pressione e alta temperatura. Dal punto di vista mecatronico, è un servosistema di controllo pressione gas e al contempo un servosistema di controllo temperatura. Il servosistema può essere suddiviso in 4 parti fondamentali: una zona di regolazione della pressione, una zona di regolazione della temperatura, un setup e una sala di controllo, come presentato in Figura 2.1. La Figura 2.1 visualizza anche la divisione delle parti fondamentali: la regolazione di pressione, regolazione di temperatura e il setup risiedono sul campo, mentre la sala di controllo ne è fisicamente separata.

L'impianto di distribuzione di aria compressa di stabilimento fornisce fluido a un gruppo di regolazione della pressione comandabile dalla sala di controllo. Regolata la pressione, il gruppo invia tramite tubazioni in acciaio inossidabile aria compressa a un gruppo di regolazione della temperatura, anch'esso comandabile dalla sala di controllo. Tale gruppo è in grado di innalzare la temperatura del fluido a valle di sé. Infine il gruppo di regolazione della temperatura, tramite altre tubazioni ora isolate termicamente, somministra l'aria compressa a una particolare zona di lavoro chiamata *setup*. Il setup è il luogo fisico, opportunamente progettato, che accoglie le valvole antighiaccio durante le prove. La corrente fluida processata a livello del setup viene poi convogliata in uno scarico. In Figura 2.1 sono riportate varie frecce che riassumono i flussi di informazioni da e verso la sala di controllo. Ciascuno dei macro-componenti sul campo può ricevere comandi dalla sala di controllo, per mezzo di svariati dispositivi (PLC, computer fissi, pulsanti). I 3 macro-componenti sul campo possono anche inviare informazioni alla sala di controllo per mezzo di diversi trasduttori disseminati su tutto l'impianto: ciascuno invia misure all'avancella per esigenze di sicurezza, regolazione e controllo. Inoltre il setup invia anche dati alla sala di controllo per mezzo di altri trasduttori. Questi dati servono per verificare e validare la prestazione della valvola e non sono coinvolti nella regolazione dell'impianto. La Figura 2.2

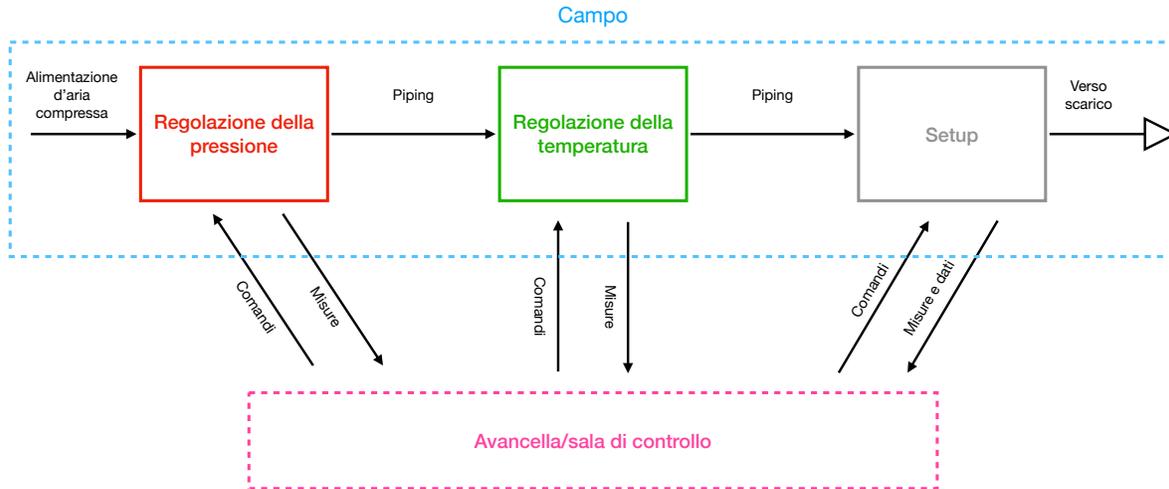


Figura 2.1: Parti fondamentali di cella 0 e flusso di informazioni.

mostra uno schema funzionale dell'impianto di cella 0. I componenti riportati nella descrizione di Figura 2.1 sono evidenziati con lo stesso codice colore per poterli identificare più facilmente.

- La zona di regolazione della pressione è evidenziata in rosso. Il sistema impiega un regolatore di pressione servopilotato, visibile schematicamente in Figura 2.2 con il nome di *IMF* e *reg.* Il significato di tale denominazione verrà chiarito in seguito. Questo componente è il protagonista del controllo in pressione dell'impianto. Si tratta di gruppo in quanto è l'unione di una valvola proporzionale in pressione e di un riduttore di pressione a membrana.
- La zona di regolazione della temperatura è evidenziata in verde. Il sistema si avvale di due riscaldatori elettrici a fascio di resistenze *HE 501* e *HE 502*, controllati in potenza da un regolatore tramite diodi SCR, e una valvola deviatrice a 3 vie. Sebbene il controllo di temperatura non sia stato esaminato nell'ambito di questa tesi, è stata condotta una modellazione semplificata del comportamento prettamente termico dell'impianto. È doveroso specificare che nella configurazione impiantistica attuale, i due controlli sono completamente indipendenti l'uno dall'altro. In aggiornamenti futuri, si potrebbero integrare i due controlli.
- Il setup è evidenziato in grigio. Si nota la presenza di un ramo di bypass in parallelo al setup. Questa linea è utilizzata in alcuni casi in cui si voglia aumentare la portata uscente, o scaricare l'impianto nel caso in cui il solenoide della valvola sia energizzato e quindi la linea del setup sia chiusa.

Cella 0 è divisa in due livelli. Il livello più alto corrisponde al locale tecnico della cella, dove ha sede il gruppo di regolazione della pressione. Il livello più basso della cella rappresenta invece la zona di lavoro, dove hanno sede il gruppo di regolazione della temperatura e il setup. Questa divisione è ben rappresentata in Figura 2.2 grazie a due linee verticali tratteggiate. La zona di lavoro di cella 0 è visibile, da due angolazioni, in Figura 2.3.

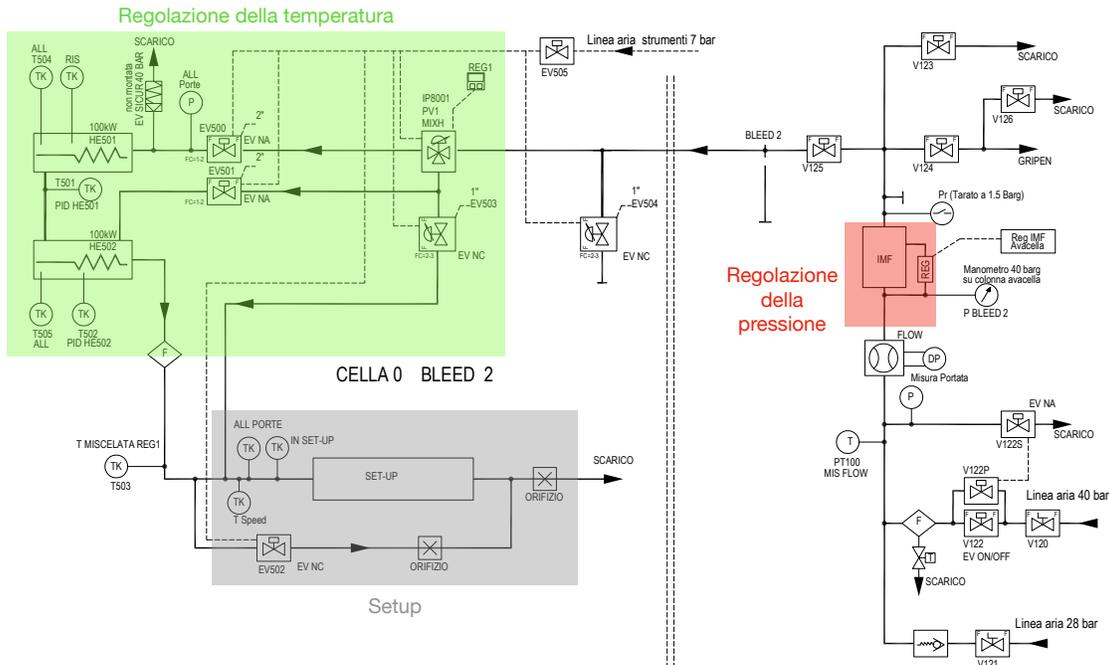


Figura 2.2: Schema funzionale di cella 0

Si notano i due grandi riscaldatori a fascio di resistenze e la connessione del secondo riscaldatore con il setup. In Figura 2.3b si nota la tubazione che dal setup porta verso il camino di scarico. In entrambe le Figure 2.3, si possono notare i vari trasduttori installati sul setup: alcuni di questi dialogano con il controllo di pressione e temperatura, mentre altri misurano le stesse grandezze e le portano in acquisizione dati per poter essere processate successivamente. L'architettura e la disposizione dei riscaldatori sono mostrate in Figura 2.4.

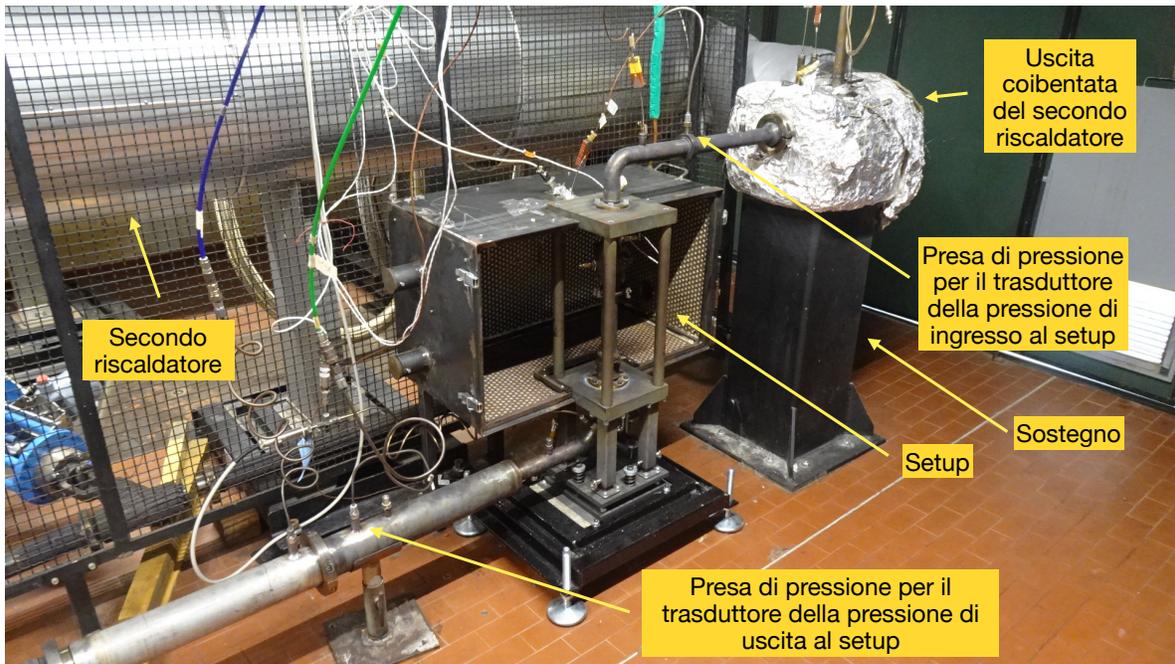
Sempre nella zona di lavoro, è possibile trovare la valvola di bypass in parallelo al setup. È indicata in Figura 2.5.

La zona di lavoro riceve aria dal gruppo di regolazione di pressione per mezzo di tubazioni in acciaio inossidabile, che la collegano al livello sopraelevato. La calata è mostrata in Figura 2.6.

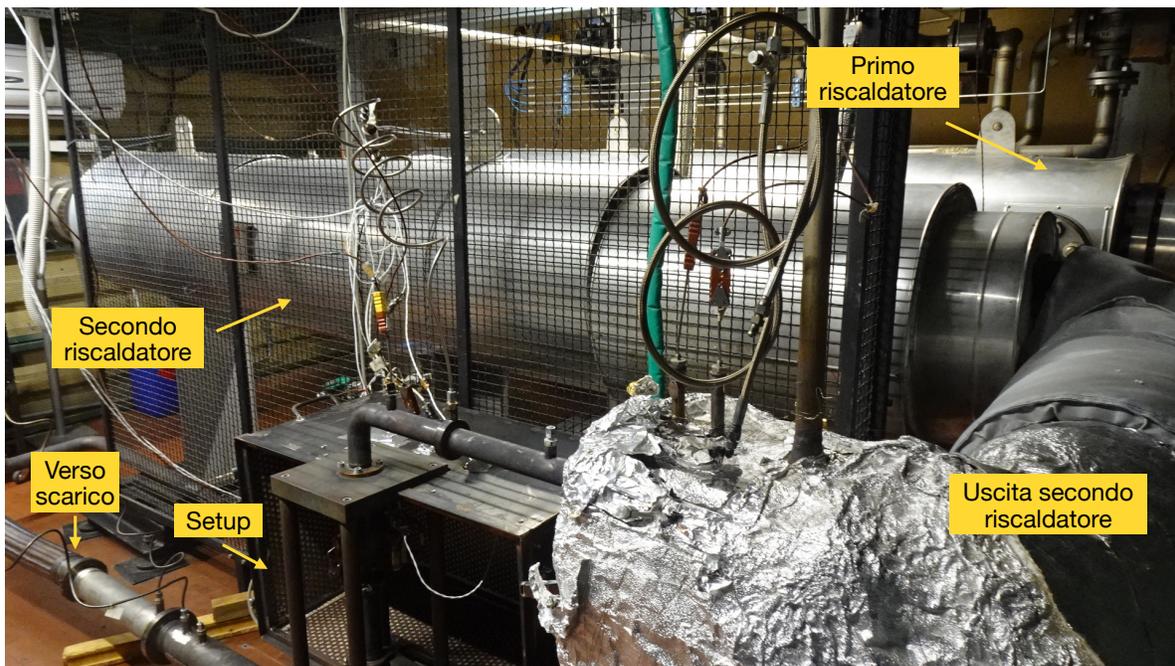
La valvola deviatrice a 3 vie è visibile in Figura 2.7.

Esaminati i due aspetti fondamentali di operatività dell'impianto ovvero pressione e temperatura, è possibile passare in rassegna i componenti di importanza secondaria, ovvero quelli che non concorrono al funzionamento dell'impianto per quanto riguarda le prove sul componente, ma sono presenti ai fini di gestione secondaria e di manutenzione. Si nota, in riferimento alla Figura 2.2:

- Svariate valvole d'intercettazione, utilizzate per ingaggiare o escludere rami di impianto. Sono comandate in larga parte pneumaticamente da una linea dedicata a 7 bar.
- Valvole a comando elettrico per lo scarico dell'impianto, come la V123, 122S e 126.
- Stacchi di linee per altre celle di prova, intercettati da valvole a comando elettrico.

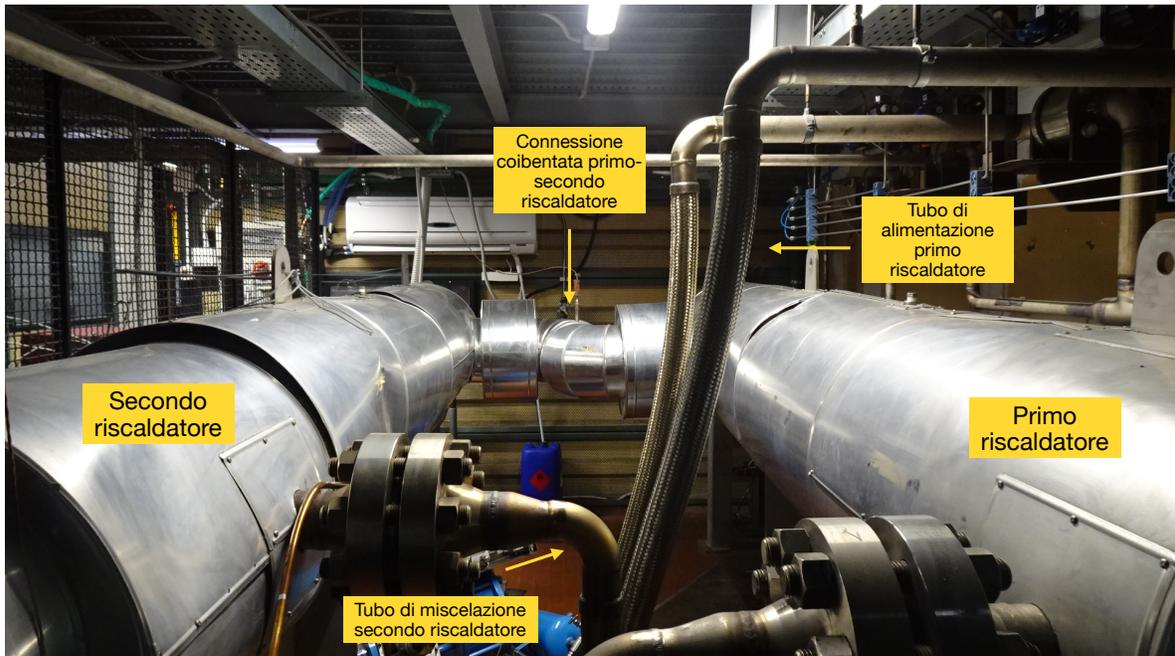


(a) Vista primaria della zona di lavoro di cella 0, con particolare sul setup.

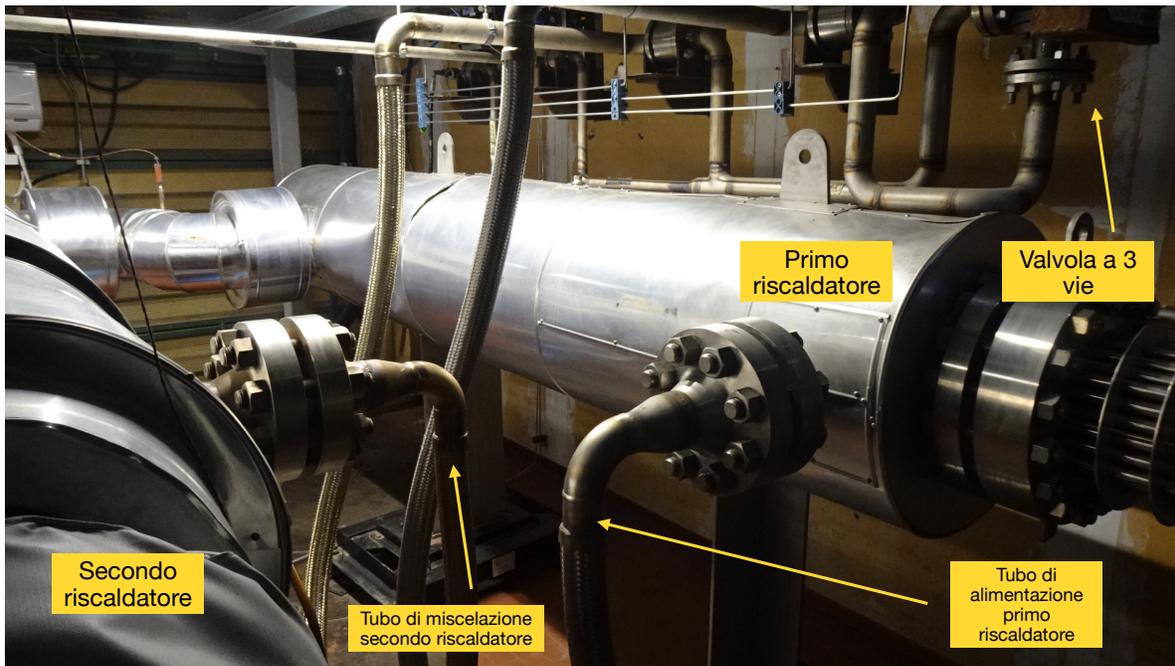


(b) Vista secondaria della zona di lavoro di cella 0. Notare i riscaldatori.

Figura 2.3: Zona di lavoro di cella 0.



(a) Vista primaria dei riscaldatori.



(b) Vista secondaria dei riscaldatori.

Figura 2.4: Architettura, dettagli e disposizione dei riscaldatori.

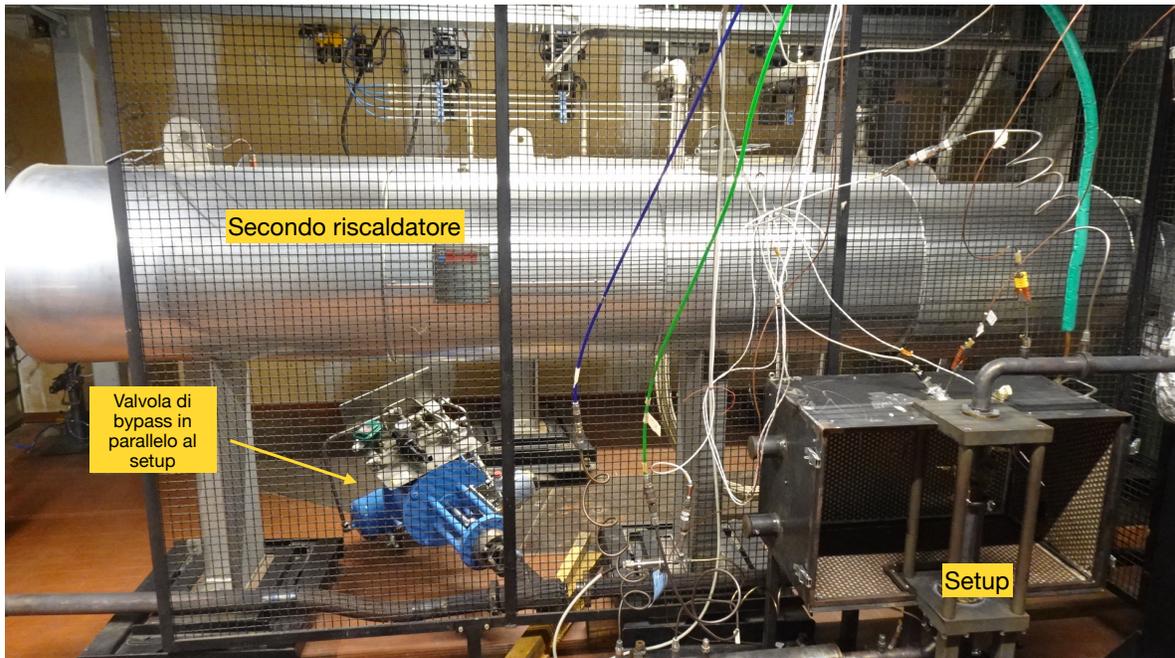


Figura 2.5: Particolare del bypass nella zona di lavoro.

- Vari strumenti come sonde di temperatura e pressione, utilizzati nell'impianto per funzioni di sicurezza e controllo.



Figura 2.6: Particolare della calata pneumatica.

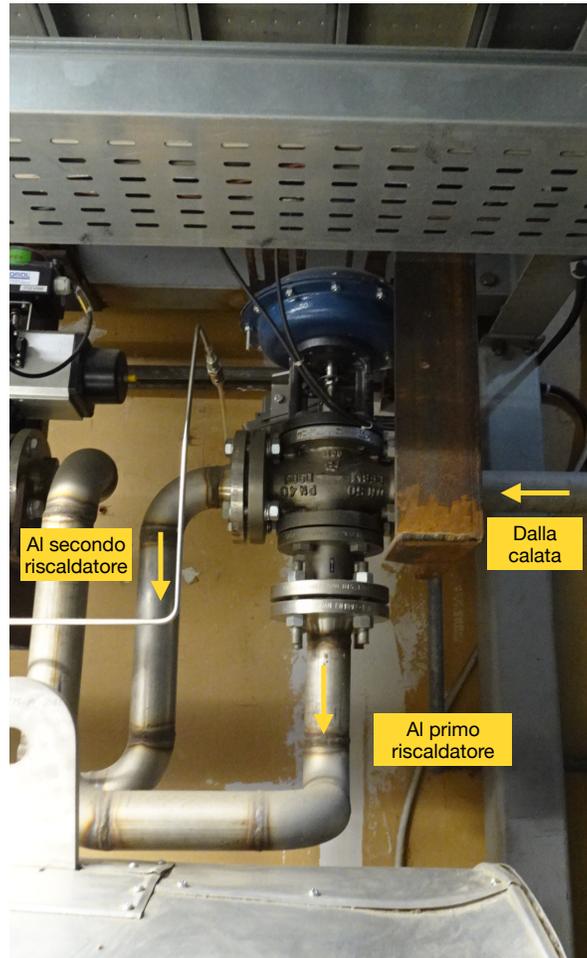


Figura 2.7: Valvola a 3 vie deviatrice.

2.2 Il gruppo di regolazione della pressione

Il presente paragrafo descrive in maniera più dettagliata il funzionamento di due componenti di vitale importanza per l'impianto, sui quali la presente trattazione dedicherà grande attenzione anche nei capitoli relativi alla modellazione matematica.

La regolazione di pressione dell'impianto è affidata a un regolatore di pressione pilotato. Questo gruppo di regolazione è composto da due dispositivi:

- Il regolatore pilota è una valvola 3/2 proporzionale in pressione, a comando elettrico. Funzionalmente, si tratta di un piccolo regolatore di pressione. Si tratta del primo stadio del riduttore di pressione.
- Il riduttore pilotato è del tipo a membrana, ad alta capacità di flusso. Si tratta del secondo e più potente stadio del riduttore di pressione.

Si tratta di due componenti separati, collegati tra loro per mezzo di una piccola linea pneumatica. Nel funzionamento, il pilotino accetta un segnale in tensione e pressurizza una camera di riferimento a una pressione proporzionale alla tensione. Questa pressione è il segnale di comando per il secondo stadio. Il secondo stadio è quindi responsabile di stabilire a valle di sé il regime di pressione comandato dal regolatore pilota. Il funzionamento dei singoli componenti è spiegato più dettagliatamente nei sottoparagrafi 2.2.1 e 2.2.2. Questo tipo di configurazione è molto utilizzata per ottenere grande precisione di regolazione, in quanto il primo stadio non risente di forze di flusso dato che non eroga portata a nessun utilizzatore. Inoltre, è possibile piazzare a distanza il regolatore pilota e gestire la regolazione da remoto, nel caso di impianti scarsamente accessibili [1]. Il gruppo servopilotato è comandato in tensione da un PLC che si trova in avancella. Il gruppo di regolazione di pressione può prelevare aria da due linee ad alta pressione della rete di stabilimento, a 40 o 28 bar. Il gruppo di regolazione della pressione è riportato in Figura 2.8.



Figura 2.8: Gruppo di regolazione della pressione

2.2.1 Valvola 3/2 proporzionale in pressione (pilotino)

La valvola 3/2 proporzionale in pressione è il modello D366 prodotto dall'azienda francese IMF, parte del gruppo Norgren. Una vista esterna del componente è presentata in Figura 2.9.

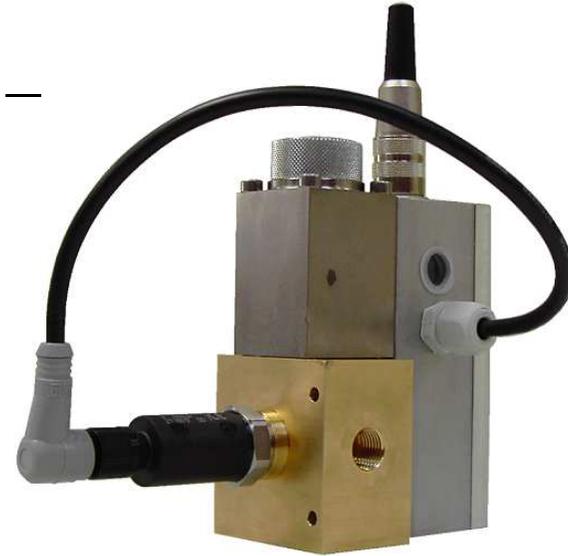


Figura 2.9: Riduttore di pressione proporzionale Norgren D366 [11].

La denominazione corretta per questo dispositivo è *elettrovalvola con elettromagnete proporzionale e retroazione meccanica* [1]. La valvola accetta un segnale di riferimento 0-10 V, proveniente in questo caso da un PLC, e stabilisce a valle di sé un valore di pressione in maniera proporzionale e lineare, nel range 0-40 bar. La sua bocca di uscita è collegata alla camera di riferimento del regolatore a membrana. La denominazione interna di questa valvola, che verrà utilizzata nel prosieguo della tesi, è *pilotino* in quanto è il pilota del regolatore a membrana ed è una valvola a piccola capacità di flusso. La struttura interna della valvola può essere ricondotta a quella di Figura 2.10, proposta da Belforte per una elettrovalvola proporzionale in pressione [1].

Come tutte le valvole proporzionali in pressione [1], questa valvola è caratterizzata un'architettura di retroazione interna meccanica. Si osservi ancora una volta la Figura 2.10. Un cassetto vede, da un lato, la forza di azionamento derivante da un solenoide, proporzionale al segnale di riferimento in tensione in arrivo dal PLC; dall'altro lato, la pressione di valle viene riportata su un'area di influenza ricavata sul cassetto. Eventualmente, questa forza di pressione equilibra la forza elettromagnetica. Allora, una molla riporta il cassetto in posizione di chiusura. La bocca di uscita del pilotino è collegata alla camera di riferimento del regolatore a membrana per mezzo di una piccola linea pneumatica. In sintesi anche il pilotino è utilizzato per la pressurizzazione di un ambiente a valle di sé: il volumetto appena descritto è una capacità pneumatica a tutti gli effetti. La differenza sostanziale tra questa piccola capacità, detta di seguito *capacità pilota*, e quella fisica dell'impianto vista a valle del regolatore a membrana, è che la pilota non ha disturbi in portata a essa collegati. Questo implica che la capacità pilota può solo scaricare attraverso il pilotino stesso: nel caso in cui la forza elettromagnetica sia minore

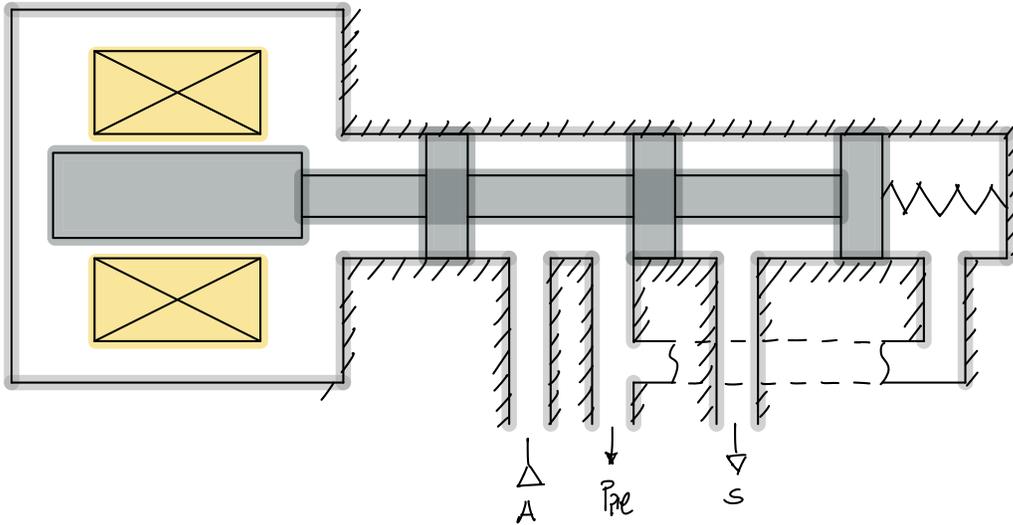


Figura 2.10: Schema della costruzione interna del pilotino.

dell'azione sul cassetto della pressione nella capacità pilota, il cassetto si sposterà in senso opposto consentendo lo scarico di portata. È dunque facile intuire che il pilotino non è una valvola semplice da modellare: la sua capacità di flusso dipende in ogni istante dal posizionamento del cassetto. Ciò rende la modellazione di questa valvola pneumatica simile a quella che la bibliografia suggerisce per le servovalvole e valvole proporzionali idrauliche [17].

2.2.2 Regolatore di pressione a membrana (IMF)

Il secondo stadio del gruppo di regolazione di pressione è costituito dal modello D290 dell'azienda IMF. Una vista esterna del componente è presentata in Figura 2.11.



Figura 2.11: Riduttore di pressione a membrana IMF D290 [12].

Si tratta di un regolatore di pressione a membrana. Colloquialmente, in Microtecnica è denominato *IMF*, dal nome dell'azienda produttrice. La Figura 2.12 raffigura, in maniera semplificata, la costruzione interna dell'IMF.

Il pilotino comanda una pressione di *pilotaggio* o *referimento*, che si instaura nella camera di riferimento dell'IMF ben visibile in Figura 2.12. Questa pressione insiste sulla faccia superiore della membrana raffigurata in nero in Figura 2.12, la quale è equilibrata sulla sua faccia inferiore dalla pressione a valle del riduttore. Se la forza netta è diversa da zero, la membrana si muove verso il basso spostando un otturatore, che apre un'area di passaggio. Quest'area di passaggio vede una differenza di pressione ai suoi capi: a monte, la pressione di alimentazione di linea; a valle, la pressione che vige negli ambienti direttamente successivi all'IMF. Pertanto, una portata viene a instaurarsi in quest'area di passaggio. La portata dipenderà, in accordo con la teoria degli ugelli, dal regime di flusso, dal modulo dell'area di passaggio, dal rapporto delle pressioni e dalla pressione di alimentazione. Quando la pressione a valle eguaglierà la pressione di riferimento, la membrana sarà in equilibrio di forze e la presenza di una molla tenderà a far risalire l'otturatore, chiudendo l'area di passaggio. Una richiesta di portata dagli utilizzatori dell'impianto determinerà una diminuzione di pressione nelle capacità di valle, e la situazione di disequilibrio meccanico appena descritta sarà ricreata sulla membrana. È quindi evidente che anche l'IMF è caratterizzato da una retroazione meccanica interna, in quanto si

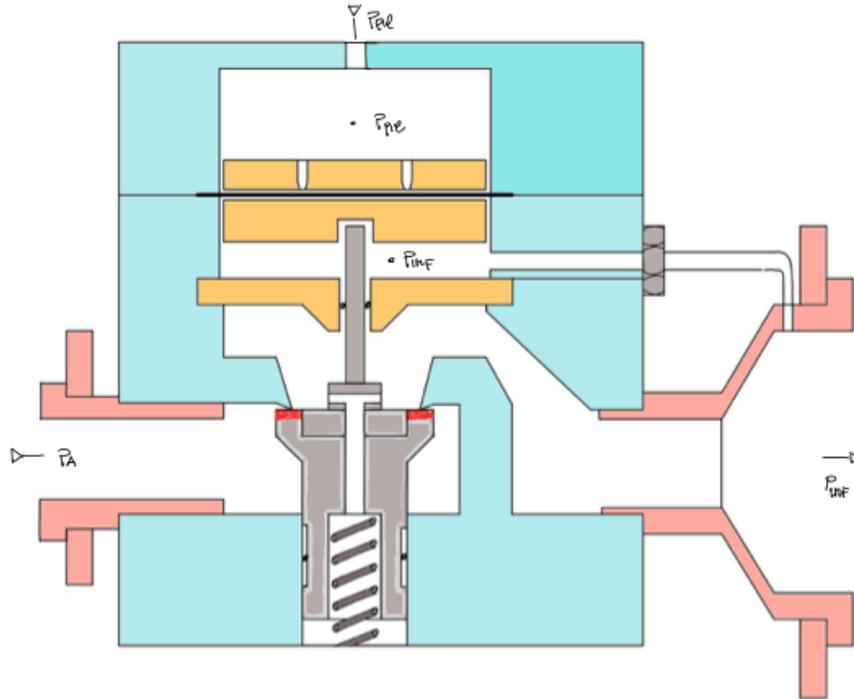


Figura 2.12: Schema della costruzione interna dell'IMF.

basa su un equilibrio di forze su un elemento mobile. Ciò rende l'IMF, alla stregua del pilotino, una valvola abbastanza delicata dal punto di vista della modellazione matematica. Non si tratta infatti di una valvola a posizionamento discreto, per la quale è semplice assegnare una caratteristica di flusso secondo le normative di riferimento. Piuttosto, è una valvola auto-regolante, la cui caratteristica di flusso è in generale variabile con il regime di pressione a valle e la pressione di riferimento imposta.

2.3 Il gruppo di regolazione della temperatura

La temperatura della corrente d'aria proposta al setup è innalzata e stabilizzata dal gruppo di regolazione di temperatura menzionato nel paragrafo 2.1. Il controllo di temperatura è effettuato per mezzo di un PC il quale, a fronte di un set di temperatura, opera sia una modulazione di potenza dei riscaldatori, sia una miscelazione di portate per mezzo della valvola deviatrice a 3 vie, in Figura 2.2 indicata con il nome PV1 MIXH e visibile più dettagliatamente in Figura 2.7.

