



**POLITECNICO
DI TORINO**

LOCCIONI

VALIDAZIONE DI UN REGOLATORE DI PRESSIONE SERVOATTUATO

RELATORE

Prof. Massimo Sorli

CORRELATORE

PhD. Alessandro Mariani

STUDENTE

Lorenzo Moretti

SETTEMBRE 2018

SOMMARIO

INTRODUZIONE	5
DESCRIZIONE GENERALE REGOLATORE DI PRESSIONE IN LINEA	7
Principio di funzionamento.....	7
Droop	9
Isteresi.....	9
Lock up	9
Choked Flow.....	9
Effetto della pressione in ingresso.....	10
Scelte di progettazione	10
Elemento di carico.....	10
Elemento di misura	11
Elemento di strizione	12
DESCRIZIONE REGOLATORE DI PRESSIONE “LOCCIONI”	13
Specifiche di progetto	13
Regolatore di pressione servo-attuato	14
Motore elettrico.....	15
Riduttore “Bonfiglioli”	16
Vite a ricircolo di sfere	17
Molla a compressione.....	19
Potenziometro “Novotechnik”.....	19
Trasduttore di pressione “Mensor”	20
Case esterno vite a ricircolo di sfere	21
Elementi interni del regolatore di pressione	21
Case esterno regolatore di pressione	22
DESCRIZIONE BANCO DI PROVA.....	23
Power supply.....	26
Terminaliera National Instrument	26
Trasduttore di pressione “Keller”	27
Termocoppia	28
Condizionatore “Datexel”	29
Tubi e serbatoio	29
Fuga calibrata.....	29
Valvola digitale.....	31
PROVE SPERIMENTALI.....	32
Assunzioni preliminari.....	32

Variazione della pressione di alimentazione	32
Variazione del grado di apertura della valvola di misura.....	32
Variazione della velocità del motore	32
Variazione dei parametri del controllore PID	33
Strategia di controllo.....	34
Caratteristica statica del regolatore di pressione	37
Caratteristica statica della valvola di misura	39
Valutazione dell'effetto del grado di apertura della valvola di misura.....	40
Valutazione dell'effetto della variazione della pressione in ingresso.....	43
Valutazione dell'effetto della variazione della velocità del motore	47
Valutazione dell'effetto della variazione dei parametri del PID	50
Configurazione ottimale per validazione del regolatore	57
Prove con difetto simulato.....	61
Esecuzione cicli di taratura	64
Ciclo monotono.....	66
Ciclo up-up-down.....	71
Ciclo up-down-up-down.....	76
Ciclo up-down-up.....	80
MODELLO TEORICO.....	83
Struttura del modello.....	84
Modello meccanico.....	86
Forza della molla.....	87
Forza dello stelo.....	87
Forza di attrito.....	88
Forza di inerzia	88
Forza del diaframma	88
Schema Simulink	89
Modello pneumatico.....	91
Calcolo della portata	91
Circuito pneumatico.....	92
Schema Simulink	95
Risultati del modello	97
Confronto fra risultati sperimentali e simulati.....	97
Variazione di parametri del modello.....	102
CONCLUSIONI.....	104
APPENDICE.....	105

BIBLIOGRAFIA..... 110

INTRODUZIONE

La riduzione di consumi ed emissioni, l'affidabilità e la sicurezza sono alcuni dei trend che guidano l'odierno mercato automotive. Nell'inseguire questi obiettivi tutti i costruttori si sono avvalsi di sistemi di sensorizzazione sempre più accurati, che monitorano tutte le funzioni e i processi dell'automobile. Tra questi si trovano anche i sensori di pressione, i cui campi applicativi sono principalmente cinque:

- Sistemi di iniezione;
- Sistemi anti-inquinamento;
- Sistemi frenanti e di trasmissione;
- Sistemi di sicurezza;
- Gestione di fluidi secondari.

Nei sistemi di iniezione ad esempio viene rilevata la pressione di aspirazione, che viene inviata come dato di input alla ECU. Nei sistemi anti-inquinamento la rigenerazione del filtro in motori diesel può essere comandata attraverso un trigger generato da un trasduttore di pressione. Nei sistemi frenanti si impiega olio in pressione; così come si utilizza olio anche nelle trasmissioni idrodinamiche. Per quanto riguarda i sistemi di sicurezza, invece, l'attivazione dell'airbag e il livello di pressione degli pneumatici sono controllati da opportuni sensori. Infine, anche il circuito del liquido refrigerante può essere dotato di trasduttori.

I sensori di pressione impiegati in campo automotive sono esposti a severe condizioni di funzionamento: ampi range di temperatura (da -40 a 150 °C), oli, solventi. Di conseguenza questi sensori sono progettati in maniera robusta. Il ponte piezoresistivo, posizionato sulla membrana deformabile, non è a contatto diretto con l'ambiente in cui lavora, ma bensì è immerso in un gel di silicone.

Le caratteristiche che più si ricercano in un sensore sono precisione, stabilità e ripetibilità. Infatti tanto più il sensore è preciso, stabile e ripetibile, tanto più migliorano le performance dei processi associati. La qualità dei sensori dipende principalmente dalla qualità dei componenti hardware, da un'intelligente progettazione meccanica e da un'accurata operazione di taratura.

Lo scopo di questo lavoro di tesi è infatti quello di validare un regolatore di pressione servo-attuato, progettato e realizzato dall'impresa Loccioni per effettuare l'operazione di taratura di sensori di pressione. Si specifica che esistono due grandi famiglie di regolatori di pressione: regolatori di pressione in linea e regolatori di pressione backpressure. I due tipi di regolatori si differenziano principalmente per il fatto che quelli in linea hanno lo scopo di regolare la pressione di valle, mentre i backpressure sono utilizzati per regolare la pressione di monte. Il regolatore di pressione oggetto di questo progetto di tesi è un regolatore di pressione in linea.

La trattazione viene divisa suddivisa in diversi capitoli. Nel primo capitolo verranno fornite le nozioni di base sulla teoria dei regolatori di pressione, la cui conoscenza si ritiene necessaria per la comprensione delle scelte fatte durante la progettazione e per l'analisi delle prove sperimentali condotte.

Nel secondo capitolo si procederà invece con la descrizione più nel dettaglio del regolatore servov-attuato sviluppato in Loccioni. Nella descrizione verranno inserite le immagini e le specifiche dei vari componenti e alcune viste del regolatore di pressione. Inoltre sarà spiegato il principio di funzionamento del regolatore.

Nel terzo capitolo si passerà alla descrizione del banco di testing, arricchita con immagini e specifiche prelevate da cataloghi commerciali. Anche qui si illustrerà la logica di funzionamento dell'intero banco con riferimento ai componenti hardware e software impiegati.

Nel quarto capitolo si riporteranno le prove sperimentali condotte e le conclusioni tratte dall'analisi dei dati raccolti.

Infine nel quinto ed ultimo capitolo si svilupperà un modello Simulink del regolatore di pressione, i cui risultati simulati saranno comparati a quelli sperimentali precedentemente ottenuti, e attraverso il quale si cercherà di valutare il peso di alcuni parametri sul funzionamento del regolatore stesso.

DESCRIZIONE GENERALE REGOLATORE DI PRESSIONE IN LINEA

Principio di funzionamento

Il regolatore di pressione è uno strumento utilizzato in linee idrauliche e pneumatiche per garantire all'utenza una pressione pressoché costante. Un regolatore di pressione ideale infatti è in grado di soddisfare la portata richiesta a valle, qualunque essa sia, mantenendo la pressione in uscita costante. Si riporta di seguito uno schema funzionale del regolatore di pressione:

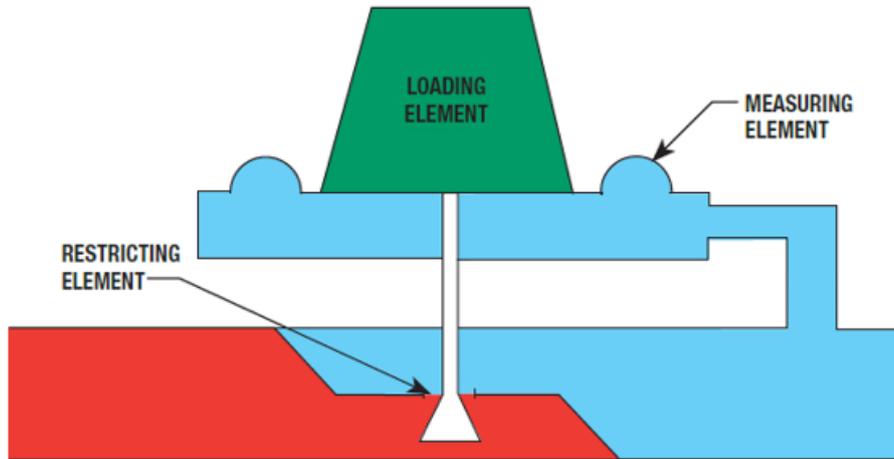


Figura 1- Schema funzionale regolatore di pressione

I regolatori di pressione comandati direttamente sono costituiti da tre elementi essenziali:

- Un elemento di restrizione (valvola, disco, plug...);
- Un elemento di misura (generalmente un diaframma);
- Un elemento di carico (generalmente una molla).

Se in una prima analisi non si scende nel dettaglio di tutti gli elementi e dei diversi fenomeni fisici, il principio di funzionamento risulta relativamente semplice e può essere schematizzato con questa immagine:

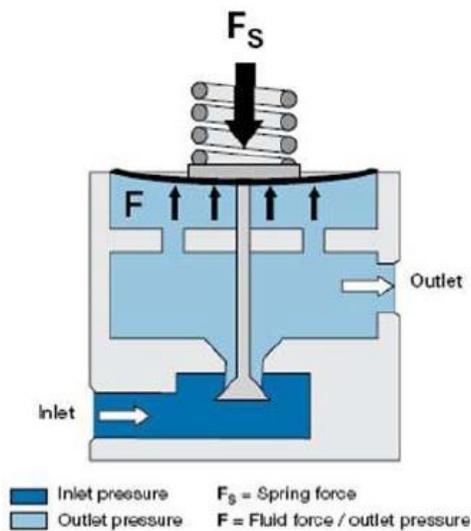


Figura 2-Principio di funzionamento del regolatore

L'elemento di restrizione risulta generalmente connesso all'elemento di misura e può posizionarsi in maniera continua dalla configurazione completamente aperta a quella completamente chiusa, in modo da regolare il flusso. L'elemento di misura permette di convertire la pressione di valle in una forza, che contrastata dalla forza dell'elemento di carico determina uno spostamento dell'elemento di misura stesso, e quindi anche dell'elemento di restrizione, che consente il passaggio di più o meno portata.

In particolare, se la forza dell'elemento di misura prevale su quella della molla si genera una risultante verso l'alto che porta verso la posizione di chiusura l'elemento di restrizione, il quale far passare meno portata, in modo da diminuire la pressione di valle. Viceversa, se la molla prevale sull'elemento di misura, l'elemento di restrizione è spinto verso il basso e permette il passaggio di maggior portata, che determina un aumento di pressione a valle.

In entrambi i casi si raggiunge l'equilibrio quando la pressione di valle è tale da generare attraverso l'elemento di misura una forza uguale a quella esercitata dalla molla. È quindi chiaro che il setpoint della pressione di valle è definito dal precarico dato alla molla: agendo sul precarico si fa variare la pressione di equilibrio.

Se invece si intende analizzare nel dettaglio i fenomeni meccanici e fluidodinamici la trattazione diventa alquanto più complessa. Dal momento che l'obiettivo di questa tesi non è la progettazione di un regolatore di pressione, ma bensì la sua validazione, si tratteranno in maniera descrittiva solo quei fenomeni la cui conoscenza risulterà utile nei capitoli successivi.

Per definire il livello di performance del regolatore si ricorre spesso alle curve caratteristiche del regolatore. Queste curve riportano la pressione di valle che il regolatore è in grado di mantenere al variare della portata e con una pressione di monte costante. Si rappresenta di seguito un esempio teorico di tale curva:

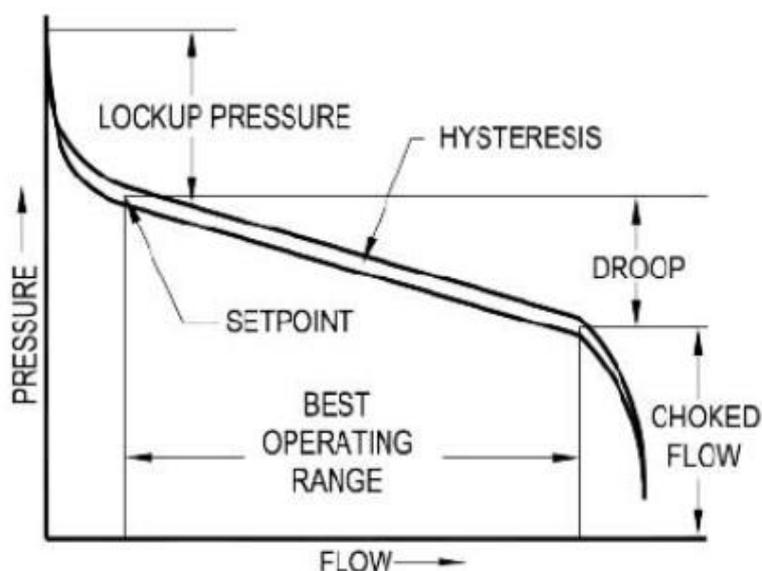


Figura 3-Curva caratteristica del regolatore

È chiaro che la curva caratteristica di un regolatore ideale si presenta come una retta orizzontale: il regolatore ideale, qualunque sia la portata che lo attraversa, è capace di mantenere la stessa pressione a valle.

Dalla curva caratteristica di Figura 3 si comprende che il regolatore lavora in maniera più performante nella parte più piatta della curva, dove la pressione è mantenuta relativamente costante a fronte di significativi cambiamenti di portata. Invece nella parte iniziale e nella parte finale il regolatore lavora a livelli di efficienza più bassi a causa della brusca pendenza della curva. Sulla curva caratteristica si evidenziano differenti fenomeni fisici che sono:

- Droop;
- Isteresi;
- Lock up;
- Choked flow.

Droop

Droop è il termine usato per descrivere il diminuire della pressione di valle p_2 all'aumentare della portata attraverso il regolatore. Va quindi ad indicare la distanza della pressione p_2 dalla pressione di setpoint per una certa portata. Viene quindi generalmente definito attraverso una percentuale. Dalla valutazione del Droop si risale all'accuratezza del regolatore. Infatti l'accuratezza è definita come la quantità di Droop che il regolatore presenta per diverse portate: più è basso il Droop più è elevata l'accuratezza.

Isteresi

L'isteresi come in altri sistemi meccanici è dovuta alla presenza di forze di attrito, generate in questo caso dalla molla, dalla membrana e dalle guarnizioni. Si manifesta determinando un diverso comportamento del regolatore a seconda che ci si muova da sinistra verso destra o da destra verso sinistra sull'asse delle ascisse della curva caratteristica. In particolare la pressione risulta maggiore nel caso di portata decrescente rispetto al caso con portata crescente.

Lock up

Indica la pressione necessaria a chiudere il regolatore. Come si nota dalla Figura 3 per chiudere il regolatore è richiesta una pressione superiore a quella del setpoint. Ciò è dovuto al fatto che, al fine di ottenere un'ottima tenuta, l'elemento di strizione deve essere premuto contro la guarnizione. Il Lock up determina una zona di bassa efficienza di regolazione, ma allo stesso tempo risulta fondamentale in quelle applicazioni in cui a valle esiste un valore di pressione di soglia che non deve essere superato.

Choked Flow

Si verifica nella parte finale della curva e si presenta come una zona di regolazione a bassa efficienza. In questa situazione il regolatore risulta completamente aperto e può essere quindi considerato come una strozzatura caratterizzata da un suo coefficiente di efflusso. Si instaura un efflusso subsonico se il rapporto fra la pressione di monte e quella di valle è superiore al rapporto critico, o un efflusso sonico se tale rapporto è invece inferiore al rapporto critico. Nel secondo caso la portata di fluido che attraversa il regolatore è solo dipendente dalla pressione di monte.

Effetto della pressione in ingresso

Questo effetto non è visibile nella curva caratteristica del regolatore, tracciata per una pressione di monte costante. Infatti è un fenomeno che si verifica in quelle applicazioni in cui la pressione di monte varia. Generalmente si definisce come il rapporto fra variazione della pressione di valle e variazione della pressione di monte. Per regolatori di pressione standard la pressione di valle aumenta al diminuire della pressione di monte; vale anche il viceversa.

Scelte di progettazione

La progettazione e la scelta dei componenti interni del regolatore di pressione sono condotte con l'obiettivo di ridurre il più possibile la distanza della curva reale del regolatore da quella ideale. Si analizzano ora le scelte che possono essere effettuate per gli elementi di strizione, misura e regolazione. Come sovente avviene durante le fasi di progettazione occorre fare dei compromessi tra gli svantaggi e i vantaggi che ciascuna scelta introduce.

Elemento di carico

Come detto in precedenza generalmente si impiega una molla a compressione. In fase di progettazione si può scegliere la rigidità della molla, che influenza l'effetto di Droop del regolatore. In particolare una molla con rigidità più bassa determina una maggiore accuratezza di regolazione.

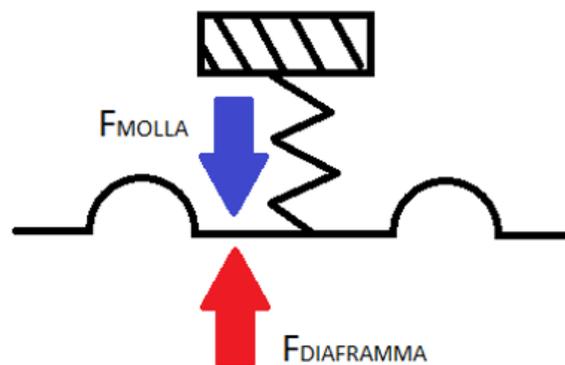


Figura 4-Equilibrio semplificato delle forze del regolatore

A fronte della medesima diminuzione della pressione di valle una molla con rigidità inferiore si allunga maggiormente rispetto ad una con rigidità più grande per ristabilire l'equilibrio con la nuova forza trasmessa dal diaframma. Di conseguenza anche l'elemento di strizione, solidale al diaframma, si sposta maggiormente verso il basso, aprendo una luce di passaggio più grande. Il regolatore è quindi capace di far passare maggior portata a fronte della stessa diminuzione di pressione a valle. Osservando la Figura 3, una molla con rigidità inferiore determina quindi, nella zona di lavoro ottimale, una pendenza inferiore della curva, e di conseguenza minimizza il Droop del regolatore.

Viceversa però una molla con rigidità troppo bassa può far insorgere problemi di instabilità del regolatore, che diventa estremamente sensibile alla variazione della pressione di valle.

Elemento di misura

In prima battuta occorre scegliere quale elemento di misura adottare. Generalmente la scelta ricade su un diaframma o su un pistone.