La temperatura dell'aria all'ingresso della deviatrice è molto simile a quella stabilita dalla centrale di produzione di aria compressa di stabilimento. I riscaldatori elettrici sono a fascio di resistenze, costruiti dall'azienda AMARC. La Figura 2.13 ne rappresenta uno schema funzionale.

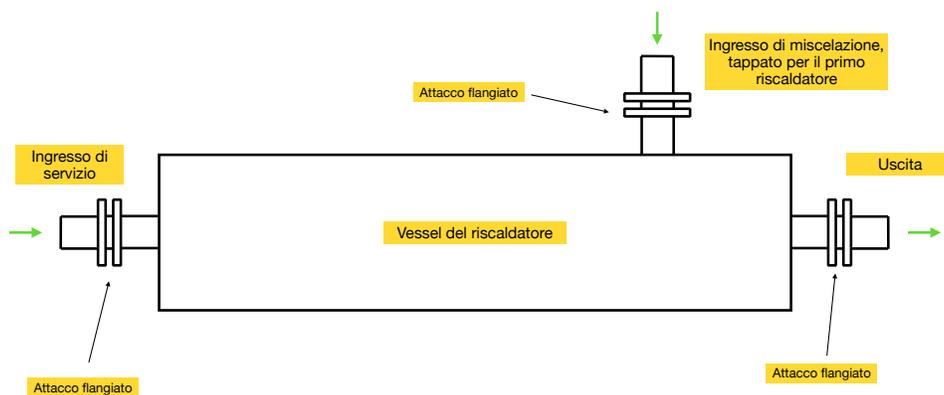


Figura 2.13: Schema funzionale del riscaldatore AMARC.

Il fascio di resistenze è alloggiato in un vessel di acciaio inossidabile, e sono tenute in sede da paratie interne, come avviene in molti casi di scambiatori di calore a fascio tubiero (*shell and pipe*) [8]. I riscaldatori hanno ciascuno un ingresso di servizio, uno di miscelazione per aria fredda e un'uscita. Il primo riscaldatore, HE501, riceve aria dal ramo della deviatrice che ingaggia i due riscaldatori. Tale ramo sarà di seguito nominato *ramo caldo*. Il primo riscaldatore ha soltanto un ingresso (freddo) e un'uscita (calda). Pertanto, somministra potenza termica per effetto Joule a tutta la portata d'aria che vi transita all'interno. L'HE502 riceve aria a temperatura ragguardevole dall'HE501. Tuttavia per l'HE502 è previsto che l'ingresso di miscelazione sia collegato all'altro ramo della deviatrice, il quale esclude i riscaldatori e porta aria a bassa temperatura. Questo ramo sarà di seguito nominato *ramo freddo*. Nel vessel del secondo riscaldatore avviene quindi una miscelazione di portate in grado di ridurre e stabilizzare la temperatura di ingresso al setup. La Tabella 2.1 riassume i dati di targa di maggior interesse.

Voce	Valore
Pressione progetto	40 bar
Pressione prova idraulica	134.8 bar
Temperatura progetto	+10 / +670 °C
Capacità	138 L
Potenza	100 kW

Tabella 2.1: Dati di targa riscaldatore industriale AMARC.

2.4 Il setup

Il setup è l'apparecchiatura della zona di lavoro di cella 0 che accoglie le valvole antighiaccio in prova. La Figura 2.14 ne mostra una vista principale, diffusamente commentata.

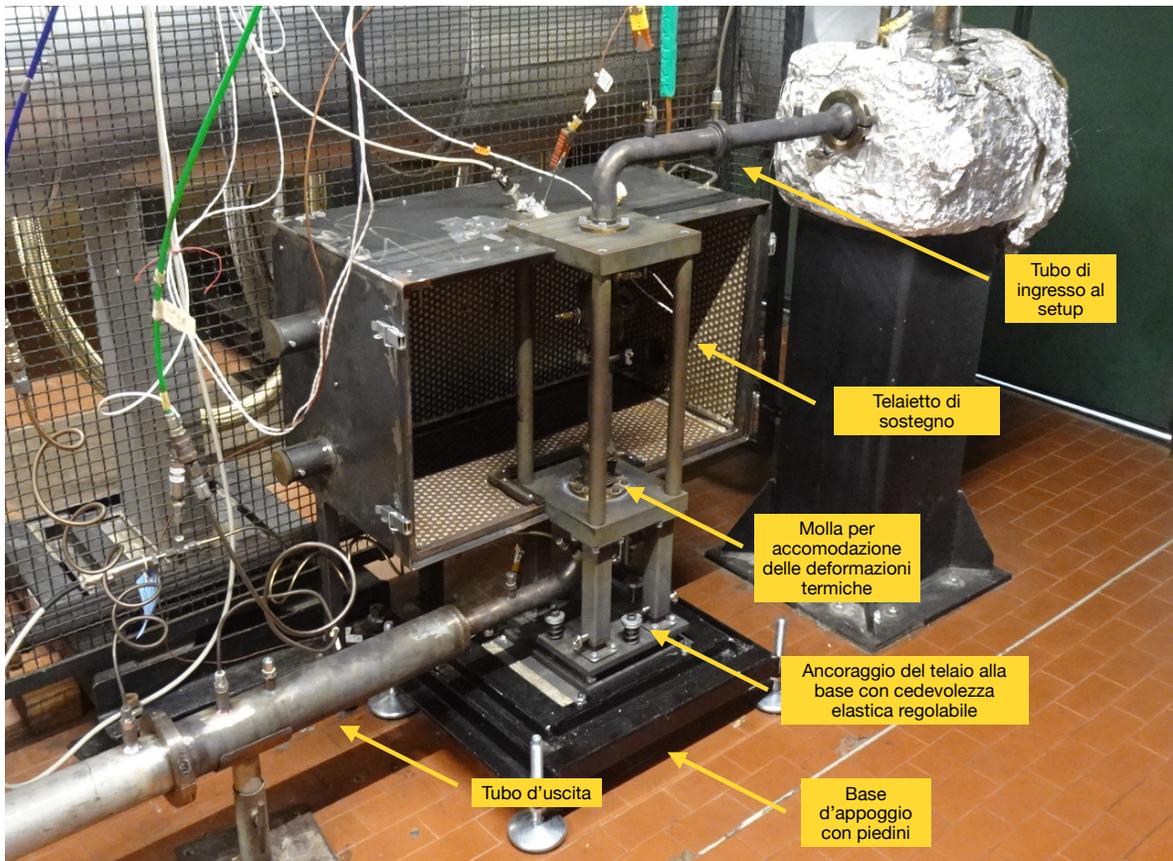


Figura 2.14: Vista principale del setup.

Il setup riceve fluido in pressione e temperatura dal gruppo di regolazione della temperatura. Il setup è un telaio in acciaio strutturale, nel quale è possibile alloggiare le valvole antighiaccio per mezzo di specifici attacchi. L'attacco inferiore è dotato di una molla che è in grado di accomodare le deformazioni termiche dell'insieme UAIV+LAIV durante le prove ad alta temperatura. Il telaio è connesso a una base d'appoggio per mezzo di tiranti a barra filettata con una piccola possibilità di cedevolezza elastica, introdotta anche qui da molle. La Figura 2.15 mostra dove vengono installate le valvole nel setup.

In Figura 2.16 è possibile vedere una vista laterale del setup e coglierne i dettagli costruttivi già menzionati. L'impianto di cella 0 si allaccia al setup per mezzo dell'attacco flangiato in alto a sinistra, visibile anche in Figura 2.17. Le unità in prova alloggiato nel tratto verticale del setup, dove in Figura 2.16 sono visibili due tubi denominati *mock-up*. Successivamente alle unità in prova, lungo la linea pneumatica del setup hanno sede un tubo a diametro maggiore e un orifizio di carico. Tali

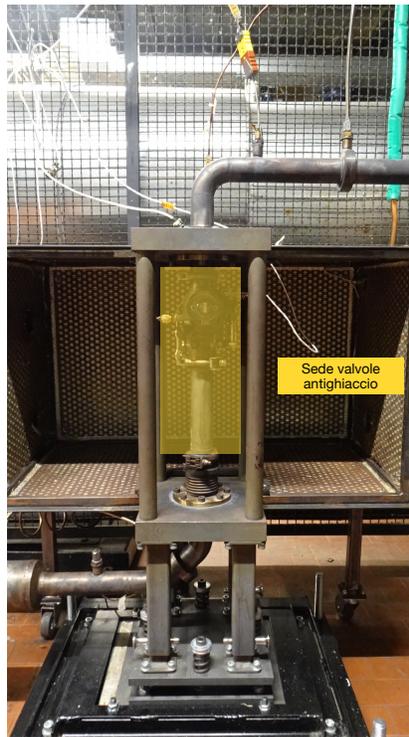


Figura 2.15: Zona di installazione delle valvole antighiaccio sul setup.

componenti sono installati in serie alle valvole per rappresentare l'insieme di volumi e perdite di carico del *piping* che si trovano nell'impianto antighiaccio a bordo del velivolo, successivamente alle valvole.

In parallelo al setup, come visibile in Figura 2.2, è presente un ramo di bypass. In cella 0, la valvola di bypass è a comando pneumatico ed è a posizionamento discreto. Peraltro, il tempo di risposta della valvola è piuttosto lento. La direzione tecnica, per la cella di ATP, ha previsto di installare una valvola di bypass con posizionario elettrico in grado di ridurre il tempo di risposta e consentire un posizionamento continuo. In tal modo, il ramo di bypass potrebbe essere utilizzato dal controllo per modulare la conduttanza verso scarico con grande finezza consentendo una migliore regolazione della pressione in ingresso al setup.

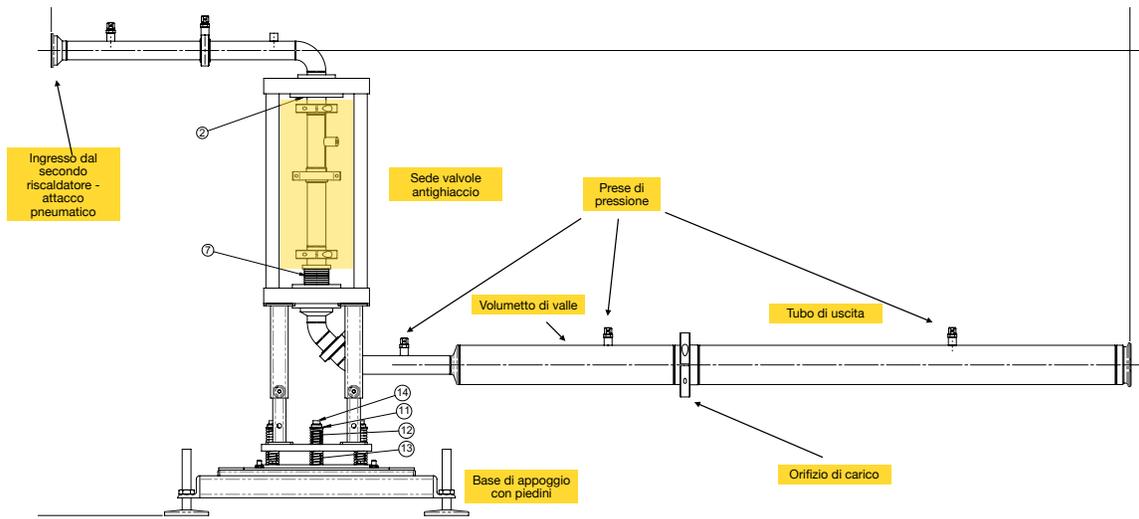


Figura 2.16: Vista laterale del setup.



Figura 2.17: Dettaglio sull'uscita dal secondo riscaldatore, sostegno del tubo di ingresso e attacco del setup.

2.5 Analogie e differenze di cella 0 e cella ATP

I due impianti in considerazione, quello di cella 0 e quello della cella di produzione o ATP, sono sostanzialmente identici. Per quanto riguarda la regolazione di pressione, è utilizzato lo stesso tipo di regolatore a membrana, pilotato da una elettrovalvola proporzionale in pressione. Il riscaldamento dell'aria è eseguito per mezzo degli stessi riscaldatori industriali. La miscelazione è eseguita per mezzo di una valvola deviatrice a 3 vie della stessa natura di cella 0. Le differenze risiedono perlopiù nella taglia dell'impianto, e non nelle soluzioni tecniche:

- Nella cella di ATP ci sono 3 riscaldatori anzichè 2.
- La cella di ATP è senz'altro più estesa e la lunghezza delle linee di distribuzione è maggiore.
- Le linee, in parallelo, in cui sono installate le unità in collaudo sono molteplici, mentre in cella 0 il setup ha una sola linea.

Questi fatti avranno significato maggiore alla luce di quanto è esposto nel Capitolo 3, il quale tratterà la filosofia di modellazione seguita in questo lavoro di tesi. Infatti, volumi e lunghezze di tubazioni avranno un ruolo molto importante nel determinare le espressioni di capacità pneumatica e resistenza pneumatica.

Capitolo 3

Il concetto della modellazione a parametri concentrati

Il presente capitolo si concentra sull'approccio fisico/matematico utilizzato per la modellazione dell'impianto pneumatico che è stato presentato nel Capitolo 2. Verrà presentata l'analogia elettrica, sarà chiarito il significato di componenti pneumatici resistivi e capacitivi, verrà offerta una visione d'insieme del modello a parametri concentrati e infine saranno presentate le ipotesi e semplificazioni adottate.

Per modello, nella tecnica ingegneristica, si intende una rappresentazione semplificata e astratta di un sistema fisico o concettuale, costruita per descriverne, analizzarne o prevederne il comportamento in condizioni specifiche. La rappresentazione è costituita da un insieme di leggi matematiche, le quali devono mantenere un compromesso tra rispondenza con la realtà e semplicità. Le leggi matematiche possono essere equazioni differenziali o algebriche. A loro volta, le equazioni differenziali possono essere ordinarie in tempo oppure alle derivate parziali. In questo caso specifico, è stato utilizzato l'approccio dell'analogia elettrica, un concetto molto ricorrente nella letteratura tecnica per una grande varietà di problemi, dalla pneumatica alla trasmissione del calore. Questo approccio ha permesso di definire un modello a parametri concentrati. Un modello a parametri concentrati è una rappresentazione matematica di un sistema fisico in cui grandezze distribuite nello spazio vengono approssimate come uniformi all'interno di singole sezioni o componenti.

In questo approccio, ogni elemento del sistema è descritto da parametri globali assegnati a punti discreti del modello, anziché come funzioni spaziali continue. In un sistema a parametri concentrati, come quello qui presentato, è possibile identificare singoli elementi che possono essere considerati come a sé stanti e che svolgono un'unica funzione: in questo caso, imporre portata o imporre pressione. Ciascuno dei componenti dell'impianto, introdotto nel Capitolo 2 e descritto matematicamente nel Capitolo 4, è in grado di fare solo una di queste due cose. In questo modo, pur conservando un livello di complessità e accuratezza sufficiente, il modello è relativamente semplice.

3.1 L'analogia elettrica

L'analogia elettrica, nei sistemi pneumatici, propone di considerare la portata in massa alla stregua della corrente elettrica, e la pressione alla stregua del potenziale elettrico [1].

In un sistema elettrico, un componente resistivo è percorso da una corrente in virtù del fatto che ai

suoi capi vige una differenza di potenziale elettrico. Se si considera la legge di Ohm:

$$I = \frac{\Delta V}{R} \quad (3.1.1)$$

Allo stesso modo, un componente pneumatico resistivo è percorso da una portata in massa in virtù del fatto che ai suoi capi è presente una differenza di pressione:

$$G = \frac{\Delta P}{R_P} \quad (3.1.2)$$

Dove R_P è la resistenza pneumatica. È sostanzialmente impossibile ricavare una legge lineare come quella ipotizzata dalla (3.1.2) nel caso dei componenti pneumatici. La resistenza pneumatica come espressa dalla (3.1.2) si misura in $\text{Pa} \cdot \text{s}/\text{kg}$.

In maniera simile, in un circuito elettrico un condensatore è in grado di accumulare carica elettrica in virtù di una differenza di correnti ai suoi capi. L'accumulo di carica elettrica si traduce in una variazione nel tempo del campo elettrico e, corrispondentemente, in una variazione nel tempo del potenziale.

$$i = C \frac{dv}{dt} \quad (3.1.3)$$

Nella fattispecie dei condensatori (o condensatori), la corrente uscente dal condensatore è considerata nulla e vige solamente un contributo di corrente entrante. Il legame tra corrente e derivata della tensione è la *capacità*. Fisicamente, si può pensare al concetto di capacità in questo modo: è la relazione tra variazione nel tempo di un generico potenziale, dato un bilancio di flussi. Ad esempio:

- In elettrostatica, la capacità lega la derivata nel tempo del potenziale elettrico e la corrente.
- In termodinamica e trasmissione del calore, la capacità termica lega la variazione nel tempo di temperatura con i flussi di potenza termica.

Analogamente, in un circuito pneumatico un componente capacitivo accumula massa al suo interno, in virtù di una differenza di portate ai suoi capi. L'accumulo di massa si traduce in una variazione nel tempo della pressione all'interno del componente:

$$G_{IN} - G_{OUT} = C \frac{dp}{dt} \quad (3.1.4)$$

Dove C_P è la capacità pneumatica, che nel SI si misura in kg/Pa . Si può vedere, in questo caso, che la pressione assume il significato di potenziale.

L'analogia è quindi riassunta dal seguente specchio:

- La portata può essere determinata solamente da un componente resistivo, che vede ai suoi capi una differenza di pressione.
- La pressione può essere determinata solamente da un componente capacitivo, che vede ai suoi capi una differenza di portate.

È immediato notare che, nel caso di componenti resistivi, la formulazione che lega la differenza di pressione alla portata non è differenziale. È invece differenziale la relazione che lega la differenza di portate alla pressione. Il modello che è stato studiato, per ragioni matematiche che saranno meglio chiarite nei capitoli successivi, è basato sull'alternanza di componenti resistivi e componenti capacitivi.

3.2 Resistenze pneumatiche

Si vuole approfondire in questo paragrafo il significato di resistenza pneumatica già anticipato nel Paragrafo 3.1. Si intende, per resistenza pneumatica, qualunque componente che impone una portata in virtù di una differenza di pressione ai suoi capi. Ora, nel presente studio, le resistenze pneumatiche individuate sono solamente di due tipi:

- Valvole e orifici.
- Perdite di carico.

Le valvole e gli orifici sono gli elementi del sistema in grado di controllare il flusso, in quanto sono controllabili dall'esterno e provvedono a modulare la portata. Pertanto, si può dire che il loro effetto non è parassita nei confronti dell'impianto. Le perdite di carico, invece, sono presenti nella linea pneumatica di distribuzione che collega tra loro le valvole e gli altri elementi del circuito. Sebbene concettualmente siano classificabili come resistenze pneumatiche in quanto il passaggio di portata attraverso di esse sia legato imprescindibilmente a una differenza di pressione ai capi, il loro effetto non è controllabile ed è un disturbo per l'impianto. Matematicamente, i due tipi di resistenza sono descritti come segue:

- Le valvole e gli orifici sono descritti con la formula degli ugelli nel caso del flusso isentropico, oppure con formule di flusso rette da normative tecniche (ISO 6358, NBS). La capacità di flusso di questi oggetti dipende da un comando esterno, in grado di gestire il posizionamento di un organo all'interno della valvola e quindi determinare aree di passaggio di entità variabile. In questa tesi, tali resistenze sono annoverate come resistenze pneumatiche attive.
- Le perdite di carico sono descritte con la formula di Moody delle perdite di carico. Non è corretto riferirsi a questi fenomeni come componenti con capacità di flusso. Piuttosto, sono sezioni d'impianto in grado di provocare una caduta di pressione non voluta e indipendente da qualunque tipo di segnale esterno, ma solamente influenzata dalle condizioni di lavoro dell'impianto stesso. In questa tesi, tali resistenze sono annoverate come resistenze pneumatiche passive.

3.3 Capacità pneumatiche

Ci si concentra ora sul significato di capacità pneumatica anticipato nel Paragrafo 3.1. Nell'impianto descritto nel Capitolo 2, svariati componenti costituiscono dei notevoli volumi d'aria. Questi volumi sono alla base del meccanismo di pressurizzazione dell'impianto: l'accumularsi della massa in questi volumi ne determina la pressurizzazione, mentre la riduzione di massa ne determina la depressurizzazione. Un accumulo di massa è solamente possibile se la portata entrante è maggiore di quella uscente, e una riduzione di massa è possibile solamente se la portata uscente è maggiore di quella entrante. Questo sarà evidente analizzando la risposta del modello sia ai transitori, sia nelle situazioni di regime. Infatti, esaminando la (3.1.4), si nota come alla situazione di regime in cui $\frac{dp}{dt} = 0$ corrisponda l'equilibrio di portate in massa ai capi della capacità:

$$G_{IN} - G_{OUT} = 0 \quad (3.3.1)$$

Ora, le capacità pneumatiche più importanti per l'impianto sono rappresentate dai seguenti contributi:

- I riscaldatori. Queste sono capacità pneumatiche con flusso termico netto: l'effetto del riscaldamento sarà tenuto in conto per mezzo della modellazione presentata al Paragrafo 4.3.2. La pressurizzazione non dipende esclusivamente dal bilancio di flussi di massa, ma anche dal bilancio di flussi termici entranti e uscenti dal recipiente.
- Il volume dei tubi. Queste sono invece capacità pneumatiche isoterme: la modellazione è molto più semplificata. La pressurizzazione è approssimata da una trasformazione isoterma e dipende soltanto dal bilancio di flussi di massa.

Il rilievo di queste capacità sarà oggetto di discussione nel relativo capitolo.

3.4 Schema a parametri concentrati dell'impianto

Lo schema del modello completo a parametri concentrati di cella 0 è visibile in Figura 3.1. Questa figura è senza dubbio una delle più importanti di tutto il lavoro di tesi in quanto la simbologia utilizzata da qui in avanti sarà coerente con essa. Pertanto, sarà di grande utilità al lettore per esaminare le equazioni definite per la modellazione del sistema, riportate al Capitolo 4, e individuare senza difficoltà le variabili modellate:

- Pressione.
- Portata.
- Temperatura.
- Tensione.

Inoltre, la figura rappresenta al meglio l'eleganza e la versatilità dell'approccio in analogia elettrica. Pressione e portata sono determinate in punti discreti dell'impianto, come vuole un modello a parametri concentrati, grazie all'alternarsi l'uno dopo l'altro di componenti resistivi e capacitivi. Infatti, valgono le seguenti considerazioni fondamentali:

- Per ogni capacità pneumatica, c'è una pressione e un disaccoppiamento di portate.
- Per ogni resistenza pneumatica, c'è una portata e un disaccoppiamento di pressioni.

La Tabella 3.1 e 3.2 riassumono le resistenze e capacità costitutive del modello e la loro corrispondenza ai componenti presenti nell'impianto reale.

Denominazione	Comportamento	Fenomeno simulato
R_1	Resistivo	Perdite di carico della linea sul soppalco
$R_{out1,in2}$	Resistivo	Perdite di carico dall'uscita del primo riscaldatore all'ingresso del secondo
R_{IN}	Resistivo	Perdite di carico in ingresso al setup

Tabella 3.1: Perdite di carico del modello schematizzato in Figura 3.1 e rispettivo fenomeno fisico modellizzato

Si noterà come le valvole (pilotino, IMF, deviatrice) non siano state considerate nella Tabella 3.1. Il loro comportamento è senz'altro resistivo, in quanto impongono portata a fronte di una differenza di pressione. A differenza delle perdite di carico, però, sono resistenze pneumatiche attive. Seguendo

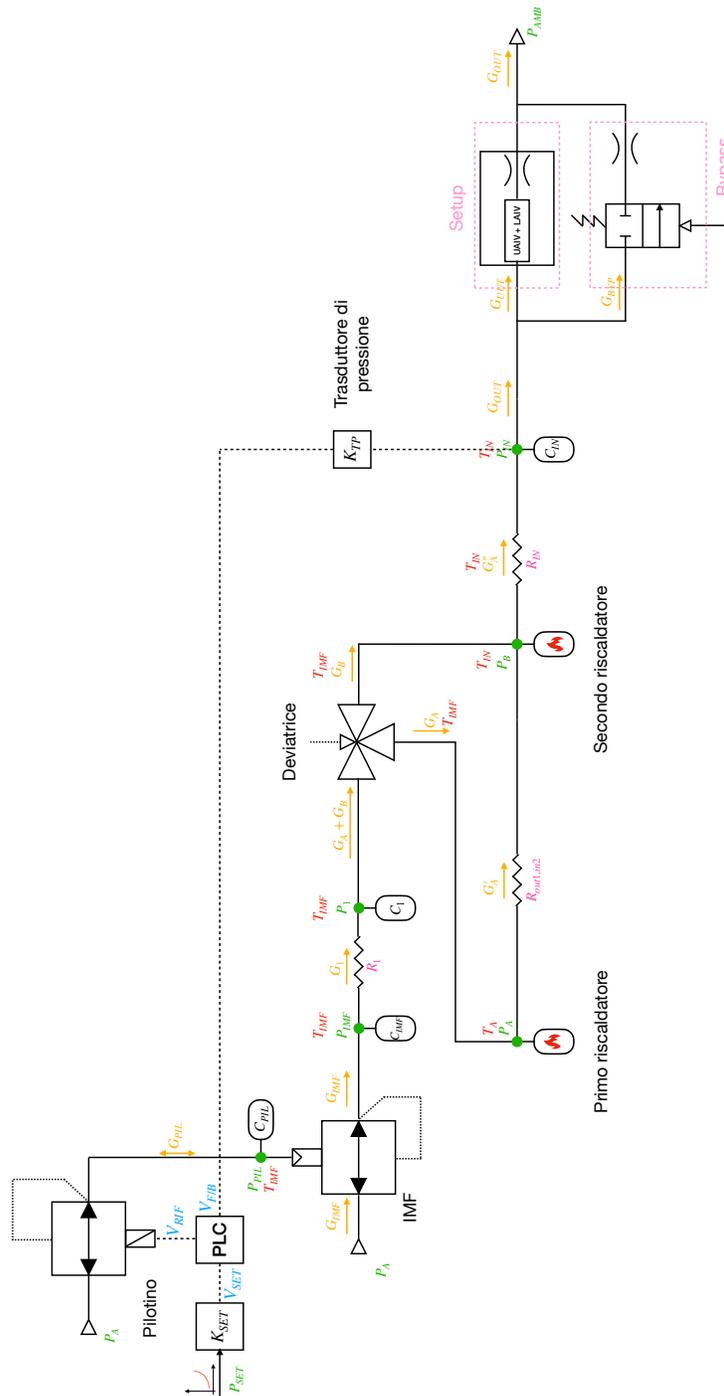


Figura 3.1: Schema a parametri concentrati dell'impianto di cella 0.

Denominazione	Comportamento	Fenomeno simulato
C_{PIL}	Capacitivo	Capacità pilota
C_{IMF}	Capacitivo	Capacità pneumatica parziale della linea sul soppalco
C_1	Capacitivo	Capacità pneumatica parziale della linea sul soppalco
C_{IN}	Capacitivo	Capacità in ingresso al setup

Tabella 3.2: Capacità isoterme del modello schematizzato in Figura 3.1 e rispettivo fenomeno fisico modellizzato.

la filosofia di porre in serie componenti capacitivi e resistivi, si è scelto di tenere conto della capacità della linea sul soppalco, fino alla deviatrice, considerando due capacità locali. Il primo e il secondo riscaldatore sono due componenti capacitivi, anche se non sono riportati nella Tabella 3.2.

Si procede ora esponendo tutte le variabili descritte dal modello. La Tabella 3.3 riassume le pressioni modellizzate e il loro significato fisico.

Denominazione	Descrizione
P_{PIL}	Pressione di comando o pilotaggio, imposta dal pilotino
P_{IMF}	Pressione che insiste sulla faccia inferiore della membrana dell'IMF
P_1	Pressione a monte della valvola deviatrice a 3 vie
P_A	Pressione al primo riscaldatore
P_B	Pressione al secondo riscaldatore
P_{IN}	Pressione di ingresso al setup

Tabella 3.3: Pressioni del modello a parametri concentrati.

Notare:

- La pressione P_{PIL} è determinata dalla capacità pilota.
- La pressione P_{IMF} è quella che viene riportata all'IMF per l'equilibrio alla membrana. In tale situazione di equilibrio, eguaglia la P_{PIL} .

La Tabella 3.4 riassume le portate modellizzate e il loro significato fisico.

La Tabella 3.5 riassume le temperature modellizzate e il loro significato fisico.

Notare:

- La temperatura T_{IMF} è quella a cui si trova l'aria che viene processata dall'impianto fino ad entrare nei riscaldatori, e viene determinata dal gruppo di compressione e trattamento dell'aria di stabilimento. Si ipotizza infatti che tutte le trasformazioni dall'IMF ai riscaldatori siano isoterme.
- Nel secondo riscaldatore avviene la già citata miscelazione tra il flusso proveniente dal primo (T_A) e dal ramo freddo (T_{IMF}). La miscelazione è modellata matematicamente nel Paragrafo 4.3.2. La temperatura che viene a determinarsi è quella di ingresso al setup, nell'ipotesi che non ci sia scambio termico o variazione di temperatura dovuta alla resistenza R_{IN} .

Denominazione	Descrizione
G_{PIL}	Portata responsabile della pressurizzazione della capacità pilota
G_{IMF}	Portata che passa attraverso l'IMF
G_1	Portata determinata dalla resistenza R_1
G_A	Portata deviata dalla valvola a 3 vie verso il ramo caldo
G_B	Portata deviata dalla valvola a 3 vie verso il ramo freddo
G''_A	Portata determinata dalla resistenza R_{IN}
G_{OUT}	Portata globale uscente dovuta alla conduttanza verso scarico
G_{BYP}	Portata uscente dal ramo di bypass
G_{UUT}	Portata uscente dal setup

Tabella 3.4: Portate del modello a parametri concentrati.

Denominazione	Descrizione
T_{IMF}	Temperatura dell'aria di alimentazione dell'IMF
T_A	Temperatura imposta dal primo riscaldatore
T_{IN}	Temperatura imposta dal secondo riscaldatore e di ingresso al setup

Tabella 3.5: Temperature del modello a parametri concentrati.

Infine, la Tabella 3.6 riassume le tensioni elettriche modellizzate e il loro significato fisico.

Denominazione	Descrizione
V_{SET}	Tensione di set, accettata dal PLC
$V_{F/B}$	Tensione di feedback, proveniente dal trasduttore di pressione che misura la P_{IN}
V_{RIF}	Tensione di riferimento, imposta dal PLC al pilotino

Tabella 3.6: Tensioni del modello a parametri concentrati.

3.5 Ipotesi e semplificazioni adottate

Il modello a parametri concentrati rappresenta un'approssimazione del comportamento reale dell'impianto. Gli effetti fluidodinamici che caratterizzano l'impianto sono in generale molto complessi: gli effetti di perdita di pressione e accumulo di massa sono correlati, in quanto ogni volume che costituisce capacità pneumatica provoca inevitabilmente un abbassamento della pressione del fluido a causa degli attriti passivi. Le ipotesi e le semplificazioni adottate possono essere riassunte così:

- I riscaldatori hanno esclusivamente effetto capacitivo e nessun effetto resistivo. Questa è una semplificazione forte, in quanto il fascio di resistenze e le paratie utilizzate per mantenerle in sede si comportano certamente come perdite di carico.
- Il modello di flusso di ogni valvola è stato assimilato a quello degli ugelli. Sebbene questo sia fisicamente coerente, è un modello semplificato. Il regime di portata all'interno delle valvole è

un aspetto molto complesso e la determinazione esatta della capacità di flusso potrebbe essere condotta con studi, ben più onerosi, di fluidodinamica computazionale.

- Non è stato studiato il comportamento dinamico del trasduttore di pressione che misura la P_{IN} e restituisce il feedback per il controllo. Pertanto, si ipotizza che il componente non introduca nessun ritardo di trasporto in quanto si ritiene sia molto più veloce delle dinamiche principali del resto del sistema.
- Infine, la semplificazione di certo più importante riguarda l'unità in prova. È già stato detto come la valvola antighiaccio sia una valvola regolatrice di pressione, utilizzata sul velivolo per abbassare la pressione del flusso spillato dal compressore al fine di renderla utilizzabile dagli impianti di bordo asserviti. In questa tesi, però, l'intero setup è stato modellato come una conduttanza secondo la normativa ISO 6358. Non è stato condotto uno studio dettagliato che caratterizzasse l'operatività della valvola assieme con l'orifizio di carico e il volumetto di valle, ma ci si è concentrati solamente sul comportamento puramente resistivo del componente. Inoltre, l'unità in prova introduce disturbi in portata ulteriori come quello della valvola limitatrice di pressione. Tale disturbo di portata non è stato modellato. In aggiornamenti di questo progetto di tesi, sarà sicuramente possibile integrare un modello dettagliato e fedele dell'unità in prova nel modello generale dell'impianto, al fine di aumentare la corrispondenza con la realtà.

Capitolo 4

Modellazione matematica dei singoli componenti

In questo capitolo si riportano i modelli matematici dei componenti principali dell'impianto pneumatico. Per ciascun componente si fornisce una descrizione funzionale, corredata dal relativo schema. In tale schema, sono raffigurate le non linearità per mezzo di blocchi di colore rosso. Si noterà ben presto che tutti i componenti modellizzati contengono non linearità. Talvolta, non è possibile trovare nessuna linearità all'interno di alcuni componenti. Viene poi presentata dettagliatamente la formulazione matematica, uno schema a blocchi e, ove pertinente, riferimenti alla struttura del modello Simulink. Infine, in coda a ogni paragrafo, è offerta una tabella che riassume in valori numerici assegnati a ciascun parametro della modellazione in esame. La simbologia dei parametri è chiarita nell'elenco dei simboli, così come le unità di misura che i parametri assumono nel modello, in particolar modo sul modello Simulink. Si precisa fin d'ora che il modello Simulink opera con unità di misura del sistema internazionale. Nelle tabelle riassuntive per ciascun componente, i parametri potranno essere presentati con unità di misura più intuitive. Le equazioni sono, in questa fase, non linearizzate e rappresentano il comportamento dinamico completo dei singoli elementi. La linearizzazione delle equazioni sarà oggetto di discussione nel Capitolo 6, che tratta la progettazione del controllo di pressione. L'ordine con cui sono presentati i componenti rispecchia la loro disposizione nell'impianto e il flusso di relazioni fisiche che ne determina il comportamento.

Per il significato di tutta la simbologia adottata e la relativa unità di misura, si rimanda all'elenco dei simboli di Pagina 124. Per il significato fisico dei termini si rimanda invece al Capitolo 3.

4.1 Pilotino

4.1.1 Scopo e relazioni funzionali

Il pilotino è a tutti gli effetti l'elemento di interfaccia dell'impianto. Per elemento di interfaccia, si intende un elemento che sia in grado di accettare un segnale di comando, in bassa potenza, e sia in grado di convertirlo in un segnale di alta potenza al fine di dialogare con altri componenti nel servosistema [17]. Lo scopo del pilotino è quello di accettare il segnale di riferimento 0-10 V proveniente dal PLC e pressurizzare la camera di riferimento dell'IMF, in accordo con l'architettura di regolatore di pressione pilotato già presentata nel Capitolo 2. Si considerino le relazioni funzionali di Figura.

Il flusso si può riassumere come segue: un segnale in tensione proveniente dal PLC viene tradotto, secondo una dinamica elettrica, in forza di azionamento su un cassetto. Tale forza di azionamento, secondo l'equilibrio meccanico del cassetto, ne determina lo spostamento. Lo spostamento crea un'area di passaggio che vede da un lato la pressione di alimentazione, dall'altro la pressione all'interno della capacità pilota. Questa differenza di pressione e la presenza di un'area di passaggio determinano una portata che fluisce nella capacità pilota. La capacità pilota si pressurizza secondo il fenomeno di capacità pneumatica. Raggiunta la pressione di set, tale pressione riportata su un'area di influenza presente sul cassetto eguaglia la forza elettromagnetica di apertura, e una molla di richiamo porta il cassetto in posizione di chiusura. La Figura 4.1 riassume quanto esposto sopra.

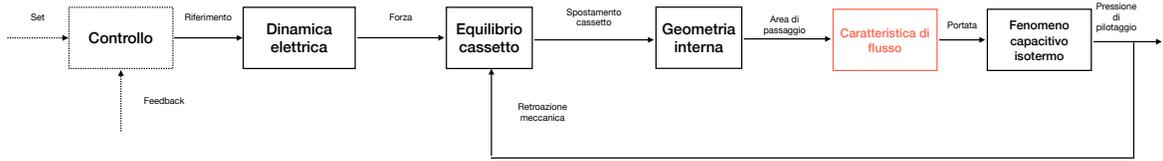


Figura 4.1: Relazioni funzionali del pilotino.

Si nota già come la caratteristica di flusso della valvola non sia lineare.

4.1.2 Equazioni matematiche

La traduzione pressione-tensione avviene a rigore nel PLC, ma l'autore preferisce includerla in questo paragrafo:

$$V_{SET} = K_{SET} P_{SET} \quad (4.1.1)$$

K_{SET} equivale al *guadagno statico* del pilotino, come riportato spesso nella bibliografia in materia [17]. Il controllo condiziona l'errore non compensato per mezzo di una data legge di controllo. All'uscita del controllo, è presente la tensione di riferimento V_{RIF} che è responsabile dell'azionamento del cassetto del pilotino. Si consideri ora la relazione tensione-forza, ipotizzata in questa sede una dinamica elettrica di prim'ordine. Per semplicità, si utilizza fin d'ora la notazione di Laplace:

$$\frac{F}{V_{RIF}} = \frac{K_M}{\tau s + 1} \quad (4.1.2)$$

La costante di tempo del prim'ordine τ è di 50 ms, assegnata secondo un dato presente sul datasheet del dispositivo. Con tutta probabilità, la dinamica elettrica che sussiste in questo punto è di ordine maggiore del primo, ma la difficoltà nell'individuare caratteristiche elettriche sia sul datasheet sia presso il fornitore ha portato a utilizzare questa rappresentazione matematica. La Figura 4.2 riporta il diagramma di corpo libero del cassetto.

L'equilibrio meccanico può essere valutato come segue:

$$F = k_{PIL} \cdot x_V + \beta_{PIL} \cdot \dot{x}_V + m_{PIL} \cdot \ddot{x}_V + p_{PIL} \cdot \frac{\pi d_{PIL}^2}{4} \quad (4.1.3)$$

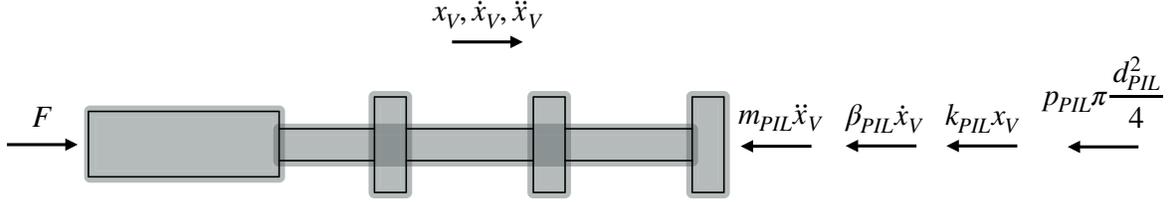


Figura 4.2: Diagramma di corpo libero del cassetto del pilotino.

Riarrangiando i termini e utilizzando l'algebra di Laplace, si ottiene:

$$\bar{x} = \frac{\bar{F} - \bar{p}_{PIL}A_c}{m_{PIL}s^2 + \beta_{PIL}s + k_{PIL}} \quad (4.1.4)$$

Si considera ora l'area di passaggio determinata dallo spostamento del cassetto:

$$A_V = \pi \cdot d_{PIL} \cdot x_V \quad (4.1.5)$$

Nell'ipotesi che l'area di passaggio sia un anello circolare di diametro pari a quello del cassetto ed estensione pari allo spostamento dello stesso.

Si consideri ora il modello di flusso utilizzato per il pilotino. Come detto nel Paragrafo 3.2 e 3.4, per le valvole a posizionamento variabile è stata utilizzata la formula degli ugelli, così riassunta [17]:

$$\begin{cases} G = c_d A_V P_A \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{PIL}}{P_A} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{PIL}}{P_A} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \frac{2}{RT_A}} & r \geq r_{crit} \\ G = c_d A_V P_A \sqrt{\frac{k}{RT_A} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} & r < r_{crit} \end{cases} \quad (4.1.6)$$

Si noterà come l'equazione sia fortemente non lineare. Inoltre, è necessario discriminare la condizione di flusso subsonico da quella di flusso sonico. Questa considerazione si rivelerà importante nel capitolo che riguarda la linearizzazione delle equazioni e la progettazione del controllo. Infine, la pressurizzazione della capacità pilota è governata dalla seguente equazione:

$$G_{PIL} = C \frac{dp_{PIL}}{dt} \quad (4.1.7)$$

Sempre utilizzando le trasformate di Laplace:

$$\bar{p}_{PIL} = \frac{\bar{G}_{PIL}}{sC} \quad (4.1.8)$$

Sempre secondo Belforte, la definizione di capacità pneumatica dipende da due aspetti: la cedevolezza del recipiente e la trasformazione termodinamica a cui il fluido è sottoposto durante la pressurizzazione. Considerando, per semplicità, che la capacità pilota sia un volume fisso e indeformabile, e che la trasformazione sia isoterma, si può valutare C come segue [1]:

$$C = \frac{V_{PIL}}{RT} \quad (4.1.9)$$

La modellazione di altre capacità pneumatiche non sarà altrettanto semplificata e sarà oggetto di trattazione nei paragrafi successivi.

4.1.3 Schema a blocchi

La Figura 4.3 riporta lo schema a blocchi del modello del pilotino retto dalle equazioni presentate al Paragrafo 4.1.2.

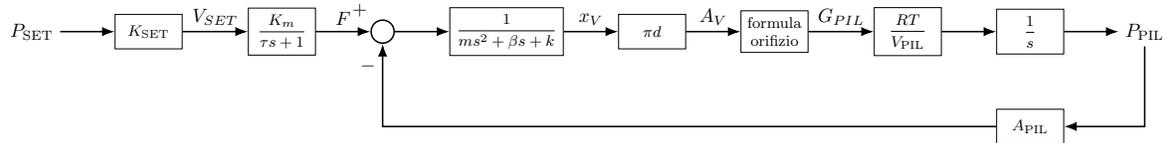


Figura 4.3: Schema a blocchi del modello del pilotino

Come possibile vedere, il sistema rientra nella categoria dei sistemi con retroazione negativa [17]. La retroazione negativa è di natura meccanica in quanto, come detto, la pressione nella capacità pilota viene riportata su un'area di influenza ricavata sul cassetto del pilotino e tende ad equilibrare la forza elettromagnetica al raggiungimento della pressione di set.

4.1.4 Valori numerici del modello

La Tabella 4.1 riassume i valori numerici utilizzati per il modello del pilotino.

Parametro	u.m.	Valore	Metodo di determinazione
m_{PIL}	g	10	Rilievo sperimentale
β_{PIL}	N s/m	200	Stima
K_{SET}	V/Pa	10/40e5	Calcolo
τ	ms	50	Datasheet
d_{PIL}	mm	4	Datasheet
c_d		0.35	Stima
K_M	N/V	21.432	Calcolo
V_{PIL}	L	0.992	Calcolo
$x_{max,pil}$	mm	1.5	Rilievo sperimentale
k_{pil}	N/m	4500	Rilievo sperimentale

Tabella 4.1: Valori numerici dei parametri assegnati al modello del pilotino.

4.1.5 Simulink subsystem

La Figura 4.4 mostra il subsystem Simulink implementato per il pilotino.

Si noterà il blocco di saturazione presente appena dopo il blocco di retroazione meccanica/equilibrio meccanico del cassetto. Questo perché la corsa del cassetto è limitata dalla compressione massima

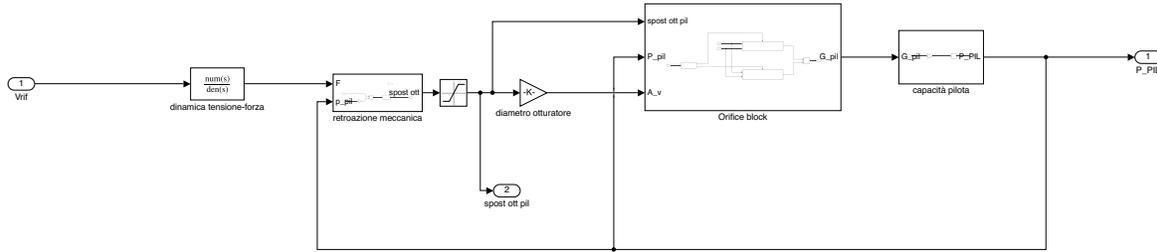


Figura 4.4: Simulink subsystem del pilotino.

della molla di riscontro. La compressione massima è riportata, assieme agli altri valori numerici del sottosistema pilotino, in Tabella 4.1. Notare:

- Il subsystem **Orifice block** racchiude il modello di flusso descritto con il sistema (4.1.6). Il subsystem è in grado di discriminare, in base al segno del verso di spostamento del cassetto, il riempimento o lo svuotamento della capacità pilota, adattando sia il calcolo del rapporto delle pressioni, sia la pressione di alimentazione.
- La situazione di svuotamento è per la capacità pilota un contributo di portata negativo, e ne determina la depressurizzazione.

4.2 IMF

4.2.1 Scopo e relazioni funzionali

L'IMF è il componente attivo di maggiore prestazione pneumatica dell'impianto. Il suo ingresso funzionale è la pressione di pilotaggio p_{PIL} generata dal pilotino. Grazie a tale pressione, una membrana spinge un otturatore che è libero di muoversi all'interno della propria sede e ammettere passaggio di portata che va a pressurizzare le capacità di valle. Quando la pressione, riportata sulla faccia inferiore della membrana dell'IMF, è uguale a quella di comando, una molla di rigidità elevata riporta nella posizione di chiusura l'otturatore. A differenza del pilotino, quello dell'IMF è un otturatore in quanto le luci di passaggio sono parallele al suo movimento, e non perpendicolari [14]. È bene notare, in questa fase, che a differenza del pilotino, la pressurizzazione delle capacità di valle è un fattore esterno al dispositivo. Per il pilotino, la pressione di retroazione meccanica era originata dalla pressurizzazione della capacità pilota, che in questa modellazione fa parte del sottosistema del pilotino stesso. La pressione di retroazione meccanica vista dall'IMF, invece, è determinata dalle capacità di valle, modellate separatamente. Pertanto, il modello dell'IMF avrà bisogno dell'ingresso funzionale della pressione di retroazione meccanica, determinata però da altri attori nel sistema.

La Figura 4.5 mostra le relazioni funzionali appena descritte.

4.2.2 Equazioni matematiche

Per sua natura, le equazioni che descrivono il funzionamento dell'IMF sono del tutto analoghe a quelle che sono già state presentate nel Paragrafo 4.1.2. Si inizia con l'equilibrio alla membrana, tra pressione

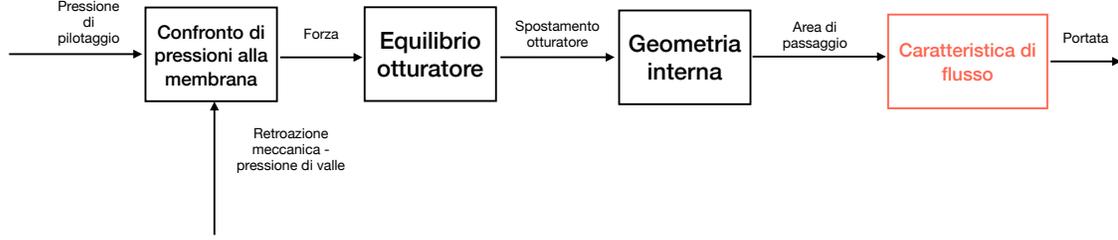


Figura 4.5: Relazioni funzionali dell'IMF.

di pilotaggio e pressione di feedback:

$$F = (P_{PIL} - P_{IMF}) \cdot A_M \quad (4.2.1)$$

Il significato della pressione P_{FB} è chiarito, oltre che nell'elenco dei simboli, in Tabella 3.3. La forza F è vista dal corpo dell'otturatore, il cui diagramma di corpo libero è visibile in Figura 4.6.

L'equilibrio dinamico dell'otturatore si valuta come segue:

$$F = m_{IMF}\ddot{x}_V + \beta_{IMF}\dot{x}_V + k_{IMF}x_V \quad (4.2.2)$$

Se si trasforma con Laplace:

$$\bar{F} = m_{IMF}s^2\bar{x}_V + \beta_{IMF}s\bar{x}_V + k_{IMF}\bar{x}_V \quad (4.2.3)$$

Da cui è possibile ottenere la funzione di trasferimento forza-spostamento otturatore:

$$\frac{\bar{x}_V}{\bar{F}} = \frac{1/m}{s^2 + 2\zeta\omega_n + \omega_n^2} \quad (4.2.4)$$

Si noterà che nella (4.2.4) è stato raccolto il termine m per poter scrivere la *forma canonica* dell'equazione. Risolto il termine x_V , l'area di passaggio si valuta come:

$$A_V = \pi dx_V \quad (4.2.5)$$

Nelle stesse ipotesi utilizzate per l'area di passaggio del pilotino. L'area di passaggio determina una portata verso valle descritta dalla formula degli ugelli:

$$\begin{cases} G_{IMF} = c_d A_V P_A \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{IMF}}{P_A} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{IMF}}{P_A} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \frac{2}{RT_A}} & r \geq r_{crit} \\ G_{IMF} = c_d A_V P_A \sqrt{\frac{k}{RT_A} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} & r < r_{crit} \end{cases} \quad (4.2.6)$$

La formalizzazione matematica del comportamento dell'IMF è qui conclusa: come detto nel Paragrafo 2.2.2, la pressione di feedback meccanico P_{FB} è determinata dalla pressurizzazione delle capacità a valle, pertanto è un fattore esogeno.

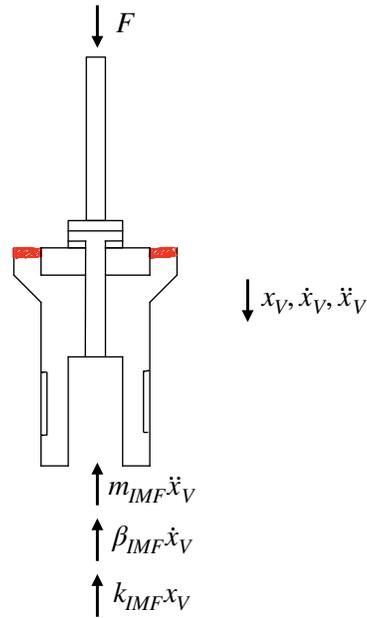


Figura 4.6: Diagramma di corpo libero dell'otturatore dell'IMF.

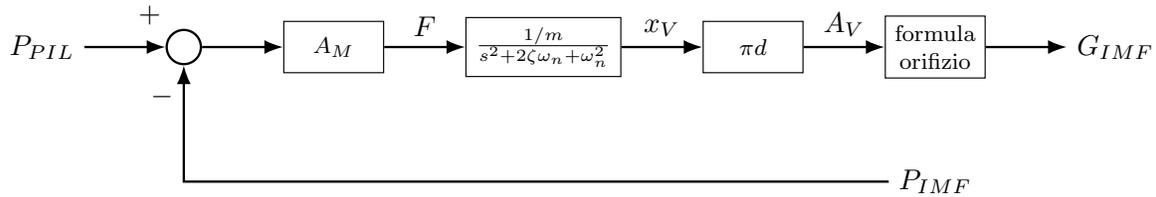


Figura 4.7: Schema a blocchi del modello dell'IMF.

4.2.3 Schema a blocchi

La Figura 4.7 riporta lo schema a blocchi del modello dell'IMF retto dalle equazioni presentate al Paragrafo 4.2.2.

Si noti come lo schema a blocchi sia per molti versi più semplice di quello del pilotino, per i seguenti motivi:

- Non è presente una dinamica elettrica.
- Il diagramma di corpo libero dell'otturatore è unicamente determinato dall'equilibrio alla membrana.
- La pressione di retroazione meccanica interviene come agente esogeno e non è determinata da una capacità interna al modello dell'IMF.

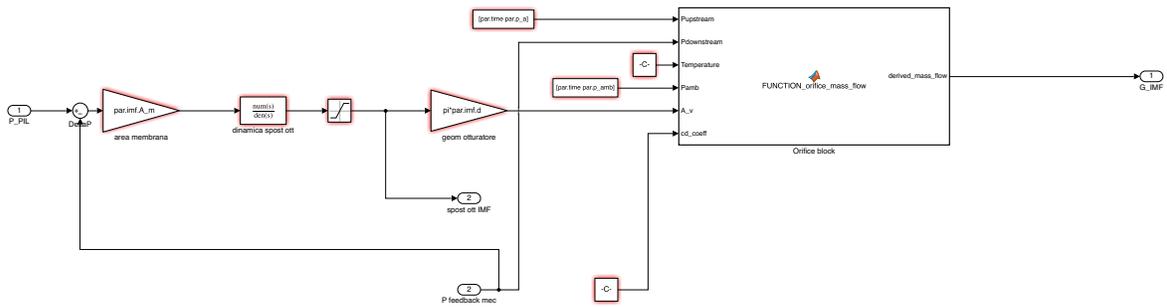


Figura 4.8: Simulink subsystem dell’IMF.

4.2.4 Valori numerici del modello

La Tabella 4.2 riassume i valori numerici utilizzati per il modello dell’IMF.

Parametro	u.m.	Valore	Metodo di determinazione
m_{IMF}	g	528	Rilievo sperimentale
β_{IMF}	N s/m	500	Stima
d_{IMF}	mm	35	Datasheet
c_d		0.35	Stima
$x_{max,IMF}$	mm	19	Rilievo sperimentale
k_{IMF}	N/m	23200	Rilievo sperimentale
A_M	m ²	0.014	Rilievo sperimentale

Tabella 4.2: Valori numerici dei parametri assegnati al modello dell’IMF.

4.2.5 Simulink subsystem

La Figura 4.8 mostra il subsystem Simulink implementato per l’IMF.

Notare:

- La formula di flusso, descritta per mezzo del sistema (4.2.6) e rappresentata anche in Figura 4.7, è racchiusa in una `Matlab function` che prende in input tutti i parametri necessari.
- È presente la saturazione corrispondente alla compressione massima della molla, sulla variabile di spostamento dell’otturatore. La compressione massima è stata calcolata misurando la lunghezza a pacco della molla e sottraendo tale valore alla lunghezza a riposo, supponendo che la molla non sia precaricata all’interno dell’IMF.

4.3 Capacità di valle

4.3.1 Scopo e relazioni funzionali

La definizione di capacità di valle è riportata nel glossario, ma si ritiene opportuno riportarla anche qui. Per *capacità di valle* si intende l'insieme di capacità pneumatiche di volume ragguardevole, poste a valle dell'IMF. Sono responsabili dell'accumulo di massa e quindi della pressurizzazione dell'intero impianto. Questo aggregato di capacità è fondamentale sia per il funzionamento dell'impianto reale, sia per la descrizione matematica del modello. Senza queste capacità, in grado di disaccoppiare portate al fine di determinare pressione, non si potrebbe giustificare il comportamento fisico dell'impianto. Nell'impianto, le tipologie di capacità pneumatiche studiate sono due:

- Capacità pneumatiche isoterme: si tratta del volume dei tubi.
- Capacità pneumatiche con flusso termico netto: si tratta dei riscaldatori. Queste capacità, oltre alla pressione, determinano anche una temperatura all'uscita.

Le capacità pneumatiche isoterme sono molto semplici dal punto di vista funzionale. A fronte di un bilancio di portate entranti e uscenti, considerate rispettivamente come contributo positivo e negativo, la pressione è imposta tramite un semplice modello largamente reperibile in bibliografia [2] [1]. Le relazioni funzionali sono raffigurate in Figura 4.9.

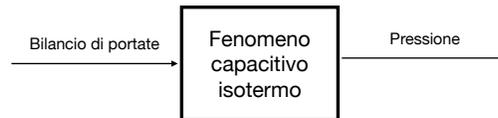


Figura 4.9: Relazioni funzionali delle capacità pneumatiche isoterme.

Le capacità pneumatiche con flusso termico sono invece più complesse dal punto di vista funzionale. Il fascio di resistenze aumenta di temperatura per effetto della potenza elettrica. La temperatura del metallo, però, risente dell'inerzia termica dovuta alla sua massa e anche della circolazione di aria interna al riscaldatore. Viene pertanto a instaurarsi un fenomeno di scambio termico convettivo tra metallo e aria, il quale si può valutare per mezzo di un coefficiente di scambio termico convettivo globale. Il processo di riscaldamento dell'aria è influenzato dall'inerzia termica del metallo e dalla pressione interna al riscaldatore. Infine, il fenomeno di pressurizzazione è influenzato dalla temperatura interna al riscaldatore. La Figura 4.10 descrive le relazioni funzionali di questi componenti.

È possibile vedere che le variabili di pressione e temperatura sono reciprocamente legate. Inoltre, gli ingressi funzionali sono svariati. Tutto ciò contribuisce a rendere il modello matematico di queste capacità estremamente non lineare, come sarà approfondito nel Paragrafo 4.3.2.

4.3.2 Equazioni matematiche

Al fine di presentare le equazioni matematiche che descrivono le capacità di valle, occorre distinguere quelle isoterme da quelle con flusso termico netto, riprendendo quanto esposto al Paragrafo 3.3.

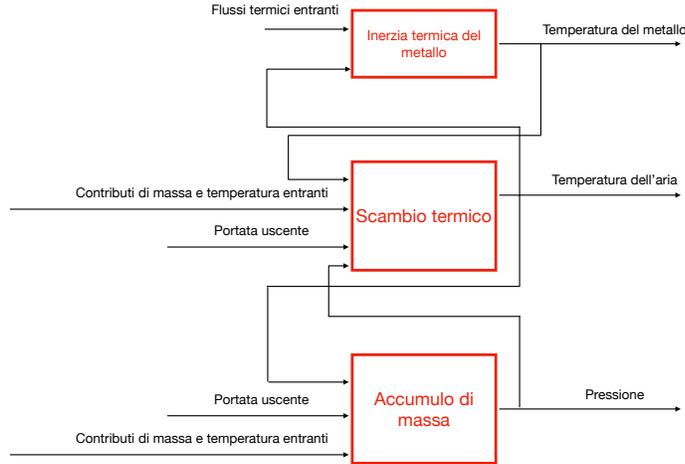


Figura 4.10: Relazioni funzionali delle capacità pneumatiche con flusso termico netto.

Capacità pneumatiche isoterme

Belforte propone la seguente espressione generale, per valutare la capacità pneumatica [1]:

$$C = \frac{\rho_i}{k_V} \cdot \left(\frac{p}{p_i}\right)^{\frac{1}{n}} + \frac{V \cdot \rho_i}{n \cdot p_i} \left(\frac{p}{p_i}\right)^{\frac{1-n}{n}} \quad (4.3.1)$$

Il primo termine della (4.3.1) rappresenta la rigidezza del recipiente, tramite il termine k_V . Tale termine esprime quale pressione deve essere applicata all'interno del recipiente per farne variare il volume di un'unità elementare. In tutti i casi del presente studio, varrà:

$$k_V = \infty$$

In quanto tutti i recipienti sono considerati perfettamente rigidi. Allora, la (4.3.1) si riduce, nel caso della trasformazione isoterma in cui l'esponente della politropica vale $n = 1$, a:

$$C = \frac{V}{RT} \quad (4.3.2)$$

La relazione che lega il bilancio di portate e la derivata della pressione diventa quindi:

$$\Delta G = \frac{V}{RT} \frac{dP}{dt} \quad (4.3.3)$$

Capacità pneumatiche con flusso termico netto

Le uniche capacità pneumatiche con flusso termico netto nell'impianto sono i riscaldatori. Per questi, è stato impostato un modello che tiene conto dei seguenti aspetti:

- L'accumulo di massa e quindi la pressurizzazione interna, cioè l'effetto propriamente capacitivo del componente.
- Il fenomeno di scambio termico tra metallo delle resistenze e aria.
- Il fenomeno di inerzia termica della massa di metallo delle resistenze.

Il volume di controllo del riscaldatore che regge la trattazione a parametri concentrati è raffigurato in Figura 4.11.

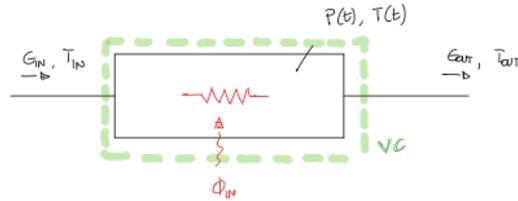


Figura 4.11: Schema a parametri concentrati del riscaldatore.

Si consideri il primo principio della termodinamica per i sistemi aperti:

$$\sum_{j=1}^N \Phi_j - W = \frac{d}{dt} (U + E_k + E_p)_{VC} + \sum_{i=1}^{NC} G_i (h_i + e_k + e_p) \quad (4.3.4)$$

Si considerino le seguenti ipotesi:

- Un unico flusso termico, legato allo scambio convettivo con l'aria, espresso come $\Phi = hA(T_m - T)$.
- Lavoro nullo. $W = 0$.
- Variazioni di energia potenziale e cinetica nulle. $\frac{d}{dt}(E_k + E_p) = 0$.
- Contributi di flusso di energia potenziale e cinetica nulli.

Allora la (4.3.4) diventa:

$$hA(T_m - T) = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{VC} - G_{IN} \cdot c_p \cdot T_{IN} + G_{OUT} \cdot c_p \cdot T_{OUT} \quad (4.3.5)$$

Ora, è necessario studiare un modello a parametri concentrati. Pertanto, si ammette che la temperatura in uscita dal riscaldatore sia la stessa di quella che regna al suo interno, in maniera omogenea.

$$T_{OUT} = T \quad (4.3.6)$$

Si consideri infine l'equazione di stato dei gas perfetti in riferimento al volume di controllo del riscaldatore:

$$PV = mRT \quad (4.3.7)$$

Si procede derivando P dalla (4.3.7):

$$P = m \frac{RT}{V} \Rightarrow \frac{dP}{dt} = \frac{R}{V} \left(T \frac{dm}{dt} + m \frac{dT}{dt} \right) \quad (4.3.8)$$

Il volume del recipiente è costante. Si può riconsiderare la (4.3.5) esplicitando l'energia interna U come $U = mc_v T$. Allora:

$$hA(T_m - T) = \frac{d}{dt}(mc_v T) - G_{IN} \cdot c_p \cdot T_{IN} + G_{OUT} \cdot c_p \cdot T \quad (4.3.9)$$

Si esegue la derivata rispetto al tempo dell'energia interna riferita al VC e se ne isola il contributo di variazione nel tempo della temperatura:

$$c_v m \frac{dT}{dt} = hA(T_m - T) + G_{IN} \cdot c_p \cdot T_{IN} - G_{OUT} \cdot c_p \cdot T - c_v T \frac{dm}{dt} \quad (4.3.10)$$

Se si divide per c_v :

$$m \frac{dT}{dt} = \frac{hA(T_m - T)}{c_v} + \frac{G_{IN} \cdot c_p \cdot T_{IN}}{c_v} - \frac{G_{OUT} \cdot c_p \cdot T}{c_v} - T \frac{dm}{dt} \quad (4.3.11)$$

È possibile sostituire la (4.3.11) nella (4.3.8):

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dt} &= \frac{R}{V} \left(\frac{hA(T_m - T)}{c_v} + \frac{G_{IN} \cdot c_p \cdot T_{IN}}{c_v} - \frac{G_{OUT} \cdot c_p \cdot T}{c_v} \right) \\ \frac{dP}{dt} &= \frac{R}{V} \left(\frac{hA(T_m - T)}{c_v} + G_{IN} \cdot k \cdot T_{IN} - G_{OUT} \cdot k \cdot T \right) \end{aligned} \quad (4.3.12)$$

Se $k = \frac{c_p}{c_v}$ è l'esponente dell'adiabatica. L'analisi dimensionale dà esito positivo manifestando sia a destra che a sinistra dell'uguale Pa/s.

Si è così in possesso di due equazioni che descrivono i due fenomeni:

- L'accumulo di massa e quindi la pressurizzazione.
- Lo scambio termico e quindi l'aumento di temperatura.

Entrambe le equazioni sono differenziali, il che significa che la loro integrazione nel tempo restituisce la variabile indipendente cercata. La trattazione trova conferma nel seguente fatto. Belforte indica, come valore di capacità pneumatica di un recipiente a pareti indeformabili il cui fluido all'interno evolve secondo una trasformazione adiabatica, la seguente formula [1]:

$$C = \frac{V}{a^2} \quad (4.3.13)$$

Dove a è la velocità del suono all'interno del recipiente. Effettivamente, se si osserva la (4.3.12) alla luce delle seguenti considerazioni:

- Flusso termico nullo. $hA(T_m - T) = 0$.
- Uguali temperature di ingresso e uscita. $T_{IN} = T$.

Si ritrova:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{kRT}{V}(G_{IN} - G_{OUT}) \quad (4.3.14)$$

E quindi:

$$\frac{V}{kRT} \frac{dP}{dt} = \frac{V}{a^2} \frac{dP}{dt} = C \frac{dP}{dt} = G_{IN} - G_{OUT} \quad (4.3.15)$$

Dato che $a = \sqrt{kRT}$.

Rimane da descrivere il fenomeno di inerzia termica della massa metallica rappresentata dal fascio di resistenze nel riscaldatore. L'equazione che la descrive si può valutare come segue:

$$m_{MET} \cdot c_{MET} \cdot \frac{dT_m}{dt} = \Phi_{IN} - hA(T_m - T) \quad (4.3.16)$$

Φ_{IN} è la potenza elettrica in ingresso al riscaldatore. Il coefficiente di scambio termico convettivo h è stato determinato dall'analisi bibliografica di un'opera di Kakaç [8] sugli scambiatori di calore, in particolare quelli a fascio tubiero per il caso di aria forzata. Si tratta di un valore medio e non è stato calcolato con nessuna correlazione specifica. Pertanto, la raffinazione di questo modello termico potrebbe essere oggetto di futuri approfondimenti. La modellazione appena condotta permette di considerare i 3 aspetti introdotti all'inizio del paragrafo. Per il primo riscaldatore vale:

$$\left\{ \begin{array}{ll} hA(T_m - T_A) = \frac{d}{dt}(mc_v T_A) - G_A \cdot c_p \cdot T_{IMF} + G'_A \cdot c_p \cdot T_A & \text{Scambio termico} \\ \frac{dP_A}{dt} = \frac{R}{V} \left(\frac{hA(T_m - T_A)}{c_v} + G_A \cdot k \cdot T_{IMF} - G'_A \cdot k \cdot T_A \right) & \text{Accumulo di massa} \\ m_{MET} \cdot c_{MET} \cdot \frac{dT_m}{dt} = \Phi_{IN} - hA(T_m - T_A) & \text{Inerzia termica del metallo} \end{array} \right. \quad (4.3.17)$$

Osservando lo schema di Figura 3.1, si vede che il secondo riscaldatore ha due contributi entranti di portata, G_A e G_B corrispondenti al ramo caldo e al ramo freddo. Rispettivamente, questi flussi hanno una temperatura T_A e T_{IMF} . Il modello termico del riscaldatore deve essere adattato:

$$\left\{ \begin{array}{l} hA(T_m - T_{IN}) = \frac{d}{dt}(mc_v T_{IN}) - G'_A \cdot c_p \cdot T_A - G_B \cdot c_p \cdot T_{IMF} + G''_A \cdot c_p \cdot T_{IN} \\ \frac{dP_B}{dt} = \frac{R}{V} \left(\frac{hA(T_m - T_B)}{c_v} + G'_A \cdot k \cdot T_A + G_B \cdot k \cdot T_{IMF} - G''_A \cdot k \cdot T_{IN} \right) \\ m_{MET} \cdot c_{MET} \cdot \frac{dT_m}{dt} = \Phi_{IN} - hA(T_m - T_{IN}) \end{array} \right. \quad (4.3.18)$$

Si nota come tutte le variabili termodinamiche siano strettamente legate, rendendo il modello estremamente non-lineare. Si nota inoltre come non sia possibile, in questo caso, trovare un'espressione univoca di C a fronte di un ΔG , come invece teorizza il modello semplificato in analogia elettrica della capacità pneumatica.

4.3.3 Schema a blocchi

Lo schema a blocchi delle capacità pneumatiche isoterme è raffigurato in Figura 4.12.

Si tratta di un modello estremamente semplice, lineare nel dominio della frequenza. Per quanto riguarda i riscaldatori, la complessità è ben maggiore. L'autore ha deciso di rappresentare gli schemi a blocchi delle relazioni presentate nel sistema (4.3.17) per il primo riscaldatore. Tali schemi a blocchi sono perfettamente estendibili anche al caso del secondo riscaldatore, che però reca un ulteriore contributo di portata dal ramo freddo. Sono presentate le seguenti figure:

- La Figura 4.13 rappresenta lo schema a blocchi del modello di inerzia termica.

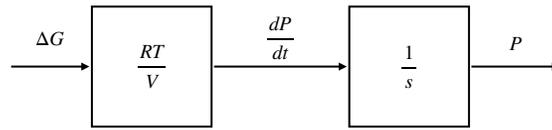


Figura 4.12: Schema a blocchi delle capacità pneumatiche isoterme.

- La Figura 4.14 rappresenta lo schema a blocchi del modello di scambio termico.
- La Figura 4.15 rappresenta lo schema a blocchi del modello di accumulo di massa.

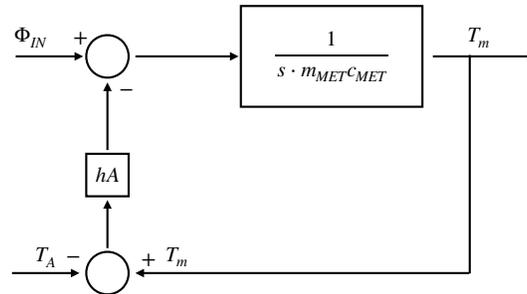


Figura 4.13: Schema a blocchi del modello di inerzia termica per il riscaldatore.

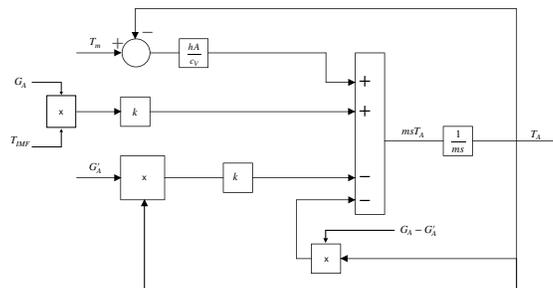


Figura 4.14: Schema a blocchi del modello di scambio termico per il riscaldatore.

4.3.4 Valori numerici del modello

La Tabella 4.3 riassume i valori numerici utilizzati per il modello del riscaldatore.

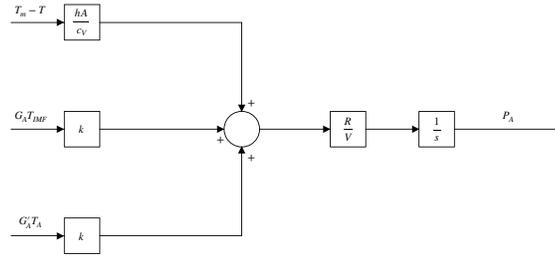


Figura 4.15: Schema a blocchi del modello di accumulo di massa per il riscaldatore.

Parametro	u.m.	Valore	Metodo di determinazione
m_{MET}	kg	300	Datasheet
c_{MET}	J/(kg K)	460	Datasheet (Incoloy 800) [18]
A_{sc}	m ²	7.7	Calcolo
h	W/(m ² K)	300	Letteratura (Kakaç) [8]
c_p	J/(kg K)	1004.5	Costante fisica (aria)
c_v	J/(kg K)	787	Costante fisica (aria)
V_{risc}	m ³	0.138	Datasheet
R	J/(kg K)	287	Costante fisica
k	-	1.4	Costante fisica (aria)

Tabella 4.3: Valori numerici dei parametri assegnati al modello del riscaldatore.

4.3.5 Simulink subsystem

Sono riportate le seguenti figure a titolo di esempio:

- La Figura 4.16 raffigura il subsystem per una capacità isoterma, nella fattispecie la C_{IMF} (vedi Figura 3.1).
- La Figura 4.17 raffigura il subsystem per il primo riscaldatore. Ancora una volta, il subsystem del secondo riscaldatore è completamente analogo e reca solamente un ulteriore contributo entrante di portata in massa.

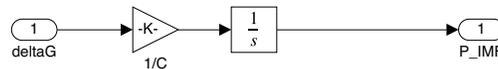


Figura 4.16: Simulink subsystem della capacità C_{IMF} .

Il subsystem Simulink completo per tutte le capacità e resistenze a valle dell'IMF è presentato nel Paragrafo 4.4, in modo da evidenziare l'alternarsi di componenti capacitivi e resistivi che caratterizza la modellazione intrapresa.