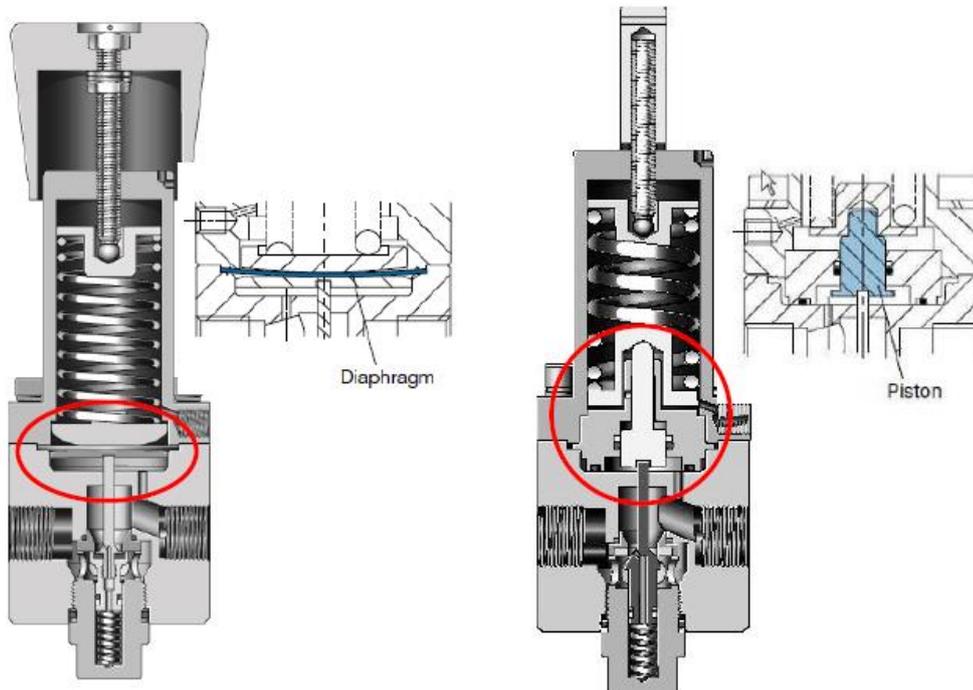


Figura 5-Elementi di misura

Il pistone ha come vantaggio la capacità di essere utilizzabile per le alte pressioni; di contro però risulta poco sensibile e introduce ulteriori attriti nel sistema. Il diaframma invece presenta una sensibilità più elevata, ma non può essere impiegato per pressioni eccessivamente alte, ed inoltre con la sua rigidità va ad influenzare l'equilibrio delle forze del regolatore.

Si supponga ora di aver scelto come elemento di misura il diaframma. Il diaframma presenta delle convoluzioni che possono "srotolarsi" quando il diaframma stesso si muove verso il basso. La sua area quindi varia durante il funzionamento, e tale variazione deve essere tenuta in conto nell'equilibrio delle forze che determinano l'apertura del regolatore.

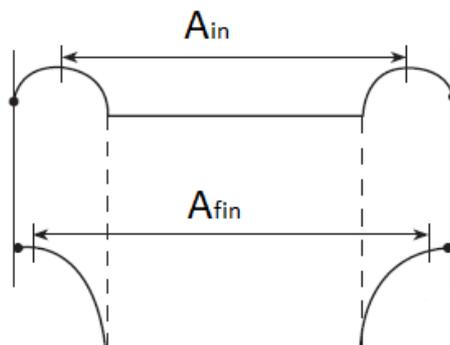


Figura 6-Variatione d'area del diaframma

Se la pressione a valle scende il diaframma si muove verso il basso e i centri di convoluzione si allontanano, determinando un'area più grande. L'area più grande del diaframma va a compensare in

parte la riduzione della pressione. Ciò si traduce in una corsa inferiore dell'elemento di strizione, il quale apre una luce di passaggio più piccola rispetto al caso di diaframma con area costante. A fronte di una medesima diminuzione di pressione di valle, il regolatore fornisce una portata inferiore nel caso in cui il diaframma cambi la sua area durante la sua traslazione. La variazione d'area del diaframma contribuisce quindi al Droop del regolatore.

Se invece si considerano ora due diaframmi aventi aree a riposo differenti, la medesima pressione di valle produce una forza maggiore attraverso il diaframma con area più grande. La sensibilità del regolatore aumenta dunque al crescere dell'area a riposo del diaframma.

Elemento di strizione

L'elemento di strizione è costituito dalla sede e dall'organo mobile. Le dimensioni della sede influiscono sulla capacità del regolatore. Infatti se la sede è più grande a fronte della medesima diminuzione della pressione di valle, il regolatore è capace di far passare una portata maggiore, riducendo così il Droop.

Un sede più grande presenta però degli svantaggi. Il primo si verifica quando l'organo mobile si avvicina molto alla sede. In questo caso le forze di flusso tendono a chiudere il regolatore. La pressione di valle diminuisce e il regolatore dunque si apre nuovamente. Il regolatore tende a "ciclare" e diventa quindi instabile. Il secondo svantaggio invece consiste in forze di chiusura più elevate (lock up pressure), e in un'usura della sede più rapida.

Mentre per quanto riguarda l'elemento mobile, questo può essere progettato in modo da minimizzare l'effetto della pressione di valle.



Figura 7-Organo mobile sbilanciato vs organo mobile bilanciato

Nel caso di organo mobile sbilanciato l'area di influenza della pressione di monte risulta non trascurabile, e la forza che ne deriva deve essere inserita nelle equazioni di equilibrio del regolatore. L'effetto della pressione di monte è quello di mantenere chiuso il regolatore. Nel caso in cui la pressione di monte diminuisca e non vi sia un richiesta di portata a valle, affinché il regolatore resti chiuso occorre che la pressione di valle aumenti per compensare appunto la diminuzione della pressione in ingresso.

Nel caso di organo mobile bilanciato invece la pressione in ingresso ha meno influenza sull'equilibrio delle forze e di conseguenza l'effetto della pressione di monte risulta minimizzato.

DESCRIZIONE REGOLATORE DI PRESSIONE “LOCCIONI”

La soluzione adottata e progettata nell'impresa “Loccioni” nasce dall'esigenza di soddisfare le strette specifiche richieste dal cliente. Si tratta di un regolatore di pressione servo-attuato ad alta precisione, in cui la parte di attuazione è affidata ad un motore elettrico e ad un sistema di conversione del moto da rotativo a lineare. Per la realizzazione del regolatore sono state usate parti commerciali ed anche componenti progettati ex novo.

Specifiche di progetto

Il regolatore di pressione è usato in un banco in cui è eseguita l'operazione di taratura di sensori di pressione per applicazioni automotive. Questa operazione richiede un'accuratezza e una stabilità della pressione molto spinte. Inoltre, essendo un'operazione che avviene in linea, occorre anche rispettare dei limiti temporali, imposti dal regime di produzione (il quale risulta essere un sensore di pressione ogni 5 secondi). Si specifica che il fluido utilizzato è azoto.

Si riporta nel seguente grafico l'operazione di taratura da realizzare con indicazione delle specifiche:

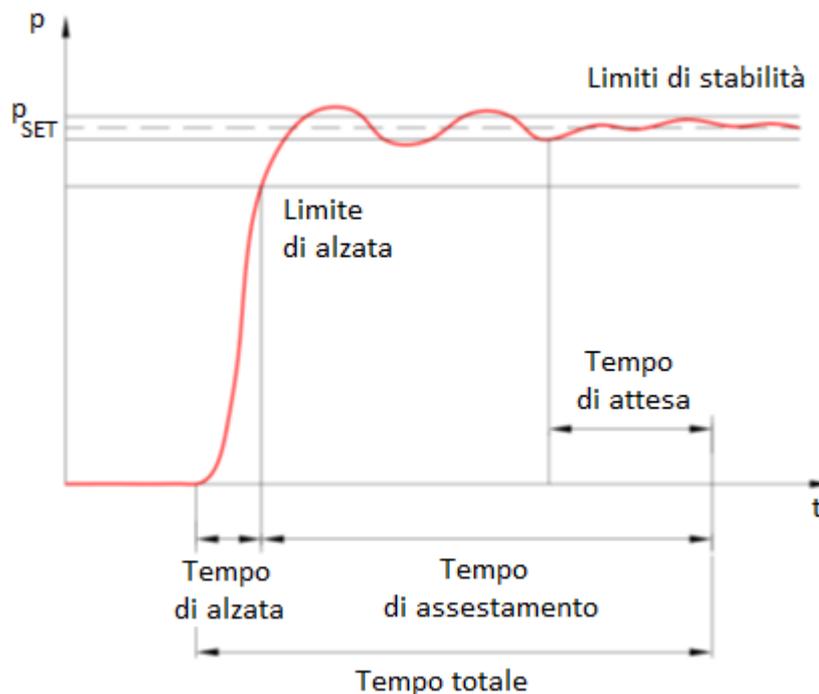


Figura 8-Operazione di taratura

PRESSIONE SET	35 bar
LIMITE DI ALZATA	$97\% P_{SET} \equiv 33,95 \text{ bar}$
ACCURATEZZA	$\pm 3\% P_{SET} \equiv \pm 1,05 \text{ bar}$
STABILITA'	$0,05\% P_{SET} \equiv 17,5 \text{ mbar}$
TEMPO DI ATTESA	5 s
TEMPO TOTALE	15 s
TEMPO DI MISURA	10 s

Tabella 1- Specifiche di progetto

L'accuratezza rappresenta il discostamento massimo che si può verificare dalla pressione di set. Permette quindi di definire un limite di pressione superiore e uno inferiore. Questa specifica risulta relativamente facile da rispettare anche con regolatori di pressione commerciali.

Ben più stringente invece risulta la specifica relativa alla stabilità. Tale fascia di stabilità di 15 mbar, che deve ovviamente ricadere all'interno della banda di accuratezza, deve essere garantita per tutto il tempo di attesa e per il successivo tempo di misura dei sensori. Qualsiasi effetto di Droop o di variazione della pressione di ingresso deve essere quindi attenuato per poter rispettare il vincolo di stabilità.

Analogamente anche il tempo totale risulta piuttosto stringente. Infatti, se si pensa che quasi due terzi di esso sono occupati dal tempo di salita e da quello di attesa, restano poco più di 5 secondi per riuscire a portare la pressione di valle del regolatore all'interno della stretta fascia di stabilità.

Infine, nel grafico non vi è indicazione del tempo di misura, che invece appare nella successiva tabella. Con tale tempo si indica il tempo in cui avviene la misura da parte dei sensori (e quindi la loro taratura), che incomincia non appena è terminato il tempo di attesa.

Regolatore di pressione servo-attuato

Alla luce di quanto affermato, gli accorgimenti adottati nel regolatore di pressione servo-attuato sono mirati specialmente alla diminuzione del tempo totale e al garantire la stabilità della pressione di valle. Tale regolatore combina gli accorgimenti meccanici e fluidodinamici descritti nel capitolo precedente ad un sistema retroazionato che permette di variare il precarico della molla durante il funzionamento.

Si forniscono ora alcune viste del regolatore di pressione, in modo da poter meglio visualizzare ciascun componente e comprendere più efficacemente il suo principio di funzionamento.

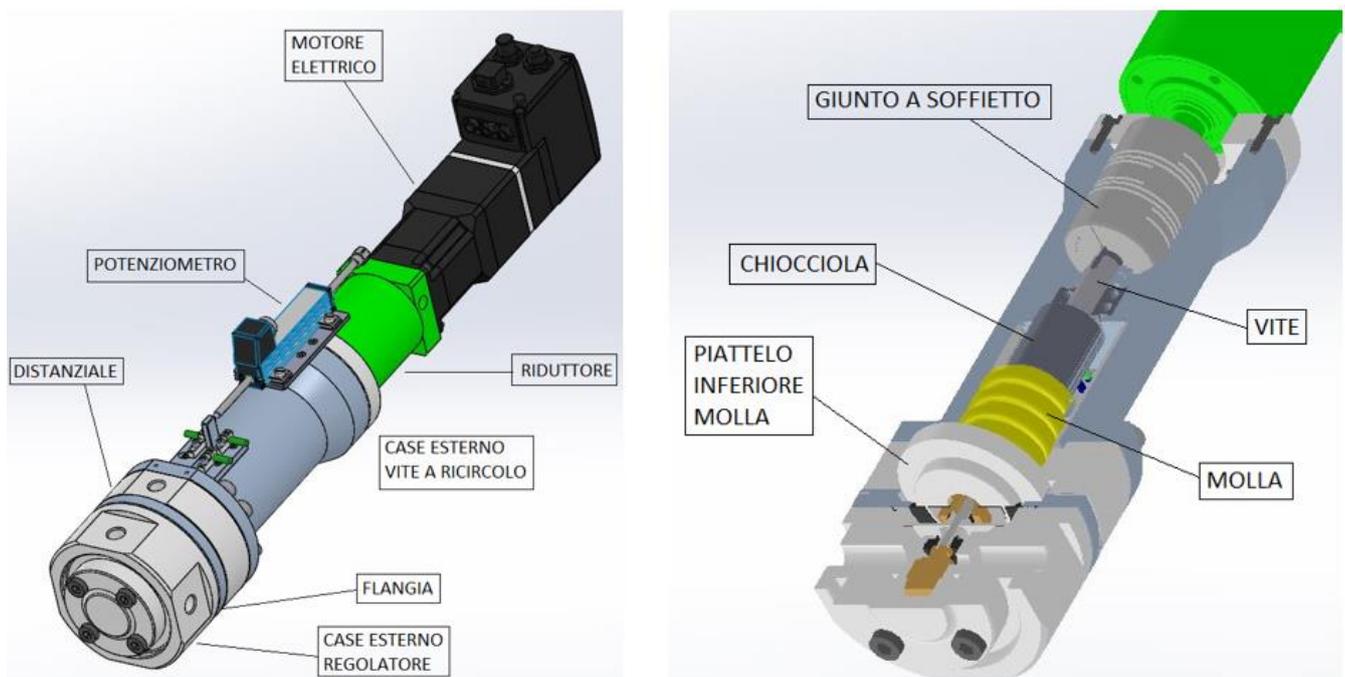


Figura 9-Viste del regolatore

Il principio di funzionamento su cui si basa il regolatore è appunto la possibilità di variare durante il funzionamento il precarico della molla. Ciò consente in particolare di variare la pressione di set a valle, e di compensare quindi eventuali derive conseguenti all'effetto di droop o alla variazione della pressione in ingresso.

La variazione del precarico della molla è affidato ad un sistema di attuazione retroazionato composto da:

- Un motore elettrico;
- Un riduttore epicicloidale;
- Una vite a ricircolo di sfere;
- Trasduttori per la retroazione.

Il motore elettrico fornisce sull'albero in uscita una coppia che, amplificata dal riduttore epicicloidale, mette in rotazione la vite a ricircolo di sfere, il cui moto rotatorio viene convertito in quello traslatorio della chiocciola. La chiocciola quindi, traslando verso il basso va a battuta su una flangia solidale al piattello superiore della molla di compressione del regolatore. La coppia in uscita dal motore attraverso questa catena di trasmissione viene così trasformata in un carico assiale di compressione agente sulla molla.

Ora che è chiaro il principio di funzionamento occorre spiegare in che modo viene controllato il motore elettrico, visto che questo aspetto risulta fondamentale durante la regolazione.

Si sono pensate due logiche di controllo. La prima consiste in un controllo in anello aperto in posizione. Per questa logica è impiegato un potenziometro che misura lo spostamento della chiocciola della vite a ricircolo. Essendo un controllo in anello aperto il potenziometro non viene utilizzato per retroazionare il segnale di posizione, ma bensì solo per verificare che la chiocciola abbia raggiunto una posizione finale stabile (possibilmente coincidente con quella di comando).

La seconda invece consiste in un controllo in anello chiuso in pressione. Il segnale di pressione di valle viene retroazionato attraverso un trasduttore di pressione ad alta precisione. Il segnale retroazionato viene confrontato con quello di set e il segnale di errore che ne deriva viene elaborato con un controllore PID. L'errore così compensato viene utilizzato dall'interfaccia del motore per generare un segnale di comando per il motore stesso.

La strategia di impiego di queste due logiche di controllo sarà descritta nel capitolo delle prove sperimentali, dove sarà anche individuata la strategia che si pensa essere più efficiente.

Si passa ora alla descrizione dei singoli componenti del regolatore.

Motore elettrico

Il motore impiegato è il modello ILA1F della "Schneider Electric". In particolare è un servo-motore brushless trifase sincrono in corrente alternata. Al suo interno è presente dell'elettronica integrata che ne gestisce il controllo in posizione con logica PID e con segnali dal campo ricevuti dall'encoder. Tale logica di controllo costituisce quindi un anello interno alle logiche di controllo realizzate con trasduttori esterni al motore precedentemente descritte.

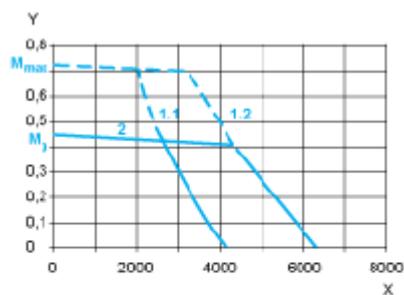
Si riportano l'immagine, le specifiche principali e le curve caratteristiche:



Figura 10-Motore elettrico ILA1F

TIPO DI MOTORE	Servo motore sincrono in corrente alternata
INTERFACCIA DI COMUNICAZIONE	CANopen
TENSIONE DI ALIMENTAZIONE	24 V
CONSUMO DI CORRENTE	7000 mA (massimo continuo), 8000 mA (picco)
VELOCITA' NOMINALE	2600 rpm
COPPIA NOMINALE	0,45 Nm
COPPIA DI STALLO	0,72 Nm
RISOLUZIONE DEL FEEDBACK IN VELOCITA'	16384 punti/giro x 4096 giri
ACCURATEZZA	+/- 0,05°

Tabella 2-Specifiche motore elettrico ILA1F



X Speed of rotation in rpm
 Y Torque in Nm
 1.1 Max. torque at 24 V
 1.2 Max. torque at 36 V
 2 Continuous torque

Figura 11- Caratteristica di coppia

Riduttore "Bonfiglioli"

Si è impiegato un riduttore epicicloidale di precisione (modello TR060). L'albero in ingresso è collegato all'albero del motore attraverso un accoppiamento ad interferenza realizzato con un collare. Invece l'albero in uscita è collegato alla vite attraverso un giunto a soffietto. Il rapporto di trasmissione che si realizza è 1:20.