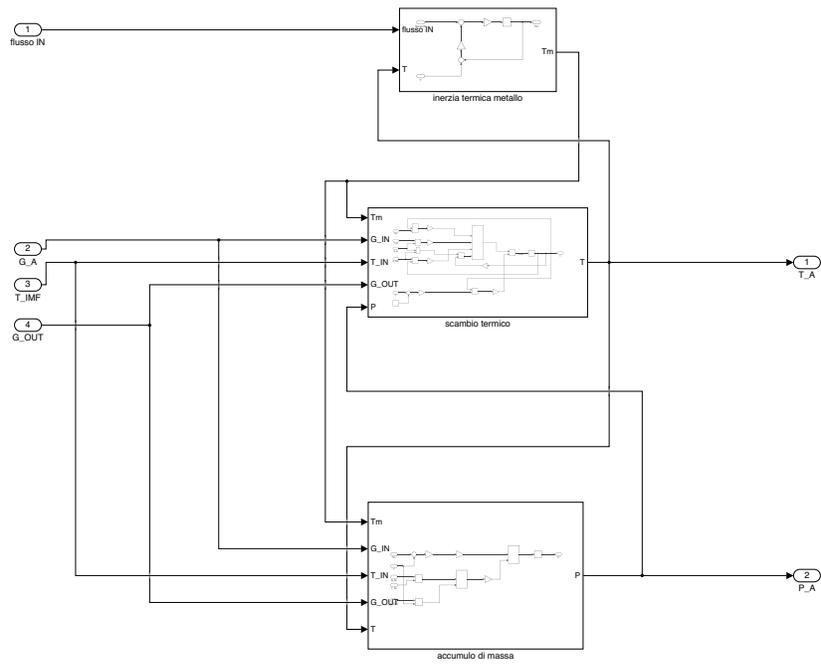


Figura 4.17: Simulink subsystem del riscaldatore 1

4.4 Resistenze pneumatiche passive

4.4.1 Scopo e relazioni funzionali

La modellazione qui discussa riguarda le resistenze pneumatiche passive. La presenza di questi effetti nel modello serve per modellare le perdite di pressione che si verificano nell'impianto, nella linea che collega l'IMF al setup. Si tratta di una modellazione semplificata, che tiene conto di due effetti principali:

- Perdite di carico distribuite lungo i tubi.
- Perdite di carico localizzate nelle curve.

Per esigenze di semplicità e utilizzabilità del modello, non sono considerate tutte le perdite di carico localizzate, ma solamente quelle nelle curve. Nell'impianto reale, la linea di distribuzione è caratterizzata da diversi raccordi e altri elementi che contribuiscono alla perdita di pressione totale, come ad esempio:

- Raccordi a T.
- Flange.
- Sezioni convergenti e divergenti.

È stata inoltre fatta una grossa ipotesi, sempre per esigenze di semplicità: l'effetto pneumatico principale dei riscaldatori è di tipo capacitivo e non resistivo. Tali dispositivi rappresentano una fonte consistente di perdita di pressione, a causa della loro costruzione interna, e l'evoluzione di fluido all'interno rende l'effetto capacitivo strettamente legato a quello resistivo. Nella modellazione a parametri concentrati qui discussa, sarebbe molto difficile svincolare i due effetti e mantenere al contempo sufficiente accuratezza rispetto al fenomeno reale, dunque si è preferito considerare i riscaldatori come un contributo puramente capacitivo.

Le relazioni funzionali che sussistono nel modello delle perdite ricalcano quanto detto per le resistenze pneumatiche: sono in grado di determinare portata data una differenza di pressione ai loro capi. In questo caso, la differenza di portata entra come input funzionale nel blocco, assieme alle caratteristiche geometriche, ai coefficienti di perdita e ad alcune costanti. L'uscita funzionale del blocco è la portata che passa attraverso l'elemento di resistenza pneumatica. La Figura 4.18 presenta le relazioni funzionali del componente in esame.



Figura 4.18: Relazioni funzionali delle resistenze pneumatiche passive.

4.4.2 Equazioni matematiche

La caratterizzazione matematica delle resistenze pneumatiche passive è stata condotta con due fonti bibliografiche:

- Al fine di ricavare i coefficienti di attrito per le perdite localizzate nelle curve, è stato utilizzato il testo "Handbook of hydraulic resistance" di Idelchik [5].
- Per ricavare il coefficiente d'attrito delle perdite di carico distribuite, le dispense del corso di Meccanica dei Fluidi del prof. J. Von Hardenberg [4].

Al fine di collegare dal punto di vista funzionale, come spiegato nel Paragrafo 4.4.1, la differenza di pressione alla portata che processa la resistenza, è stato seguito l'approccio proposto da Carello, Mazza e Ivanov in un articolo sulle perdite di pressione nelle linee di distribuzione di aria compressa [9]. La modellazione matematica si articola come segue. Si consideri la formula di Darcy-Weisbach che lega la generica perdita di pressione alla termine cinetico in una sezione, per mezzo del coefficiente di attrito:

$$\Delta p = \zeta \rho \frac{w^2}{2} \quad (4.4.1)$$

Il termine ζ si può calcolare come segue:

- Da correlazioni specifiche per le perdite di carico localizzate, riportate sull'Idelchik [5]. Tale termine viene indicato con ζ_l .
- Con il fattore di attrito λ per le perdite distribuite:

$$\zeta = \lambda \frac{L}{D} \quad (4.4.2)$$

Dove λ si valuta con la formula di Prandtl-Von Karman per i tubi scabri [4]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \left(3.7 \frac{D}{\epsilon} \right) \quad (4.4.3)$$

L'ipotesi di tubi scabri è coerente in questa trattazione, in quanto si può ammettere con buona confidenza che i tubi della linea di distribuzione abbiano subito un degrado regolare durante gli anni di operatività dell'impianto. Si consideri una generica perdita di pressione, descritta a parametri concentrati. A monte di tale elemento di resistenza sussiste la pressione assoluta P_1 e la temperatura T . La perdita di pressione totale del tratto di linea, comprendente sia le perdite localizzate che quelle distribuite, nell'ipotesi di costanza del diametro della tubazione, si valuta come:

$$\Delta p_{TOT} = \Delta P_{TOT} = \zeta_{TOT} \rho \frac{w^2}{2} \quad (4.4.4)$$

Dove:

$$\zeta_{TOT} = \zeta_l + \lambda \frac{L}{D} \quad (4.4.5)$$

Allo stesso tempo, la portata in massa che fluisce attraverso la linea si può valutare come:

$$G = \rho Q_V = \rho_N Q_N \quad (4.4.6)$$

E dunque:

$$Q_N = Q_V \frac{\rho}{\rho_N} \quad (4.4.7)$$

È possibile valutare la velocità w come:

$$w = \frac{Q_V}{A} = \frac{4\rho_N Q_N}{\pi D^2 \rho} \quad (4.4.8)$$

E la densità in condizioni operative come [9]:

$$\rho = \rho_N \frac{P_1 T_N}{P_N T} \quad (4.4.9)$$

Allora, posso esprimere la (4.4.8) come:

$$w = \frac{4Q_N}{\pi D^2} \cdot \frac{\rho_N}{\rho} = \frac{4Q_N}{\pi D^2} \cdot \frac{P_N}{P_1} \cdot \frac{T}{T_N} \quad (4.4.10)$$

Posso utilizzare la forma di w trovata con la (4.4.10) per calcolare il ΔP_{TOT} :

$$\Delta P_{TOT} = \left(\zeta_l + \lambda \frac{L}{D} \right) \rho_N \frac{8Q_N^2 P_N T}{\pi^2 D^4 P_1 T_N} \quad (4.4.11)$$

Dalla (4.4.11) si può isolare Q_N :

$$Q_N = \sqrt{\frac{\Delta P_{TOT} \pi^2 D^4 P_1 T_N}{(\zeta_l + \lambda \frac{L}{D}) \rho_N 8 P_N T}} \quad (4.4.12)$$

E infine, trovare la portata in massa come:

$$G = \rho_N Q_N \quad (4.4.13)$$

In questo modo si arriva a una formalizzazione matematica del fenomeno della perdita di carico, in grado di ricevere in input il $\Delta P_{TOT} = \Delta p_{TOT}$ e restituire in output la portata. Questo è perfettamente in accordo con la filosofia generale di modellazione e con lo schema di Figura 3.1: una resistenza vede a monte e a valle di sé due pressioni, in generale diverse. Questa differenza di pressioni dà luogo a una portata, descritta matematicamente dalla (4.4.12). Si noti come l'equazione sia ancora una volta estremamente non lineare.

4.4.3 Schema a blocchi

La Figura 4.19 riporta lo schema a blocchi del modello delle resistenze retto dalle equazioni presentate al Paragrafo 4.4.2.

4.4.4 Simulink subsystem

La Figura 4.20 mostra il subsystem Simulink implementato per le resistenze pneumatiche. Nella fattispecie, il subsystem riportato è quello della perdita di carico R_{IN} (vedi Figura 3.1).

Notare:

- Il subsystem accetta in input la pressione relativa a monte della resistenza e ne aggiunge la pressione ambiente per renderla assoluta.
- Gli altri input funzionali del modello sono la temperatura a monte della resistenza e il Δp , calcolato però all'infuori del subsystem con un nodo comparatore.

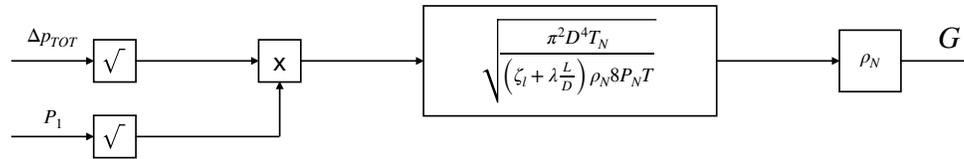


Figura 4.19: Schema a blocchi del modello delle resistenze pneumatiche.

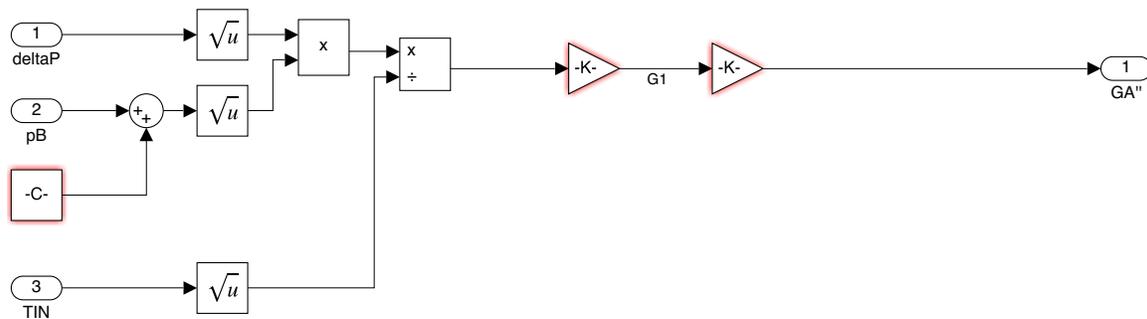


Figura 4.20: Simulink subsystem delle resistenze pneumatiche.

4.5 Valvola deviatrice a 3 vie

4.5.1 Scopo e relazioni funzionali

La valvola a 3 vie è schematizzata in Figura 3.1, appena dopo la capacità C_1 . Si tratta, come nel caso di pilotino e IMF, di un componente resistivo a conduttanza variabile. Infatti, accetta un comando pneumatico nel range 0-7 bar, a cui corrisponde il movimento di uno stelo all'interno della valvola. Tale stelo determina l'apertura di un'area di passaggio, responsabile di portata se la pressione di alimentazione e la differenza di pressione ai capi dell'area di passaggio sono diverse da zero. La particolarità di questa valvola è che, a fronte di un ingresso, è in grado di ammettere portata verso due uscite. L'entità della portata dipende dal posizionamento dello stelo: alla posizione di corsa nulla, dunque in mancanza di comando, la valvola è tutta aperta verso il ramo caldo. Al comando massimo, ovvero alla massima corsa dello stelo, la valvola ingaggia esclusivamente il ramo freddo. Pertanto, la valvola è stata modellata come una coppia di ugelli, i quali vedono la stessa pressione di monte ma in generale non vedono la stessa differenza di pressione ai capi. Quando un ugello processa la sua portata massima, l'altro non processa portata. La Figura 4.21 riassume quanto detto.

Si nota come il comando abbia effetto complementare sui due rami. Si nota altresì come la valvola

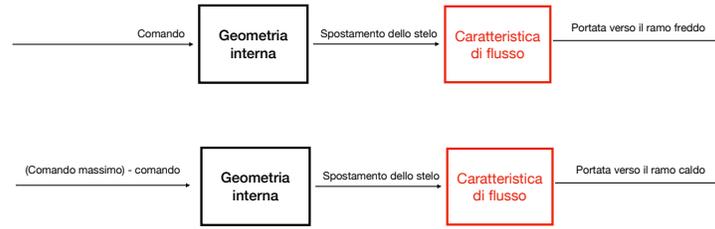


Figura 4.21: Relazioni funzionali della valvola deviatrice a 3 vie

sia normalmente aperta verso il ramo caldo.

4.5.2 Equazioni matematiche

Al fine di determinare la caratteristica di flusso di questo componente è stato consultato il suo datasheet. Esso fornisce dei valori di capacità di flusso tramite il coefficiente C_V delle formule NBS (National Bureau of Standard). La formula che descrive la portata processata verso il generico ramo è la seguente [1]:

$$Q_N = \frac{C_V}{\sqrt{2}} P_1 \sqrt{r(1-r)(3-r)} \quad (4.5.1)$$

La condizione di pressione di monte P_1 è imposta dalla capacità C_1 . Ovviamente si può ricavare la portata in massa con la nota:

$$G = \rho_N Q_N \quad (4.5.2)$$

Tale formula di flusso dev'essere integrata con la presenza del comando. Supponendo che il comando generico V venga adimensionalizzato rispetto al generico comando massimo V_{MAX} , vale:

$$\begin{cases} G_A = \left(1 - \frac{V}{V_{MAX}}\right) \rho_n Q_{N,A} & \text{ramo caldo} \\ G_B = \left(\frac{V}{V_{MAX}}\right) \rho_n Q_{N,B} & \text{ramo freddo} \end{cases} \quad (4.5.3)$$

In questo modo, viene rispettata la condizione di portata massima sul ramo A in assenza di comando. Il comando e la portata sono direttamente proporzionali. Naturalmente, i rapporti delle pressioni r visti dai due rami sono in generale diversi.

4.5.3 Schema a blocchi

La Figura 4.22 riporta lo schema a blocchi del modello della valvola deviatrice a 3 vie retto dalle equazioni presentate al Paragrafo 4.5.2.

4.5.4 Valori numerici del modello

Il datasheet riporta un valore di conduttanza uguale per entrambi i rami della valvola. Belforte specifica quanto segue in merito all'unità di misura di C_V nel caso in cui la pressione assoluta di monte P_1 sia in bar: "il coefficiente C_V è misurato in unità coerenti con le altre: se la portata è misurata, ad esempio, in $\text{dm}^3(\text{ANR})/\text{min}$, esso sarà misurato in $\text{dm}^3(\text{ANR})/(\text{min bar})$ ".

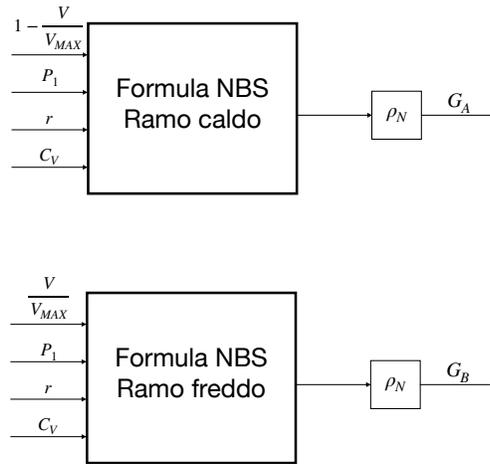


Figura 4.22: Schema a blocchi del modello della valvola deviatrice a 3 vie.

Il datasheet per la valvola in esame non è particolarmente chiaro a riguardo. Si è supposto, ma senza contattare il fornitore per conferma, che le unità di misura a cui è riferito il coefficiente di valvola siano le seguenti:

$$\begin{cases} [Q_N] = \text{cu.ft}/(\text{min}) \\ [P_1] = \text{psi} \end{cases}$$

Pertanto, l'unità di misura di C_V sul datasheet risulta:

$$\text{cu.ft}/(\text{min psi})$$

Dato che il modello lavora con unità di misura del Sistema Internazionale, è necessario convertire l'unità di misura di C_V in $\text{m}^3/(\text{sPa})(\text{ANR})$. La conversione è: $1 \text{ cu.ft}/(\text{min psi}) = 7.252 \times 10^{-8} \text{ m}^3/(\text{sPa})(\text{ANR})$. La Tabella 4.4 riporta il C_V assegnato al modello della valvola.

Parametro	u.m.	Valore	Metodo di determinazione
C_V	$\text{m}^3/(\text{sPa})(\text{ANR})$	1.52×10^{-6}	Datasheet

Tabella 4.4: Valori numerici dei parametri assegnati al modello della valvola deviatrice a 3 vie.

4.5.5 Simulink subsystem

La Figura 4.23 mostra il subsystem Simulink implementato per la valvola deviatrice a 3 vie.

4.5.6 Subsystem completo delle capacità e resistenze di valle

Si consideri ancora una volta la Figura 3.1. A questo punto della trattazione, sono stati definiti tutti i componenti che modellano le capacità e resistenze pneumatiche comprese tra l'IMF e il setup. Pertanto, se ne riporta il subsystem completo in Figura 4.24.

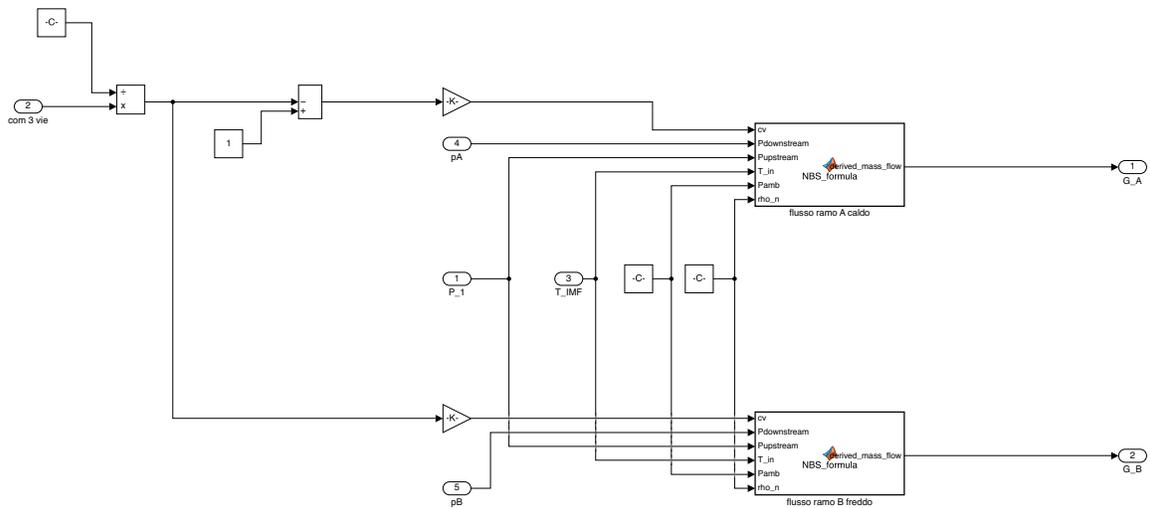


Figura 4.23: Simulink subsystem della valvola deviatrice a 3 vie.

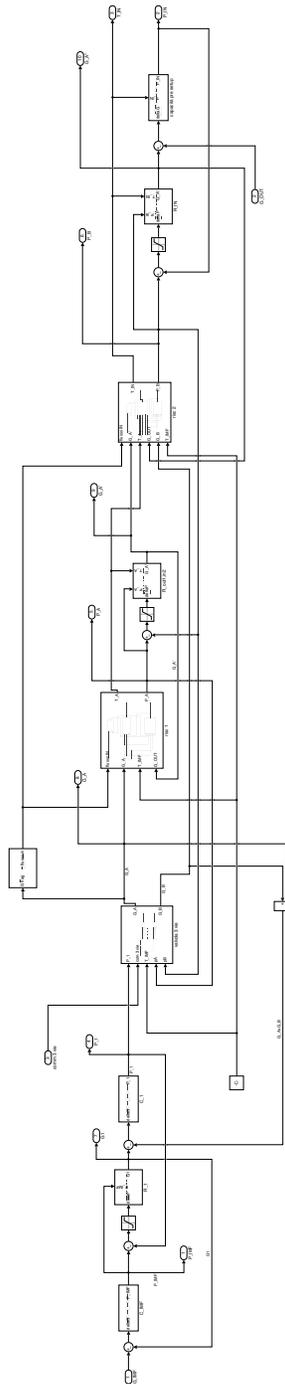


Figura 4.24: Simulink subsystem completo delle capacità e resistenze di valle.

4.6 Unità in prova e bypass

4.6.1 Scopo e relazioni funzionali

Si consideri la Figura 3.1. Si noterà la presenza di due elementi che rappresentano una via di flusso verso la pressione ambiente: l'unità in prova (UUT) e il bypass. Entrambi rappresentano un disturbo in portata per l'impianto e ne ostacolano la pressurizzazione. Ci si riferirà, nel prosieguo della tesi, a questi elementi come *conduttanza verso scarico*, rifacendosi al concetto di conduttanza pneumatica come ipotizzato dalla normativa ISO 6358 riguardo le caratteristiche di flusso delle valvole [6]. Le relazioni funzionali che riguardano questi due componenti sono molto semplici, in quanto puramente resistivi. Una pressione di monte non nulla e una differenza di pressione ai capi del componente determinano il passaggio di una portata. Si veda la Figura 4.25 al riguardo. In quanto disturbo, la portata uscente è responsabile di diminuire la pressione al setup. È importante notare che il ramo di bypass contiene un orifizio posto dopo la valvola 2/2 a posizionamento discreto, al fine di diminuire la conduttanza verso scarico. Per semplicità, è stato scelto di considerare la conduttanza della valvola 2/2 molto più grande di quella dell'orifizio, data la dimensione maggiore del suo passaggio interno. La conduttanza del ramo è pertanto determinata unicamente dalla caratteristica di flusso dell'orifizio.



Figura 4.25: Relazioni funzionali di UUT e bypass.

Si è già parlato di come la modellazione della UUT sia molto semplificata. Approfondimenti di questo modello e studi ulteriori potranno quindi essere incentrati sull'implementare un modello robusto della UUT all'interno di quello dell'impianto.

4.6.2 Equazioni matematiche

Unità in prova

Per modellare la conduttanza equivalente dell'unità in prova è stato utilizzato il modello di flusso proposto dalla normativa ISO 6358 per le caratteristiche di flusso delle valvole. Questo modello valuta la portata processata dalla UUT come segue [6]:

$$\begin{cases} G_{UUT} = C_{UUT} P_{IN} K_T \sqrt{1 - \left(\frac{r-b}{1-b}\right)^2} & r \geq b \\ G_{UUT} = C_{UUT} P_{IN} K_T & r < b \end{cases} \quad (4.6.1)$$

b è il rapporto critico delle pressioni. K_T è invece un fattore correttivo che tiene conto della temperatura assoluta d'ingresso [1] e in questo caso si valuta come:

$$K_T = \sqrt{\frac{293}{T_{IN}}} \quad (4.6.2)$$

È evidente come la condizione di monte sia rappresentata dalla pressione P_1 , determinata dalla capacità isoterma C_{IN} .

Bypass

Si propone la modellazione matematica del ramo del bypass, invero piuttosto semplice. Si tratta infatti della formula di un ugello. La portata imposta dall'orifizio a valle del bypass si valuta, ancora una volta, come:

$$\begin{cases} G_{BYP} = c_d A_V P_{IN} \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{AMB}}{P_{IN}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{AMB}}{P_{IN}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \frac{2}{RT_{IN}}} & r \geq r_{crit} \\ G_{BYP} = c_d A_V P_{IN} \sqrt{\frac{k}{RT_{IN}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} & r < r_{crit} \end{cases} \quad (4.6.3)$$

L'area di passaggio A_V dell'orifizio del bypass si valuta in modo molto semplice:

$$A_V = \pi \frac{d_{OR}^2}{4} \quad (4.6.4)$$

Infine, per valutare la portata totale dovuta alla conduttanza verso scarico, basta sommare le portate causate dai singoli disturbi:

$$G_{OUT} = G_{BYP} + G_{UUT} \quad (4.6.5)$$

4.6.3 Schema a blocchi

La Figura 4.26 riporta lo schema a blocchi del modello delle conduttanze verso scarico retto dalle equazioni presentate al Paragrafo 4.6.2

4.6.4 Valori numerici del modello

La Tabella 4.5 riassume i valori numerici utilizzati per il modello di UUT e bypass.

Parametro	u.m.	Valore	Metodo di determinazione
b_{crit}	–	0.5	ISO 6358 [6]
ρ_n	kg/m ³	1.18	ISO 8778 [7]
d_{OR}	mm	9.8	Rilievo / specifica
$c_{d,byp}$	–	0.95	Stima

Tabella 4.5: Valori numerici della valvola UUT e dell'orifizio di bypass.

Il parametro C_{UUT} non è stato riportato in Tabella 4.5 perchè è un dato tecnico che riguarda il prodotto.

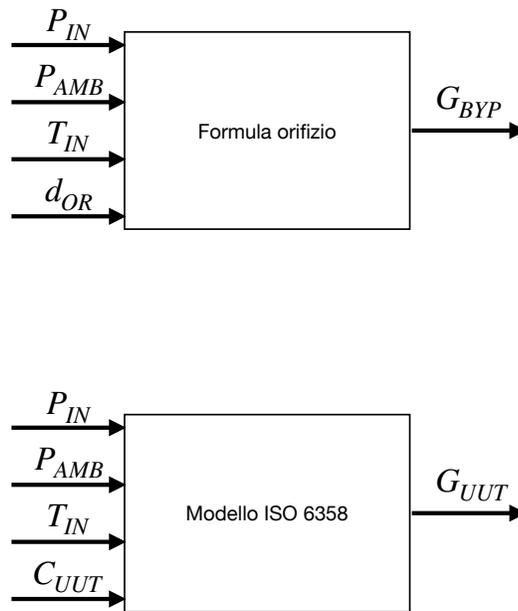


Figura 4.26: Schema a blocchi di UUT e bypass.

4.6.5 Simulink subsystem

Le figure 4.27 e 4.28 riportano rispettivamente i subsystem Simulink di UUT e bypass. Notare:

- La pressione relativa a valle è per entrambe nulla, in quanto si ipotizza che vedano la pressione ambiente nell'ipotesi non ci sia contropressione allo scarico.
- Possono entrambe accettare un comando esterno: la UUT può accettare il comando del solenoide, mentre il bypass può accettare il comando della valvola 2/2 posta a monte dell'orifizio.

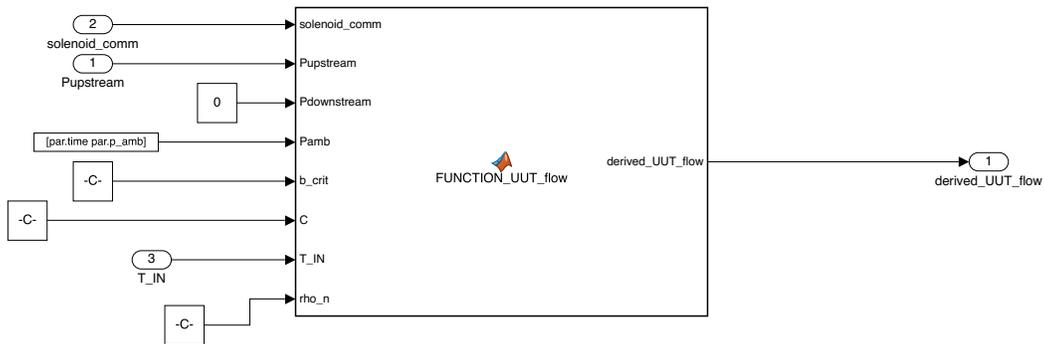


Figura 4.27: Simulink subsystem della UUT.

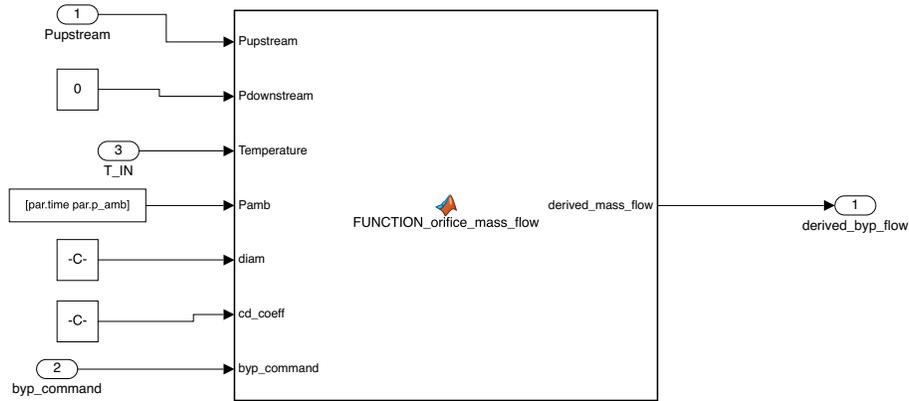


Figura 4.28: Simulink subsystem del bypass.

4.7 Modello Simulink completo dell'impianto

Nei paragrafi precedenti è stata illustrata la modellazione di ciascun componente dell'impianto, accompagnata dalla presentazione del relativo subsystem in ambiente Simulink. Sulla base di questi modelli, è ora possibile presentare il modello Simulink completo dell'intero impianto, ottenuto dall'integrazione dei subsystem precedentemente descritti. La Figura 4.29 presenta il modello Simulink completo dell'impianto.

Il lettore è invitato a esaminare gli ingressi dei subsystem in Figura 4.29 e a collegarli mentalmente con quelli presenti nelle figure dei singoli subsystem presentati nei paragrafi precedenti. Il lettore è anche invitato a cogliere il flusso logico all'interno del modello, che ricopre in tutto e per tutto ciò che è stato spiegato finora:

- Un set in pressione genera un set in tensione secondo il K_{SET} .
- Il set in tensione viene confrontato con il feedback in tensione, e il controllo genera una tensione di riferimento V_{RIF} .
- La tensione di riferimento V_{RIF} genera per mezzo del pilotino una pressione di pilotaggio P_{PIL} .
- La pressione di pilotaggio P_{PIL} viene confrontata alla membrana dell'IMF con la P_{IMF} e questo genera una portata G_{IMF} .
- I fenomeni capacitivi e resistivi, estremamente non lineari, determinano una P_{IN} al setup sulla base della G_{IMF} e del disturbo in portata G_{OUT} .
- La P_{IN} al setup determina un disturbo in portata G_{OUT} al setup, che rientra nel blocco delle capacità e resistenze di valle e concorre a determinare la P_{IN} .

In Figura 4.29 si possono inoltre notare i seguenti aspetti:

- I numerosi blocchetti di uscita, disseminati su tutto il canvas, sono necessari ad acquisire tutte le variabili simulate dal modello.
- Il modello accetta 4 comandi esterni, corrispondenti a blocchi del tipo **Signal editor**. Si tratta dei comandi di set in pressione, comando della valvola a 3 vie, comando del solenoide della UUT e comando del bypass. Questi segnali possono assumere forma qualsiasi nel dominio del tempo, rispettando i limiti del rispettivo campo di variabilità.
- Si può notare il ramo di retroazione che rappresenta il trasduttore di pressione, il quale preleva il segnale P_{IN} e lo condiziona con il guadagno statico di trasduzione K_{TP} .

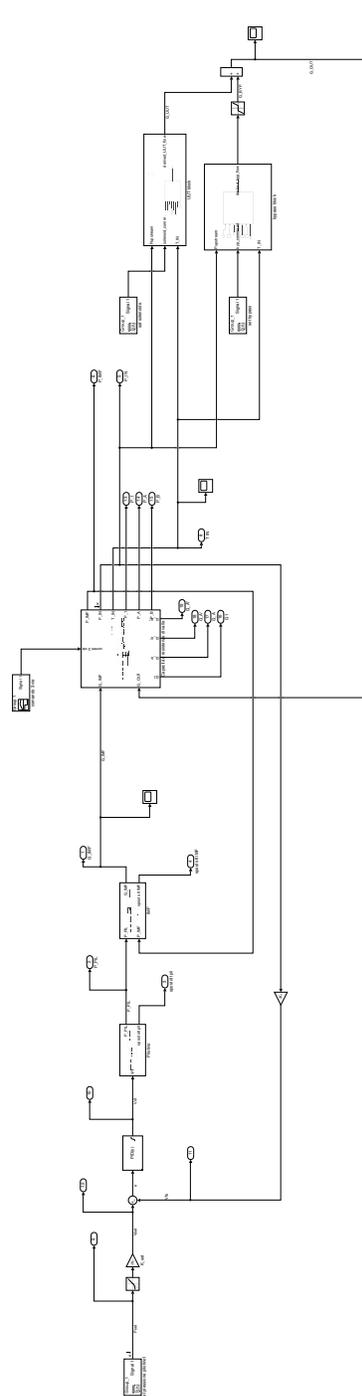


Figura 4.29: Simulink subsystem dell'intero impianto pneumatico.

Capitolo 5

Validazione in anello aperto del modello

Il presente capitolo verte sulla validazione del modello in anello aperto. Lo scopo è presentare al lettore la coerenza tra il modello, descritto con le equazioni e i valori numerici descritti nel Capitolo 4, e l'impianto reale. Sarà presentata la configurazione dell'impianto durante le prove, saranno presentati i tipi di prova eseguiti e infine saranno commentati i risultati del confronto. Le prove sono qui definite in anello aperto perché non è stato utilizzato alcun controllo di pressione: in tal modo, il sistema non era retroazionato e questo ha permesso di validare la modellazione dei principali fenomeni pneumatici e termici dell'impianto. Alle prove in anello aperto è stata riservata un'intera giornata, in modo da poter modificare l'impianto come specificato nel Paragrafo 5.1, sia per accumulare un numero sufficiente di acquisizioni sperimentali. In seguito, l'impianto è stato modificato per tornare alla sua normale configurazione operativa, come riportata in Figura 3.1, e servire alle attività produttive correnti dell'azienda.

5.1 Configurazione dell'impianto durante le prove

La configurazione dell'impianto al momento delle prove è molto simile a quella riportata in Figura 3.1, tranne che per due aspetti normalmente non coinvolti nel normale funzionamento dell'impianto:

- Nel setup, al posto delle valvole in prova è stato installato un *mock-up*: si tratta di un tubo a sezione costante, di lunghezza pari all'assembly UAIV+LAIV. Viene installato quando si vuole utilizzare l'impianto senza che sia influenzato dalla presenza delle unità in prova, come in questo caso. A valle di tale *mock-up*, è presente un orificio da 9,4 mm di diametro, al fine di diminuire la conduttanza verso scarico.
- Dal punto di vista della misura e acquisizione, sono utilizzati i seguenti trasduttori:
 - È stato installato un trasduttore per misurare la p_{PIL} , al fine di validare la modellazione del pilotino e della capacità pilota. Il trasduttore installato è visibile in Figura 5.2.
 - È stato acquisito il segnale dal trasduttore di pressione in ingresso al setup per misurare la p_{IN} .

- Un misuratore di portata a diaframma misura la G_{IMF} .
- Una termoresistenza PT100 è utilizzata per rilevare la temperatura T_{IN} .

La configurazione appena esposta per le prove in anello aperto è visibile nello schema di Figura 5.1. In particolare, i trasduttori appena menzionati sono gli strumenti per mezzo dei quali è possibile eseguire il confronto tra comportamento simulato e reale dell'impianto.

5.2 Prove svolte in anello aperto

Le prove svolte in anello aperto sono svariate. Tenendo a mente, come anticipato nel Capitolo 1, che la modellazione riguarda un impianto che opera prove a basso contenuto dinamico, i set ricalcano questa caratteristica. Per *set* in pressione si intende il comando in pressione al PLC della p_{SET} , come visibile in Figura 5.1. I comandi in pressione provati sono riassunti come segue:

- Gradini, con portata al 70% sul ramo caldo e al 30% sul ramo freddo, con bypass chiuso e bypass aperto. Le prove a gradino sono state svolte per verificare il tempo di assestamento e la dinamica iniziale del sistema, sia reale che simulato.
- Gradini, con bypass chiuso e portata tutta sul ramo caldo. I gradini a bypass chiuso sono stati utilizzati per dimostrare l'effetto su portata e tempo di assestamento della minor conduttanza verso scarico.
- Trapezi a bypass aperto.
- Onde triangolari a bypass aperto. Le onde triangolari sono l'unico set con contenuto in frequenza, utilizzate per validare la risposta del modello a un input a dinamica leggermente maggiore.

In totale, sono state eseguite 47 acquisizioni.

Le prove analizzate in questo capitolo sono riportate in Tabella 5.1.

ID prova	Tipo di set	Pressione di set [barg]	Bypass
005	Gradino	10	aperto
031	Gradino	10	chiuso
040	Onda triangolare	12-23	aperto

Tabella 5.1: Prove in anello aperto analizzate

L'analisi di queste prove mira a verificare che il modello sia effettivamente in grado di replicare gli andamenti di p_{IN} , p_{PIL} , G_{IMF} e T_{IN} . L'accuratezza della simulazione dipende ovviamente dal tipo di modellazione condotta e la sua complessità. Sebbene questo modello sia coerente dal punto di vista fisico e la modellazione trovi riscontro in numerose bibliografie, è evidente che una deviazione rispetto al comportamento reale sia sempre presente, soprattutto per quanto riguarda fenomeni estremamente non-lineari come le resistenze pneumatiche passive.

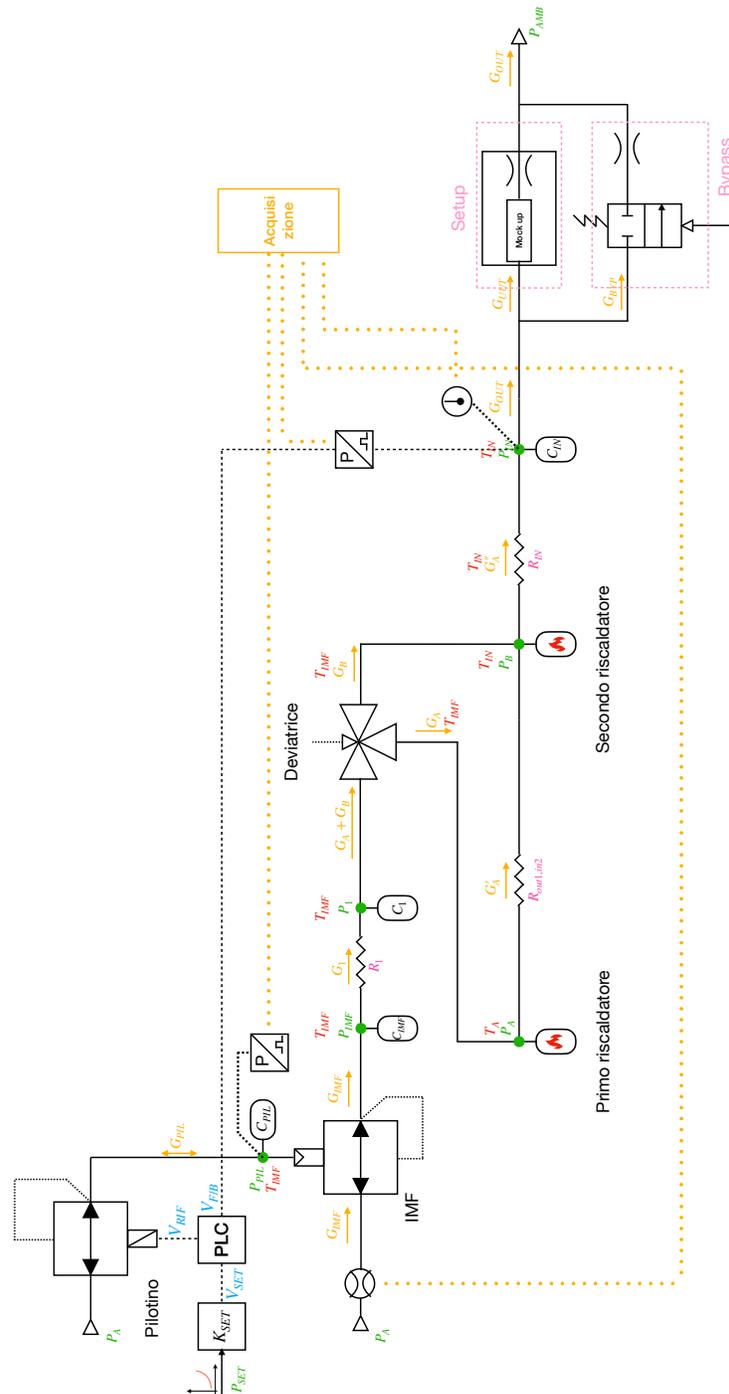


Figura 5.1: Configurazione dell'impianto per le prove di validazione in anello aperto.



(a) Trasduttore P_{PIL} montato sul corpo dell'IMF.



(b) Dettaglio del trasduttore P_{PIL} e della camera di riferimento.

Figura 5.2: Installazione del trasduttore P_{PIL} .

5.3 Commento dei risultati della validazione in anello aperto

Nel presente paragrafo sono commentati i risultati della validazione condotta in anello aperto. Le prove esaminate sono riassunte nella Tabella 5.1. Per ciascuna prova, a cui è dedicato un sotto-paragrafo, si riportano 7 grafici. I primi 4 vertono sul confronto tra andamento simulato e sperimentale delle grandezze di interesse dichiarate nel Paragrafo 5.2:

- Confronto sperimentale-simulato di P_{IN} .
- Confronto sperimentale-simulato di P_{PIL} .
- Confronto sperimentale-simulato di G_{IMF} .
- Confronto sperimentale-simulato di T_{IN} .

Gli altri 3 grafici raffigurano invece gli andamenti simulati di alcune variabili giudicate significative dall'autore:

- Un grafico riporterà tutte le pressioni simulate dal modello, mentre un altro riporterà le principali portate. Questi grafici vogliono dimostrare la coerenza del comportamento del modello con il concetto di analogia elettrica spiegato al Capitolo 3.
- L'ultimo grafico riporterà gli spostamenti simulati dei corpi mobili all'interno del pilotino e IMF, a fronte del set di pressione.

Si ricorda che per avere contezza immediata della nomenclatura riportata nelle legende dei grafici, è sufficiente fare fede alla Figura 5.1 e all'Elenco dei Simboli. La Tabella 5.2 riassume i grafici riportati per ciascuna prova e la referenza alla figura nel testo.

ID prova	Analisi P_{IN}	Analisi P_{PIL}	Analisi G_{IMF}	Analisi T_{IN}	Pressioni simulate	Portate simulate	Spostamenti simulati
005	Fig. 5.3	Fig. 5.4	Fig. 5.5	Fig. 5.6	Fig. 5.7	Fig. 5.8	Fig. 5.9
031	Fig. 5.10	Fig. 5.11	Fig. 5.12	Fig. 5.13	Fig. 5.14	Fig. 5.15	Fig. 5.16
040	Fig. 5.17	Fig. 5.18	Fig. 5.19	Fig. 5.20	Fig. 5.21	Fig. 5.22	Fig. 5.23

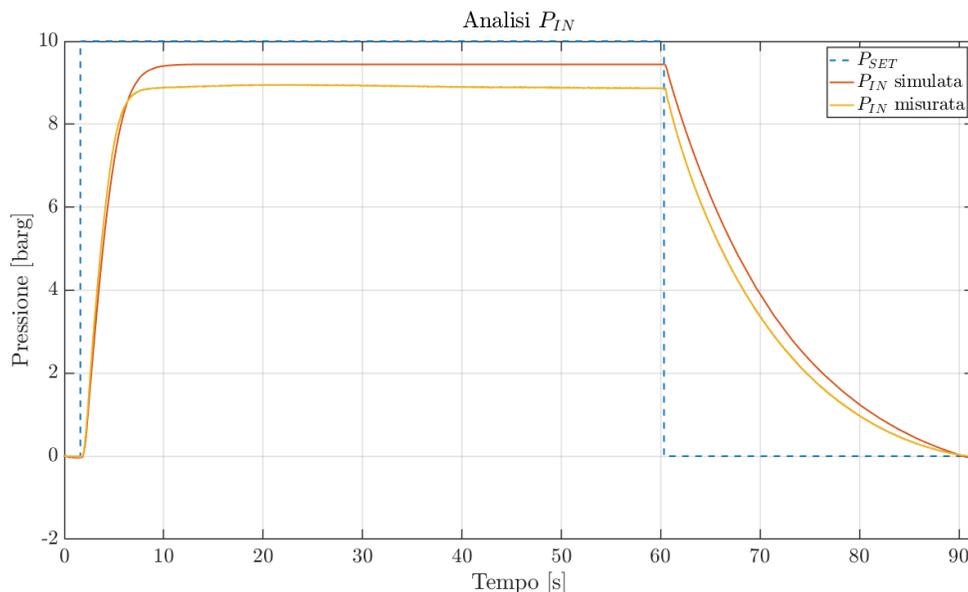
Tabella 5.2: Quadro riassuntivo dei grafici del Paragrafo 5.3

L'autore ha scelto di includere le considerazioni di carattere generale nel commento alla prova ID 005, riportato nel sotto-paragrafo 5.3.1. Tali considerazioni riguardano l'accettabilità della performance della simulazione e la sua coerenza con l'approccio modellistico adottato. Il lettore potrà quindi comprendere appieno la logica della modellazione consultando il sotto-paragrafo 5.3.1, dopo aver assimilato i concetti esposti nei Capitoli 2 e 3. Per le prove 031 e 040 sono invece riportate delle considerazioni più specifiche, volte a evidenziare effetti e situazioni particolari non riscontrabili nella prova 005.

5.3.1 Prova ID 005

La prova 005 presenta un set di pressione a gradino. Si consideri la Figura 5.3, la quale confronta la P_{IN} simulata con quella misurata.

Commenti:

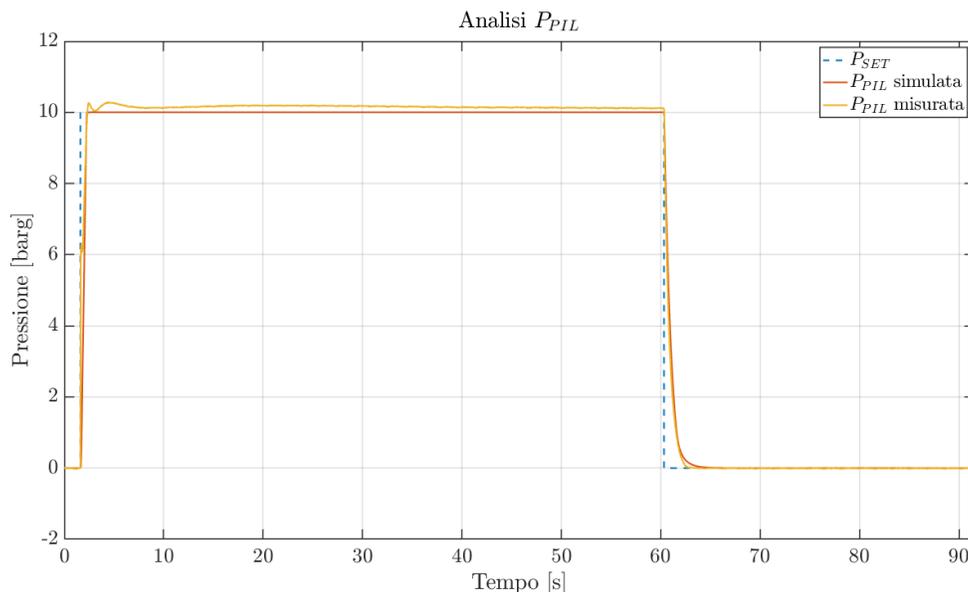

 Figura 5.3: Analisi P_{IN} ID 005.

- La salita di pressione simulata e quella misurata sono molto simili. Questo suggerisce che la dinamica simulata di pressurizzazione sia coerente con la realtà, grazie a una buona stima delle capacità di valle.
- A regime, la pressione simulata e quella misurata differiscono di un valore pari a circa 0,6-0,7 bar. Questa evidenza sarà riscontrata anche in altre simulazioni.
- Alla rimozione del set in pressione, linea tratteggiata, si assiste a una depressurizzazione dell'impianto. La velocità di depressurizzazione è dovuta alla pressione all'interno delle capacità di valle e alla conduttanza verso scarico: si può dimostrare che l'andamento ricalca quello di un esponenziale negativo. Il comportamento simulato, sebbene differisca di un offset circa costante da quello reale a causa della differenza che si instaura durante il regime, ricalca abbastanza bene la dinamica di depressurizzazione/svuotamento. Questo indica che la stima delle conduttanze verso scarico e il loro modello matematico siano accettabili.

Si consideri ora la Figura 5.4, la quale confronta la P_{PIL} simulata con quella misurata.

Commenti:

- La salita di pressione P_{PIL} misurata non riesce a replicare il rateo (infinito) del gradino corrispondente al set. Per simulare questo comportamento, dovuto probabilmente a diverse non-linearità, è stato interposto un blocco `rate limiter` nel modello, in grado di saturare la derivata del segnale P_{SET} . Questo è sufficiente per determinare un rateo di salita della P_{PIL} simulata coerente con quella reale.
- La P_{PIL} misurata presenta una sovraelongazione e una dinamica di assestamento più marcata di quella simulata. È bene precisare che, anche se poco visibile dal grafico di Figura 5.4, la P_{PIL}


 Figura 5.4: Analisi P_{PIL} ID 005.

simulata presenta anch'essa una sovralongazione e una dinamica di assestamento oscillatoria. Probabilmente, alcuni fenomeni pneumatici e fluidodinamici più complessi non sono colti dal modello.

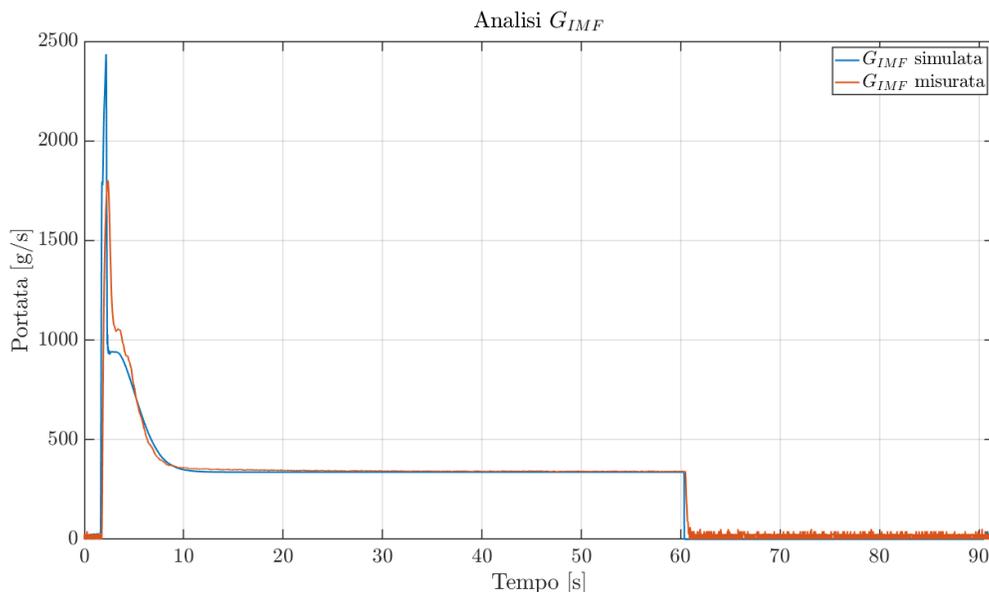
- La depressurizzazione simulata della capacità pilota è invece soddisfacente. Questo indica che il volume della capacità pneumatica e la conduttanza verso scarico del pilotino sono modellate in maniera coerente.

Si consideri ora la Figura 5.5, la quale confronta la G_{IMF} simulata con quella misurata.

Commenti:

- Il set di pressione a gradino determina un iniziale picco di portata, che tende poi a stabilizzarsi, attestandosi a valori decisamente minori durante la fase di regime a pressione costante. Il modello restituisce in picco di portata maggiore: questo è dovuto al tipo di modellazione condotta in merito alle capacità pneumatiche e al loro volume, nonché al modello termico dei riscaldatori. Ancora una volta, si rimarca che gli effetti resistivi e capacitivi non sono separabili nei componenti dell'impianto reale, pertanto il modello presenterà sempre uno scostamento rispetto al comportamento dell'impianto reale.
- A regime, la portata simulata corrisponde abbastanza bene a quella misurata. Questo evidenzia il fatto che in una situazione operativa con basso contenuto dinamico, il modello risponde con buona approssimazione.

In generale il modello, in situazioni caratterizzate da dinamica più elevata, presenta una differenza rispetto all'impianto reale. Si consideri ora la Figura 5.6, la quale confronta la T_{IN} simulata con quella misurata.


 Figura 5.5: Analisi G_{IMF} ID 005.

Commenti:

- L'andamento di temperatura simulata è soddisfacente, in quanto riesce a replicare con buona approssimazione quella misurata.
- La differenza tra andamento reale e simulato è ovunque accettabile. Infatti, si ritrova uno scarto di circa 2 K nelle parti transitorie, mentre a regime la differenza è minima.
- Sicuramente, la modellazione esposta al Paragrafo 4.3.2 sulle capacità con flusso termico netto è coerente, ma può essere affinata. Il fenomeno termico/pneumatico è piuttosto complicato:
 - Gli resistivo e capacitivo all'interno dei riscaldatori non sono nettamente separabili, come invece prevede questo modello a parametri concentrati.
 - Il coefficiente di scambio termico è solamente stimato da uno studio bibliografico e non è calcolato sulla base di nessuna correlazione.
 - La massa di metallo che rappresenta inerzia termica è stimata a partire da un dato tecnico, non è misurata.
 - L'ipotesi di adiabaticità verso l'esterno è forte.
 - L'evoluzione di temperatura è strettamente legata alle altre variabili simulate, dunque le inaccurately che queste ultime recano possono propagarsi sul comportamento termico.

Si consideri ora la Figura 5.7, la quale analizza le pressioni simulate dal modello.

Commenti:

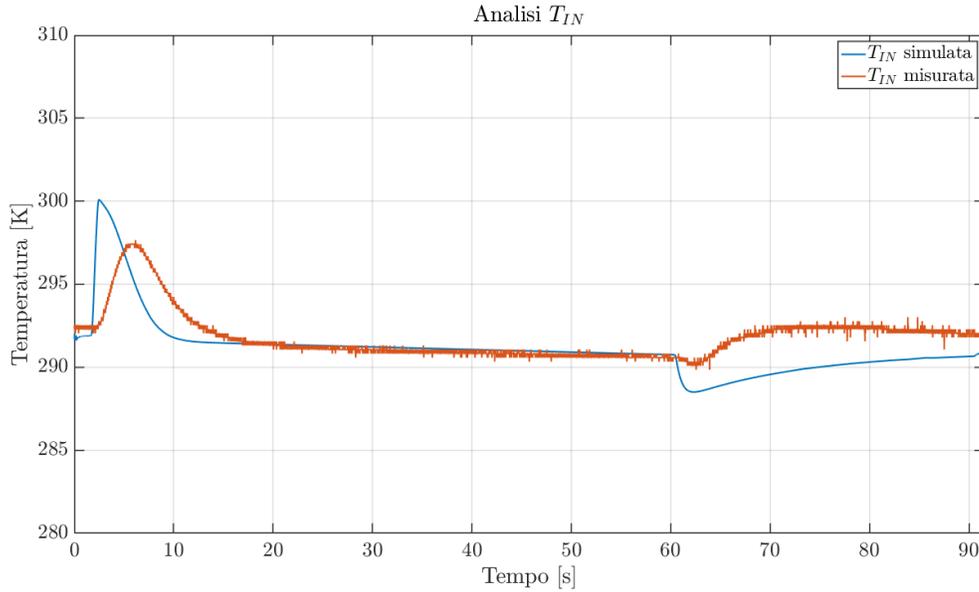


Figura 5.6: Analisi T_{IN} ID 005.

- Coerentemente con la modellazione intrapresa, le pressioni del modello sono in generale diverse in qualunque istante del tempo simulato.
- La differenza delle pressioni è dovuta alle resistenze pneumatiche attive e resistenze pneumatiche passive, che disaccoppiano pressione fronte del passaggio di portata.
- Sebbene dalla Figura 5.7 sembri che le pressioni più vicine al setup P_A , P_B e P_{IN} siano uguali, esse esibiscono una differenza, anche se minore rispetto alle pressioni a monte. Le perdite di carico maggiori sono indotte quindi dalla resistenza R_1 e dalla valvola deviatrice.

Si consideri ora la Figura 5.8, la quale analizza le portate simulate dal modello.

Commenti:

- Le portate sono disaccoppiate solo quando c'è gradiente temporale della pressione. Questo è perfettamente normale, se si considera che la relazione che lega portate a pressioni per una capacità pneumatica è di natura differenziale:

$$G_{IN} - G_{OUT} = C \frac{dp}{dt}$$

- A regime, quando il gradiente di pressione è nullo, le portate convergono tutte verso lo stesso valore. In tale situazione, la portata processata in ogni sezione del modello è la stessa, a fronte però di una caduta di pressione globale.

Si consideri infine la Figura 5.9, che diagramma gli spostamenti dei corpi mobili simulati, a fronte del set in pressione P_{SET} .

Commenti:

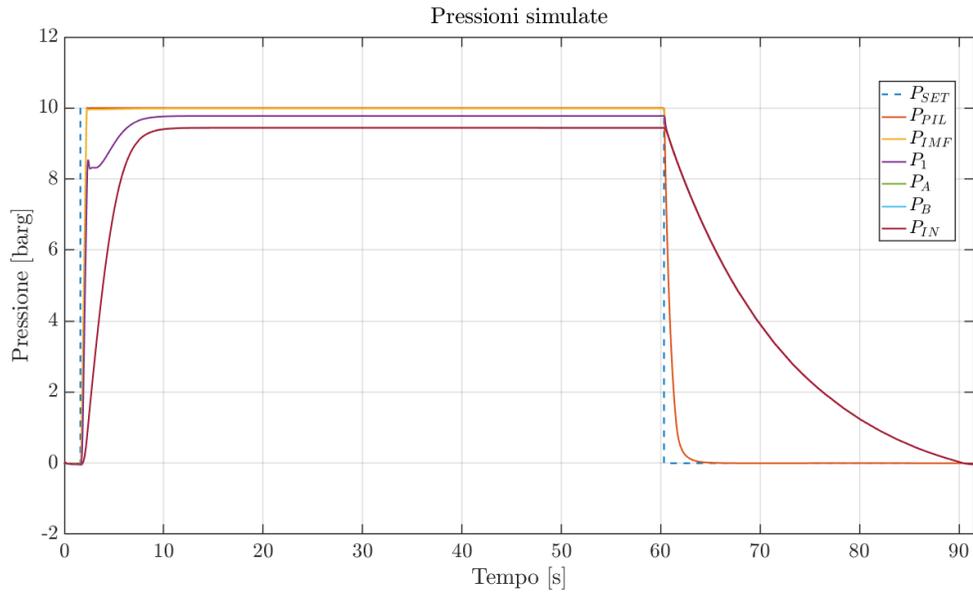


Figura 5.7: Analisi pressioni simulate ID 005.

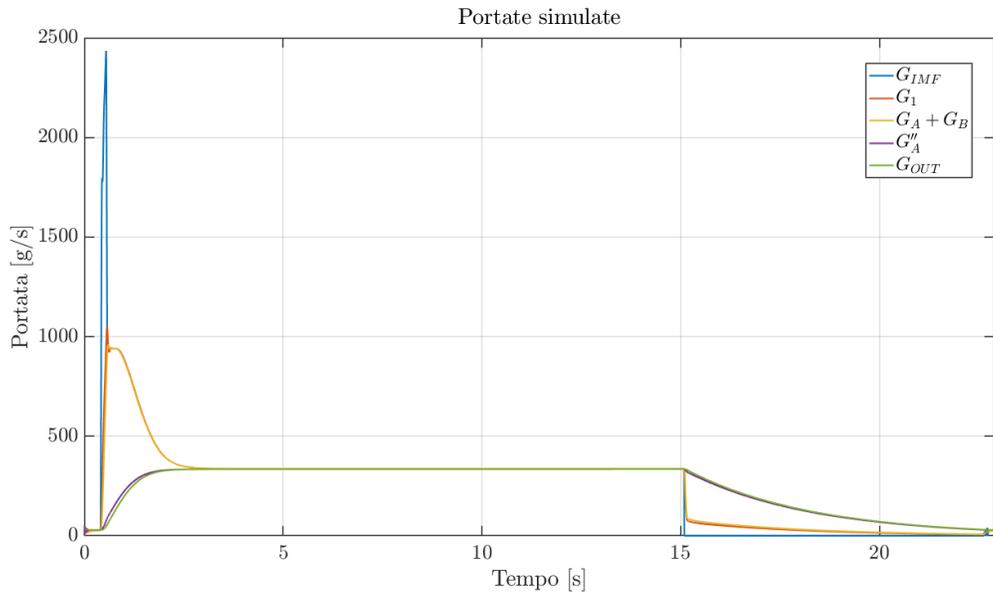


Figura 5.8: Analisi portate simulate ID 005.

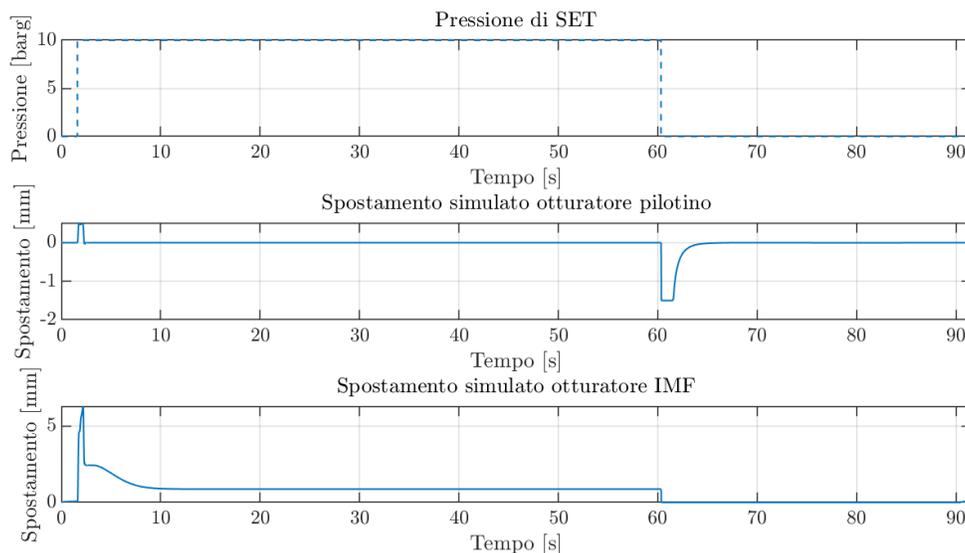


Figura 5.9: Analisi spostamenti simulati ID 005.

- In relazione allo spostamento del cassetto del pilotino, si nota come al raggiungimento del set in pressione esso si annulli. Questo rispetta il comportamento atteso: la forza di pressione, riportata sull'area di influenza del cassetto del pilotino, è tale da contrastare la forza elettromagnetica originata dal segnale V_{RIF} : quando si origina questo equilibrio, la molla schematizzata in Figura 2.10 riporta il cassetto in posizione di *centri chiusi*. Quando $x_V, \dot{x}_V, \ddot{x}_V = 0$ la relazione

$$F = k_{PIL} \cdot x_V + \beta_{PIL} \cdot \dot{x}_V + m_{PIL} \cdot \ddot{x}_V + p_{PIL} \cdot \frac{\pi d_{PIL}^2}{4}$$

diventa

$$F_{reg} = \frac{\pi d_{PIL,reg}^2}{4}$$

dove il pedice *reg* identifica la situazione di regime. Alla rimozione del P_{SET} , la forza elettromagnetica è nulla e la pressione spinge il cassetto in direzione opposta, sempre contrastata dalla molla, mettendo in comunicazione la *capacità pilota* e lo scarico. Pertanto, dei due corpi mobili, quello del pilotino è l'unico che può presentare movimento in entrambi i versi. Il ritorno verso la posizione di centri chiusi assume un andamento del tutto analogo a quello della P_{PIL} nello stesso lasso di tempo.

- Lo spostamento dell'otturatore dell'IMF è invece possibile solo nel senso di apertura. Alla manifestazione del set, l'otturatore si muove bruscamente, originando il picco in portata già commentato. Al regime, la pressione P_{IMF} equilibra la pressione di pilotaggio P_{PIL} alla membrana, portando l'otturatore dell'IMF nella posizione per la quale è consentito il passaggio di portata richiesta dalla conduttanza verso scarico. Una richiesta maggiore di portata verso scarico porte-

rebbe la P_{IMF} a diminuire e quindi l'otturatore a muoversi, trovando nuovamente la posizione di equilibrio.

5.3.2 Prova ID 031

La prova 031 presenta lo stesso set di pressione a gradino della 005, ma questa volta il bypass è chiuso. La conduttanza verso scarico è minore. L'autore ha scelto di mostrare i risultati di questa prova per valutare l'effetto della minore conduttanza verso scarico durante i transitori. Si consideri contemporaneamente la Figura 5.10, la quale confronta la P_{IN} simulata con quella misurata, e la 5.12 che confronta la G_{IMF} simulata e quella misurata.

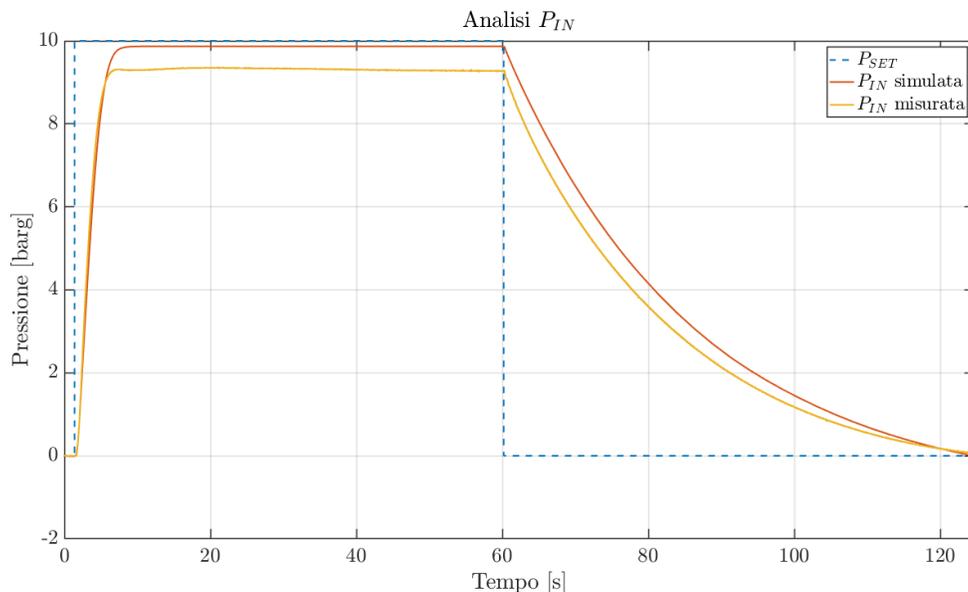


Figura 5.10: Analisi P_{IN} ID 031.

Commenti:

- La differenza tra P_{SET} e P_{IN} a regime è minore, a causa della portata minore che transita nell'impianto.
- Il transitorio iniziale, soprattutto quello immediatamente successivo alla manifestazione del set in pressione, non differisce poi molto. Il picco in portata rimane sostanzialmente costante, la salita di P_{IN} è leggermente più ripida.
- A regime, grazie alla minor conduttanza verso scarico, la portata è minore a parità di pressione a monte.
- Il transitorio associato alla depressurizzazione è molto più lungo: la G_{OUT} visibile in Figura 5.15 esibisce un decadimento molto meno repentino rispetto alla prova 005.

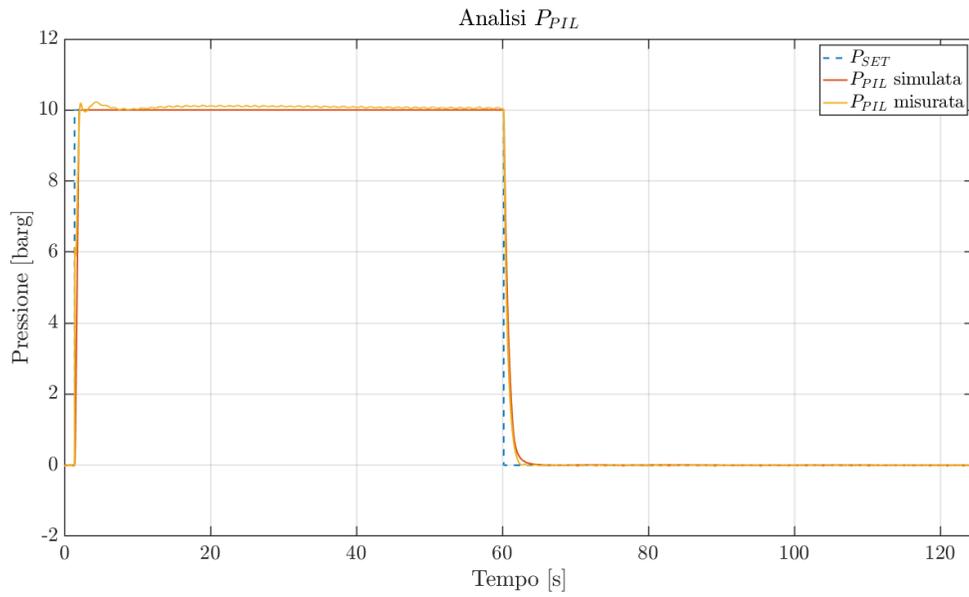


Figura 5.11: Analisi P_{PIL} ID 031.

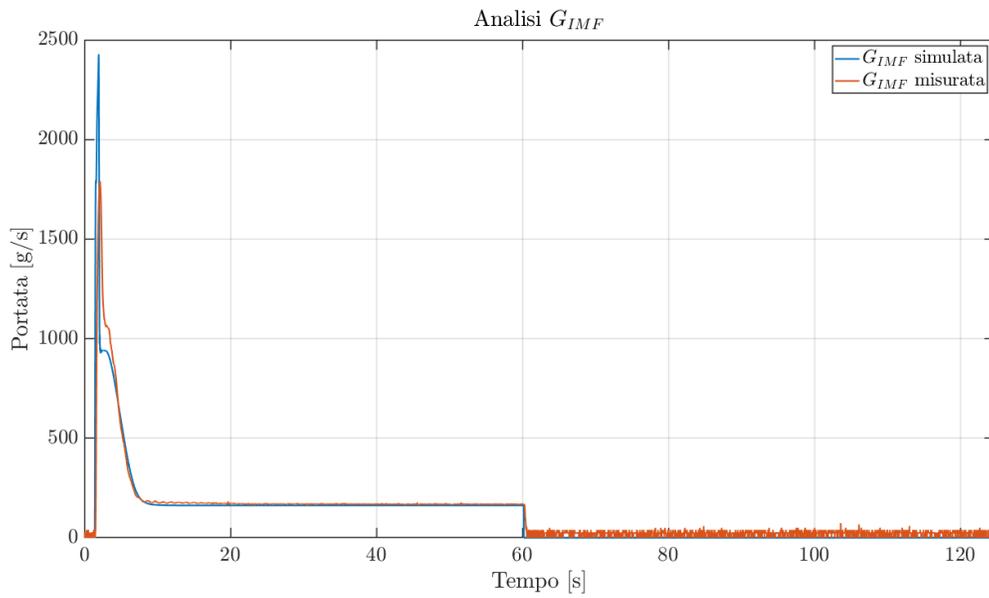


Figura 5.12: Analisi G_{IMF} ID 031.

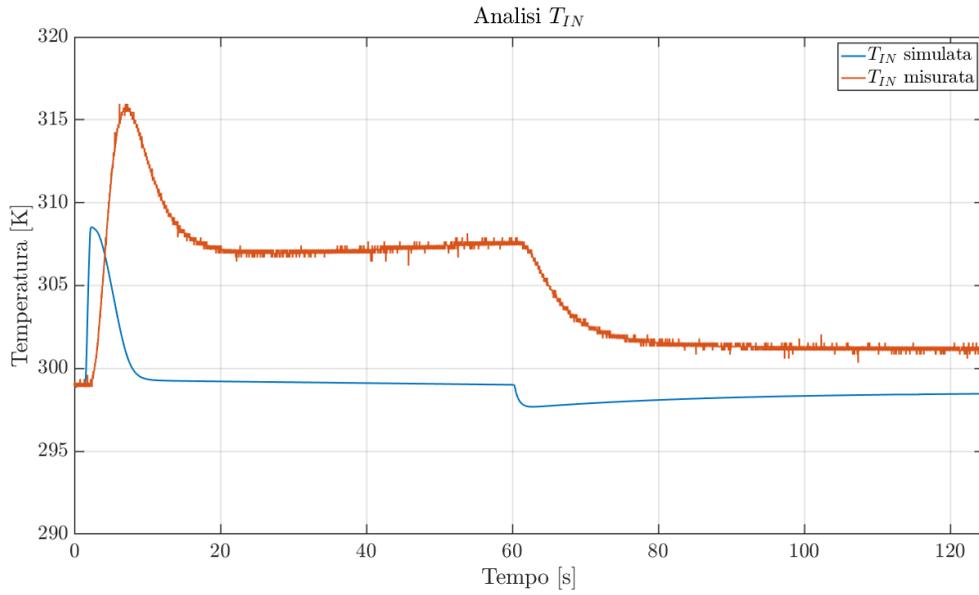


Figura 5.13: Analisi T_{IN} ID 031.