Si riportano di seguito l'immagine e le specifiche:



Figura 12-Riduttore TR060

RAPPORTO DI TRASMISSIONE	1:20
COPPIA NOMINALE IN USCITA	30 Nm
MASSIMA COPPIA ACCELERANTE IN USCITA	45 Nm
COPPIA DI EMERGENZA IN USCITA	100 Nm
VELOCITÀ NOMINALE IN INGRESSO	3500 rpm
VELOCITÀ MASSIMA IN INGRESSO	5000 rpm
FORZA RADIALE MASSIMA SULL'ALBERO VELOCE	200 N
FORZA RADIALE MASSIMA SULL'ALBERO LENTO	600 N
FORZA ASSIALE MASSIMA SULL'ALBERO	700 N
GIOCO RADIALE STANDARD	5'
RENDIMENTO	94 %

Tabella 3-Specifiche riduttore TR060

Vite a ricircolo di sfere

Si è utilizzata una vite a ricircolo di sfere della "Bosch-Rexroth". Per quanto riguarda la vite di precisione le specifiche sono:

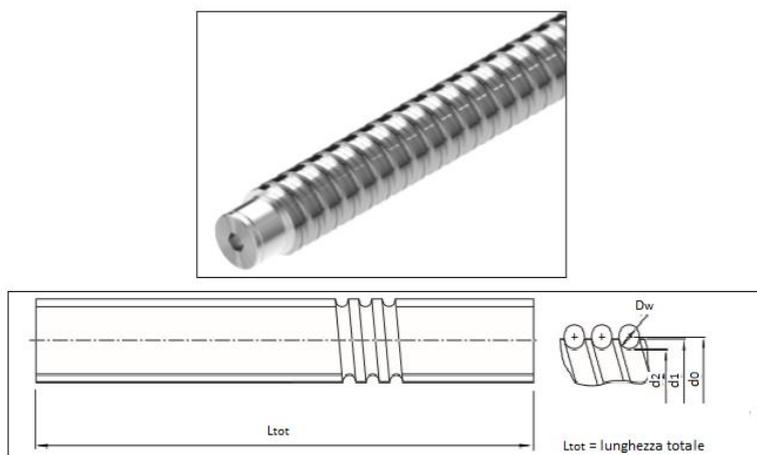


Figura 13-Vite di precisione

MODELLO	R151101700
CLASSE DI TOLLERANZA	T7
$d_0 \times P \times D_w$	16 x 5R x 3
L_{tot} MASSIMA	1500 mm
d_1	15,0 mm
d_2	12,9 mm
MOMENTO D'INERZIA LINEARE	0,31 kg*cm ² /m
MASSA LINEARE	1,24 kg/m

Tabella 4 - Specifiche vite di precisione

Invece per quel che concerne la chiocciola:

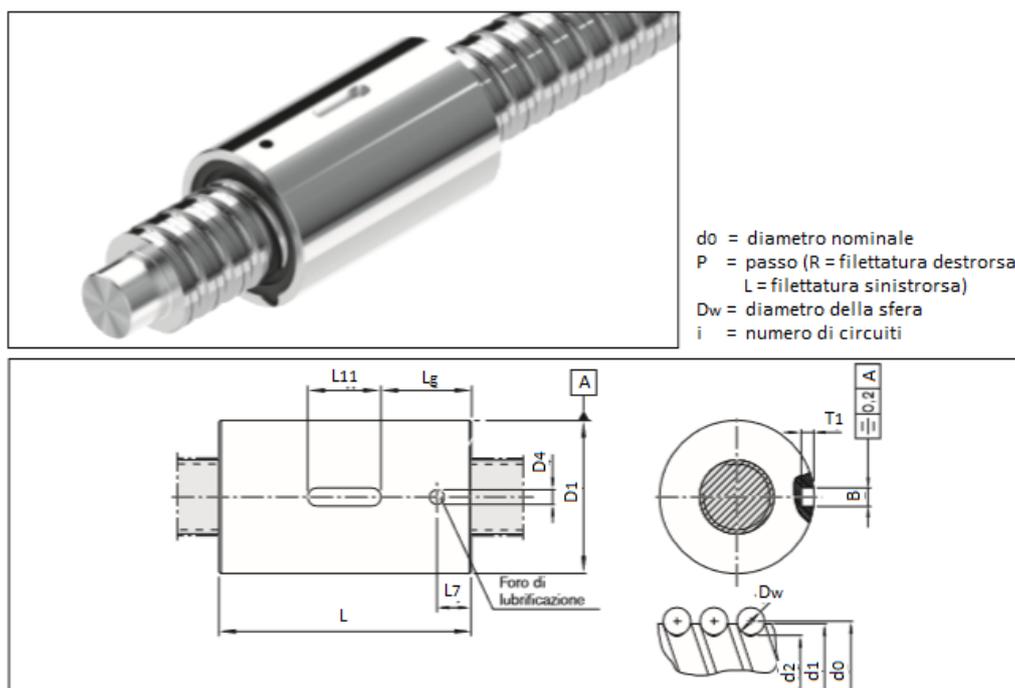


Figura 14-Chiocciola

MODELLO	R151201022
$d_0 \times P \times D_w - i$	16 x 5R x 3 - 4
VELOCITA' MASSIMA	30 m/min
FATTORE DI CARICO DINAMICO	14800 N
FATTORE DI CARICO STATICO	16100 N
d_1	15,0 mm
d_2	12,9 mm
D_1	28 mm
D_4	4 mm
L	35 mm
L_g	14,5 mm
L_7	9,5 mm
L_{11}	12 mm
B	5 mm
T_1	3 mm
MASSA	0,09 kg

Tabella 5-Specifiche chiocciola

Molla a compressione

La molla impiegata per il regolatore di pressione è una molla a compressione della “Meter Springs”, in particolare il modello R206708 “gialla”. Si riportano lo schema della molla con la legenda delle grandezze di interesse e le relative specifiche:

- D_o = Diametro esterno
- d = Diametro filo
- Sh = Lunghezza a blocco approssimativa
- L_o = Lunghezza libera (unicamente per riferimento)
- L_1 = Lunghezza minima di lavoro
- P_1 = Carico a L_1 , Newtons
- R = Carico di flessione unitaria N/mm.

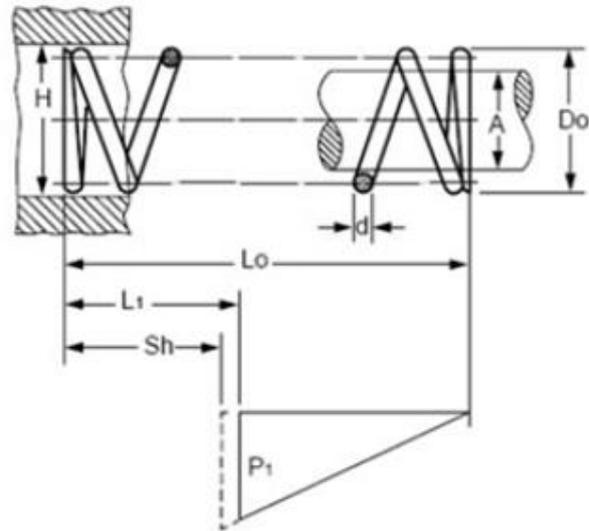


Figura 15-Schema molla a compressione

D_o	37,2 mm
d	0.00 mm (sezione quadrata)
L_o	51 mm
L_1	40.8 mm
P_1	6405,60 N
R	628 N/mm
Sh	38 mm
Mat	Gialla

Tabella 6-Specifiche molla a compressione

Potenziometro “Novotechnik”

Il modello scelto è il TRS-050, e cioè un potenziometro a plastica conduttiva con molla di ritorno capace di misurare corse fino a 50 mm. La punta dell'alberino di misura è a contatto con una linguetta montata sulla chiocciola della madre vite. Di conseguenza il trasduttore rileva lo spostamento del piattello superiore della molla del regolatore.

Si riportano di seguito l'immagine del potenziometro, il particolare del montaggio e le specifiche:



Figura 16- Potenziometro "Novotechnik"

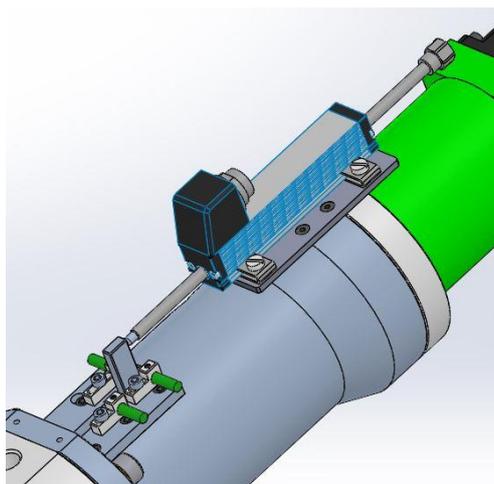


Figura 17-Particolare del montaggio

CAMPO DI MISURA	0-50 mm
FS	50 mm
LINEARITA' INDIPENDENTE	0,15%
RIPETIBILITA'	2 mm
ALIMENTAZIONE MASSIMA	42 V

Tabella 7-Specifiche potenziometro "Novotechnik"

Si specifica che il segnale in uscita dal potenziometro è un segnale in tensione che deve essere condizionato.

Trasduttore di pressione "Mensor"

Il trasduttore "Mensor" (modello CPT180) è posizionato sul serbatoio dopo il regolatore di pressione (verrà spiegata nel capitolo successivo la funzione del serbatoio), dove la pressione deve essere rilevata con estrema precisione per poter garantire che il regolatore rispetti le specifiche di progetto. Il trasduttore "Mensor" comunica direttamente con il PC attraverso protocollo seriale. Questo trasduttore restituisce l'informazione della pressione in bar relativi.

Si riportano di seguito l'immagine e le specifiche del trasduttore:



Figura 18-Trasduttore di pressione "Mensor"

CAMPO DI MISURA	0-60 bar
FS	60 bar
ACCURATEZZA	0,01% FS
PRECISIONE	0,004% FS
RISOLUZIONE	6 cifre significative
ALIMENTAZIONE	12 VDC
INTERFACCIA	RS 232
BAUD RATE	9600 baud
SEGNALE DI OUTPUT	Query and response
MEASURING RATE	50 Hz

Tabella 8-Specifiche trasduttore di pressione "Mensor"

Case esterno vite a ricircolo di sfere

Il case esterno della vite a ricircolo di sfere è stato ottenuto per mezzo di lavorazione meccanica. Il materiale utilizzato è l'AISI 304.

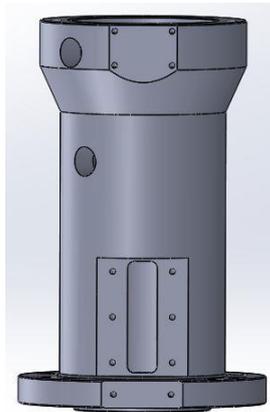


Figura 19-Case esterno vite a ricircolo di sfere

Elementi interni del regolatore di pressione

Gli elementi interni del regolatore di pressione (elemento di strizione, guarnizioni, tubicino di presa pressione...) sono quelli di un regolatore "Fairchild" con alimentazione massima 35 bar senza relieving.



Figura 20-In alto, da sinistra verso destra: organo mobile dell'elemento di strizione, filtro, sede dell'elemento di strizione; in basso, da sinistra verso destra: elemento separatore ambiente di valle-camera diaframma con tubicino di presa pressione, guarnizione.



Figura 21-Regolatore di pressione "Fairchild"

Il diaframma invece è stato sostituito con uno in grado di sopportare 50 bar. Anche il collegamento fra diaframma e piattello inferiore della molla e il piattello della molla stesso sono stati riprogettati, in quanto la molla adottata ha diametro superiore di quella originale del "Fairchild".

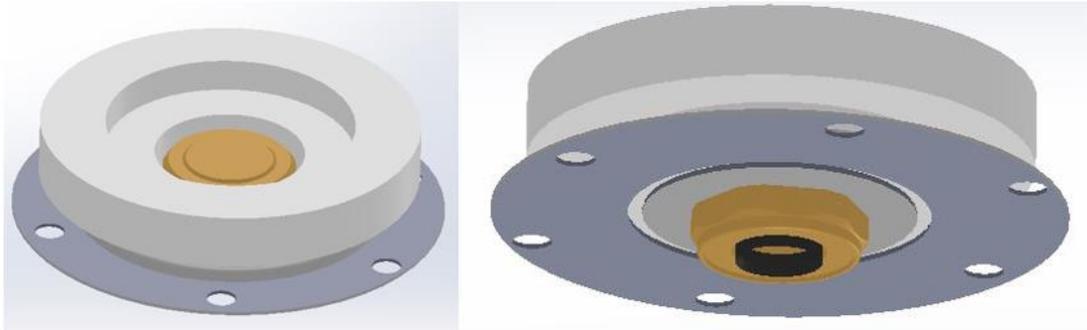


Figura 22-Diaframma e piattello inferiore della molla

Case esterno regolatore di pressione

Il case esterno del regolatore è stato riprogettato in alluminio rendendolo più robusto (la pressione di alimentazione passa dai 35 bar del "Fairchild" a circa 50 bar) di quello del "Fairchild", mantenendo però la stessa struttura interna in termini di luci e canali di passaggio.

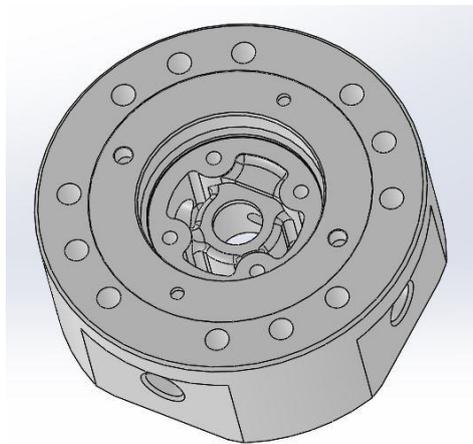


Figura 23-Case esterno regolatore

DESCRIZIONE BANCO DI PROVA

Il banco di prova che è stato allestito ha come unica finalità il testing e la successiva validazione del regolatore di pressione servo-attuato. Nel momento del montaggio sulla linea di produzione la configurazione dei vari elementi, come anche la componentistica hardware, può essere riprogettata in maniera da poter integrare il regolatore di pressione sulla linea stessa. In particolare sul banco del testing sono stati impiegati dei trasduttori aggiuntivi (due trasduttori di pressione e una termocoppia), che non sono necessari per il controllo del motore, ma sono esclusivamente usati per rilevare dati utili per analisi successive.

Si riporta di seguito lo schema della banco prova utilizzato per il testing:

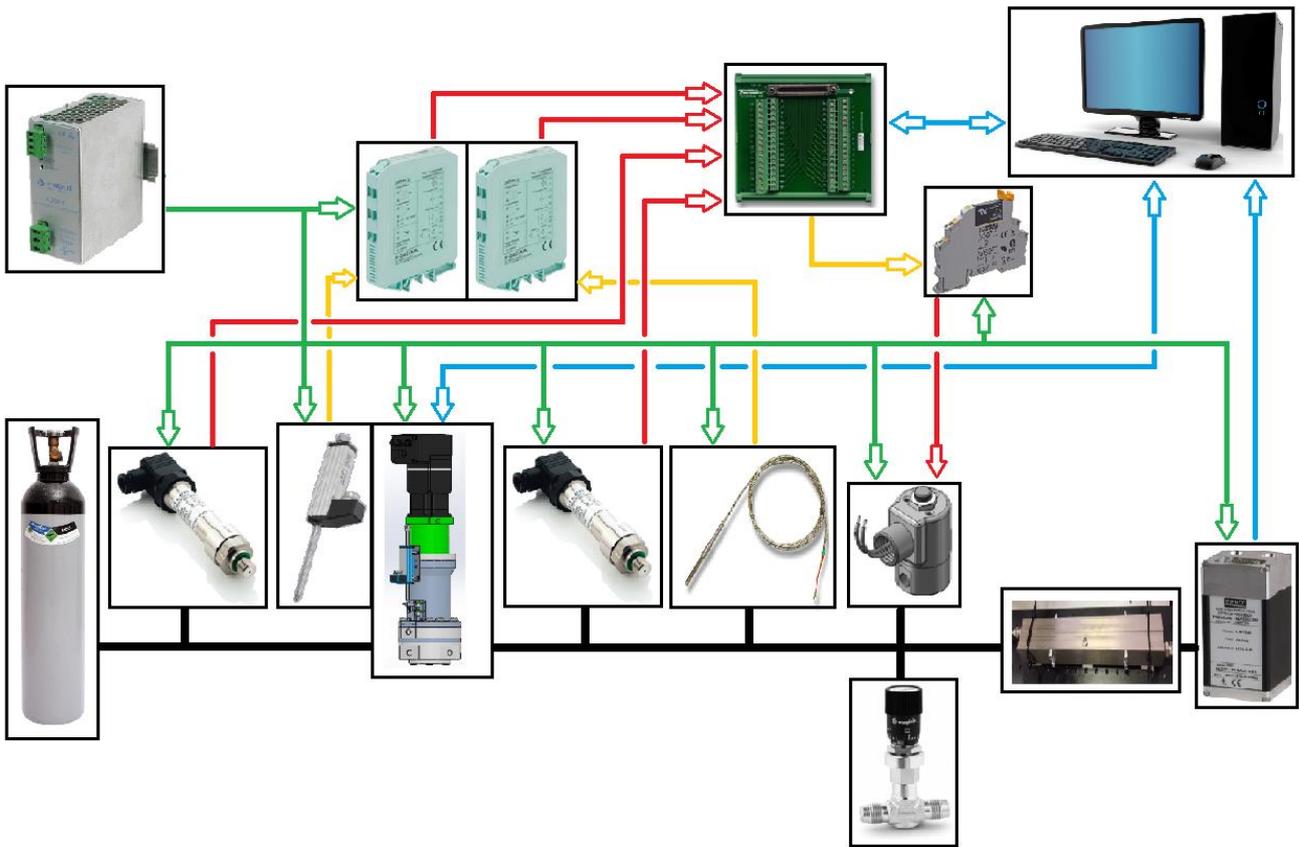


Figura 24-Schema banco prova



Figura 25-Legenda schema banco prova

L'intero banco viene gestito via PC attraverso il software LabVIEW. I segnali dal campo vengono acquisiti dal software attraverso la terminaliera o con comunicazione seriale. Tramite software si può impostare la frequenza di campionamento dei segnali. Una volta acquisiti i segnali, viene implementato il controllo in anello aperto in posizione o chiuso in pressione, e vengono inviati i comandi che ne susseguono attraverso la terminaliera o per via seriale. Affinché si possa controllare in maniera deterministica il processo viene impostato dall'utente il tempo in cui il software deve compiere ciascun ciclo di controllo. Inoltre il software permette di:

- Caricare il test plan;
- Abilitare il motore;
- Definire i guadagni del PID;
- Salvare i dati rilevati durante la prova (pressioni in ingresso e in uscita, pressione del serbatoio, segnale del potenziometro, temperatura e tempo) in appositi file;
- Visualizzare per via grafica gli andamenti della pressione del serbatoio, della corsa del potenziometro, della temperatura e della pressione di monte;
- Visualizzare il valore dei movimenti comandati al motore sia in anello aperto che in anello chiuso.