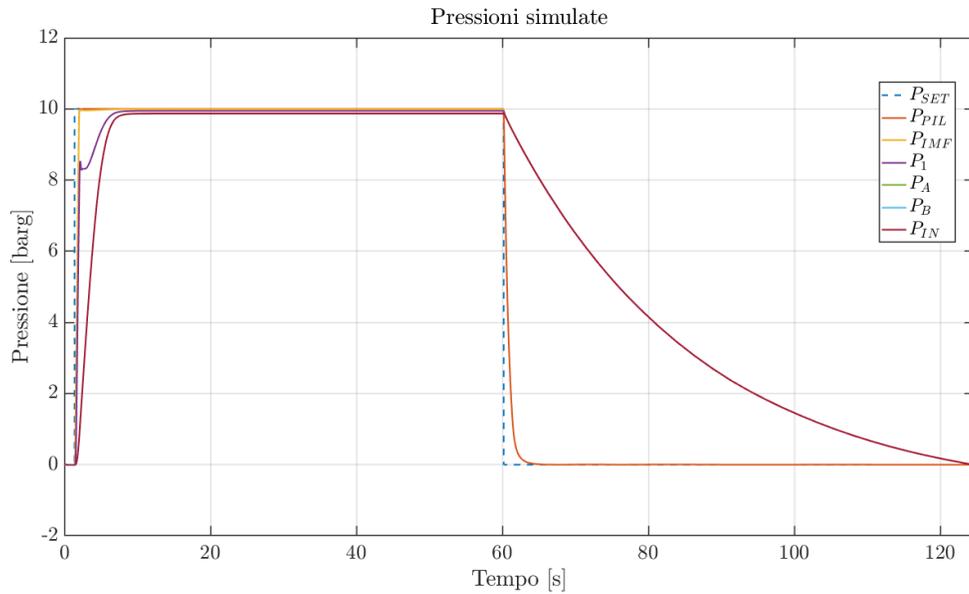


Figura 5.14: Analisi pressioni simulate ID 031.

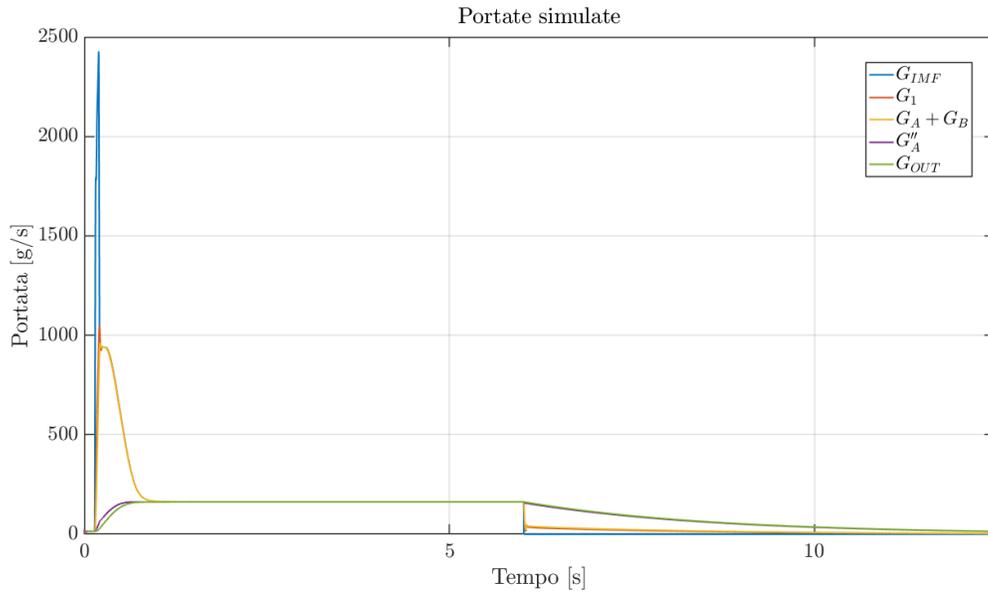


Figura 5.15: Analisi portate simulate ID 031.

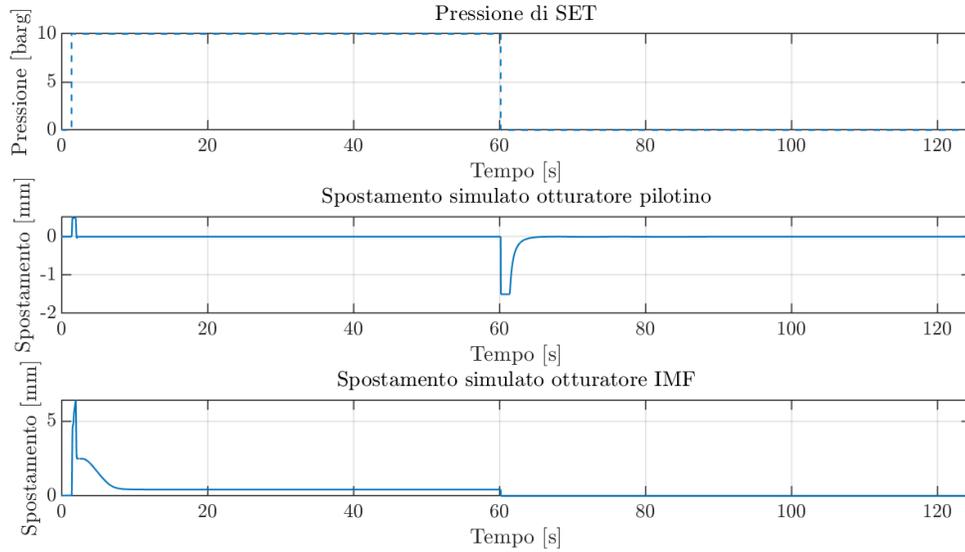


Figura 5.16: Analisi spostamenti simulati ID 031.

5.3.3 Prova ID 040

Questa prova è caratterizzata da un set di pressione triangolare. Set in pressione di questo tipo vengono utilizzati in prove di ricerca e sviluppo e mirano a verificare diversi parametri sulla valvola antighiaccio. Queste prove non si effettuano nelle procedure di collaudo/ATP, e sono tra le uniche con contenuto moderatamente dinamico svolte sul componente.

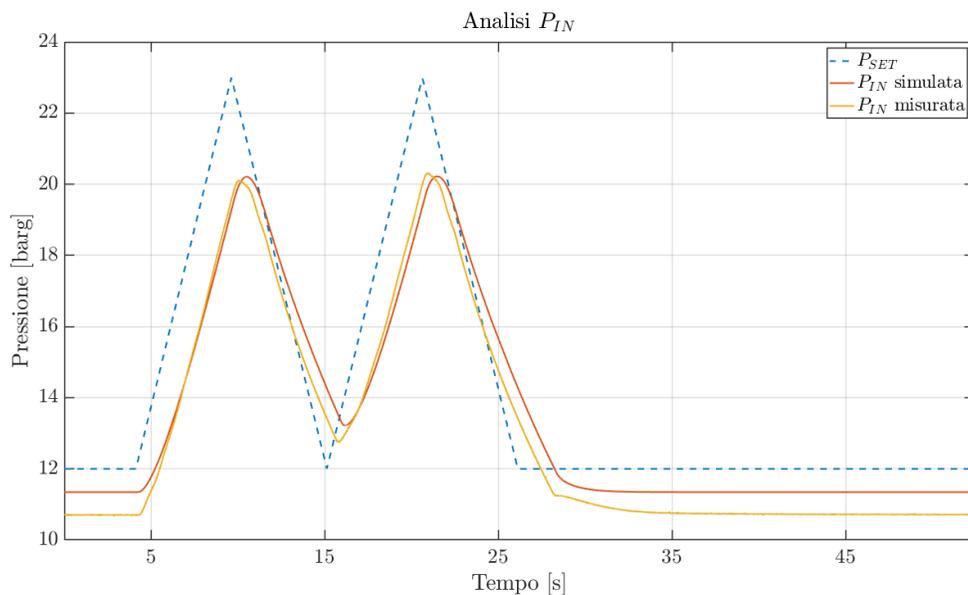


Figura 5.17: Analisi P_{IN} ID 040.

Riguardo a questa prova, si può tenere in considerazione quanto segue:

- Il modello fatica leggermente a simulare con grande fedeltà la differenza di pressione rispetto al set a regime, ma risulta sufficientemente accurato nei transitori (salite e discese di pressione).
- È interessante valutare la forma delle portate G_{IMF} misurata e simulata. Innanzitutto, si nota un'ottima aderenza tra comportamento sperimentale e simulato. L'andamento vagamente oscillatorio registrato nella portata sperimentale potrebbe essere legato alla presenza di onde di pressione che nascono alla richiesta di portata, da parte di cella 0, all'impianto di distribuzione di stabilimento. Ovviamente, anche questo impianto ha una capacità finita e la richiesta di portata da parte di celle utilizzatrici ne altera il regime di pressione. Questo fenomeno non è stato simulato nel modello. Ciononostante, il modello della cella è pronto per essere eventualmente inserito in modelli più grandi che simulano l'intero impianto di stabilimento. L'evoluzione di portata durante la salita di pressione è diversa da quella in discesa. Questo si può spiegare pensando alla dinamica della pressione di riferimento, dello spostamento dell'otturatore e della pressione a valle dell'IMF. All'aumentare della pressione a valle durante la salita, accadono i seguenti eventi:

- Il Δp ai capi dell’otturatore IMF diminuisce, fino a portare l’ugello in campo subsonico attorno ai 20 bar di pressione P_{IMF} .
- L’otturatore IMF viene riportato verso l’alto a causa del bilancio di forze alla membrana, riducendo l’area di passaggio.

Inoltre, la pressione di comando del pilotino ha una reattività molto maggiore di quella a valle dell’IMF a causa del ridottissimo volume della capacità pilota. Durante la discesa di pressione, la pressione di pilotaggio cala repentinamente, molto più di quella a valle dell’IMF. Il bilancio di forza è quindi in favore di quest’ultima, portando in fretta l’otturatore verso l’alto in posizione di completa chiusura. Questo spiega la brusca diminuzione di G_{IMF} durante la discesa.

- Infine, è interessante notare l’evoluzione delle portate simulate in Figura 5.22. Si può notare, analogamente alle altre prove, il comportamento differenziale delle portate in relazione ai transitori di pressione. Quando la pressione varia nel tempo, nasce un disaccoppiamento di portate in accordo con il fenomeno capacitivo pneumatico. Quando si esamina una capacità qualsiasi, sia essa a temperatura costante o con un flusso termico netto, si nota che negli istanti in cui la pressione aumenta, il flusso in entrata è superiore a quello in uscita. Al contrario, negli istanti in cui la pressione diminuisce, avviene l’opposto.
- Se si osserva il grafico degli spostamenti simulati in Figura 5.23, si nota che la forma dello spostamento dell’otturatore IMF è molto simile a quella della portata. Questo è giustificabile con il fatto che la valvola lavora principalmente in campo sonico, e la portata in tale dominio è direttamente proporzionale all’area di passaggio. Solo a pressioni maggiori di 20 bar, l’ugello entra in campo subsonico e il rapporto delle pressioni comincia a influenzare la formula di flusso.
- Il grafico delle temperature in Figura 5.20 mostra che il modello riesce a simulare con buona approssimazione il fenomeno termico. L’accuratezza dei valori è da migliorare, ma il modello risponde efficacemente nella simulazione delle situazioni transitorie. Questo suggerisce che il modello termico ipotizzato sia coerente, ma alcuni valori particolari debbano essere analizzati con più attenzione.

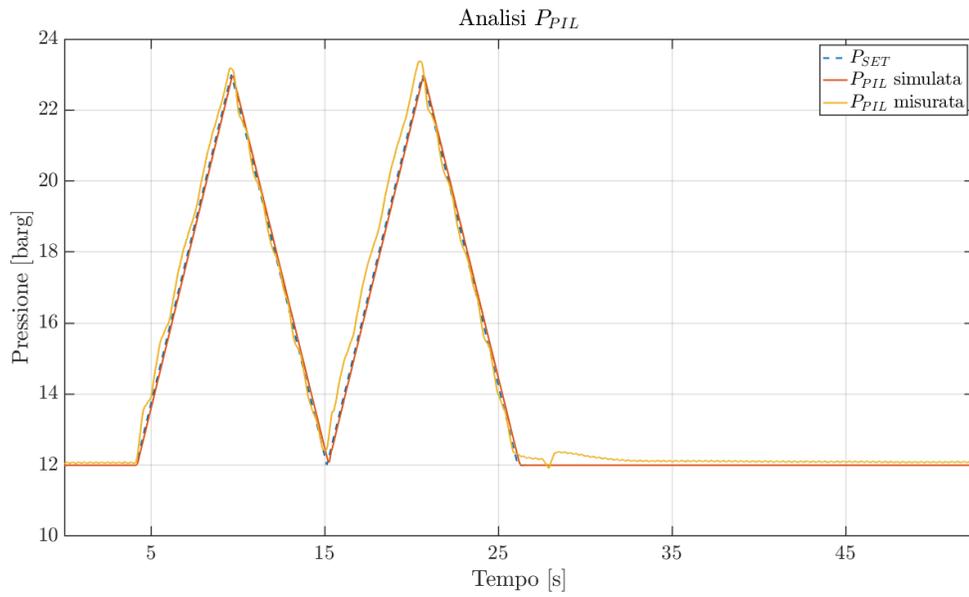


Figura 5.18: Analisi P_{PIL} ID 040.

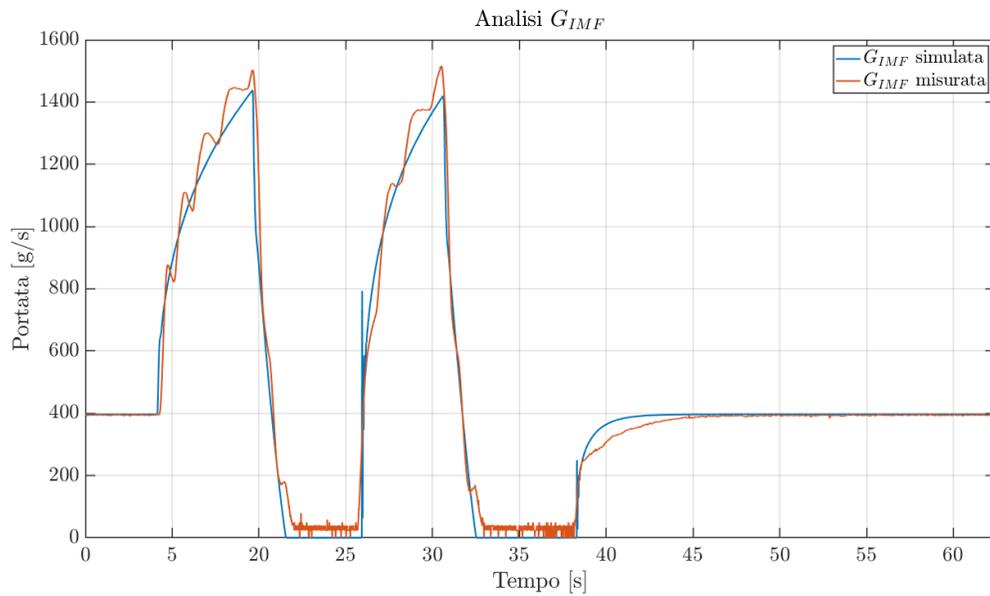


Figura 5.19: Analisi G_{IMF} ID 040.

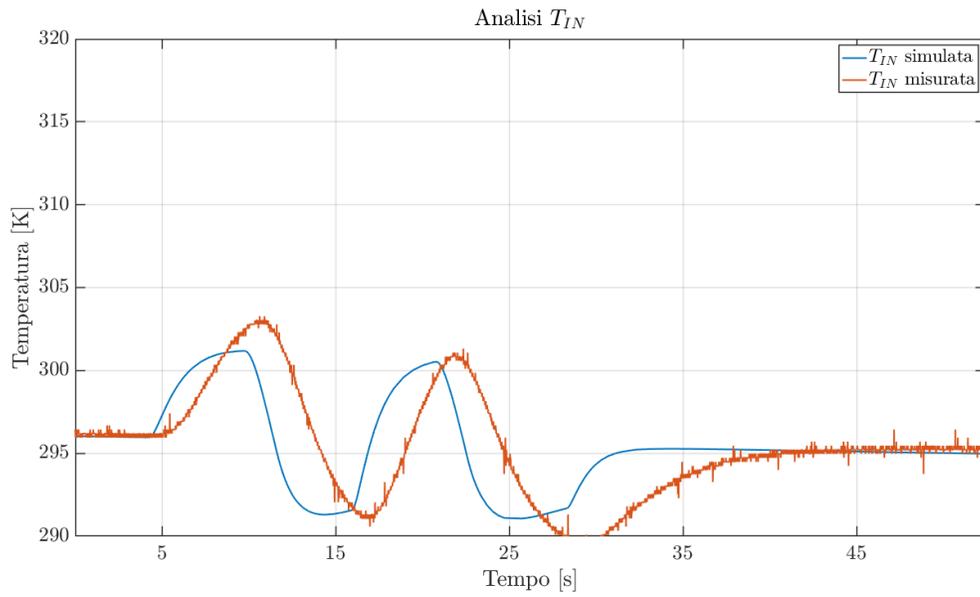


Figura 5.20: Analisi T_{IN} ID 040.

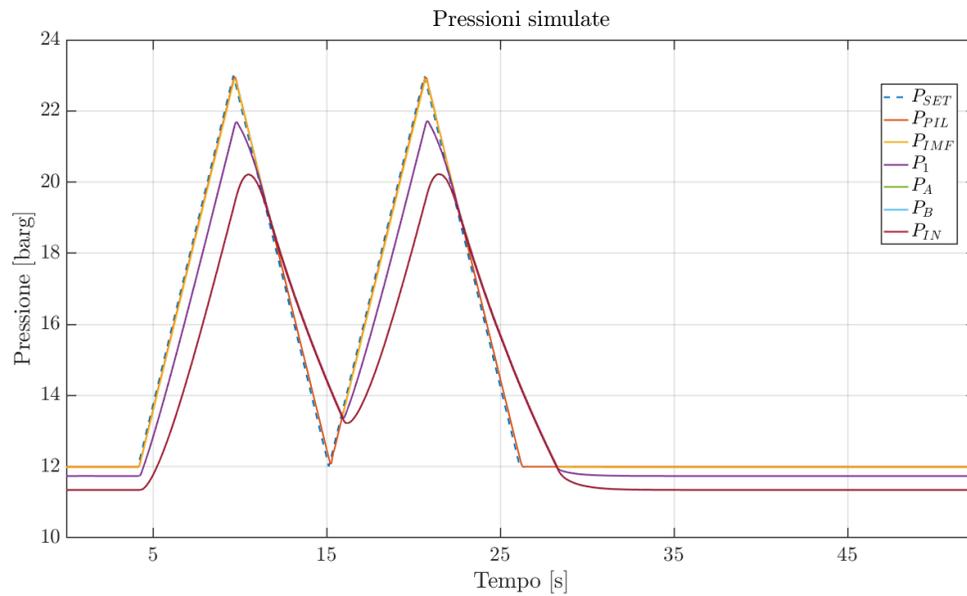


Figura 5.21: Analisi pressioni simulate ID 040.

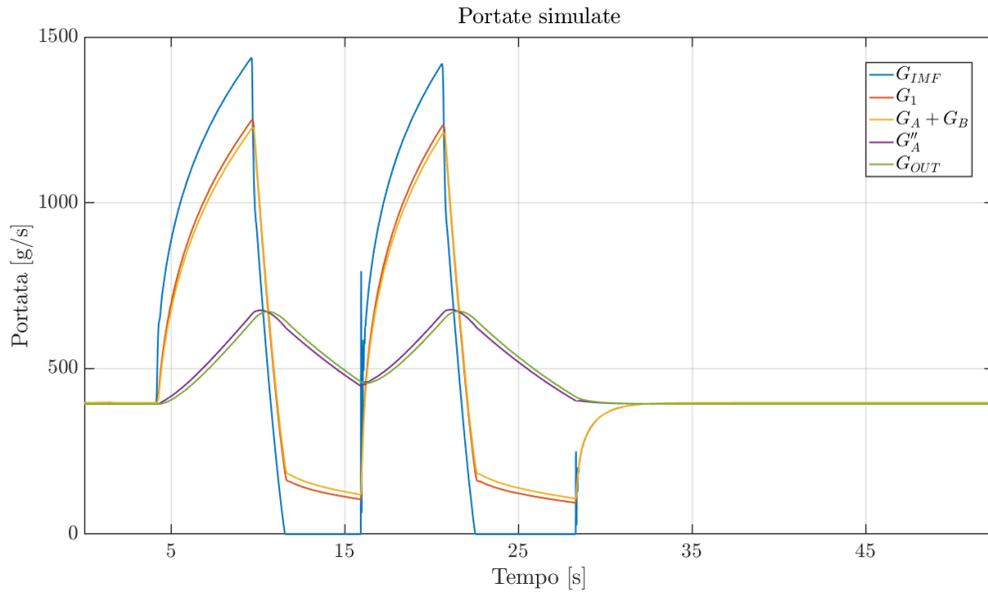


Figura 5.22: Analisi portate simulate ID 040.

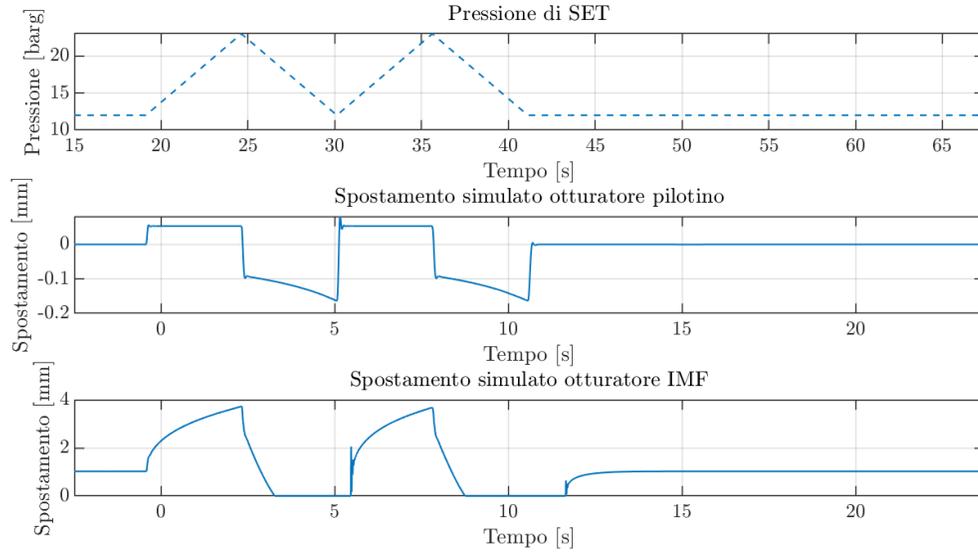


Figura 5.23: Analisi spostamenti simulati ID 040.

Capitolo 6

Progettazione del controllo di pressione

In questo capitolo si analizza la progettazione del controllo di pressione dell'impianto. Per questa parte del lavoro è stato preso come riferimento il testo di Quaglia e Franco "Laboratorio virtuale di mecatronica" sull'analisi e il controllo di un sistema pneumatico [13]. L'approccio proposto nel testo è stato utilizzato in maniera diffusa per la soluzione del problema relativo a questo modello. Le fasi della progettazione del controllo di pressione sono articolate come proposto nel suddetto testo. Dopo aver definito un modello non-lineare il più fedele possibile alla realtà, si procede con:

- Linearizzazione del modello.
- Analisi di alcuni aspetti del modello linearizzato, soprattutto in termini di stabilità marginale.
- Definizione dei guadagni del controllore PID.
- Analisi della prestazione del modello linearizzato con i guadagni PID definiti.

Quaglia ricorda la necessità dei due tipi di modello nello studio del servosistema: il modello lineare semplificato, che consente di utilizzare numerosi strumenti di analisi, e quello non-lineare, per validare lo studio condotto [13]. Nell'ambito dei servosistemi, la caratteristica imprescindibile è la stabilità [17]. Quando questa è garantita, le specifiche e i requisiti vengono formulati e indagati come segue [17]:

- Nel dominio del tempo, si analizza la risposta a gradino e si apprezza:
 - Tempo di assestamento.
 - Sovraelongazione.
 - Errore a regime.
- Nel dominio della frequenza, si analizza la risposta alla sinusoide e si apprezza:
 - Errore a regime.
 - Larghezza di banda.
 - Rigidezza al disturbo.

Il controllo di pressione è stato progettato per migliorare alcune delle specifiche sopra esposte, ritenute fondamentali per il funzionamento del sistema.

6.1 Linearizzazione del modello

La linearizzazione del modello è stata condotta al fine di poter svolgere svariate considerazioni, indispensabili alla progettazione del controllo di pressione. Si consideri la struttura generale di servosistema controllato [17] [13], come riportata in Figura 6.1.

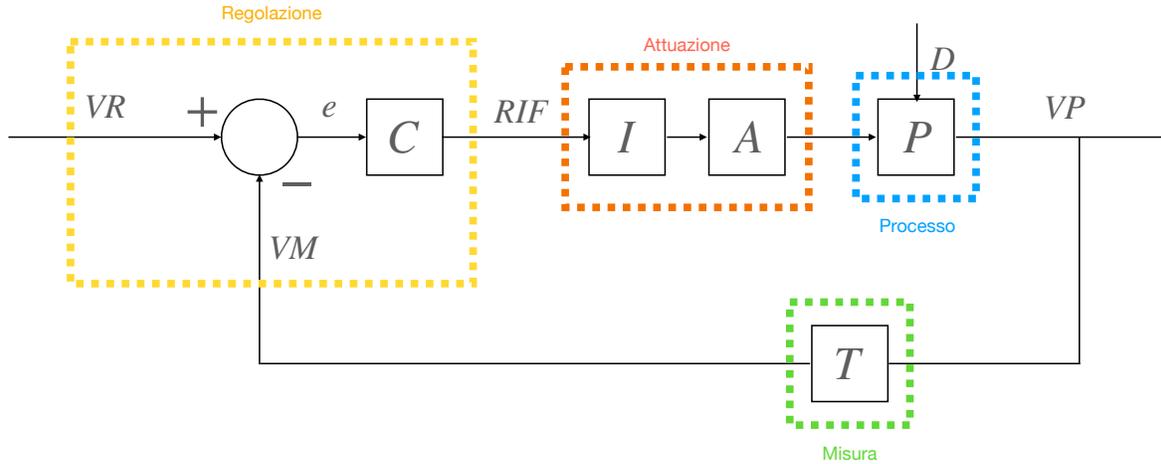


Figura 6.1: Struttura generale di un servosistema controllato.

La Tabella 6.1 chiarisce il significato dei blocchi funzionali di Figura 6.1.

Struttura generale - fig. 6.1	Impianto pneumatico
C - controllore	Controllore/PLC
I - interfaccia	Pilotino
A - attuatore	IMF
P - processo	Capacità e resistenze di valle
M - misura	Trasduttore di pressione
VR - variabile di riferimento	V_{SET}
VM - variabile misurata	V_{FB}
VP - variabile di processo	P_{IN}
RIF - riferimento all'interfaccia	V_{RIF}
e - errore	e

Tabella 6.1: Corrispondenze tra schema generale e impianto pneumatico reale.

Tale struttura generale del servosistema controllato può essere descritta tramite funzioni di trasferimento. Ogni blocco in Figura 6.1, il quale corrisponde a un componente dell'impianto, può essere sostituito dal corrispettivo modello matematico lineare. In seguito, per mezzo dell'algebra degli sche-

mi a blocchi, le funzioni di trasferimento corrispondenti alla struttura di Figura 6.1 possono essere accorpate e rimaneggiate. Il risultato è lo schema a blocchi visibile in Figura 6.2.

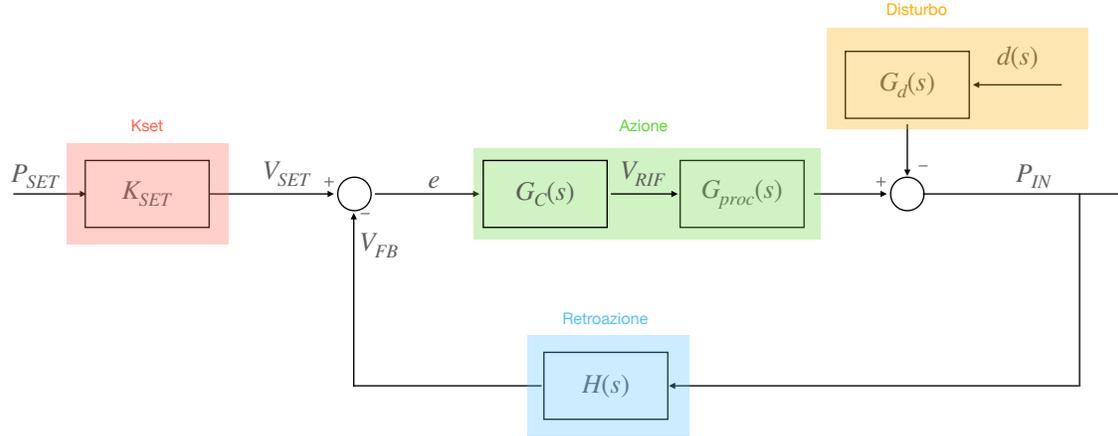


Figura 6.2: Notazione classica dei sistemi controllati in anello chiuso [13].

Si ha che per questa struttura $K_{SET} = H(s)$ [17]. Questo paragrafo vuole proprio guidare il lettore nel passaggio dalla struttura di Figura 6.1 a quella di Figura 6.2, attraverso alcuni passaggi matematici. Nella Figura 6.2, la regione evidenziata in verde corrisponde al ramo di *azione* a cui corrisponde una funzione di trasferimento $G(s)$, mentre quella evidenziata in azzurro al ramo di *retroazione* a cui corrisponde una funzione di trasferimento $H(s)$. Il ramo di azione include i seguenti contributi, con riferimento alla Figura 6.1:

- C - controllo.
- I - pilotino.
- A - IMF.
- P - capacità e resistenze di valle.

Il ramo di retroazione include invece un unico contributo, ovvero il guadagno K_{TP} del trasduttore di pressione. Il ramo di azione di un servosistema si può suddividere in due parti fondamentali: l'impianto e il controllo [13]. Si può quindi scomporre la funzione di trasferimento $G(s)$ come segue:

$$G(s) = G_C(s)G_{proc}(s) \quad (6.1.1)$$

Dove la funzione di trasferimento $G_{proc}(s)$ corrisponde alla funzione di trasferimento che descrive l'impianto, ovvero pilotino, IMF e capacità/resistenze di valle:

$$G_{proc} = f(I, A, P) \quad (6.1.2)$$

La funzione di trasferimento $G_C(s)$ descrive invece il controllo. Avere a disposizione uno schema di questo tipo permette di studiare due funzioni di trasferimento molto importanti del servosistema [17]:

- La funzione di trasferimento in anello chiuso G_{CL} , definita come:

$$G_{CL}(s) = \frac{P_{IN}}{P_{SET}} = K_{SET} \frac{G(s)}{1 + G(s)H(s)} \quad (6.1.3)$$

Si precisa che è stato incluso il K_{SET} per poter confrontare due grandezze omologhe, ovvero due pressioni. Se si considerasse soltanto la generica funzione di trasferimento di un sistema con retroazione negativa:

$$\frac{P_{IN}}{V_{SET}} = \frac{G(s)}{1 + G(s)H(s)}$$

si noterebbe un guadagno statico molto grande, in quanto tra le due variabili confrontate sussistono diversi ordini di grandezza di differenza. Questo porterebbe a una sovrastima della frequenza di taglio del sistema.

- La funzione di trasferimento in anello aperto G_{OL} , definita come:

$$G_{OL} = \frac{V_{FB}}{e} = G(s)H(s) \quad (6.1.4)$$

In particolare, questa funzione di trasferimento è fondamentale per valutare la stabilità marginale del sistema, l'accuratezza a regime e la rigidezza al disturbo [17].

La Figura 6.2 include anche il K_{SET} , che invece non è presente nella struttura di Figura 6.1. Le fonti bibliografiche consultate, in particolare i testi di Sorli [17] e Quaglia [13], pongono grande enfasi sulla necessità di condurre la linearizzazione nell'intorno di un punto di lavoro. Il modello, descritto tramite le equazioni del Capitolo 4, è estremamente non lineare. All'interno di esso, sono inclusi effetti pneumatici resistivi e capacitivi, fenomeni di scambio termico e saturazioni diffuse in tutto il modello. È stato subito evidente che per poter lavorare a un modello linearizzato di complessità accettabile, si dovesse semplificare il modello di partenza trascurando alcuni effetti. In prima istanza l'autore ha seguito questo approccio, considerando il sistema in Figura 6.3.

Tale modello, sempre a parametri concentrati, vede due capacità di egual volume, pari alla metà del volume totale delle capacità di valle, per tenere conto degli effetti capacitivi. Vede inoltre una resistenza passiva per ricreare gli effetti resistivi sia del modello non lineare, che dell'impianto reale. L'UUT è una resistenza pneumatica come descritta nel modello non lineare. Non sono considerati effetti termici di alcun tipo, pertanto la T_{IMF} è l'unica temperatura di interesse del modello. Nella fattispecie di questo modello sono state subito evidenti le seguenti circostanze:

- È complesso determinare un punto di operazione specifico per l'impianto, poiché, generalmente, le variazioni di pressione al suo interno sono molto ampie.
- Le formule che descrivono le resistenze pneumatiche passive, presentate nel Paragrafo 4.4, dipendono da numerose variabili. Lo sviluppo in serie di Taylor di queste equazioni le rende difficilmente più semplici della loro forma non lineare. Inoltre, la forma linearizzata dipende ancora da troppe variabili indipendenti. Questo significa, in ultima analisi, che è molto complesso utilizzare l'algebra degli schemi a blocchi per trovare una forma che rispetti quella della Figura 6.2.

La linearizzazione è stata condotta considerando un modello più semplice, rappresentato in Figura 6.4.

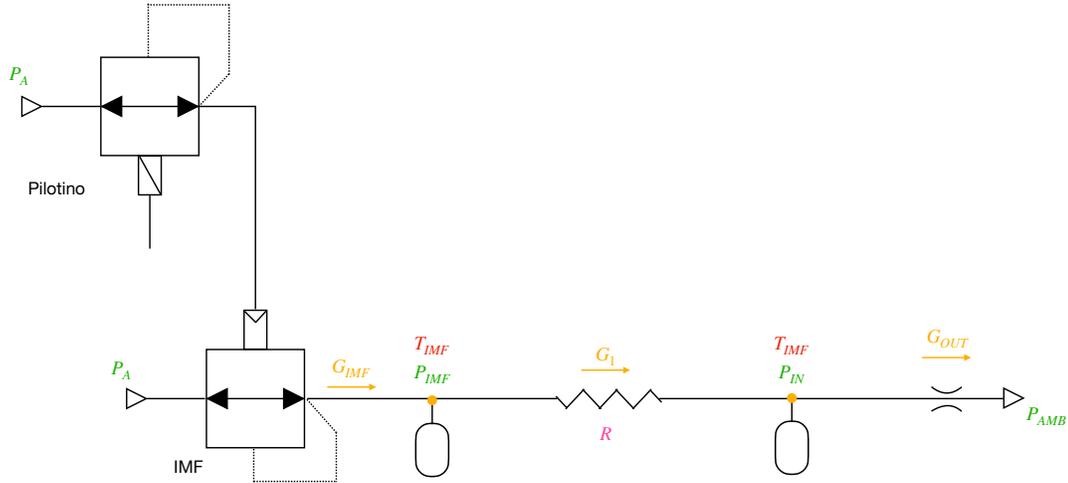


Figura 6.3: Modello linearizzato di primo tentativo.

Nel modello è presente una capacità pneumatica isoterma per tenere contro degli effetti capacitivi dell'impianto. Per le ragioni che riguardano la difficoltà di linearizzazione delle resistenze pneumatiche passive, esposte sopra, si è deciso di non includere effetti resistivi passivi. È sicuramente corretto affermare che questo modello sia diverso da quello non lineare sotto svariati punti di vista, ma ha permesso di condurre una linearizzazione di complessità accettabile.

Si comincia con il cercare la forma della funzione di trasferimento $G_{proc}(s)$, che descrive l'impianto, iniziando dallo schema a blocchi del pilotino. Il punto di partenza è la V_{RIF} . All'interno di tale schema a blocchi, che presenta una retroazione negativa dovuta all'azione della P_{PIL} sul cassetto, è presente la non-linearità della caratteristica di flusso:

$$\begin{cases} G_{PIL} = c_d A_V P_A \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{PIL}}{P_A} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{PIL}}{P_A} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \frac{2}{RT_{IMF}}} & r \geq r_{crit} \\ G_{PIL} = c_d A_V P_A \sqrt{\frac{k}{RT_{IMF}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} & r < r_{crit} \end{cases} \quad (6.1.5)$$

Si vorrebbe linearizzare questa caratteristica, sempre legandola all'area di apertura. A tal fine è stato considerato il modello di flusso della normativa ISO 6358 [6], nell'ipotesi che il flusso sia sempre sonico dato l'alto valore di pressione di alimentazione (40 bar):

$$G_{PIL} = C_{ISO} P_A \sqrt{\frac{293}{T_{IMF}}} \rho_N \quad (6.1.6)$$

Dove C_{ISO} è la *conduttanza* del pilotino in un dato istante, a cui corrisponde una generica area di apertura A_V . Tale conduttanza si può legare all'area di apertura, in modo da poter scrivere una funzione di trasferimento che accetti tale variabile come ingresso. Infatti, se si confronta la portata

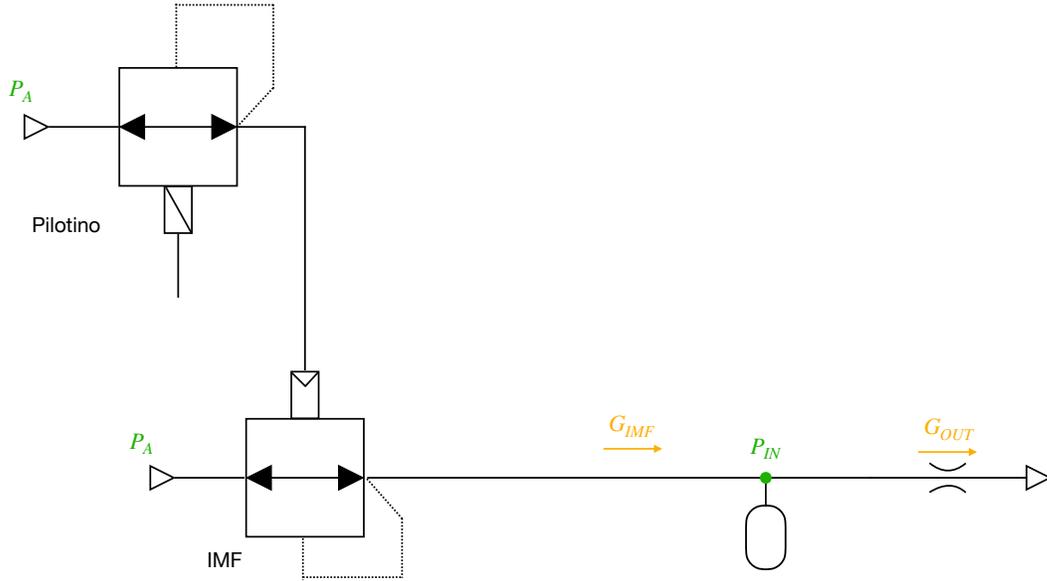


Figura 6.4: Modello linearizzato finale, utilizzato per la progettazione del controllo.

massima smaltita dal pilotino secondo le (6.1.6) e (6.1.5) ipotizzando che $T_{IMF} = 293$ K, si trova:

$$G_{PIL,max} = c_d A_{max} P_A \sqrt{\frac{k}{RT_{IMF}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = C_{ISO,max} P_A \rho_N \quad (6.1.7)$$

Semplificando la (6.1.7), si trova:

$$C_{PIL} = \frac{C_{ISO,max}}{A_{max}} = \frac{c_d}{\rho_N} \sqrt{\frac{k}{RT_{IMF}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (6.1.8)$$

C_{PIL} è la conduttanza per unità d'area del pilotino. Lo stesso ragionamento si può applicare per l'IMF. È interessante notare che la conduttanza per unità d'area è una quantità teoricamente legata dalla caratteristica geometria dell'orifizio. Formalmente, si tratta di qualcosa di molto simile al coefficiente di portata corretto critico di un ugello [10]. È dunque possibile trovare una funzione di trasferimento G_{OR} che descriva il modello linearizzato di flusso, sia di pilotino che di IMF:

$$\begin{cases} G_{OR,PIL} = P_A \rho_N C_{PIL} A_V \Leftrightarrow A_V = \pi d_{PIL} x_{V,PIL} \\ G_{OR,IMF} = P_A \rho_N C_{IMF} A_V \Leftrightarrow A_V = \pi d_{IMF} x_{V,IMF} \end{cases} \quad (6.1.9)$$

Se si considera lo schema a blocchi di Figura 4.3 e si utilizza l'algebra degli schemi a blocchi per blocchi in serie e sistemi con retroazione negativa [17], si trova la struttura raffigurata in Figura 6.5.

L'input funzionale è la V_{RIF} e l'output funzionale la P_{PIL} . Si passa ora all'IMF. Il punto di partenza è la P_{PIL} . Si consideri lo schema a blocchi di Figura 4.7, compattato come in Figura 6.6.

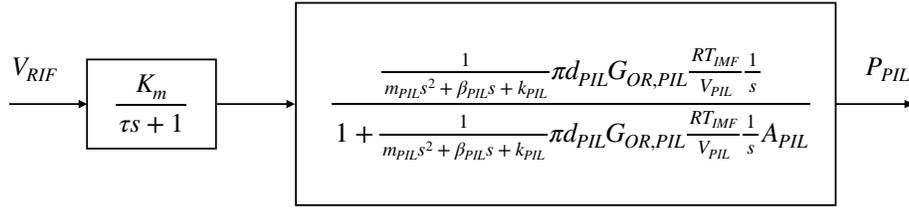


Figura 6.5: Schema a blocchi linearizzato del pilotino.

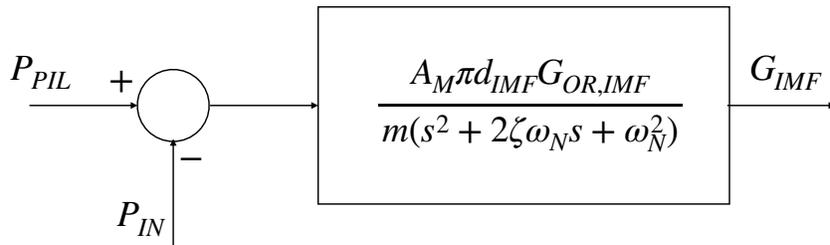


Figura 6.6: Schema a blocchi linearizzato dell'IMF.

L'input funzionale è la differenza di pressioni alla membrana, mentre l'output funzionale è la G_{IMF} , come visibile in Figura 6.4. Con questa struttura non si è però in grado di utilizzare l'algebra degli schemi a blocchi, in quanto la variabile P_{IN} è determinata in blocchi funzionali a valle di quello dell'IMF raffigurato in Figura 6.6. Si consideri la capacità pneumatica in Figura 6.4 e il suo modello matematico:

$$G_{IMF} - G_{OUT} = C_{IN} \frac{dP_{IN}}{dt} \quad (6.1.10)$$

Trasformando con Laplace, si trova:

$$G_{IMF} - G_{OUT} = sC_{IN}P_{IN} \quad (6.1.11)$$

La quale si può riscrivere come:

$$\frac{G_{IMF}}{sC_{IN}} - \frac{G_{OUT}}{sC_{IN}} = P_{IN} \quad (6.1.12)$$

La (6.1.12) permette di definire uno schema a blocchi analogo a quello di Figura 6.4, in cui un disturbo in portata G_{OUT} entra in antagonismo alla G_{IMF} per determinare la P_{IN} . Lo schema a blocchi è visibile in Figura 6.7.

Tale schema a blocchi può essere accorpato a quello dell'IMF per trovare quello in Figura 6.8.

Il ramo di retroazione meccanica negativa è stato considerato per mezzo di un guadagno unitario. Il modello linearizzato completo, rappresentato per mezzo degli schemi a blocchi, è visibile in Figura 6.9.

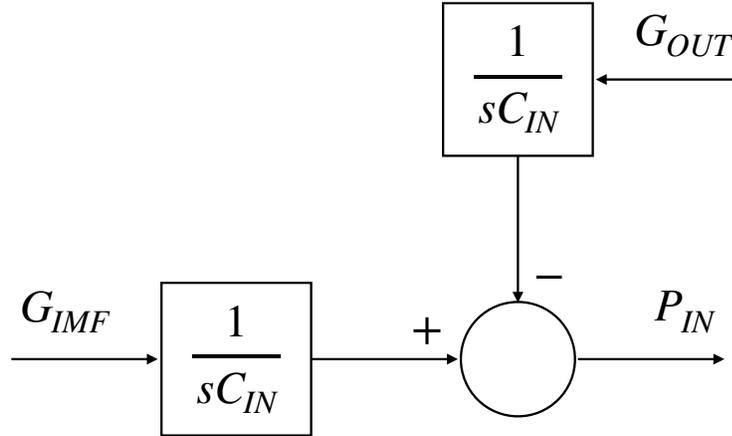


Figura 6.7: Schema a blocchi linearizzato della pressurizzazione, determinata dal contributo G_{IMF} e dal disturbo in portata G_{OUT} .

A questo punto, Quaglia propone di considerare separatamente il contributo del disturbo [13]. In assenza di disturbo, quindi, si utilizza ancora l'algebra degli schemi a blocchi, in particolare le regole per i blocchi in serie e i sistemi con retroazione negativa. La struttura di Figura 6.9 si può riarrangiare in quella mostrata in Figura 6.10.

La struttura di Figura 6.10 reca 3 funzioni di trasferimento che concorrono a definire la $G_{proc}(s)$ introdotta nella (6.1.1):

$$G_{proc}(s) = G_{TF}(s)G_{FP}(s)G_{IC}(s) \quad (6.1.13)$$

Dove:

- $G_{TF}(s)$ è la funzione di trasferimento *tensione-forza*, che mette in relazione V_{RIF} e forza di azionamento del cassetto del pilotino F .
- $G_{FP}(s)$ è la funzione di trasferimento *forza-pressione*, che mette in relazione F e P_{PIL} .
- $G_{IC}(s)$ è la funzione di trasferimento *IMF-capacità*, che mette in relazione P_{PIL} e P_{IN} .

La linearizzazione del modello è completata: il procedimento percorso fin'ora ha permesso di trovare, attraverso passaggi matematici, la struttura di Figura 6.2. La Figura Figura 6.11 vuole riassumere in forma grafica il percorso descritto in questo paragrafo. Si invita il lettore a notare le somiglianze e la coerenza tra la Figura 6.2 e Figura 6.11.

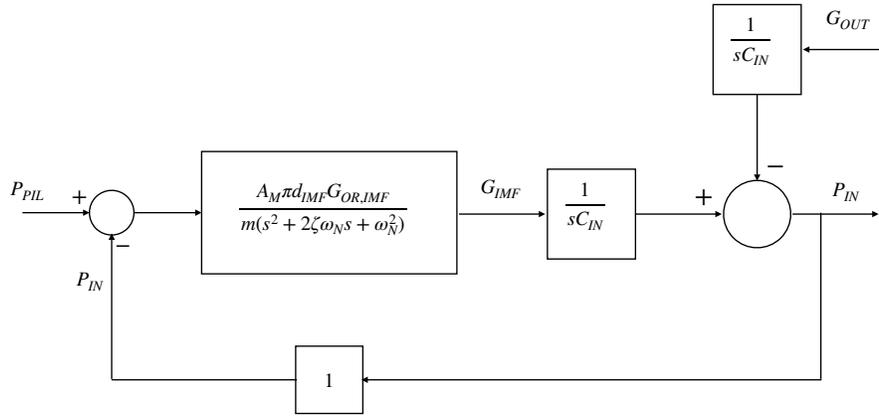


Figura 6.8: Schema a blocchi di IMF e fenomeno di pressurizzazione a valle, con disturbo.

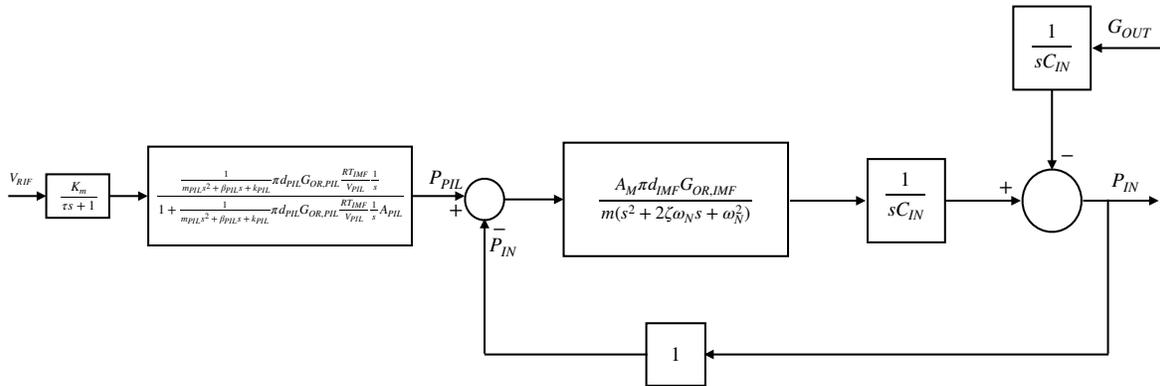


Figura 6.9: Schema a blocchi linearizzato completo del processo.

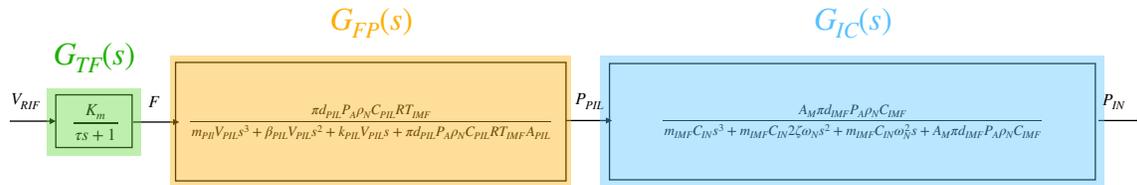


Figura 6.10: Schema a blocchi riarrangiato del processo.

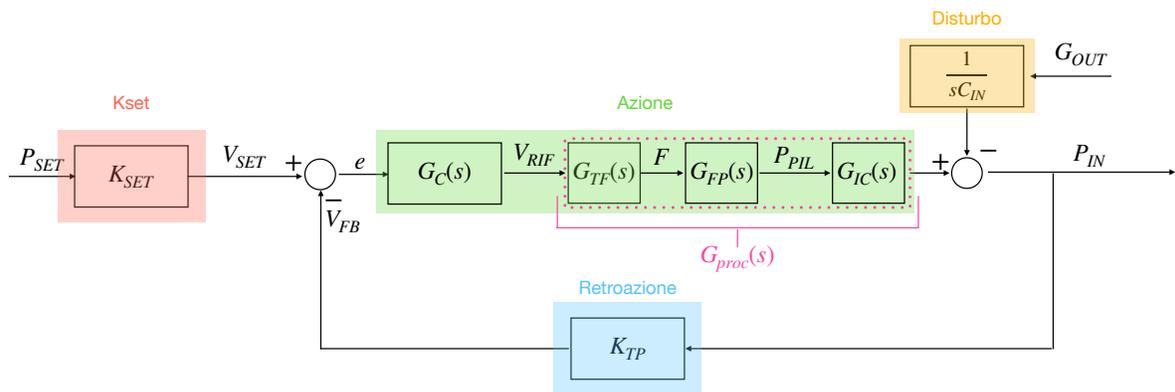


Figura 6.11: Modello linearizzato finale del servosistema.

6.2 Analisi del servosistema linearizzato privo di controllo

Il presente paragrafo vuole analizzare brevemente la risposta in tempo e in frequenza del servosistema linearizzato ricavato nel Paragrafo 6.1. Questa analisi permetterà di evidenziare eventuali criticità a livello di processo e correggerle grazie al controllo di pressione.

La linearizzazione esposta al Paragrafo 6.1 ha permesso di definire le seguenti funzioni di trasferimento per l'impianto:

$$\begin{cases} G_{TF}(s) = \frac{K_M}{\tau s + 1} \\ G_{FP}(s) = \frac{\pi d_{PIL} P_{APN} C_{PIL} R_{TIMF}}{m_{PIL} V_{PIL} s^3 + \beta_{PIL} V_{PIL} s^2 + k_{PIL} V_{PIL} s + \pi d_{PIL} P_{APN} C_{PIL} R_{TIMF} A_{PIL}} \\ G_{IC}(s) = \frac{A_M \pi d_{IMF} P_{APN} C_{IMF}}{m_{IMF} C_{IN} s^3 + m_{IMF} C_{IN} 2\zeta \omega_N s^2 + m_{IMF} C_{IN} \omega_N^2 s + A_M \pi d_{IMF} P_{APN} C_{IMF}} \end{cases} \quad (6.2.1)$$

Tali funzioni di trasferimento concorrono a formare la $G_{proc}(s)$:

$$G_{proc}(s) = G_{TF}(s)G_{FP}(s)G_{IC}(s) \quad (6.2.2)$$

Se il sistema è retroazionato, ma privo di controllo sulla pressione, si ha la situazione rappresentata in Figura 6.12.

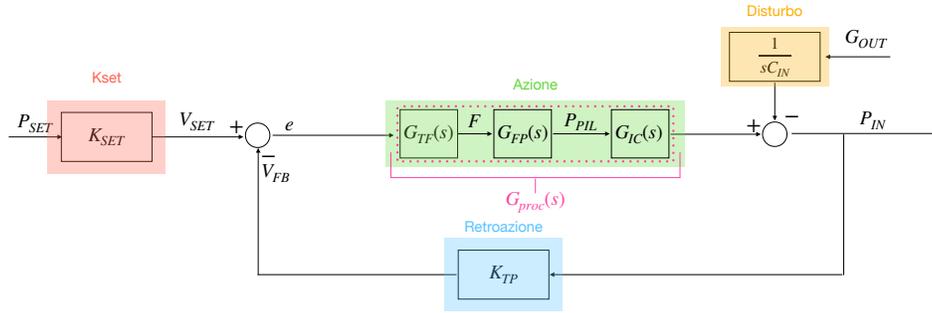


Figura 6.12: Servosistema linearizzato e privo di controllo

In tale situazione, si ha:

$$e = V_{RIF} \quad (6.2.3)$$

Si possono studiare due importanti funzioni di trasferimento del sistema in Figura 6.12, se non si considera il disturbo come suggerito da Quaglia [13] e altre bibliografie [16]:

- La funzione di trasferimento in anello chiuso *prima del controllo*, G_{CLP} :

$$G_{CLP}(s) = \frac{P_{IN}}{P_{SET}} = K_{SET} \frac{G_{proc}(s)}{1 + G_{proc}(s)K_{TP}} \quad (6.2.4)$$

- La funzione di trasferimento in anello aperto *prima del controllo*, G_{OLP} :

$$G_{OLP}(s) = \frac{V_{FB}}{e} = G_{proc}(s)K_{TP} \quad (6.2.5)$$

È subito evidente il sistema è di *tipo zero*: la funzione di trasferimento in anello aperto è priva di poli nell'origine [17]. Si possono formulare numerose considerazioni sulle funzioni di trasferimento appena definite, grazie all'analisi della risposta in frequenza e della risposta al gradino. Saranno dapprima illustrate graficamente queste analisi, seguite da commenti progressivi. Si consideri la Figura 6.13, che riporta la risposta in frequenza delle funzioni di trasferimento appena elencate.

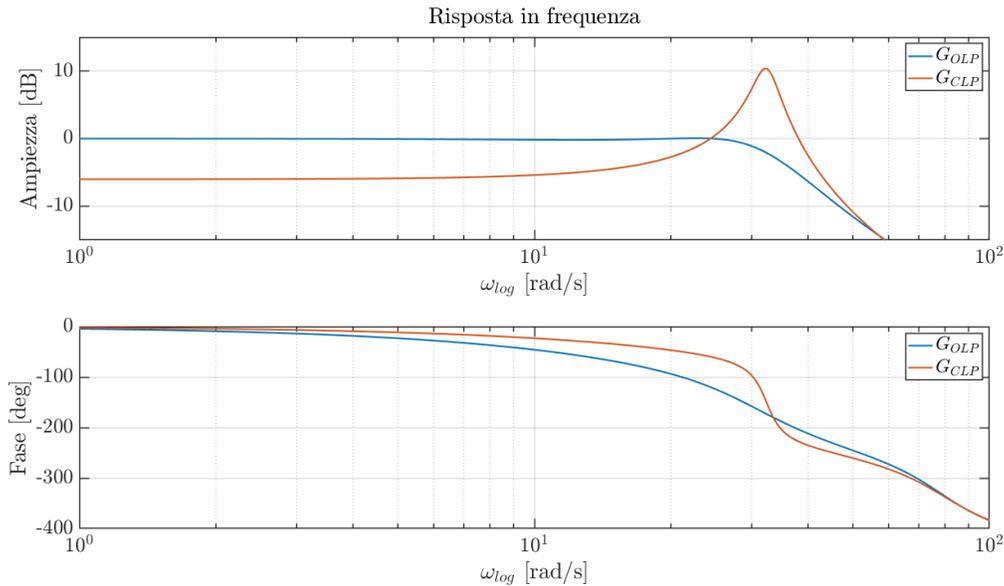


Figura 6.13: Analisi del dominio della frequenza delle funzioni di trasferimento in anello chiuso e aperto, prima del controllo.

Si possono formulare le seguenti considerazioni:

- Funzione di trasferimento in anello chiuso prima del controllo.
 - Per $\omega \rightarrow 0$, l'ampiezza in decibel tende a un valore di -6.02 dB. Questo comportamento è coerente. A regime, quando $\omega \rightarrow 0$, si ha:

$$G_{proc}(s) = 1/K_{set} = 1/H(s) = 1/K_{TP}$$

A regime, 1 V di V_{RIF} determina tramite il processo una P_{IN} di 4 bar. Allo stesso tempo, una P_{IN} di 4 bar determina una tensione V_{FB} di 1 V. A regime e in assenza di controllo i guadagni del ramo di azione e retroazione sono uno l'inverso dell'altro. Se si analizza la $G_{CLP}(s)$, si troverà che per $\omega \rightarrow 0$:

$$G_{CLP}(s) = K_{SET} \frac{G_{proc}(s)}{1 + G_{proc}(s)K_{TP}} = 1/2 = 0.5$$

Questo comportamento si verifica per tutti i servosistemi con guadagno di controllo unitario, funzione di trasferimento del ramo di azione priva di polo nell'origine e tendente all'inverso

del guadagno del ramo di retroazione per $\omega \rightarrow 0$ [16]. Il sistema retroazionato e privo di controllo presenta una attenuazione del 50 % a regime, e dunque statismo, com'è naturale per un sistema di tipo zero [16].

- All'aumentare della frequenza, la funzione di trasferimento in anello chiuso tende a assumere la stessa forma sia in termini di ampiezza, che di fase, della funzione di trasferimento in anello aperto.
- La funzione di trasferimento in anello chiuso prima del controllo è di ordine superiore al secondo, ma globalmente si può apprezzare un picco della risposta in frequenza poco più avanti dei 30 rad/s.
- La larghezza di banda è circa a 40 rad/s.
- Funzione di trasferimento in anello aperto prima del controllo.
 - Il sistema è di tipo zero. Pertanto, non essendoci poli nell'origine, è giusto aspettarsi che la unzione di trasferimento non tenda a infinito per la pulsazione che tende a zero. Nella fattispecie, per la considerazione fatta in precedenza per cui $G_{proc}(s) = 1/K_{set} = 1/H(s) = 1/K_{TP}$, il modulo in dB è nullo per $\omega \rightarrow 0$.
 - La stabilità marginale è insufficiente.

Sia la funzione di trasferimento in anello chiuso che quella in anello aperto hanno la caratteristica apprezzabile di presentare attenuazione marcata per pulsazioni maggiori della larghezza di banda [16]. Si analizza ora la stabilità del sistema non controllato. È possibile definire le seguenti pulsazioni riguardo alla stabilità del sistema:

- La pulsazione di *gain crossover*, ω_{gc} , alla quale il modulo della funzione di trasferimento in anello aperto è unitario. È indicata in altri testi come *pulsazione critica* ω_c [17].
- La pulsazione di *phase crossover*, ω_{pc} , alla quale l'argomento della funzione di trasferimento è di -180° . È indicata in altri testi come ω_π [17].

Il criterio di stabilità di Bode (derivante dal concetto matematico generale di *bounded input-bounded output*) sancisce che un sistema in anello chiuso è stabile se l'argomento della funzione di trasferimento in anello aperto in corrispondenza della ω_{gc} è maggiore di -180° . La differenza tra questo argomento e -180° è detta margine di fase, Φ_m . Inoltre, la distanza tra il valore del modulo della G_{OL} alla ω_{pc} e il valore del modulo della G_{OL} alla ω_{gc} dev'essere maggiore di zero [17]. Questa distanza è detta margine di guadagno G_m . La Figura 6.14 chiarisce i concetti appena espressi.

È necessario inoltre che il sistema operi con sufficiente margine di sicurezza rispetto alla condizione di incipiente instabilità appena descritta, ovvero che i margini di guadagno e fase siano sufficientemente ampi. Le regole di buon progetto specificano i seguenti range di accettabilità [16] [17]:

$$\begin{cases} \Phi_m > 60 \text{ gradi} \\ G_m > (7 - 8) \text{ dB} \end{cases}$$

È evidente che nel caso della Figura 6.14, sebbene il margine di fase possa risultare accettabile, il margine di guadagno non soddisfa la regola di progetto. Sono già evidenti alcune specifiche importanti nell'ambito dell'assegnazione dei parametri del controllore PID:

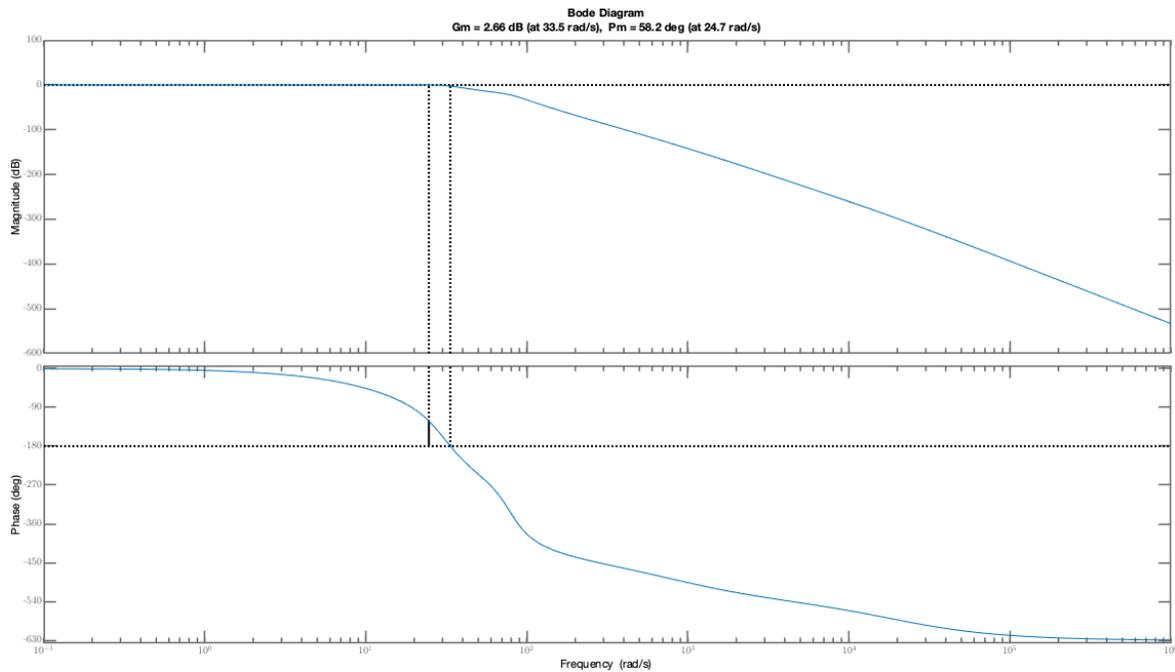


Figura 6.14: Stabilità marginale del sistema privo di controllo.

- Necessità di ridurre lo statismo.
- Necessità di migliorare la stabilità marginale.

La larghezza di banda non è un requisito di importanza primaria per l'impianto. Le prove sul componente aeronautico, per le quali è necessario il controllo di pressione, sono a bassissimo contenuto in frequenza. Si consideri infine la risposta a un gradino di pressione di ampiezza 5 bar, in Figura 6.15.

Si possono trarre le seguenti conclusioni:

- Dato che il sistema è di ordine zero, c'è errore a regime. L'attenuazione è pari al 50% come analizzato in precedenza.
- La risposta presenta sovralongazione marcata.

La sovralongazione ridotta al minimo rappresenta il terzo e ultimo requisito imprescindibile del controllo di pressione, oltre alla stabilità e all'accuratezza a regime. Nel paragrafo successivo, si studierà l'effetto della presenza del controllo tramite la sua funzione di trasferimento $G_C(s)$. In particolare, sarà dimostrato come la legge di controllo sia in grado di modificare la forma della risposta in frequenza delle funzioni di trasferimento studiate, per risolvere le problematiche riscontrate e ottemperare ai requisiti di progetto.

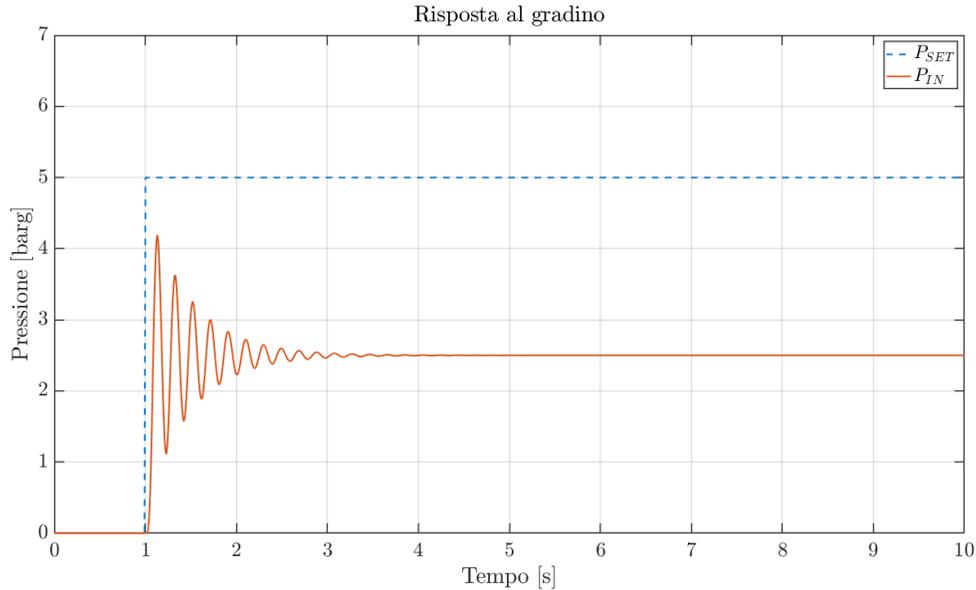


Figura 6.15: Risposta al gradino di pressione.

6.3 Sintesi del controllore di pressione sulla base del modello linearizzato

L'utilizzo del controllo di pressione nel servosistema corrisponde alla situazione descritta in Figura 6.11, in cui una funzione di trasferimento $G_C(s)$ è posta prima della funzione $G_{proc}(s)$ dell'impianto. L'architettura del controllo è del tipo PID, in cui il segnale di riferimento V_{RIF} viene determinato a partire dall'errore non compensato e e grazie a 3 contributi:

- Un contributo proporzionale all'errore.
- Un contributo legato all'integrale dell'errore.
- Un contributo legato alla derivata dell'errore.

Nel dominio del tempo, il controllo PID origina il segnale V_{RIF} come segue:

$$V_{RIF}(t) = K_P \cdot e(t) + K_I \cdot \int e(t)dt + K_D \frac{d(e(t))}{dt} \quad (6.3.1)$$

Nel dominio della frequenza, trasformando con Laplace, si trova:

$$V_{RIF} = K_P \cdot e + \frac{K_I}{s}e + K_D s \cdot e \quad (6.3.2)$$

Raccogliendo e nella (6.3.2), si può trovare la funzione di trasferimento del controllo $G_C(s)$:

$$G_C(s) = \frac{V_{RIF}}{e} = K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s = \frac{K_D s^2 + K_P s + K_I}{s} \quad (6.3.3)$$

La (6.3.3) può essere scritta anche in questa forma, raccogliendo K_P :

$$G_C(s) = K_P \left(1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s \right) \quad (6.3.4)$$

La (6.3.4) reca due contributi, di dimensione pari a un tempo:

- Il tempo integrale $T_I = \frac{K_P}{K_I}$.
- Il tempo derivativo $T_D = \frac{K_D}{K_P}$.

La risposta in frequenza della (6.3.4) è riportata in Figura 6.16.

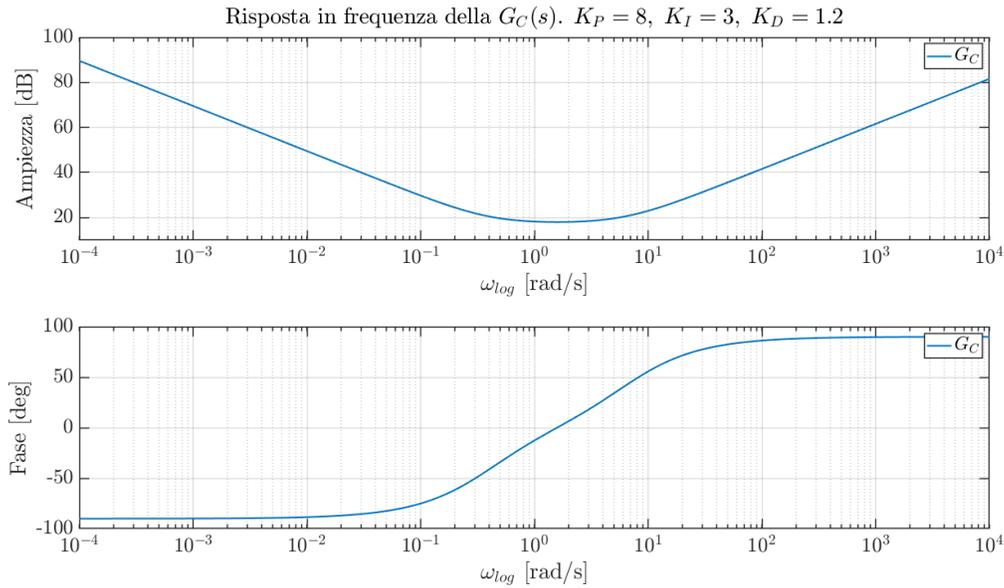


Figura 6.16: Esempio di risposta in frequenza della $G_C(s)$ per un controllore PID.

La forma "a manubrio" propria della funzione di trasferimento (6.3.4) [16], presenta due gomiti a frequenze diverse che raccordano due tratti a pendenza non nulla nel diagramma delle ampiezze. Tali tratti rappresentano rispettivamente il contributo integrativo, con perdita di 20 dB a decade, e derivativo con guadagno di 20 dB a decade. La posizione dei gomiti sull'asse orizzontale è pari circa all'inverso dei tempi caratteristici appena presentati. L'obiettivo è quello di sfruttare la proprietà di additività dei diagrammi di Bode elementari [16] [17] [13] per modificare opportunamente la forma delle G_{CLP} e G_{OLP} , sulla base delle osservazioni e dei requisiti di progetto di cui si è parlato nel Paragrafo 6.2.

Si definiscono quindi le funzioni di trasferimento d'anello, come nel Paragrafo 6.2, includendo però il controllo di pressione:

- La funzione di trasferimento in anello chiuso $G_{CL}(s)$:

$$G_{CL}(s) = \frac{P_{IN}}{P_{SET}} = K_{SET} \frac{G_C(s)G_{proc}(s)}{1 + G_C(s)G_{proc}(s)K_{TP}} \quad (6.3.5)$$

- La funzione di trasferimento in anello aperto, G_{OL} :

$$G_{OL}(s) = \frac{V_{FB}}{e} = G_C(s)G_{proc}(s)K_{TP} = G_C G_{OLP} \quad (6.3.6)$$

È evidente, osservando la (6.3.6), che la G_{OL} si può ottenere per mezzo della proprietà di composizione delle funzioni di trasferimento a partire dalla G_{OLP} e sommando sul diagramma di Bode la G_C . La progettazione del controllo di pressione ha determinato i guadagni riportati in Tabella 6.2.