Si riportano di seguito l'interfaccia grafica del programma Labview e il diagramma a blocchi semplificato dello stesso:

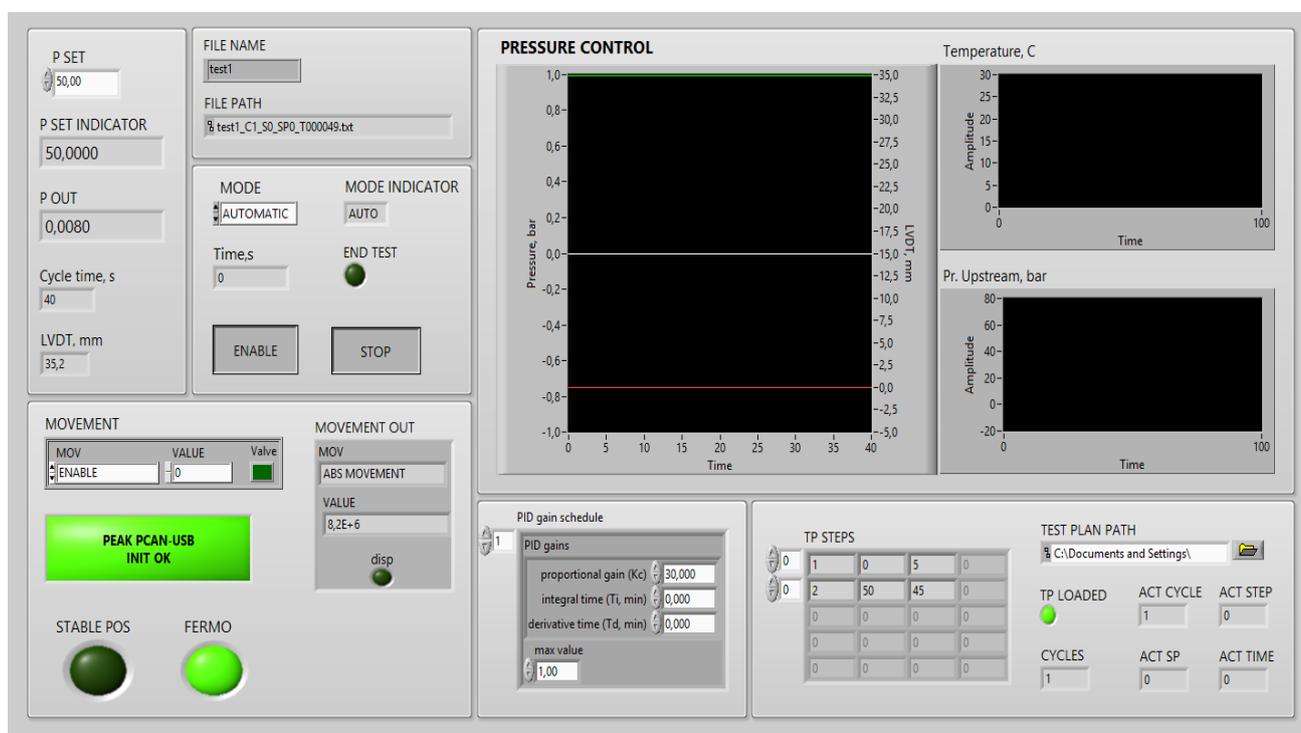


Figura 26-Interfaccia del programma LabVIEW

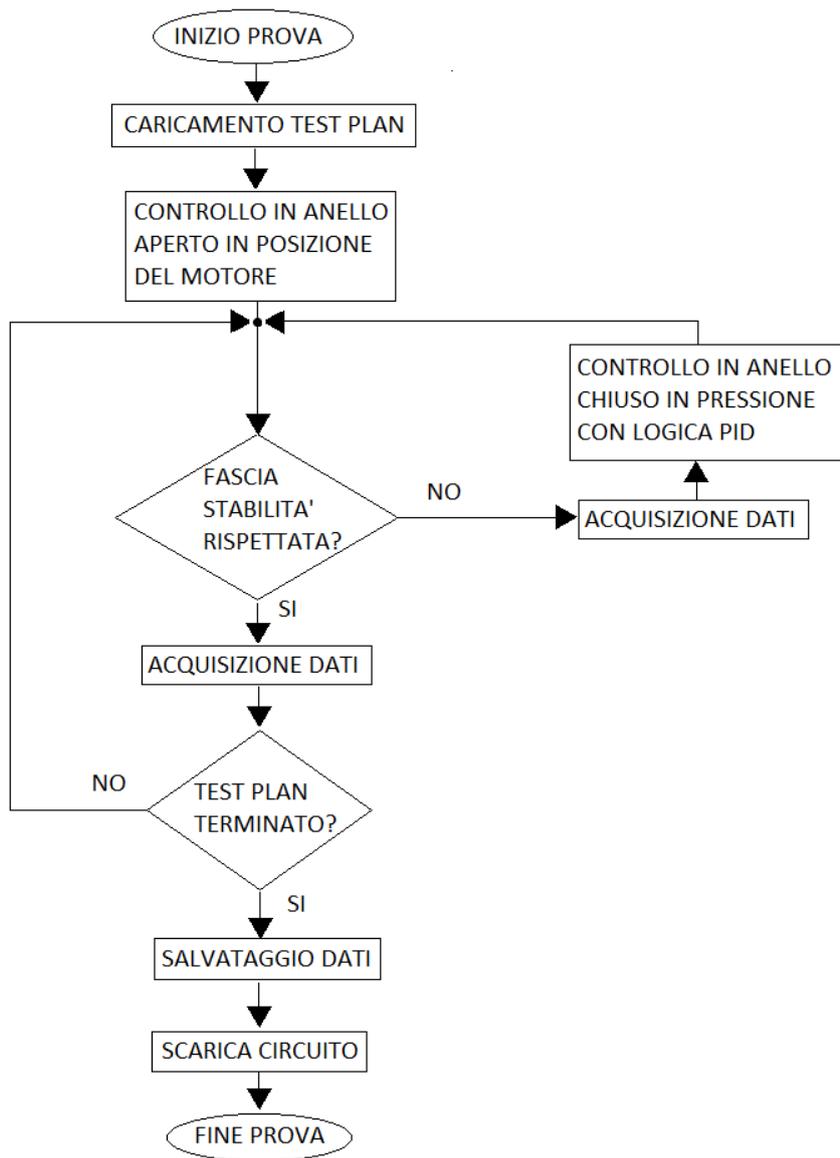


Figura 27-Esempio di diagramma a blocchi semplificato del programma

Si descrivono di seguito i componenti usati nel banco di prova.

Power supply

Si è impiegato il modello XCSF3 della “Cabur” capace di convertire la tensione di rete in ingresso in una tensione 24 VDC in uscita.



Figura 28-Power supply "Cabur"

Terminaliera National Instrument

Per acquisire e inviare segnali al campo si è utilizzato il modello TBX-68 rappresentato in figura:

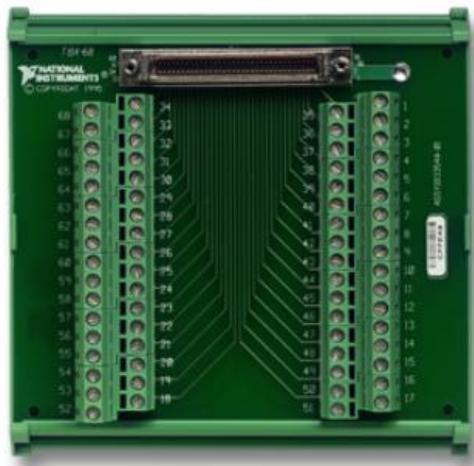


Figura 29- Terminaliera TBX-68

La terminaliera presenta 68 terminali a vite per il collegamento facilitato dei segnali I/O di campo. La terminaliera è messa in comunicazione con la scheda di acquisizione PCI-6052E (inserita all'interno dell'unità centrale del computer) attraverso un cavo schermato SHC68-68-EPM con connettore a 68 pin.

Attraverso i terminali a vite sono collegati i due trasduttori di pressione “Keller”, il potenziometro, la termocoppia e la valvola digitale. I segnali dei quattro trasduttori sono dei segnali analogici in input, mentre il segnale della valvola è digitale in output. Tutti i segnali in acquisizione sono segnali in tensione nel range standardizzato 0-10 V. I segnali digitali in output assumono invece valore 0 o 5 V.

Si riporta di seguito la mappa della terminaliera con indicazione dei terminali impiegati per il banco:

AI 8	34	68	AI 0
AI 1	33	67	AI GND
AI GND	32	66	AI 9
AI 10	31	65	AI 2
AI 3	30	64	AI GND
AI GND	29	63	AI 11
AI 4	28	62	AI SENSE
AI GND	27	61	AI 12
AI 13	26	60	AI 5
AI 6	25	59	AI GND
AI GND	24	58	AI 14
AI 15	23	57	AI 7
AO 0 ¹	22	56	AI GND
AO 1 ¹	21	55	AO GND
AO EXT REF ¹	20	54	AO GND
P0.4	19	53	D GND
D GND	18	52	P0.0
P0.1	17	51	P0.5
P0.6	16	50	D GND
D GND	15	49	P0.2
+5 V	14	48	P0.7
D GND	13	47	P0.3
D GND	12	46	AI HOLD COMP
PFI 0/AI START TRIG	11	45	EXT STROBE
PFI 1/AI REF TRIG	10	44	D GND
D GND	9	43	PFI 2/AI CONV CLK
+5 V	8	42	PFI 3/CTR 1 SRC
D GND	7	41	PFI 4/CTR 1 GATE
PFI 5/AO SAMP CLK	6	40	CTR 1 OUT
PFI 6/AO START TRIG	5	39	D GND
D GND	4	38	PFI 7/AI SAMP CLK
PFI 9/CTR 0 GATE	3	37	PFI 8/CTR 0 SRC
CTR 0 OUT	2	36	D GND
FREQ OUT	1	35	D GND

- POTENZIOMETRO
- TERMOCOPPIA
- TRASDUTTORE KELLER
- TRASDUTTORE KELLER
- VALVOLA DIGITALE

Figura 30-Schema terminali a vite

Trasduttore di pressione "Keller"

Si sono utilizzati due trasduttori di pressione "Keller" (modello PA-23), uno subito a monte del regolatore e l'altro subito a valle. I due trasduttori quindi misurano rispettivamente la pressione di alimentazione del regolatore e la pressione di valle, che va ad agire sul diaframma del regolatore. Entrambe le pressioni sono espresse in bar relativi.

Si riportano l'immagine e le specifiche del trasduttore:



Figura 31-Trasduttore "Keller"

CAMPO DI MISURA	0-100 bar
FS	100 bar
SOVRAPRESSIONE	200 bar
ACCURATEZZA	$\pm 0,2\%FS$ typ $\pm 0,5\%FS$ max
SEGNALE IN OUTPUT / TIPO	4-20 mA / 2 Fili
ALIMENTAZIONE	24 VDC

Tabella 9-Specifiche traduttore di pressione "Keller"

Si rappresenta anche la connessione elettrica realizzata:

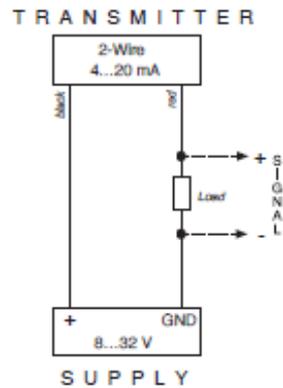


Figura 32-Conessioni elettriche trasduttore "Keller"

Con il blocco LOAD si intende una resistenza di 500 Ω , che permette di convertire il segnale in corrente 4-20 mA in segnale in tensione 2-10 V inviato alla terminaliera. Si ricorda che i dati di pressione rilevati da questi due trasduttori sono solo usati per l'analisi dei dati successiva alla prova, e non per il controllo del motore.

Termocoppia

Si è utilizzata una termocoppia della "Tersedì". In particolare si è scelto il tipo T (in rame), capace di misurare nel range di temperatura compreso fra -200 e +200°C. La temperatura che viene rilevata è quella subito a valle del regolatore. Il segnale in tensione della termocoppia viene inviato ad uno dei due condizionatori.



Figura 33-Termocoppia

Condizionatore "Datexel"

Si sono impiegati due condizionatori Datexel (modello 4135) per condizionare rispettivamente i segnali in tensione del potenziometro e della termocoppia.



Figura 34-Condizionatore "Datexel" 4135

Ciascun condizionatore, alimentato a 24 V, riceve in ingresso un segnale in tensione proveniente dal relativo trasduttore e restituisce in uscita un segnale in tensione nel range standardizzato 0-10V che viene così inviato alla terminaliera. Entrambi i condizionatori sono stati programmati attraverso il programma di configurazione dedicato PROSOFT.

Tubi e serbatoio

Per riprodurre in maniera fedele ciò che avviene nel banco di taratura reale, a valle del regolatore vengono inseriti sul banco di testing delle tubazioni e un serbatoio aventi le stesse dimensioni, in termini di lunghezza e volume, di quelli usati nel banco reale. In particolare il serbatoio di 0,79 litri va a riprodurre la camera in cui vengono tarati i sensori e dove quindi deve essere garantita la stabilità di 15 mbar. Di conseguenza, il trasduttore di pressione "Mensor", utilizzato per chiudere l'anello di controllo in pressione, viene montato sul serbatoio in modo da poter rilevare la pressione che si stabilisce in esso.



Figura 35-Serbatoio

Fuga calibrata

A valle del regolatore è inserita anche una valvola di misura che funziona da fuga calibrata. Questo perché il regolatore di pressione non possiede il relieving e non è quindi in grado di scaricare sovrappressioni a valle. Si è scelto di utilizzare un regolatore senza relieving in quanto la presenza di relieving determinerebbe delle brusche variazioni di pressione a valle in caso di sovrappressione, che non permetterebbero di rientrare nei limiti di stabilità definiti da specifica.

Si riporta un dato sperimentale in merito a tale affermazione:

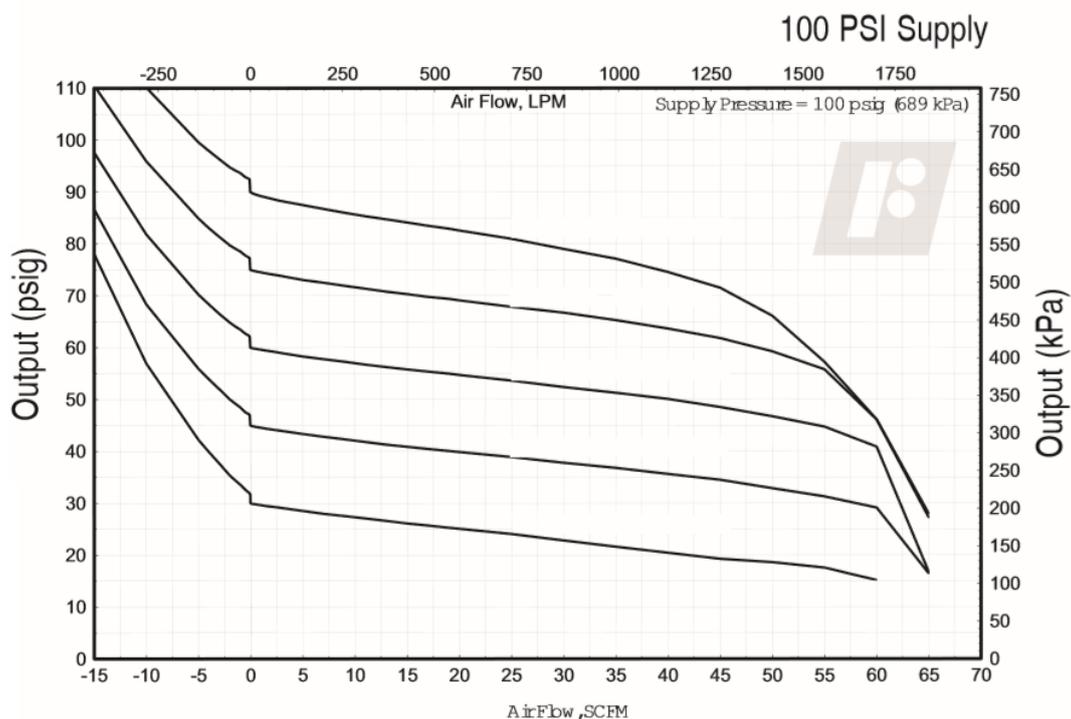


Figura 36-Curve caratteristiche di un regolatore "Fairchild"

I segmenti verticali presenti su tutte le curve di Figura 36 in corrispondenza di portata nulla sono le variazioni di pressione che si verificano nel momento in cui interviene il relieving. Tutte le variazioni sono superiori a 15 mbar, ovvero la fascia di stabilità permessa.

La sovrappressione viene quindi gestita attraverso una valvola di misura della "Swagelok", che permette delle regolazioni più fini. L'unico svantaggio che consegue dall'impiego di questa valvola è un continuo flusso di portata verso l'ambiente, che equivale a potenza dissipata. Si specifica però che la portata dispersa verso l'ambiente risulta piccola.



Figura 37-Valvola di misura "Swagelok"

Nelle successive prove sperimentali si cerca anche di valutare l'effetto della fuga nella regolazione e di individuare l'apertura ottimale della valvola. In tal modo sul banco di taratura reale si può sostituire la valvola di misura con un foro calibrato di opportune dimensioni.

Valvola digitale

La valvola digitale impiegata è il modello H22G7DCV della "Peter Paul Electronics". La valvola è del tipo normalmente chiusa, monostabile, ad azionamento elettrico, ed è utilizzata per mettere a scarico il circuito pneumatico una volta concluso il ciclo di regolazione.

Si riportano di seguito l'immagine, la configurazione di funzionamento e le specifiche:



Figura 38-Valvola digitale

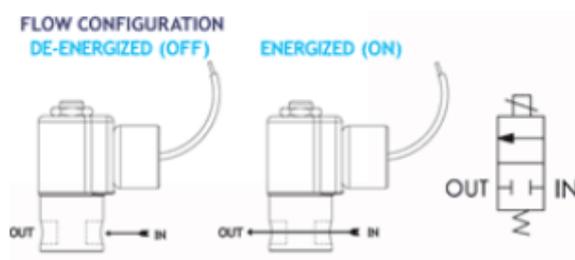


Figura 39-Configurazione di funzionamento

TENSIONE DI ALIMENTAZIONE	24 V
POTENZA ASSORBITA	9,5 W
TEMPO DI RISPOSTA IN ARIA	4-16 ms
PRESSIONE MASSIMA	3000 psi \equiv 207 bar
DIAMETRO SEZIONE DI PASSAGGIO	1/32 "

Tabella 10-Specifiche valvola digitale

Come si nota dalla tabella l'alimentazione della valvola è di 24 V, mentre il segnale digitale di output della terminaliera è di soli 5 V. Per sopperire a questo problema si interpone fra terminaliera e valvola un modulo relè a stato solido.

PROVE SPERIMENTALI

Le prove eseguite mirano alla ricerca della configurazione ottimale del sistema. Il banco di testing infatti permette di variare:

- Pressione di alimentazione del regolatore;
- Grado di apertura della valvola di misura;
- Velocità del motore;
- Parametri del controllore PID dell'anello chiuso in pressione;

Le diverse combinazioni di questi fattori determinano dei risultati notevolmente diversi. L'obiettivo risulta di conseguenza quello di individuare la combinazione o le combinazioni che permettono di far rispettare le specifiche di progetto.

Assunzioni preliminari

È sicuramente interessante dal punto di vista ingegneristico provare a prevedere come le variazioni dei precedenti fattori possano influire sull'esito delle prove. Questa attività infatti permette di verificare se il problema studiato è stato compreso nella sua interezza o se esistono dei fenomeni fisici che necessitano di ulteriori approfondimenti.

Variazione della pressione di alimentazione

Ci si aspetta che all'aumentare della differenza fra pressione in ingresso e pressione in uscita il sistema diventi più pronto nella risposta, ma allo stesso tempo anche più brusco. La prontezza del sistema è una caratteristica indispensabile per rispettare la specifica del tempo di assestamento e va ad influire particolarmente sul tempo di salita indicato in Figura 8. Al contrario, la specifica della fascia di stabilità richiede di avere una regolazione precisa e priva di brusche variazioni.