K_P	K_I	K_D
0.45	8	0.005

Tabella 6.2: Guadagni PID progettati in base al sistema linearizzato.

Si tratta di un controllo poco reattivo, ma accurato e rigido al disturbo a regime grazie alla presenza del contributo integrativo [17]. Si consideri la stabilità marginale nella Figura 6.17.

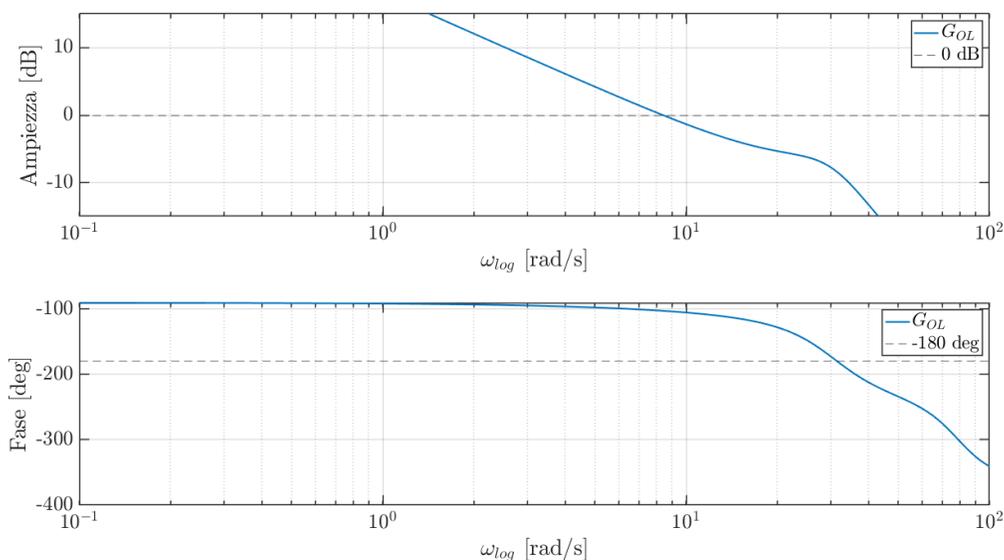


Figura 6.17: Stabilità marginale del sistema linearizzato con il controllo progettato.

I margini di stabilità sono riassunti in Tabella 6.3.

Margine di fase	$\Phi_m=77.5^\circ$ a $\omega_{gc}=8.39$ rad/s
Margine di guadagno	$G_m=8.46$ dB a $\omega_{pc}=31.6$ rad/s

Tabella 6.3: Stabilità marginale del sistema linearizzato con il controllo progettato

Il margine di stabilità è accettabile secondo la regola di progetto e le due pulsazioni di *crossover* rientrano nella stessa decade. La Figura 6.18 raffigura il processo di composizione sul diagramma delle ampiezze della G_{OL} a partire dalla G_{OLP} e la G_C , come previsto dalla (6.3.6)

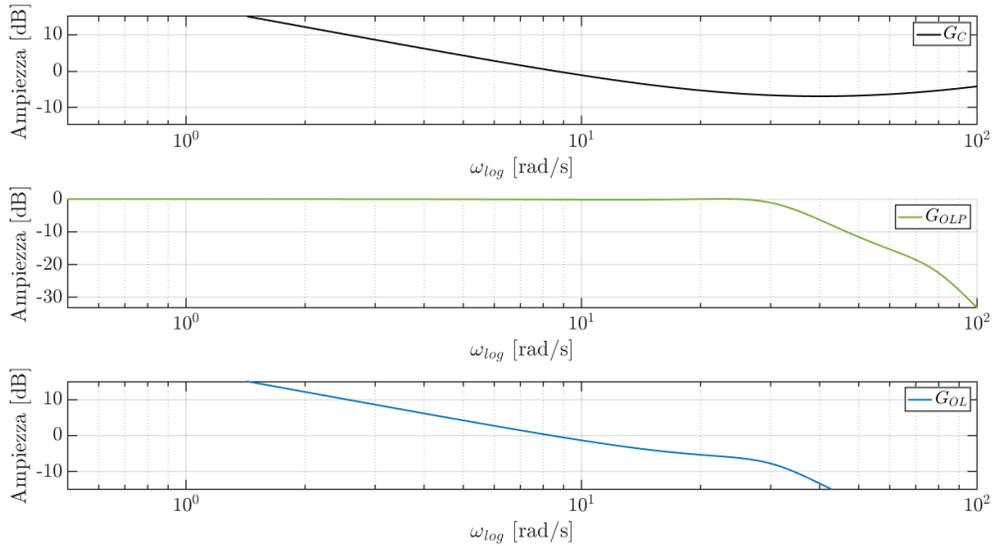


Figura 6.18: Composizione sul diagramma di Bode della G_{OL} a partire dalla G_{OLP} e della G_C , per mezzo della proprietà additiva dei logaritmi.

La Figura 6.19 raffigura la risposta in frequenza delle funzioni di trasferimento d'anello.

La larghezza di banda è effettivamente molto modesta, ma si ricorda che il requisito di prestazione dinamica è di importanza secondaria per questo servosistema. Infine, la Figura 6.20 raffigura la risposta al gradino del sistema con il controllo di pressione progettato.

Si vede come il tempo di salita sia leggermente sacrificato a fronte di una buona accuratezza a regime. Si registra sovraelongazione ridottissima, coerentemente con i requisiti di progetto.

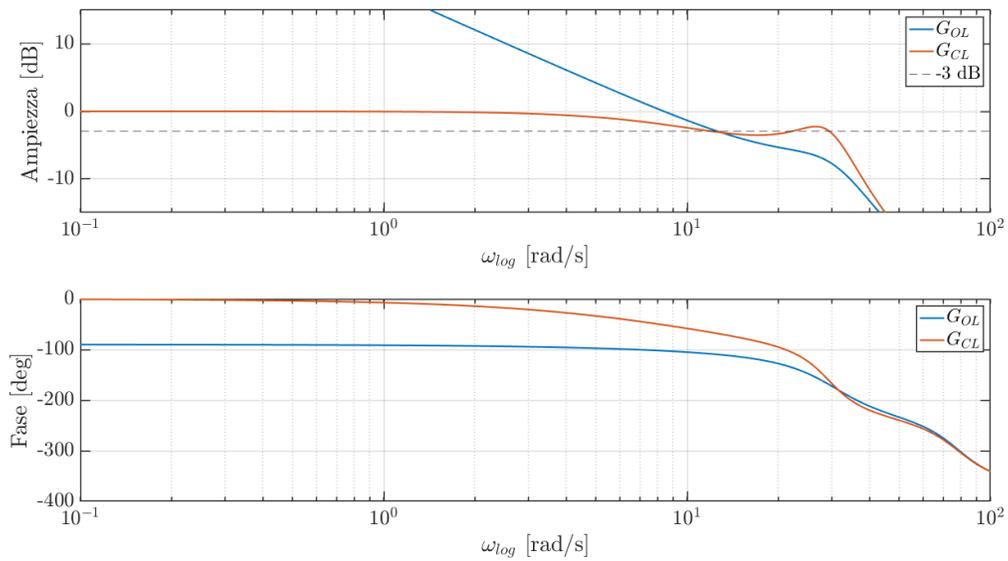


Figura 6.19: Risposta in frequenza delle funzioni di trasferimento d'anello del sistema linearizzato con il controllo progettato.

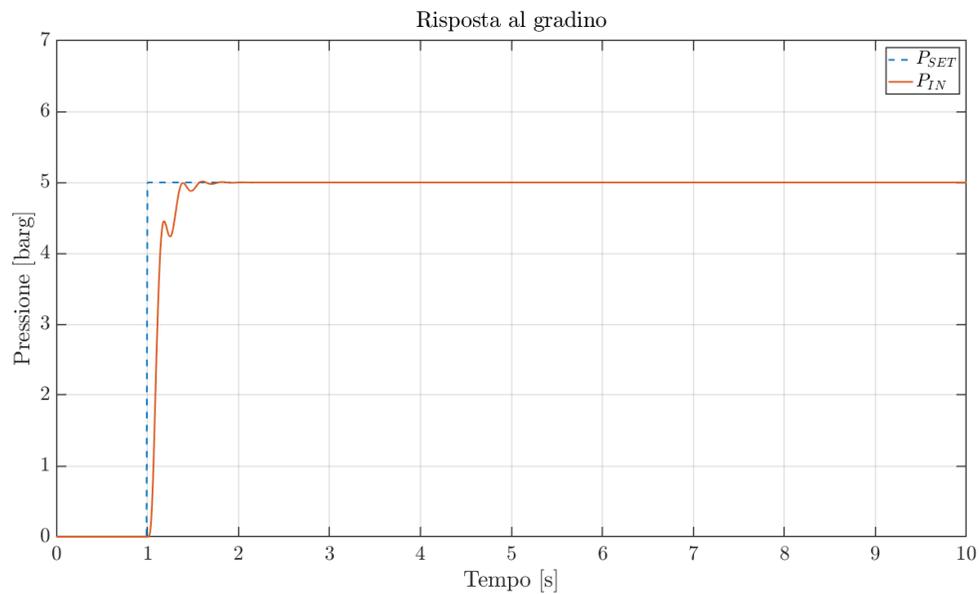


Figura 6.20: Risposta al gradino di pressione del sistema linearizzato con il controllo progettato.

Capitolo 7

Validazione in anello chiuso del modello

Il presente capitolo, che costituisce la conclusione del presente lavoro di tesi, verte sulla validazione del modello in anello chiuso. Verrà dapprima mostrata la risposta del modello in anello chiuso sulla base del controllo definito nel Capitolo 6. Successivamente, tali guadagni del controllo saranno ottimizzati per ottenere la risposta desiderata, in accordo con le specifiche di progetto. Per esigenze di brevità e semplicità, la risposta del modello riguarderà solamente una delle svariate prove di ATP per le quali il controllo è stato ottimizzato. Inoltre, la risposta del modello sarà presentata per mezzo della tecnica della normalizzazione. Sebbene il modello della UUT sia molto semplificato in questo lavoro, la stima della sua conduttanza deriva da rilievi sperimentali. Pertanto, i grafici non presenteranno valori puntuali bensì valori in percentuale rispetto a un valore massimo non dichiarato in questa sede.

7.1 La prova in esame

La prova in esame è raffigurata in Figura 7.1. La prova è detta di *minimum closing pressure*. L'obiettivo è verificare quale pressione minima a monte determina la chiusura della valvola. Si è già parlato, nel Capitolo 1, di come la valvola possa essere chiusa per mezzo di una piccola valvola a comando elettrico, la quale mette in comunicazione la camera di riferimento con la pressione ambiente. Il movimento in chiusura del pistone, però, avviene solo al raggiungimento di una certa soglia di pressione relativa non nulla nella camera di riferimento. La prova serve per misurare tale pressione e appurare che la valvola rientri nella tolleranza di tale parametro e sia idonea a essere consegnata al cliente.

La prova si compone così:

- La pressione di ingresso viene incrementata fino a un valore di regime, ma senza un requisito di rateo di salita. Contestualmente la temperatura di ingresso viene settata a un valore molto maggiore di quella d'impianto pneumatico di stabilimento, anch'essa senza un requisito di rateo.
- Si attende per un periodo di tempo specificato che la pressione e la temperatura di ingresso si stabilizzino.

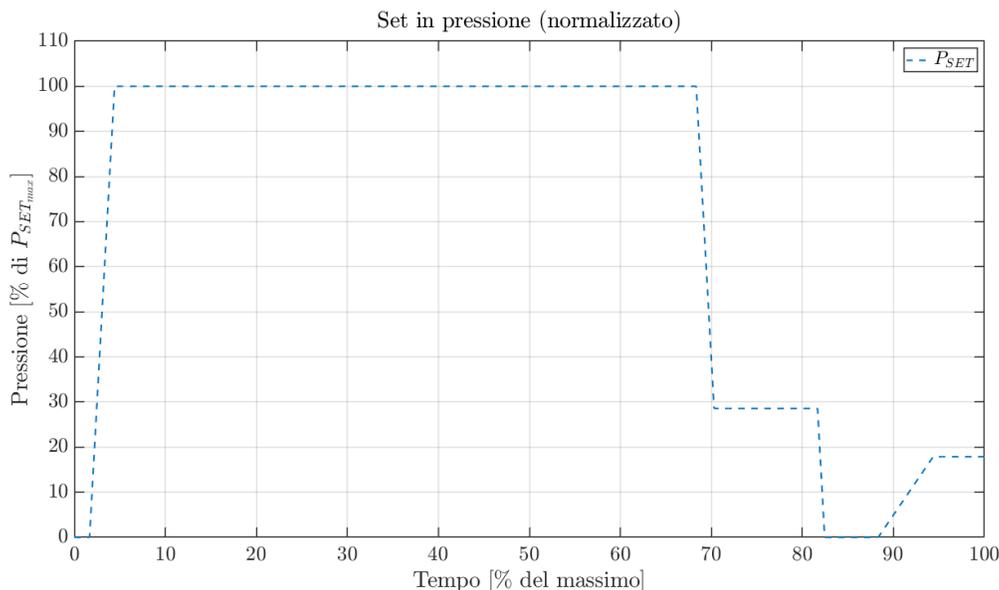


Figura 7.1: Forma del set in pressione della prova di minimum closing pressure.

- Intercorso il lasso di tempo specificato dalla procedura di prova, si decrementa la pressione a monte al di sotto della pressione di intervento della valvola limitatrice di pressione, per portare il pistone vicino alla posizione di chiusura.
- Si porta a zero la pressione di ingresso e, raggiunta tale condizione, si energizza il solenoide. In questo momento il pistone è in chiusura.
- Si aumenta con rateo estremamente ridotto la pressione di ingresso fino a un valore di regime, e si registra a quale pressione avviene la chiusura del pistone.

Nella prova appena descritta, le fasi transitorie non sono caratterizzate da prescrizioni sul rateo ad eccezione della salita finale. Questo significa che la risposta del sistema in tali frangenti può differire dal set, nel limite di una tolleranza giudicata dalla Direzione Tecnica.

7.2 Validazione della risposta del modello con i guadagni stabiliti dalla linearizzazione

La risposta normalizzata del modello con i parametri di controllo progettati grazie allo studio del Capitolo 6 è raffigurata in Figura 7.2.

Si possono trarre le seguenti conclusioni:

- La risposta del sistema è accettabile nelle fasi transitorie e a regime. Infatti, non si apprezza statismo, una condizione molto importante alla luce dei requisiti di progetto.

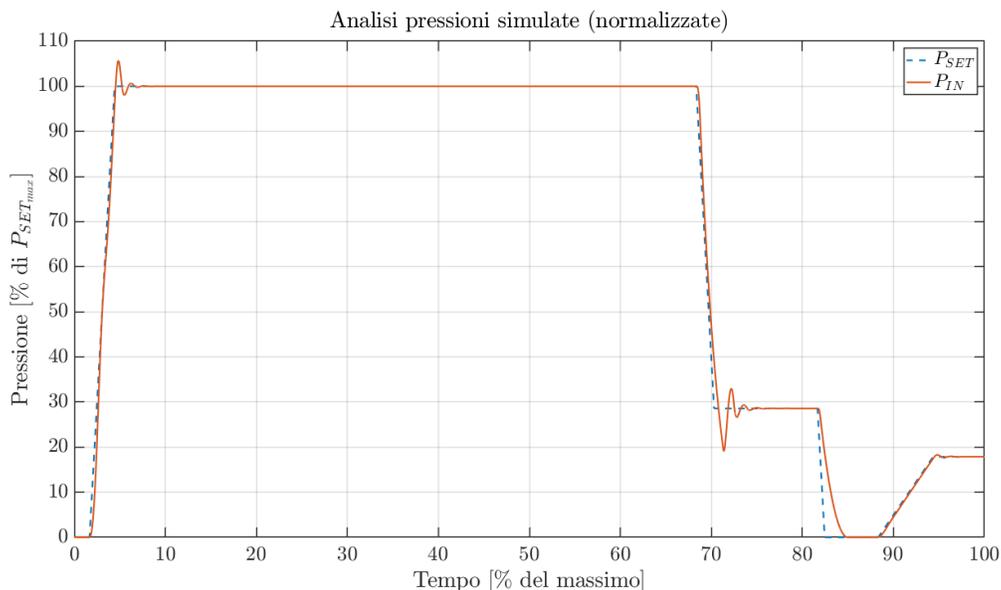


Figura 7.2: Analisi di P_{IN} della risposta con i guadagni del controllo stabiliti per mezzo della linearizzazione.

- Il problema della risposta giace nelle sovraelongazioni al raggiungimento di ciascuno dei set in pressione di regime. Il sistema sembra essere rigido in tal senso. Anche se l'oscillazione si esaurisce in tempo breve, non è ammessa la presenza di un tale overshoot data la grande precisione richiesta a questa prova.

Si procede quindi a ridurre la rigidità del sistema diminuendo il guadagno integrativo K_I .

7.3 Validazione della risposta del modello con i guadagni ottimizzati

In seguito a diverse simulazioni, sono stati individuati i guadagni del controllo presentati in Tabella 7.1.

K_P	K_I	K_D
0.45	0.4	0.005

Tabella 7.1: Guadagni PID ottimizzati simulando la prova di minimum closing pressure.

Il controllo è in questo modo meno reattivo e rigido, ma presenta le caratteristiche apprezzabili di non sovraelongare ed essere accurato a regime. Le figure riportate per descrivere la risposta con i guadagni del controllo in questione sono le seguenti:

- La Figura 7.3 mostra la P_{IN} simulata dal modello. È stata riportata al fine di evidenziare l'effetto positivo sulla sovraelongazione introdotto dai nuovi guadagni.

- La Figura 7.4 mostra tutte le portate simulate dal modello, analogamente a quanto presente nel Capitolo 5. In questa simulazione la portata del ramo freddo è nulla, pertanto non è riportata la G_B in Figura 7.4.
- La Figura 7.5 mostra l'andamento della temperatura T_{IN} durante la simulazione. La figura è stata inclusa per dimostrare la variazione temporale della temperatura in ingresso e legarsi a delle considerazioni riguardanti la portata.

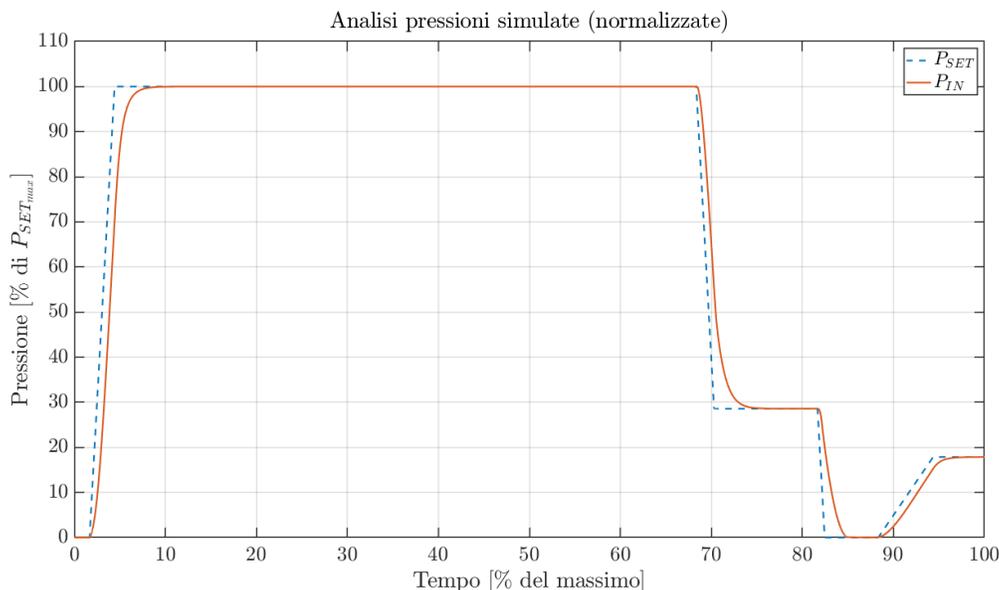


Figura 7.3: Analisi di P_{IN} simulata dal modello con i guadagni del controllo ottimizzati.

Si possono trarre le seguenti conclusioni:

- A livello della P_{IN} , non si registra più sovraelongazione. Il tempo di risposta è leggermente peggiore, ma il tratto di salita a basso rateo viene riprodotto in maniera soddisfacente. Non c'è errore a regime grazie all'azione integrativa.
- Le portate simulate rispettano la natura della modellazione differenziale intrapresa. C'è disaccoppiamento di portate dove le pressioni mostrano variazione nel tempo. Inoltre, il lettore potrà notare un effetto inatteso anche a regime: il disaccoppiamento di portate anche nella situazione di gradiente temporale nullo delle pressioni. La ragione di questo fenomeno risiede nel modello termico dei riscaldatori, che sono capacità pneumatiche con flusso termico netto, per le quali non vale a rigore la semplice legge

$$G_{IN} - G_{OUT} = C \frac{dP}{dt}$$

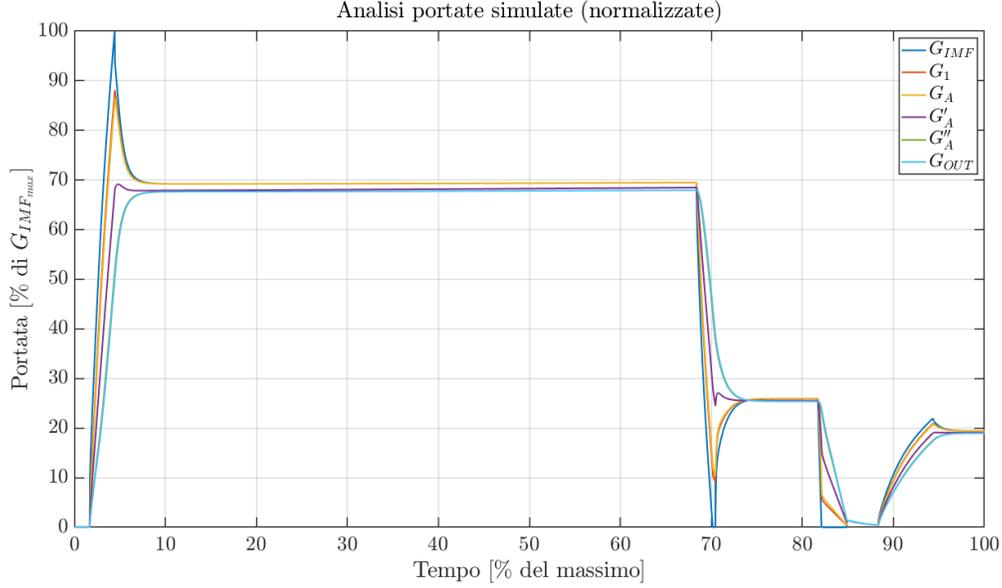


Figura 7.4: Analisi delle portate simulate dal modello con i guadagni del controllo ottimizzati.

che caratterizza le capacità pneumatiche isoterme, o in generale meno complesse. Si consideri ancora una volta il modello termico del riscaldatore, per esempio il secondo:

$$\begin{cases}
 hA(T_m - T_{IN}) = \frac{d}{dt}(mc_v T_{IN}) - G'_A \cdot c_p \cdot T_A + G''_A \cdot c_p \cdot T_{IN} & \text{Scambio termico} \\
 \frac{dP_B}{dt} = \frac{R}{V} \left(\frac{hA(T_m - T_{IN})}{c_v} + G'_A \cdot k \cdot T_A - G''_A \cdot k \cdot T_{IN} \right) & \text{Accumulo di massa} \\
 m_{MET} \cdot c_{MET} \cdot \frac{dT_m}{dt} = \Phi_{IN} - hA(T_m - T_{IN}) & \text{Inerzia termica del metallo}
 \end{cases} \quad (7.3.1)$$

È normale notare un solo contributo di massa entrante in quanto il ramo freddo è escluso. Questo modello riassume 3 diversi fenomeni fisici e descrive relazioni differenziali che legano molte variabili contemporaneamente. Il variare di una sola di queste variabili influenza strettamente le altre. Le considerazioni sono completamente esportabili anche al primo riscaldatore. Si nota come il gradiente di pressione possa essere nullo anche a fronte di un bilancio di portate diverso da zero. Infatti, se si considera che:

- Il flusso termico netto entrante Φ_{IN} è diverso da zero, in quanto la simulazione rispetta la situazione di potenza termica erogata dal riscaldatore per aumentare la temperatura di ingresso.
- Le due temperature di entrata e uscita T_A e T_{IN} sono diverse, e come visibile dalla Figura 7.5, variabili nel tempo.
- La temperatura del metallo presenta evoluzione nel tempo in virtù del flusso termico entrante e del fenomeno di convezione forzata.

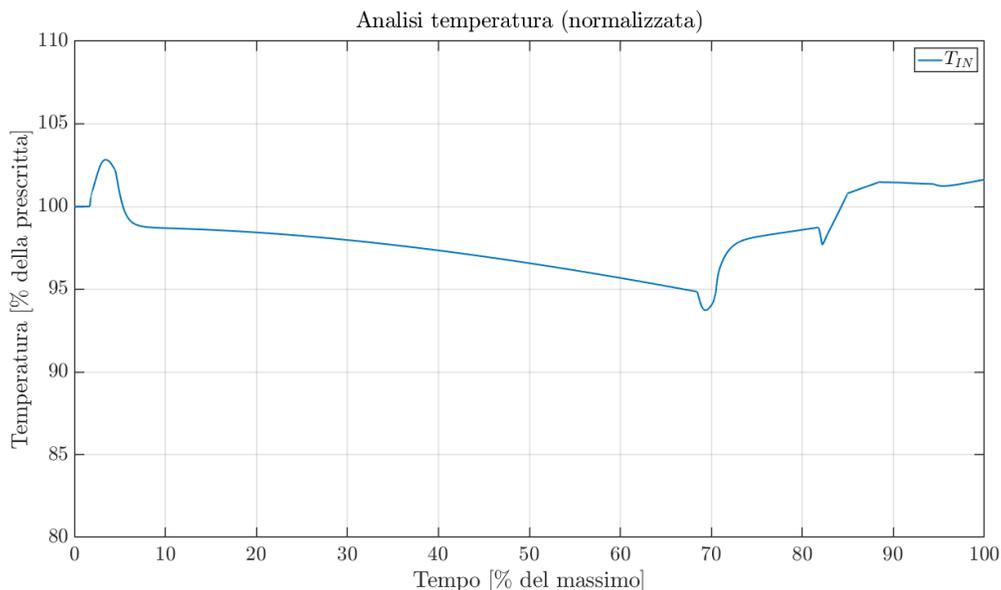


Figura 7.5: Analisi della T_{IN} simulata dal modello con i guadagni del controllo ottimizzati.

È facile giustificare il fatto che si riscontri una P_B costante anche a fronte di un bilancio di flussi di massa diverso da zero. Questo effetto è tanto minore quanto:

- Il flusso termico è piccolo.
- Le due temperature di ingresso e uscita sono simili.

Nelle simulazioni del Capitolo 5, lo stesso fenomeno era molto meno visibile in quanto il flusso simulato era nullo e le temperature iniziali di metallo e aria all'interno dei riscaldatori erano uguali. L'inerzia termica del metallo rappresenta un effetto di pozzo termico considerevole se il flusso termico è nullo, e contribuisce a rendere le temperature di ingresso e uscita poco dissimili al netto del fenomeno di pressurizzazione. La Figura 7.6 mostra graficamente questo effetto. A sinistra, sono riportate le portate G_{IMF} e G_1 , che determinano P_{IMF} per mezzo della capacità isoterma C_{IMF} . A regime, le portate si equivalgono. A destra, invece, sono riportate le portate G'_A e G''_A , nello stesso lasso di tempo. Le portate concorrono a determinare P_B in accordo con il modello termico appena discusso. Si nota come a regime quando $\frac{dP_B}{dt} = 0$ ci sia un disaccoppiamento di queste portate.

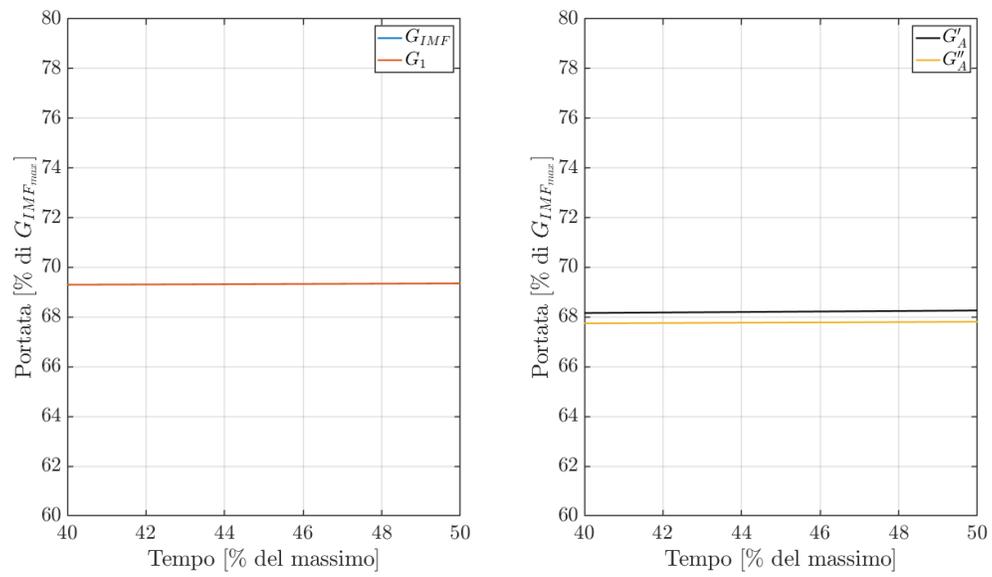


Figura 7.6: Dettaglio delle portate a regime del modello.

Capitolo 8

Conclusioni

Questo capitolo conclusivo vuole fissare i contenuti dell'opera e racchiudere le considerazioni finali sul lavoro svolto.

Lo scopo del lavoro era di modellare matematicamente l'impianto di prova di cella 0, già esistente e operativo, al fine di definire un modello robusto e fisicamente coerente con la realtà da poter essere esportato alla cella di produzione in fase di allestimento. L'impianto è stato analizzato attentamente e commentato diffusamente nel Capitolo 2. Come un pittore che riproduce sulla tela un soggetto reale, l'autore ha condotto la modellazione a parametri concentrati ponendo al centro l'analogia elettrica come guida concettuale. Questo concetto ha elegantemente permesso di definire un modello sufficientemente accurato, ma soprattutto versatile: lo studio di impianti simili può in larga parte percorrere le stesse fasi. I concetti di resistenza e capacità pneumatica sono assolutamente generali e applicabili a una grande varietà di componenti pneumatici, di reperibilità commerciale oppure realizzati su specifica.

Il modello, il cui confronto con l'impianto reale è estensivamente commentato nel Capitolo 5, si è dimostrato sufficientemente accurato nei limiti della semplicità della modellazione intrapresa. In particolare, ci sono alcuni aspetti che meritano ulteriori approfondimenti:

- Le perdite di carico (resistenze pneumatiche passive) introdotte da tutti i componenti di servizio disseminati nell'impianto (valvole di intercettazione, filtri, stacchi per altre linee, raccordi a T).
- Il fenomeno di perdita di carico indotto dai riscaldatori, per i quali si ricorda la presenza di un fascio di resistenze al loro interno e di numerose alette e paratie per dirigere il flusso. L'effetto resistivo è probabilmente legato a quello capacitivo, e un modello a parametri concentrati mostra qui il suo limite di utilizzo. La modellazione contemporanea a parametri concentrati di questi fenomeni complicherebbe molto il modello, a scapito della sua utilizzabilità.
- Il modello della UUT qui presentato è sicuramente primitivo e ci si dovrebbe concentrare molto sul capire come la valvola antighiaccio disturbi l'impianto.

Proprio in relazione all'ultimo punto, si può dire che il modello è stato realizzato con questo presupposto: è stato previsto fin dall'inizio che si potesse inserire il modello completo della UUT nel modello dell'impianto, e si è lavorato in questa direzione. Il modello Simulink, infatti, simula la pressione di ingresso, la temperatura di ingresso e accetta segnali di comando del solenoide. L'aggiunta del modello della UUT è quindi un processo non solo previsto e facilitato, ma anche incoraggiato

dall'autore.

Infine, è stato progettato il controllore di pressione tramite un approccio già ampiamente utilizzato nelle più importanti bibliografie in materia. Il controllore di pressione è stato portato nel modello Simulink e i parametri sono stati rivisti per ottenere la migliore risposta in accordo con i requisiti di progetto.

Il presente modello potrà essere utilizzato per una moltitudine di scopi:

- Simulare in anticipo nuove procedure di prova, ed evidenziare in via preliminare limiti da parte dell'impianto o situazioni nocive per l'UUT.
- Simulare in anticipo nuovi componenti installati nell'impianto. Ad esempio, questo modello potrà essere utilizzato per simulare una valvola di bypass con posizionatore elettrico e si potrà considerare il suo controllo al fine di migliorare il controllo di pressione al setup.
- In ottica di risparmio energetico, il modello potrà servire per quantificare i consumi di energia elettrica dovuti al lavoro di compressione e ai riscaldatori. Sulla base di questo, si potranno poi valutare recuperi termici e modifiche impiantistiche di altro tipo al fine di recuperare l'energia residua dell'aria in uscita al setup, altrimenti scaricata e dispersa.

Bibliografia

- [1] Guido Belforte. *Manuale di pneumatica*. ita. 3. ed. I libri di Oleodinamica Pneumatica. Milano: Tecniche Nuove, 2019. ISBN: 9788848139038.
- [2] Giovanni Bracco e Massimo Sorli. *Laboratori di mecatronica. Con connect*. Milano, Italia: McGraw-Hill Education, 2022, p. 129. ISBN: 9788838654855.
- [3] Sergio Chiesa. *Impianti di bordo per aeromobili : impianti pneumatico, condizionamento, anti-ghiaccio e A.P.U.* ita. Torino: CLUT, 1988. ISBN: 9788879920544.
- [4] Jost Diedrich Graf Von Hardenberg. «Dispense del corso di Meccanica dei Fluidi». A.A. 2022/2023.
- [5] I.E. Idelchik. *Handbook of hydraulic resistance*. eng. 2nd. Washington Berlin: Hemisphere Springer, 1986.
- [6] *ISO 6358-1:2013+A1:2020 – Determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids*. ISO Standard. International Organization for Standardization, 2013.
- [7] *ISO 8778:1990 – Pneumatic fluid power — Standard reference conditions*. ISO Standard. International Organization for Standardization, 1990.
- [8] Sadik Kakaç, Liu Hongtan e Anchasa Pramuanjaroenkij. *Heat exchangers : selection, rating, and thermal design*. eng. 3rd. Boca Raton (Florida): CRC, 2011. ISBN: 9781439849903.
- [9] Luigi Mazza, Massimiliana Carello e Alexandre Ivanov. «Pressure drop in pipe lines for compressed air: comparison between experimental and theoretical analysis». In: *Advances in Fluid Mechanics* (1998).
- [10] Daniela Anna Misul. «Dispense del corso di Fondamenti di macchine e oleodinamica». A.A. 2022/2023.
- [11] Norgren. *Data Sheet - Proportional Pressure Reducer D366 1/4" 420b ATEX*. Accesso il 1 luglio 2025. 2025. URL: <https://cdn.norgren.com/pdf/data%20sheet%20proportional%20p%20reducer%20D366%20one%20fourth%20inch%20420b%20ATEX.PDF>.
- [12] Norgren. *Data Sheet – D290 Pressure Regulator (EN 8.860.400)*. Accesso il 1 luglio 2025. 2025. URL: https://cdn.norgren.com/pdf/en_8_860_400_D290.pdf.
- [13] Giuseppe Quaglia e Walter Franco. *Laboratorio virtuale di mecatronica*. ita. Torino: CLUT, 2008.
- [14] Terenziano Raparelli. «Dispense del corso di Automazione a Fluido». A.A. 2024/2025.
- [15] Allan Seabridge e Ian Moir. *Design and development of aircraft systems*. eng. 3rd. Hoboken, New Jersey: Wiley, 2020. ISBN: 9781119611516.

- [16] Massimo Sorli. «Dispense del corso di Meccatronica». A.A. 2024/2025.
- [17] Massimo Sorli, Antonio Carlo Bertolino, Andrea De Martin e Andrea Nesci. *Meccatronica : analisi, progettazione e modellazione di servosistemi*. ita. Torino: CLUT, 2021. ISBN: 978-88-7992-484-9.
- [18] Special Metals Corporation. *Datasheet Incoloy 800*. 2004.
- [19] Luca Tropiano. «Modellazione e Caratterizzazione dell'Attrito per Valvole Antighiaccio in Linea». Tesi di laurea mag. Politecnico di Torino, 2024.