Variazione del grado di apertura della valvola di misura

Risulta chiaro che la valvola di misura non può essere tenuta chiusa poiché altrimenti non si sarebbe in grado di gestire le sovrappressioni a valle del regolatore. Al contrario una valvola di misura troppo aperta comporterebbe una eccessiva portata dispersa e un tempo totale di assestamento decisamente lungo.

Tra questi due estremi di funzionamento appare però difficile poter stimare a priori quale sia il grado di apertura che garantisca la migliore risposta del regolatore. Nella conduzione delle prove si procede di conseguenza in maniera empirica, aprendo o chiudendo maggiormente la valvola di misura da prova a prova.

Variazione della velocità del motore

La velocità del motore risulta di particolare importanza durante il controllo in posizione in anello aperto. Ci si aspetta che all'aumentare della velocità di set del motore il sistema diventi più pronto. Durante il funzionamento occorre però verificare che l'accelerazione massima del motore permetta al motore stesso di raggiungere nella corsa disponibile la velocità impostata come set dall'utente. Risulta infatti inutile impostare come set una velocità che il motore non può raggiungere a causa dei suddetti limiti fisici.

Variazione dei parametri del controllore PID

Ciascuno dei tre parametri del controllore PID ha un effetto diverso sulla risposta del regolatore. Generalmente vale che:

RISPOSTA IN ANELLO CHIUSO	TEMPO DI SALITA	OVERSHOOT	TEMPO DI ASSESTAMENTO	ERRORE STATICO A REGIME
Aumento K_p	diminuisce	aumenta	piccolo cambiamento	diminuisce
Aumento K_i	diminuisce	aumenta	aumenta	annullato
Aumento K_d	piccolo cambiamento	diminuisce	diminuisce	piccolo cambiamento

Tabella 11-Effetti dei parametri del PID

Alla luce delle specifiche che si devono rispettare si può prevedere che:

- Per il K_p occorre scegliere un valore che rappresenti un compromesso fra tempo di salita ridotto e buona stabilità del sistema;
- Per il K_i occorre scegliere un valore decisamente piccolo, in quanto tendendo il guadagno integrativo ad annullare l'errore statico, in un tempo sufficientemente lungo si potrebbe uscire dalla banda di stabilità. Il K_i può però servire nel compensare la portata che si disperde attraverso la fuga;
- Il K_d permette diminuire il tempo di assestamento. Si può quindi scegliere un valore sufficientemente alto ma bisogna prestare attenzione all'effetto di amplificazione che il K_d ha nei confronti dei disturbi ad alta frequenza (es: disturbi elettrici).

Strategia di controllo

Si possono implementare differenti strategie di controllo, risultato della combinazione delle logiche di controllo descritte nel capitolo “DESCRIZIONE REGOLATORE DI PRESSIONE LOCCIONI”. In particolare ne sono state individuate due:

1. Il primo movimento del motore elettrico viene condotto in anello aperto in posizione. Una volta raggiunta la posizione finale si attiva il controllo in anello chiuso in pressione con logica PID e setpoint pari a 35 bar;
2. Il primo movimento del motore elettrico viene condotto in anello aperto in posizione. Una volta raggiunta la posizione finale si misura la pressione nel serbatoio a valle che diventa il nuovo setpoint. A questo punto si affida il compito della regolazione al diaframma. Il controllo in anello chiuso con logica PID viene attivato solo se la pressione di valle fuoriesce da una banda di pressione ovviamente più stretta di quella di stabilità.

La seconda strategia permette di combinare sia la capacità di regolazione della membrana che la possibilità di variare il precarico della molla. Si pensa quindi che sia la più efficace.

A differenza delle assunzioni preliminari, per le quali saranno dedicate delle prove di verifica, in merito alla strategia di controllo si decide di adottare esclusivamente la seconda. Si passa quindi ora alla spiegazione nel dettaglio di questa logica di controllo.

Come detto, il primo movimento del motore elettrico viene condotto in anello aperto in posizione. Il valore del movimento assoluto comandato al motore è ottenuto dalla caratteristica statica del regolatore, che sarà successivamente ricavata. Il controllo in anello aperto del motore si può quindi schematizzare con questo diagramma a blocchi:

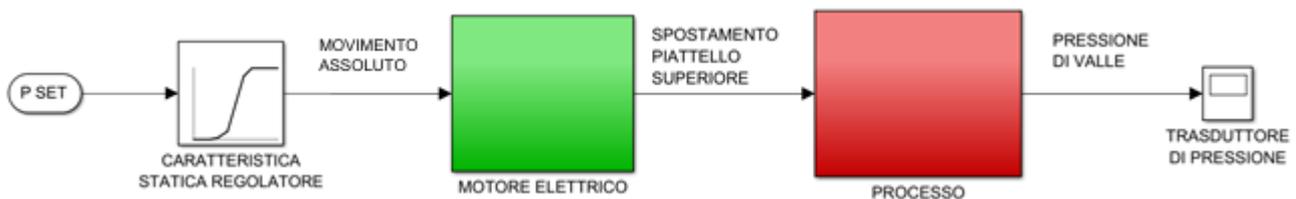


Figura 40-Logica di controllo in anello aperto

Una volta che attraverso il potenziometro si verifica che il motore abbia raggiunto una posizione stabile si legge il valore di pressione di valle e lo si imposta come il nuovo set point, il quale ovviamente deve cadere all'interno della banda di accuratezza ($\pm 3\%$ pressione di set di progetto). Al controllo in posizione in anello aperto si affida quindi il compito di portare il più velocemente possibile la pressione di valle all'interno dei limiti di accuratezza.

A questo punto, definito il nuovo set point, si passa alla logica di controllo in anello chiuso in pressione. Se l'errore fra pressione di valle e quello di set è inferiore della soglia di attivazione allora il PID resta disattivato e si affida la regolazione esclusivamente al diaframma. Altrimenti l'errore fra segnale di set e segnale retroazionato viene inviato al PID che genera un errore compensato, il quale attraverso il modulo di interfaccia diventa un comando in movimento relativo per il motore elettrico.

La logica di controllo in anello chiuso, con PID disattivato può essere così schematizzata:

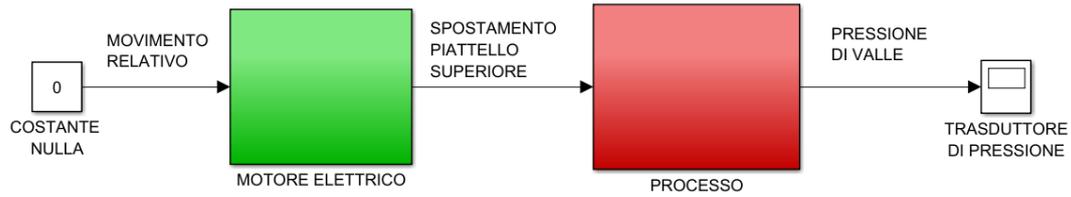


Figura 41- Logica di controllo in anello chiuso con PID disattivato

Invece la logica di controllo in anello chiuso con PID attivato è rappresentata dal seguente diagramma a blocchi:

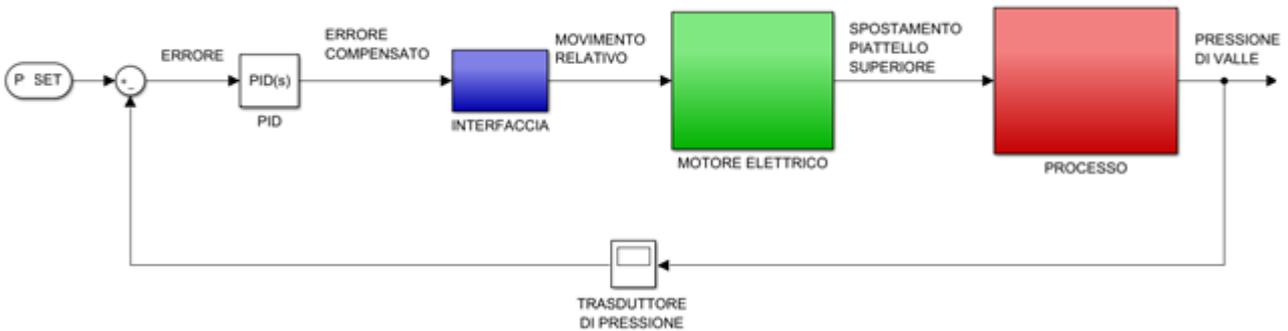


Figura 42-Logica di controllo in anello chiuso con PID attivato

Al controllo in anello chiuso si affida quindi il compito di assicurare il rispetto della fascia di stabilità. Il controllo in anello chiuso è implementato sul programma LabVIEW attraverso i due sotto-blocchi qui riportati:

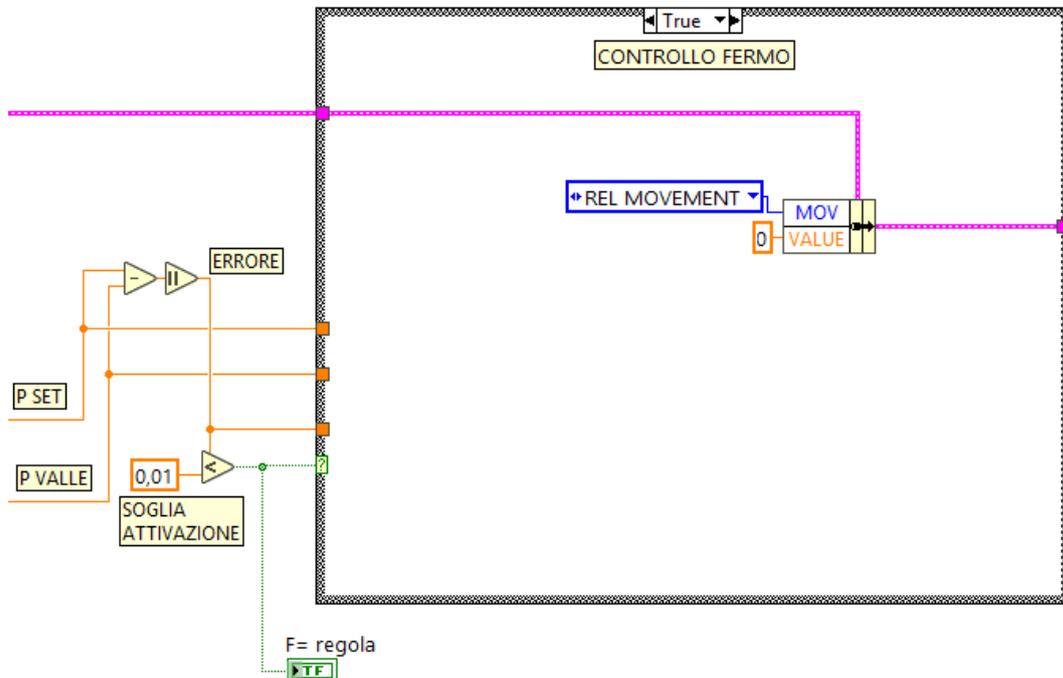


Figura 43-Controllo in anello chiuso con PID disattivato in LabVIEW

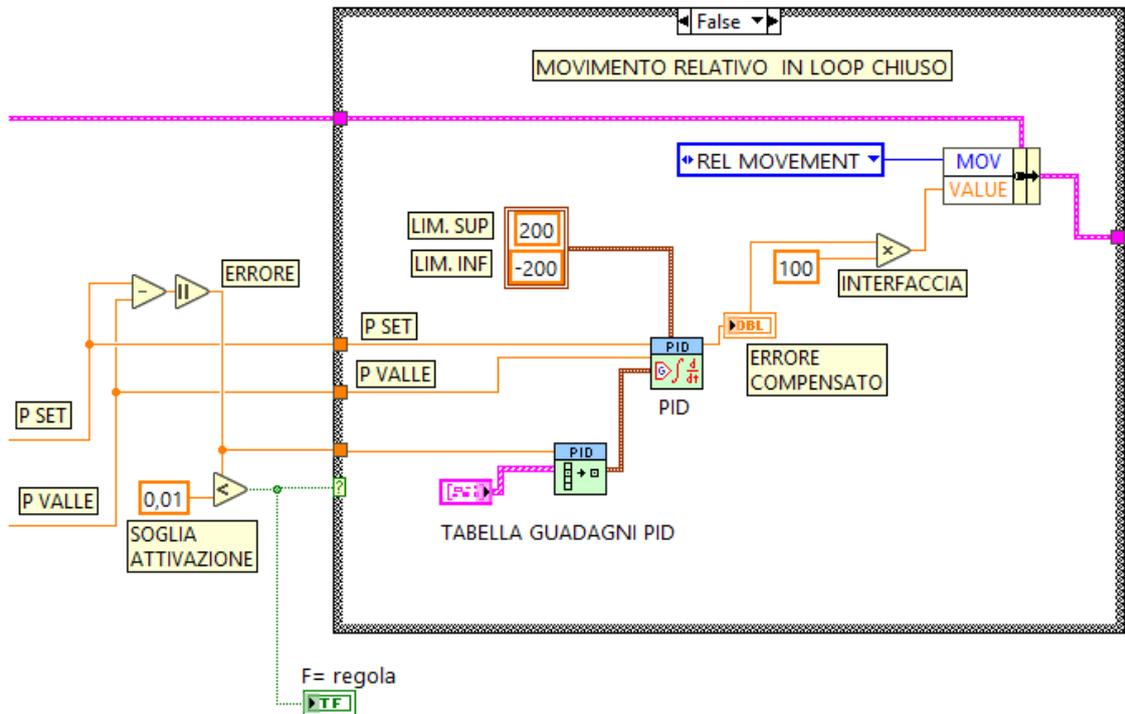


Figura 44-Controllo in anello chiuso con PID attivato in LabVIEW

Al di fuori della “case-structure” viene effettuato il controllo dell’errore per verificare se sia minore della soglia di attivazione. Se così è allora si esegue la “case-structure” nel suo caso vero: al motore viene inviato un comando di movimento relativo di valore nullo. Se invece l’errore è maggiore della soglia si esegue la “case-structure” nel suo caso falso. Quindi dal controllore PID viene generato un errore compensato (il cui valore è compreso fra i limiti di saturazione, -200 e 200) che passando attraverso il modulo di interfaccia produce un comando di moto relativo per il motore.

I parametri del PID che vengono impostati nella “TABELLA GUADAGNI PID” in Figura 44 sono:

- Guadagno proporzionale K_c (o K_p);
- Tempo di integrazione T_i ;
- Tempo di derivazione T_d .

È possibile risalire al guadagno integrativo e a quello derivativo applicando le seguenti equazioni:

$$K_i = \frac{K_c}{T_i}$$

$$K_d = K_c T_d$$

Caratteristica statica del regolatore di pressione

Il controllo in posizione in anello aperto richiede di conoscere la relazione che esiste fra posizione assoluta del motore e pressione che si realizza a valle a regime. Questa relazione prende il nome di caratteristica statica. Per ottenerla si impongono delle posizioni assolute al motore attraverso software dedicato e si misura tramite il trasduttore di valle la pressione che si instaura.

Questa procedura sperimentale è stata ripetuta a tre diversi livelli di pressione di alimentazione, sostituendo la valvola di misura a valle del regolatore con un tappo, in modo da mantenere chiuso il circuito. Si riporta la caratteristica statica del regolatore rilevata:

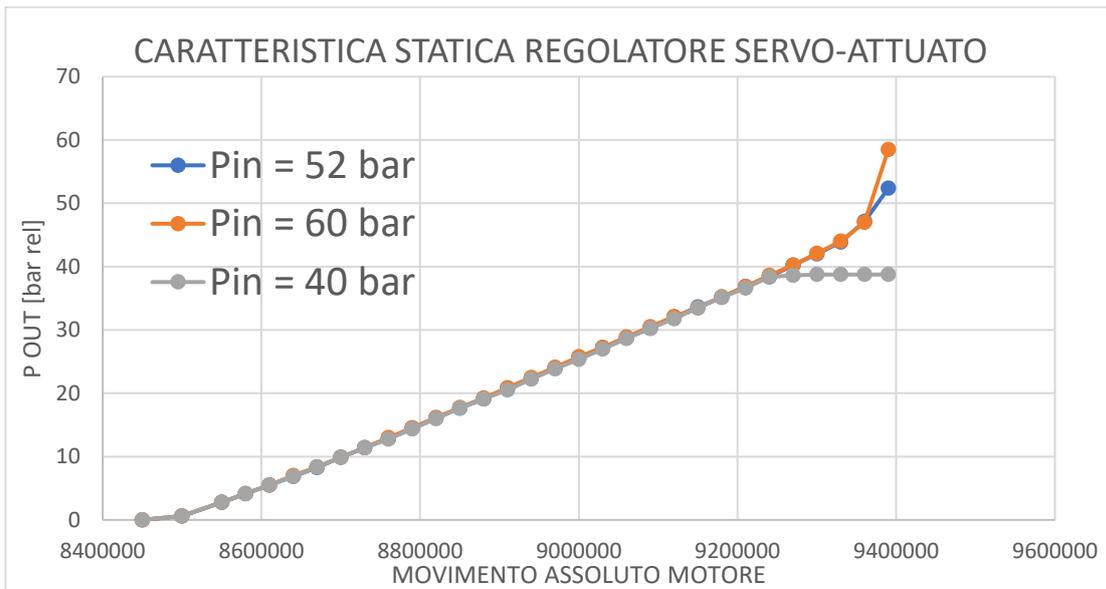


Figura 45-Caratteristica statica del regolatore

Le curve risultano quasi totalmente sovrapposte per l'intero campo di regolazione. La pressione di monte è quasi influente quindi sulla pressione di valle che si realizza a regime. Conoscendo il principio di funzionamento del regolatore si poteva prevedere questo risultato. Infatti il grado di apertura del regolatore è determinato in prima approssimazione dall'equilibrio fra la forza della molla e la forza della pressione di valle trasmessa attraverso il diaframma. Assegnando una posizione al motore si va a definire il precarico della molla e quindi anche la pressione che si deve instaurare a valle del regolatore per bilanciare proprio la forza della molla.

Il discostamento della curva grigia ($P_{in}=40$ bar) dalle altre due è solo conseguenza del fatto che la pressione di valle, qualunque sia il grado del regolatore, non può superare la pressione di monte. Invece il discostamento finale fra curva arancione e curva blu dipende esclusivamente dal fatto che per quella posizione del motore, e quindi quel precarico della molla, ci si ritrova fuori dal campo di regolazione.

Visto che il circuito pneumatico a valle del regolatore è mantenuto chiuso, la portata che si stabilisce a regime è nulla. Di conseguenza la pressione che si realizza a regime è proprio la lock up pressure. Infatti, a livello sperimentale, si vede che, dopo un transitorio iniziale, la pressione di valle cresce fino a quel valore di regime che permette attraverso la forza trasmessa dal diaframma di chiudere il regolatore e annullare la portata.

Inoltre si può apprezzare l'andamento quasi lineare della caratteristica statica del regolatore nel campo di regolazione. E' quindi possibile approssimare tale curva con una retta, caratterizzata da un coefficiente angolare m e da un'intercetta all'origine q . In particolare, per i tre livelli di pressione di alimentazione vale che:

P alimentazione [bar]	m [bar/ABS]	q [bar]
40	5,16 e-5	-4,39 e+2
52	5,24 e-5	-4,46 e+2
60	5,25 e-5	-4,47 e+2

Tabella 12-Coefficienti della caratteristica statica

Da cui si ottengono i valori medi:

\bar{m} [bar/ABS]	\bar{q} [bar]
5,22 e-5	-4,44 e+2

Tabella 13-Coefficienti della retta mediati

Nel comandare il motore in posizione in anello aperto si impone il posizionamento assoluto da raggiungere in funzione della pressione di valle che si vuole ottenere. Si inverte quindi la caratteristica statica di Figura 45:

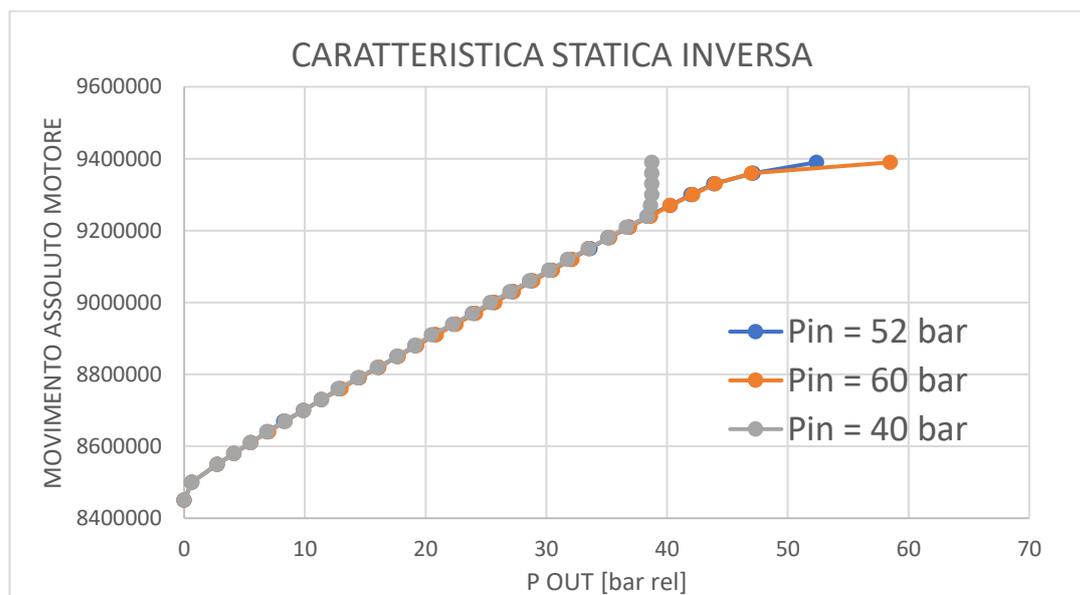


Figura 46-Caratteristica statica inversa

In maniera analoga a quanto eseguito prima si calcolano i coefficienti delle tre rette dai quali poi si risale al coefficiente angolare e all'intercetta all'origine mediati:

\bar{m}^* [ABS/bar]	\bar{q}^* [ABS]
1,92 e+4	8,51 e+6

Tabella 14-Coefficienti mediati della retta inversa

Conoscendo la pressione di set di valle si risale infine al movimento da comandare al motore secondo l'equazione:

$$MOV.ABS = p_{SET} \bar{m}^* + \bar{q}^*$$

Tale equazione si traduce nel seguente sotto-blocco del programma LabVIEW:

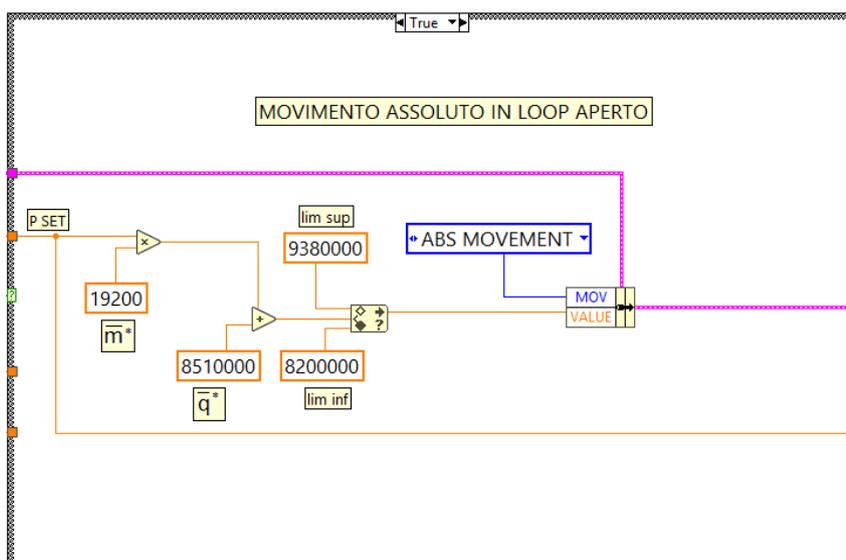


Figura 47-Controllo in anello aperto in LabVIEW

Caratteristica statica della valvola di misura

L'apertura della valvola di misura risulta fondamentale nella gestione della sovra-pressione a valle. È quindi utile conoscere la quantità di portata che la valvola di misura è capace di smaltire al variare del suo grado di apertura e della pressione in ingresso. A livello sperimentale quindi, si fissa un grado di apertura e si fa variare in maniera incrementale la pressione di ingresso. Per ogni livello di pressione raggiunto si misura la portata attraverso un flussimetro ad effetto Coriolis e si ottiene così una curva per punti.

Le curve ottenute per differenti gradi di apertura per la valvola di misura del sistema sono:

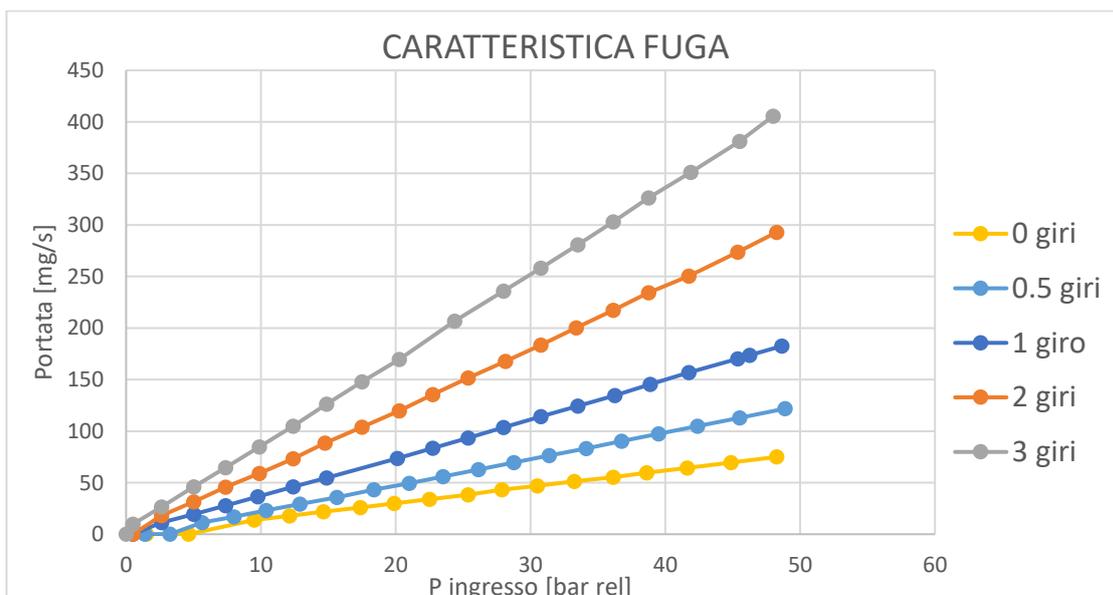


Figura 48- Caratteristica valvola di misura

Si osserva che le tutte le curve sono pressoché lineari; di conseguenza, è possibile adottare il modello pneumatico di resistenza lineare, per cui vale:

$$G = R\Delta p,$$

dove:

- G è la portata che attraversa la valvola espressa in mg/s;
- R è la resistenza che la valvola di misura oppone al flusso espressa in mg/(bar*s);
- $\Delta p = p_{in} - p_{out}$, è la caduta di pressione sulla valvola di fuga espressa in bar.

Si precisa inoltre che il grado di apertura di 0 giri non corrisponde alla valvola completamente chiusa, ma bensì alla condizione di minima apertura.

Valutazione dell'effetto del grado di apertura della valvola di misura

Questa serie di prove sperimentali si pone come scopo la valutazione dell'effetto del grado di apertura della valvola di misura sulla risposta del regolatore. Ciascuna prova consiste nel compiere un ciclo di regolazione, e cioè:

1. Scarica del circuito;
2. Carica del circuito con logica di controllo scelta;
3. Attesa del tempo indicato da specifica in cui verificare la stabilità;
4. Scarica del circuito;
5. Salvataggio dati acquisiti.

Per questo set di prove valgono questi parametri di setting:

STRATEGIA DI CONTROLLO	ANELLO APERTO IN POSIZIONE PER PRIMO CICLO, POI SI ATTIVA PID SOLO SI ESCE DALLA FASCIA DI STABILITA'		
CONTROLLO PID (ANELLO CHIUSO IN PRESSIONE)	Kp	0	
	Ti	0	min
	Td	0	min
	Limite sup	200	bar
	Limite inf	-200	bar
	Interfaccia	100	1/bar
	Fascia di stabilità	10	mbar
SOFTWARE	Tempo ciclo	40	ms
	Tempo acquisizione	30	ms
FLUIDO	Pressione di alimentazione media	43,5	bar
CONTROLLO IN POSIZIONE IN ANELLO APERTO	Velocità di rotazione del motore	1600	rpm

Tabella 15-Setting delle prove per la valutazione del grado di apertura della valvola di misura

Si nota che in questo set di prove il PID resta sempre disattivato e la seconda parte della regolazione è quindi affidata esclusivamente al diaframma.

Per ogni grado di apertura della valvola di misura sono state eseguite tre prove. In particolare:

TEST	GRADO DI APERTURA
TEST 1, TEST 2, TEST 3	0 giri
TEST 4, TEST 5, TEST 6	0,5 giri
TEST 7, TEST 8, TEST 9	1 giro
TEST 10, TEST 11, TEST 12	2 giri

Tabella 16-Grado di apertura della valvola di misura

Si è consapevoli del fatto che condurre solo tre prove per ciascun grado di apertura sia irrilevante dal punto di vista statistico. È quindi necessario fornire alcune precisazioni:

- Lo scopo di questa analisi è quello di raggiungere dei risultati più qualitativi che quantitativi. I parametri statistici calcolati (deviazioni standard e COV) sono utilizzati solo per verificare che non si siano commessi errori grossolani durante le prove e non per analisi statistiche più avanzate;
- Il processo controllato, a seguito di altre numerose prove qui non riportate, risulta essere molto ripetibile nei termini dei risultati di interesse (stabilità, tempo di salita,...). Dunque anche un piccolo campione di prove risulta abbastanza rappresentativo del processo;
- Quando successivamente verrà individuato il setting ottimale del sistema e sarà quindi richiesta un'analisi quantitativa del fenomeno, allora si effettueranno molte più prove con la stessa configurazione ottimale del sistema.

Si riporta ora a titolo di esempio la risposta del regolatore nel TEST 3:

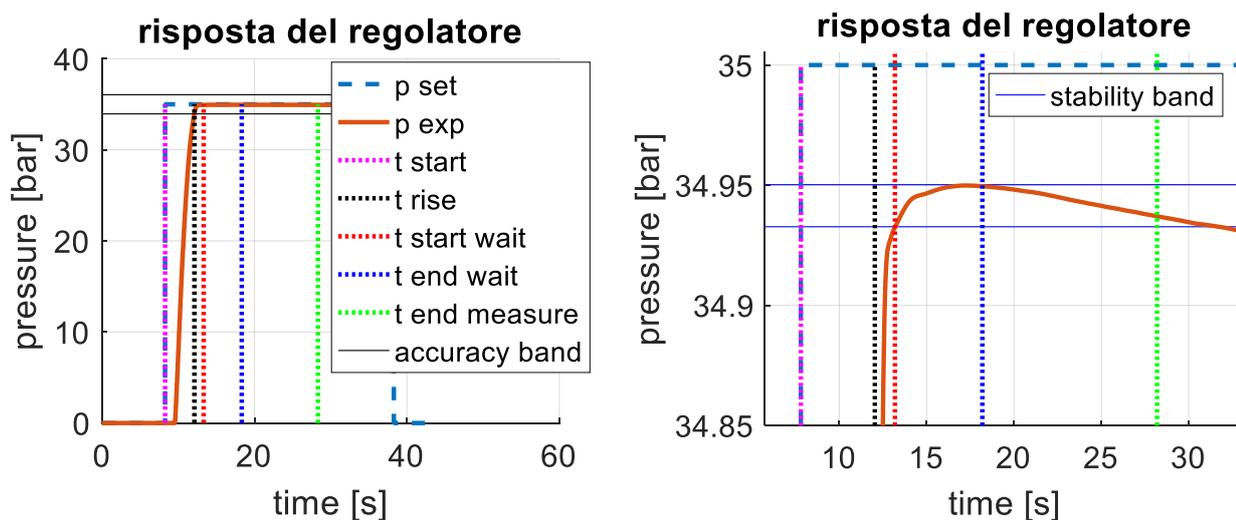


Figura 49- Risposta del regolatore e relativo ingrandimento (TEST 3)

Dall'ingrandimento è possibile apprezzare come le specifiche di stabilità e tempo siano rispettate.

Si riportano ora in tabella i dati significativi di ogni prova:

TEST	FUGA [giri]	P MEDIA Alimentazione [bar]	TEMPO di SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P MEDIA di valle [bar]	DEV. STD. P di valle [bar]	STABILITA' RISPETTATA
1	0	43,67	3,83	9,99	34,9261	0,0588	NO
2	0	43,70	3,75	9,91	34,9289	0,0597	SI
3	0	43,68	3,84	10,06	34,933	0,0599	SI
4	0,50	43,64	3,85	9,82	34,9082	0,0564	NO
5	0,50	43,73	3,80	9,86	34,9038	0,0622	SI
6	0,50	43,75	4,00	10,22	34,8974	0,0608	SI
7	1	43,62	3,76	9,41	34,9301	0,0561	NO
8	1	43,68	3,77	9,41	34,915	0,0509	NO
9	1	43,69	3,76	9,49	34,8919	0,0522	SI
10	2	43,60	3,86	9,44	34,865	0,0476	NO
11	2	43,59	4,07	9,53	34,8846	0,0475	NO
12	2	43,64	4,01	9,53	34,8673	0,0505	SI

Tabella 17-Risultati delle prove al variare del grado di apertura della fuga calibrata

Il campo "STABILITA' RISPETTATA" assume valore "SI" solo se la fascia di stabilità risulta rispettata per il tempo complessivo di 15 secondi, dato dalla somma del tempo di attesa (5 secondi) e del tempo di misura (10 secondi). Si specifica inoltre che in questa tabella, come nelle altre che seguiranno, con "P MEDIA di valle" si intende la media della pressione di valle calcolata dal momento in cui si entra nella banda di accuratezza fino a quando si apre la valvola di scarico (ovviamente ciò vale anche per il calcolo della deviazione standard correlata).

I valori dei risultati delle prove vengono mediati per ciascun gruppo di prove caratterizzato dallo stesso grado di apertura della valvola di misura, in modo da poter osservare un qualche trend qualitativo.

FUGA [giri]	P MEDIA Alimentazione [bar]	TEMPO di SALITA MEDIO [s]	DEV.STD TEMPO di SALITA [s]	COV TEMPO DI SALITA	TEMPO TOTALE MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO TOTALE [s]	COV TEMPO TOTALE	P MEDIA di valle [bar]	STABILITA' RISPETTATA
0	43,68	3,81	0,05	1,25%	9,98	0,07	0,73%	34,9293	2 su 3
0,5	43,71	3,88	0,11	2,78%	9,97	0,22	2,18%	34,9031	2 su 3
1	43,66	3,77	0,01	0,17%	9,44	0,05	0,48%	34,9123	1 su 3
2	43,61	3,98	0,11	2,75%	9,50	0,05	0,53%	34,8723	1 su 3

Tabella 18-Risultati mediati delle prove al variare del grado di apertura della fuga calibrata

Corrispondentemente al crescere o al diminuire del grado di apertura della valvola non è possibile individuare un trend qualitativo del tempo di salita e di quello totale. Questi infatti risultano del tutto comparabili fra loro. La motivazione di ciò sta nel fatto che la portata dispersa attraverso la valvola di misura risulta molto inferiore della capacità del regolatore. Ciò equivale a dire che, in riferimento alla Figura 3, per il range di portata che si registra fra 0 giri e 2 giri di apertura, la curva del regolatore è completamente piatta, per cui non si rilevano differenze in prestazioni. Di conseguenza occorre trovare un altro criterio di valutazione per scegliere il grado di apertura ottimale della valvola.

Valutazione dell'effetto della variazione della pressione in ingresso

Questo gruppo di prove ha come obiettivo quello di valutare se al variare della pressione di alimentazione cambia anche la risposta del regolatore. Per ciascun grado di apertura della valvola di misura precedentemente indagato si sono ripetute altre tre prove ad un livello di pressione di alimentazione più alto. Il setting generale per le prove è:

STRATEGIA DI CONTROLLO	ANELLO APERTO IN POSIZIONE PER PRIMO CICLO, POI SI ATTIVA PID SOLO SI ESCE DALLA FASCIA DI STABILITA'		
CONTROLLO PID (ANELLO CHIUSO IN PRESSIONE)	Kp	0	
	Ti	0	min
	Td	0	min
	Limite sup	200	bar
	Limite inf	-200	bar
	Interfaccia	100	1/bar
	Fascia di stabilità	10	mbar
SOFTWARE	Tempo ciclo	40	ms
	Tempo acquisizione	30	ms
CONTROLLO IN POSIZIONE IN ANELLO APERTO	Velocità di rotazione del motore	1600	rpm

Tabella 19-Setting delle prove per valutare l'effetto della variazione di pressione

Anche in questo caso il controllore PID non interviene nella regolazione. Le prove condotte per il grado di apertura pari a 0 giri sono:

TEST	FUGA [giri]	P MEDIA Alimentazione [bar]	TEMPO di SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P MEDIA di valle [bar]	DEV. STD. P di valle [bar]	STABILITA' RISPETTATA
1	0	43,67	3,83	9,99	34,9261	0,0588	NO
2	0	43,70	3,75	9,91	34,9289	0,0597	SI
3	0	43,68	3,84	10,06	34,9330	0,0599	SI
13	0	51,97	3,76	9,70	34,9935	0,0612	SI
14	0	52,00	3,56	9,90	34,9703	0,0620	SI
15	0	52,01	3,72	9,97	34,9714	0,0648	SI

Tabella 20-Prove al variare della pressione di alimentazione e grado di apertura della valvola di misura pari a 0 giri

Da cui si ottengono i valori mediati per ognuno dei due livelli di pressione:

P MEDIA Alimentazione [bar]	FUGA [giri]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD .TEMPO di SALITA [s]	COV. TEMPO DI SALITA	TEMPO TOTALE [s]	DEV.STD. TEMPO TOTALE [s]	COV. TEMPO TOTALE	P DI VALLE MEDIA [bar]	STABILITA' RISPETTATA
43,68	0	3,81	0,05	1,25%	9,98	0,07	0,73%	34,9293	2 su 3
52,00	0	3,68	0,11	2,88%	9,85	0,13	1,41%	34,9784	3 su 3

Tabella 21-Risultati mediati delle prove grado di apertura pari a 0 giri

Si nota che all'aumentare della pressione di alimentazione del regolatore il tempo di salita e il tempo totale tendono a diminuire. Anche la pressione di valle che si instaura è lievemente maggiore nel caso di pressione di alimentazione più grande. Inoltre si vede che tutte le prove condotte con pressione di alimentazione più alta rispettano il vincolo di stabilità.

Nel caso invece di grado di apertura pari a 0,5 giri si sono eseguite le seguenti prove:

TEST	FUGA [giri]	P MEDIA Alimentazione [bar]	TEMPO di SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P MEDIA di valle [bar]	DEV. STD. P di valle [bar]	STABILITA' RISPETTATA
4	0,50	43,64	3,85	9,82	34,9082	0,0564	NO
5	0,50	43,73	3,80	9,86	34,9038	0,0622	SI
6	0,50	43,75	4,00	10,22	34,8974	0,0608	SI
16	0,5	51,92	3,75	9,75	34,9742	0,0673	SI
17	0,5	51,95	3,73	9,67	34,9553	0,0649	SI
18	0,5	51,99	3,78	9,69	35,0003	0,0696	SI

Tabella 22-Prove al variare della pressione di alimentazione e grado di apertura della valvola di misura pari a 0,5 giri

Da cui si ottengono i valori mediati per ognuno dei due livelli di pressione:

P MEDIA Alimentazione [bar]	FUGA [giri]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD TEMPO di SALITA [s]	COV. TEMPO DI SALITA	TEMPO TOTALE [s]	DEV.STD. TEMPO TOTALE[s]	COV. TEMPO TOTALE	P DI VALLE MEDIA [bar]	STABILITA' RISPETTATA
43,71	0,5	3,88	0,11	2,78%	9,97	0,22	2,18%	34,9031	2 su 3
51,95	0,5	3,75	0,02	0,61%	9,70	0,04	0,46%	34,9766	3 su 3

Tabella 23-Risultati mediati delle prove con grado di apertura pari a 0,5 giri

Analogamente a quanto verificatosi per il grado di apertura pari a 0 giri, anche in questo caso si apprezza una diminuzione sia del tempo di salita che di quello totale, ed un lieve aumento della pressione di valle. E, di nuovo, la specifica di stabilità risulta sempre rispettata nel caso di pressione più elevata.

Spostandosi al grado di apertura pari a 1 giro si sono svolte le seguenti prove:

TEST	FUGA [giri]	P MEDIA Alimentazione [bar]	TEMPO di SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P MEDIA di valle [bar]	DEV. STD. P di valle [bar]	STABILITA' RISPETTATA
7	1	43,62	3,76	9,41	34,9301	0,0561	NO
8	1	43,68	3,77	9,41	34,9150	0,0509	NO
9	1	43,69	3,76	9,49	34,8919	0,0522	SI
19	1	51,95	3,77	9,80	34,9867	0,0659	NO
20	1	51,96	3,72	9,70	34,9476	0,0626	SI
21	1	51,93	3,77	9,63	34,9441	0,0673	SI

Tabella 24-Prove al variare della pressione di alimentazione e grado di apertura della valvola di misura pari a 1 giro

Da cui si ottengono i valori mediati per ognuno dei due livelli di pressione:

P MEDIA Alimentazione [bar]	FUGA [giri]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD TEMPO di SALITA [s]	COV. TEMPO DI SALITA	TEMPO TOTALE [s]	DEV.STD. TEMPO TOTALE [s]	COV. TEMPO TOTALE	P DI VALLE MEDIA [bar]	STABILITA' RISPETTATA
43,66	1	3,77	0,01	0,17%	9,44	0,05	0,48%	34,9123	1 su 3
51,95	1	3,75	0,03	0,85%	9,71	0,09	0,88%	34,9595	2 su 3

Tabella 25- Risultati mediati delle prove con grado di apertura pari a 1 giro

Differentemente a quanto accaduto nei casi precedenti, con grado di apertura pari a 1 si verifica che all'aumentare della pressione di alimentazione il tempo di salita risulta quasi invariato (leggera diminuzione), mentre quello totale tende a aumentare. Anche in questo caso però aumentando la pressione di alimentazione si verifica un lieve incremento della pressione di valle e si riesce a rispettare sempre il vincolo di stabilità.

Infine le prove eseguite con grado di apertura pari a 2 giri sono:

TEST	FUGA [giri]	P MEDIA Alimentazione [bar]	TEMPO di SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P MEDIA di valle [bar]	DEV. STD. P di valle [bar]	STABILITA' RISPETTATA
10	2	43,60	3,86	9,44	34,8650	0,0476	NO
11	2	43,59	4,07	9,53	34,8846	0,0475	NO
12	2	43,64	4,01	9,53	34,8673	0,0505	SI
22	2	51,88	3,97	9,86	34,9321	0,0620	NO
23	2	51,90	3,95	9,93	34,9256	0,0633	SI
24	2	51,94	3,73	9,56	34,9244	0,0549	SI

Tabella 26-Prove al variare della pressione di alimentazione e grado di apertura della valvola di misura pari a 2 giri

Da cui si ricavano i valori mediati per ogni livello di pressione:

P MEDIA Alimentazione [bar]	FUGA [giri]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD TEMPO di SALITA [s]	COV. TEMPO DI SALITA	TEMPO TOTALE [s]	DEV.STD. TEMPO TOTALE [s]	COV. TEMPO TOTALE	P DI VALLE MEDIA [bar]	STABILITA' RISPETTATA
43,61	2	3,98	0,11	2,75%	9,50	0,05	0,53%	34,8723	1 su 3
51,91	2	3,88	0,13	3,43%	9,78	0,20	2,03%	34,9274	2 su 3

Tabella 27-Risultati mediati delle prove con grado di apertura pari a 2 giri

Per il grado di apertura pari a 2 giri valgono le stesse considerazioni del caso con grado di apertura pari a 1 giro.

I risultati ottenuti per tutte le prove al variare della pressione di alimentazione possono essere riassunti in questa tabella:

P MEDIA Alimentazione [bar]	FUGA [giri]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO di SALITA [s]	COV. TEMPO DI SALITA	TEMPO TOTALE [s]	DEV.STD. TEMPO TOTALE [s]	COV. TEMPO TOTALE	P DI VALLE MEDIA [bar]	STABILITA' RISPETTATA
43,68	0	3,81	0,05	1,25%	9,98	0,07	0,73%	34,9293	2 su 3
52,00	0	3,68	0,11	2,88%	9,85	0,14	1,41%	34,9784	3 su 3
43,71	0,5	3,88	0,11	2,78%	9,97	0,22	2,18%	34,9031	2 su 3
51,95	0,5	3,75	0,02	0,61%	9,70	0,04	0,46%	34,9766	3 su 3
43,66	1	3,77	0,01	0,17%	9,44	0,05	0,48%	34,9123	1 su 3
51,95	1	3,75	0,03	0,85%	9,71	0,09	0,88%	34,9595	2 su 3
43,61	2	3,98	0,11	2,75%	9,50	0,05	0,53%	34,8723	1 su 3
51,91	2	3,88	0,13	3,43%	9,78	0,20	2,03%	34,9274	2 su 3

Tabella 28-Tabella riassuntiva delle prove condotte al variare della pressione di alimentazione

In conclusione, l'aumento della pressione di alimentazione, come ci si aspettava, determina una diminuzione, seppur minima in alcuni casi, del tempo di salita. Invece per il tempo di assestamento questo trend non vale:

- Si ha una diminuzione del tempo di assestamento solo per gradi di apertura pari a 0 o 0,5 giri;
- Si ha un aumento del tempo di assestamento per gradi di apertura pari a 1 o 2 giri.

In ogni caso però la pressione di alimentazione più elevata permette di rientrare quasi sempre nelle specifiche di stabilità, cosa che non avveniva con la pressione in ingresso più bassa. Di conseguenza nel processo di ricerca della configurazione ottimale del sistema si adotterà come pressione di alimentazione quella più alta.

Valutazione dell'effetto della variazione della velocità del motore

Lo scopo di questo set di prove è quello di verificare se aumentando la velocità del motore si riducono i tempi del ciclo di regolazione. È chiaro che la velocità influisce maggiormente laddove al motore sono richiesti spostamenti maggiori, e cioè durante il controllo in posizione in anello aperto. Per questa ragione si valuta l'effetto della variazione della velocità del motore sul tempo di salita. I parametri di setting che interessano queste prove sono quindi:

STRATEGIA DI CONTROLLO	Anello aperto in posizione per primo ciclo; PID disattivato		
SOFTWARE	Tempo ciclo	40	ms
	Tempo acquisizione	30	ms
FLUIDO	P alimentazione media [bar]	50	bar
	Fuga calibrata	1	giro

Tabella 29-Setting delle prove al variare della velocità del motore

Si sono condotte 9 prove a tre velocità differenti del motore e si è misurato per ciascuna il tempo di salita. Le prove sono:

TEST	Velocità motore [rpm]	FUGA [giri]	P ALIMENTAZIONE MEDIA [bar]	RISE TIME [s]
25	800	1	50,00	5,611
26	800	1	50,41	5,949
27	800	1	50,19	5,861
28	1000	1	49,87	4,384
29	1000	1	49,81	4,097
30	1000	1	50,16	4,205
31	1600	1	49,88	3,766
32	1600	1	49,87	3,997
33	1600	1	49,78	3,769
34	2000	1	49,84	3,790
35	2000	1	49,81	3,807
36	2000	1	49,91	3,773

Tabella 30-Prove al variare della velocità di rotazione del motore

Da cui si ottengono i risultati mediati per ogni livello di velocità:

VELOCITA' MOTORE [rpm]	FUGA	P Alimentazione MEDIA [bar]	TEMPO di SALITA MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO di SALITA [s]	COV TEMPO di SALITA
800	1	50,02	5,807	0,175	3,02%
1000	1	49,95	4,229	0,145	3,43%
1600	1	49,84	3,844	0,133	3,45%
2000	1	49,85	3,79	0,017	0,45%

Tabella 31-Risultati mediati delle prove al variare della velocità del motore

Si nota che all'aumentare della velocità del motore il tempo di salita diminuisce. Questa diminuzione diventa però trascurabile oltre la velocità di 1600 rpm, poiché l'accelerazione massima del motore non permette di raggiungere più la velocità di set nella corsa disponibile. Quindi nella configurazione ottimale si imporrà 1600 rpm come velocità di set del motore.

Si considera ora per ciascun livello di velocità una prova campione di cui si riporta l'andamento della pressione di valle e della posizione del potenziometro durante il tempo di salita:

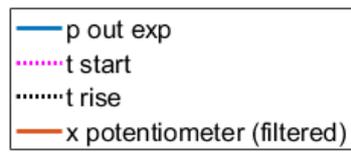


Figura 50-Legenda

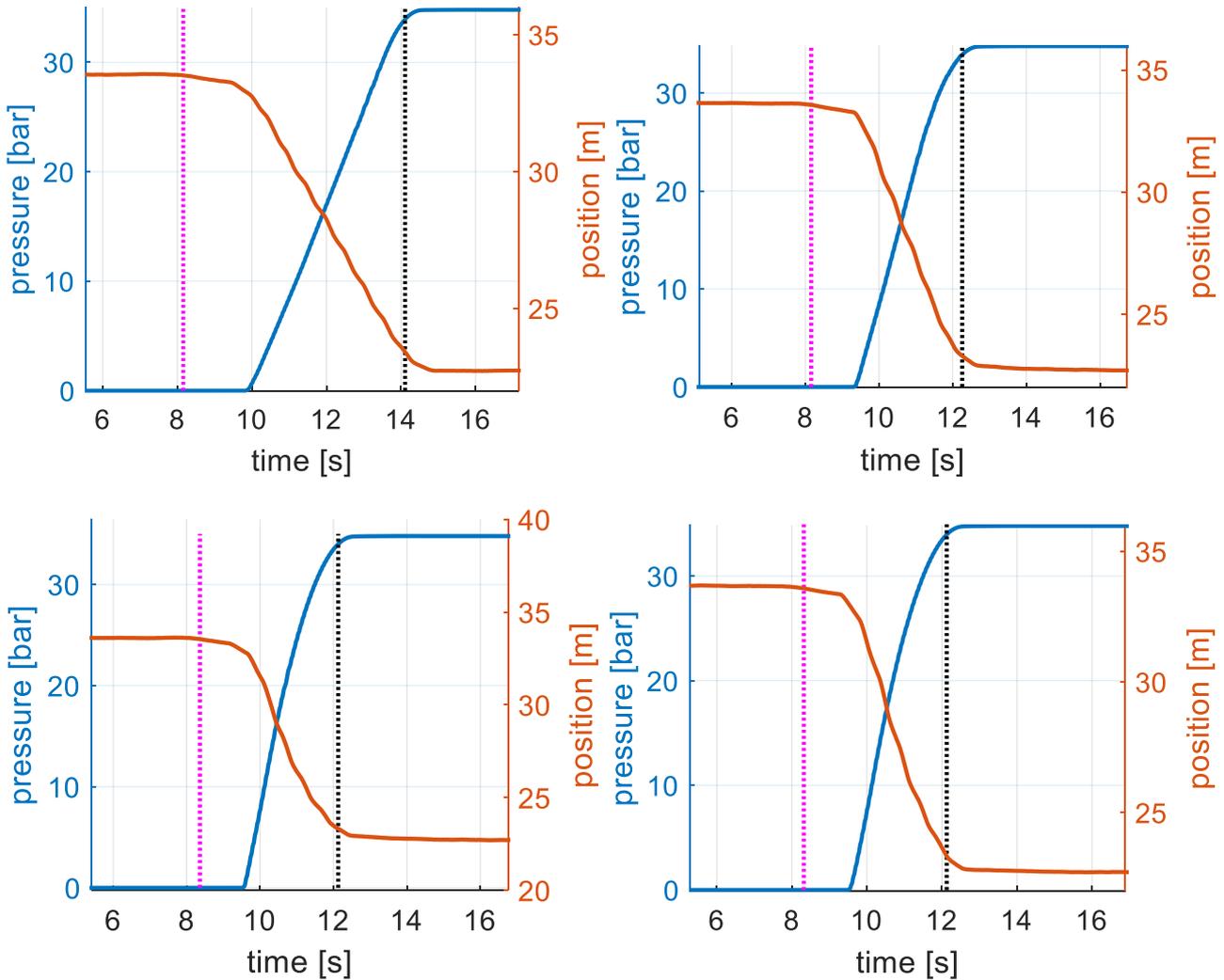


Figura 51-In alto: velocità del motore pari a 800 [rpm] (a sinistra), velocità del motore pari a 1000 [rpm] (a destra); in basso: velocità del motore pari a 1600 [rpm] (a sinistra), velocità del motore pari a 2000 [rpm] (a destra)

Per ogni livello di velocità si vede che esiste un tratto iniziale (subito dopo "t start") in cui la pressione di valle rimane costante e prossima a zero, nonostante il potenziometro registri uno spostamento. Ciò è dovuto al fatto che il piattello superiore della molla in condizioni di riposo non è contatto con la

molla stessa. Occorre quindi percorrere una corsa iniziale a vuoto prima di riuscire ad attivare la catena di attuazione del regolatore.

In ciascuno dei precedenti grafici la velocità massima raggiunta dal motore nella corsa di salita corrisponde alla pendenza massima (in valore assoluto) della curva arancione (che rappresenta la posizione del piattello superiore letta dal potenziometro).

Valutazione dell'effetto della variazione dei parametri del PID

Lo scopo di questo set di prove è quello di individuare i guadagni ottimali del controllore PID. Si riportano ora, a titolo di esempio, i risultati del TEST 19 e del TEST 20, caratterizzati dagli stessi parametri di input, e per i quali si ricorda che i guadagni del PID erano impostati a zero:

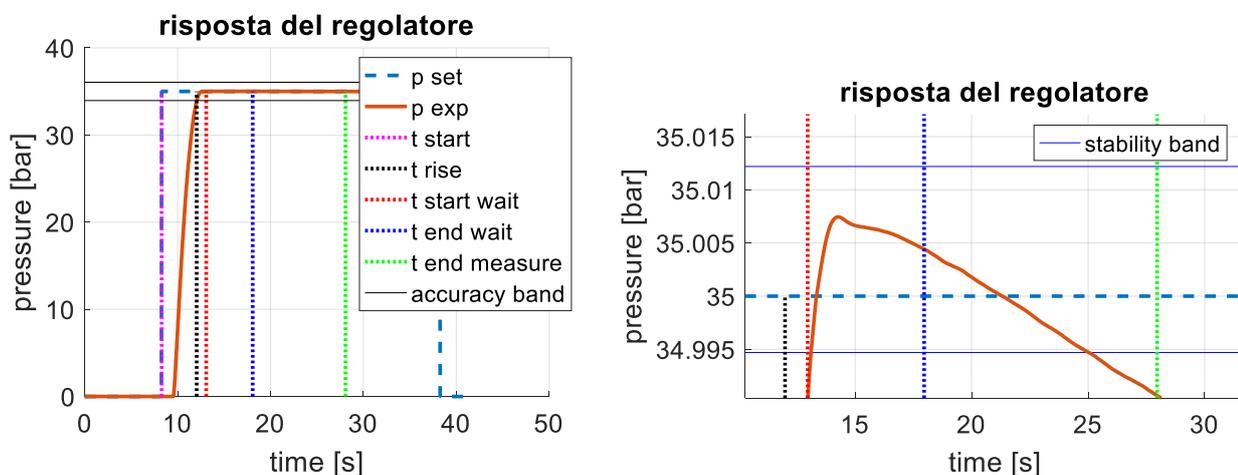


Figura 52- Ciclo di regolazione e relativo ingrandimento (TEST 19)

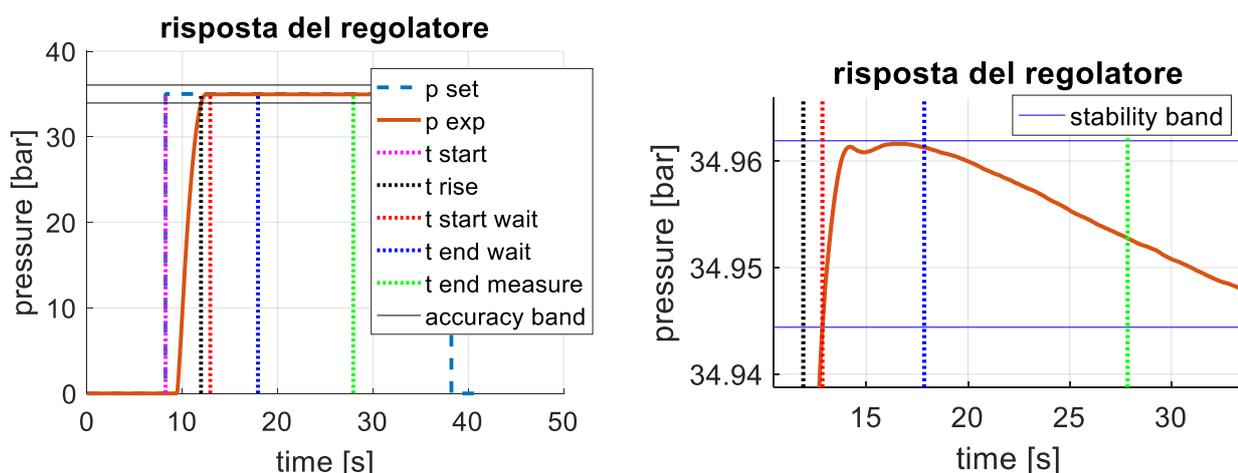


Figura 53-Ciclo di regolazione e relativo ingrandimento (TEST 20)

Si specifica che tutte le altre prove finora condotte presentano delle risposte simili o al TEST 19 o al TEST 20. Di conseguenza i risultati specifici di questi due test possono essere utilizzati per delle considerazioni di carattere più generale. Si possono quindi dividere le prove finora condotte in due gruppi: uno caratterizzato da risposta simile al TEST 19 e l'altro da risultati comparabili a quelli del TEST 20.

Dai due ingrandimenti è possibile apprezzare che la pressione di valle presenta un trend lievemente decrescente. Tale trend determina nelle due prove delle conseguenze notevolmente differenti. Nel caso del TEST 119 la pressione di valle esce dalla fascia di stabilità prima che sia terminata la fase di taratura. Invece nel TEST 120, nonostante questo trend decrescente, si riesce a rispettare la specifica di stabilità.

Appare quindi evidente che per il TEST 19 è assolutamente necessario che intervenga il controllore PID, per annullare o invertire il trend decrescente. Con l'attivazione del controllore PID si cerca di far rimanere la pressione di valle nei limiti di stabilità per un tempo ipoteticamente indefinito. Quindi per i grafici che seguiranno non sarà più tracciato il limite temporale di fine taratura dei sensori (linea verde tratteggiata di Figura 53).

Sul controllore PID si può agire sui tre guadagni (proporzionale, derivativo e integrativo) e sulla soglia di attivazione. In merito ai guadagni, in questa situazione si è scelto di agire solo sul guadagno proporzionale; e si spiegano i motivi per cui gli altri due guadagni vengono lasciati nulli:

- Il guadagno integrativo, come si legge dalla Tabella 11, allunga il tempo di stabilizzazione in quanto tende ad annullare l'errore statico;
- Il guadagno derivativo agisce sulla derivata dell'errore. Essendo il trend della pressione di valle debolmente decrescente, affinché si abbia un contributo significativo dalla parte derivativa del controllo PID occorre imporre un guadagno derivativo alto. Un alto contributo derivativo significa anche estrema sensibilità ai disturbi.

Si ricorda invece che con soglia di attivazione si intende quel valore dell'errore al di sotto del quale il PID viene disattivato e la regolazione è quindi affidata al solo diaframma.

Si sono quindi svolte un totale di 15 prove, mantenendo la soglia di attivazione a 10 mbar, e variando invece il valore del guadagno proporzionale. Per tutte le prove eseguite valgono questi parametri:

STRATEGIA DI CONTROLLO	Anello aperto in posizione per primo ciclo; poi si attiva PID solo se si sorpassa il livello di soglia		
PID	Ti	0	min
	Td	0	min
	Livello di soglia	10	mbar
	Interfaccia	100	Rel mov/bar
	Limite inferiore	200	bar
	Limite superiore	-200	bar
SOFTWARE	Tempo ciclo	40	ms
	Tempo acquisizione	30	ms
FLUIDO	P alimentazione media [bar]	53	bar
	Fuga calibrata	1	giro
CONTROLLO IN ANELLO APERTO	Velocità rotazione motore	1600	rpm
SPECIFICA	Durata stabilità	indefinita	

Tabella 32-Parametri generali delle prove a diverso guadagno proporzionale

Si riportano ora i guadagni proporzionali di ciascuna prova:

TEST	Kp
37, 38, 39	5
40, 41, 42	10
43, 44, 45	50
46, 47, 48	100
49, 50, 51	400

Tabella 33-Guadagni proporzionali delle prove

Infine si rappresentano i cicli di regolazione di ciascuna prova “zoomati” nella zona di stabilità:

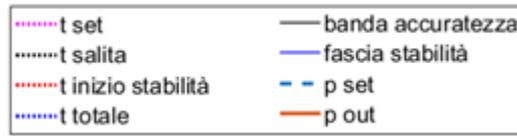


Figura 54-Legenda

• **Kp = 5**

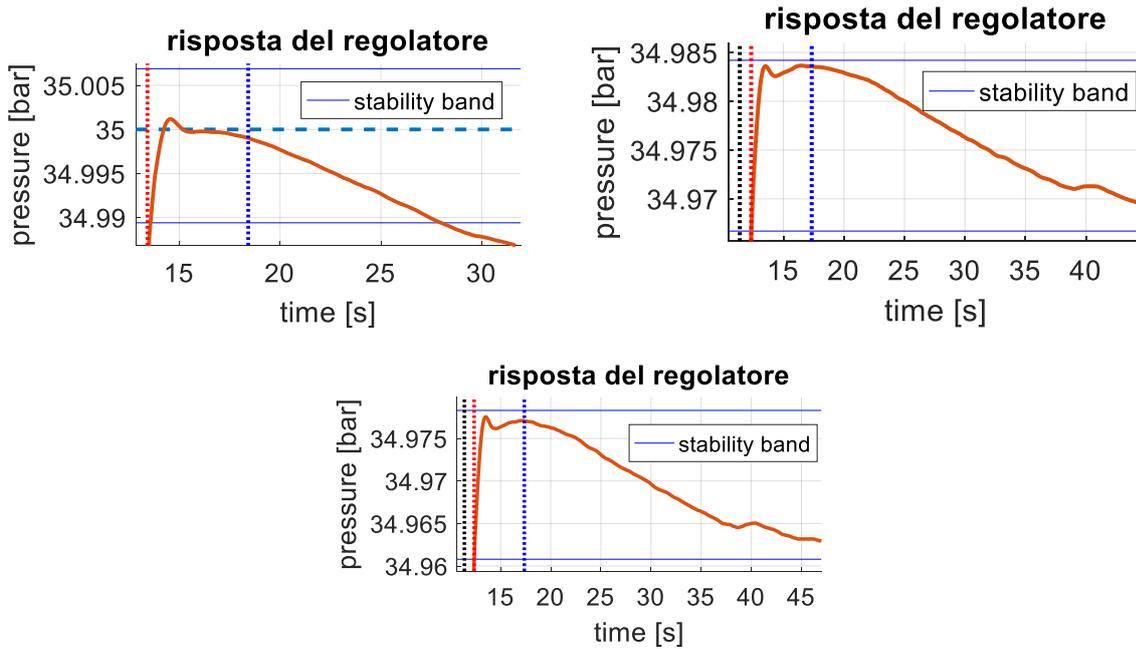


Figura 55-In ordine: test 37, test 38, test 39

• **Kp = 10**

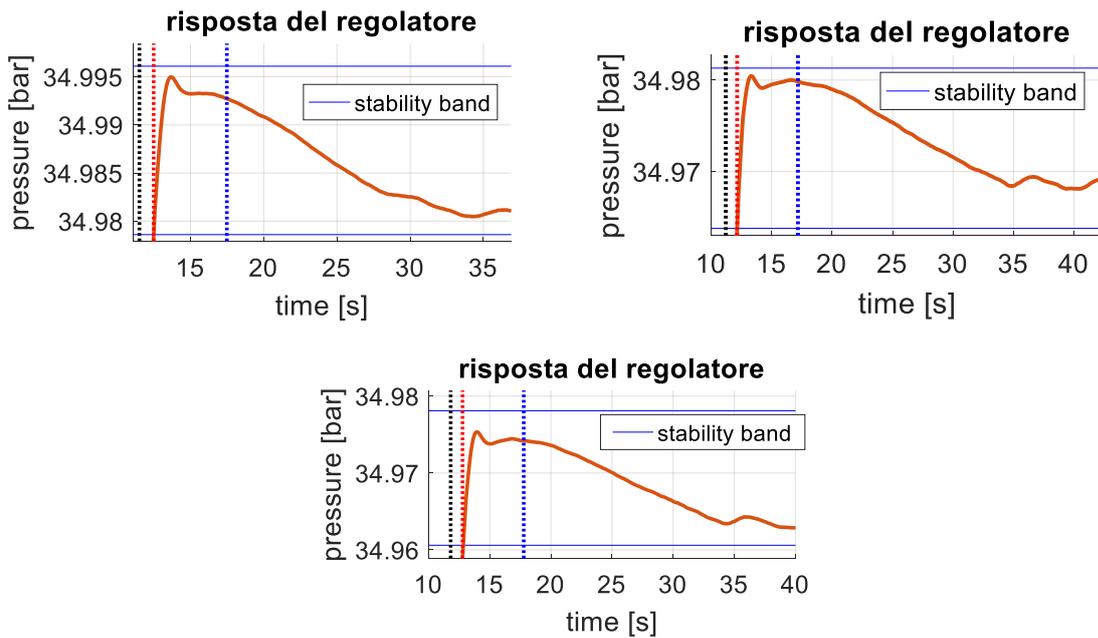


Figura 56- In ordine: test 40, test 41, test 42

- **Kp = 50**

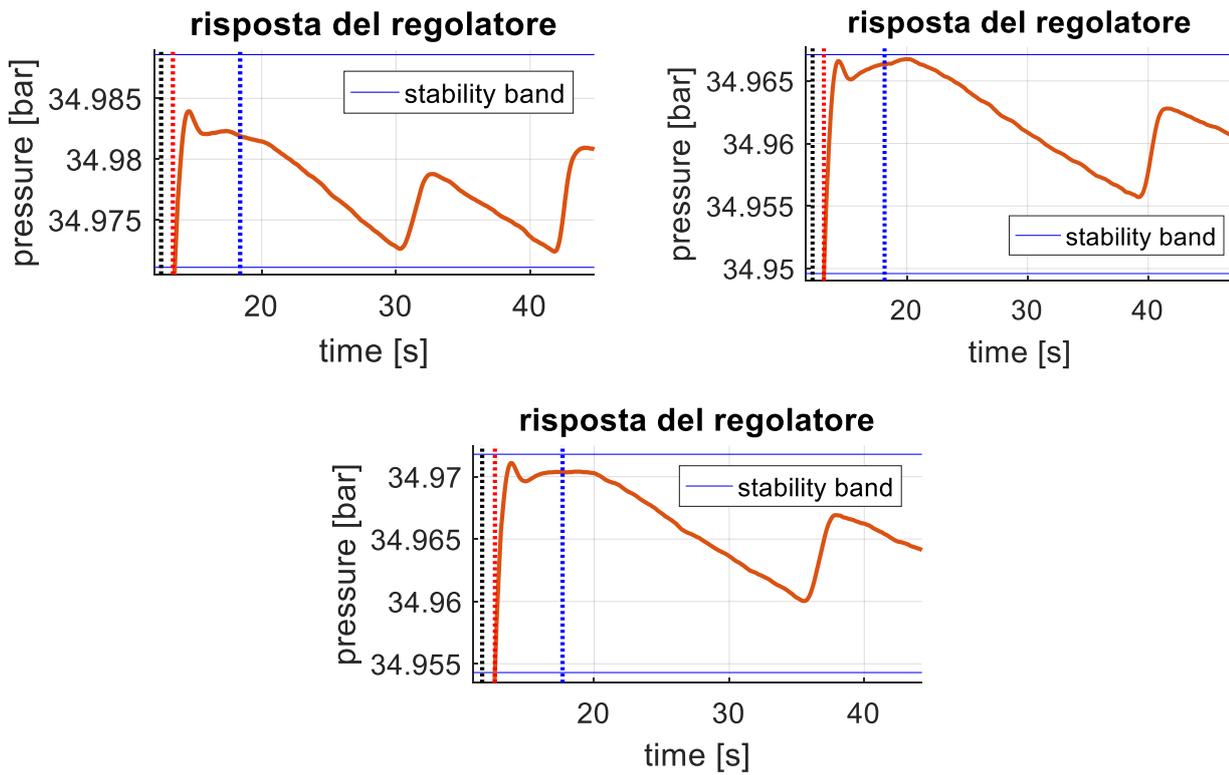


Figura 57-In ordine: test 43, test 44, test45

- **Kp = 100**

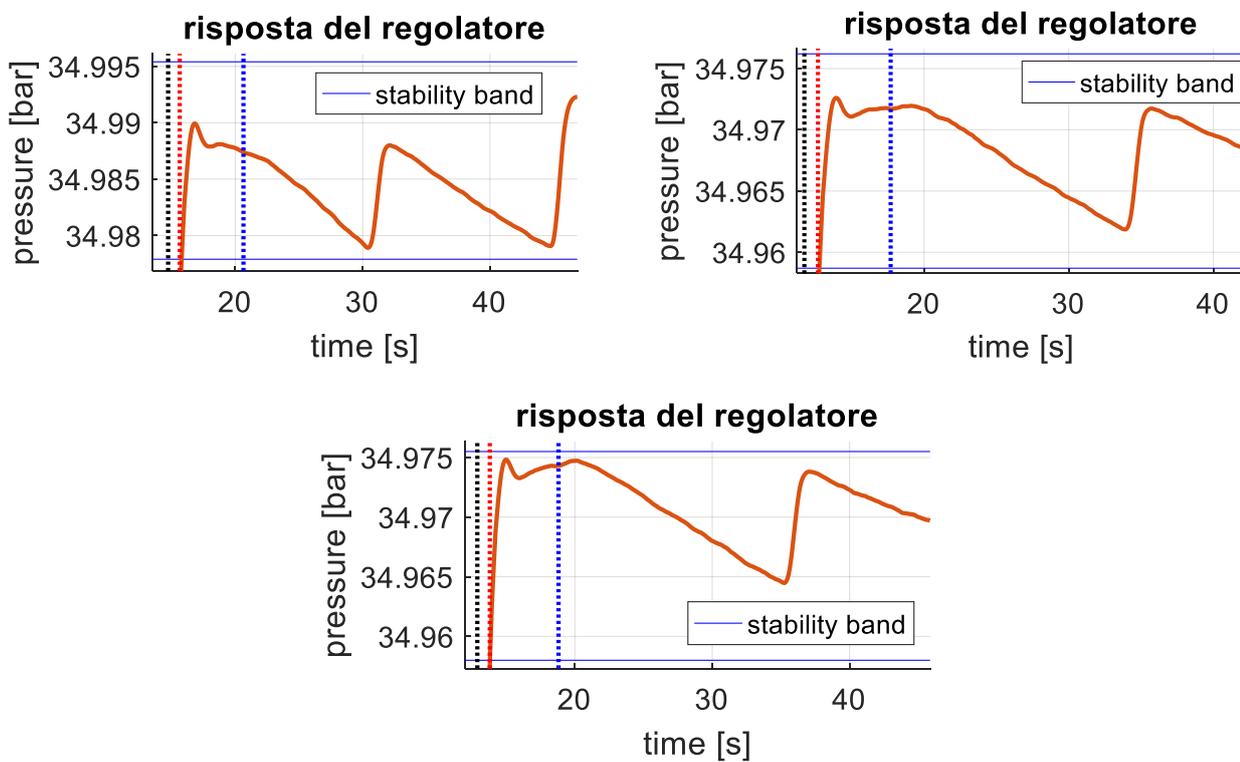


Figura 58-In ordine: test 46, test 47, test 48

- **Kp =400**

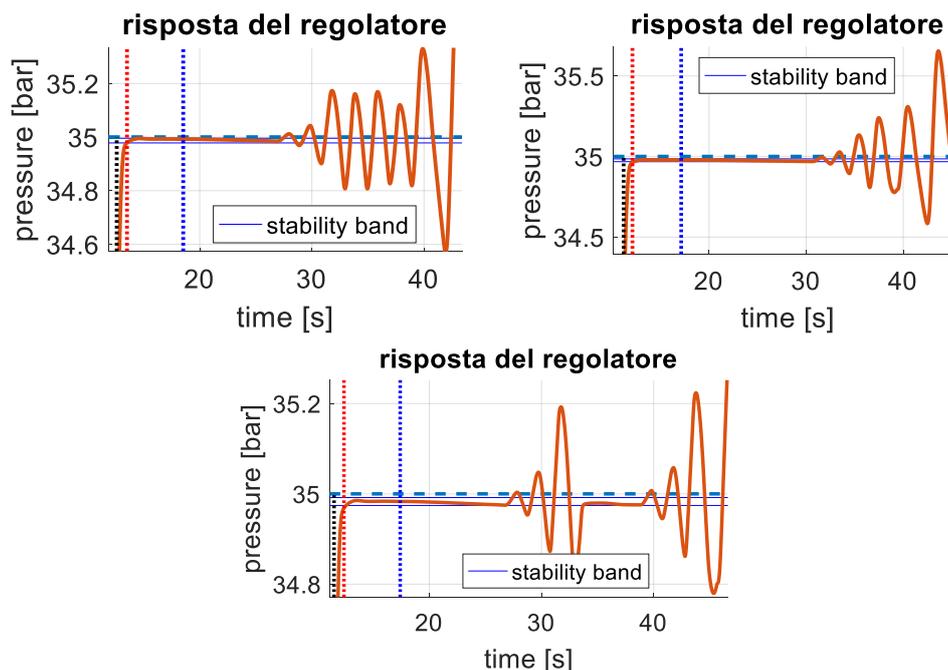


Figura 59-In ordine: test 49, test 50, test 51

Si osserva che:

- Per **Kp = 5** il trend decrescente viene quasi sempre mitigato o annullato. In un solo caso con guadagno proporzionale uguale 5 non si è in grado di rispettare la fascia di stabilità. Con questi guadagni così bassi però il PID rimane attivo per più tempo, perché non si riesce quasi mai ad invertire il trend e ritornare al di sotto della soglia di attivazione.
- Per **Kp = 10** si riesce ad annullare il trend ma non a invertirlo. Il PID resta quindi attivo per molto tempo in quanto l'errore difficilmente scende al di sotto del livello di soglia.
- Per **Kp = 50 e Kp = 100** il trend viene sempre invertito e sono evidenti i punti in cui il PID entra in azione. Il PID rimane quindi attivo per meno tempo in quanto si riesce ogni volta a ritornare al di sotto della soglia di attivazione.
- Per **Kp = 400** il sistema diventa instabile. Il comando di movimento relativo che si dà al motore è troppo grande rispetto alla variazione di pressione di valle che si vuole determinare. A valle si produce quindi un'eccessivo aumento o un'eccessiva diminuzione della pressione che a loro volta generano attraverso il PID dei comandi di movimento relativo ancora più grandi.

La scelta del Kp ottimale ricade quindi nel range fra 50 e 100, in cui si ha un tempo minimo di attivazione del PID e il rispetto al contempo della specifica di stabilità.

Inoltre un altro parametro del PID che si può variare è la soglia di attivazione. Finora è stata fissata a 10 millibar. Si valuta ora cosa succede aumentando la soglia a 12 millibar e ritardando quindi l'attivazione del PID. Le prove condotte sono:

TEST	Kp	Soglia attivazione [mbar]
52, 53, 54	5	12
55, 56, 57	10	12
58, 59, 60	50	12

Tabella 34-Parametri di setting delle prove con differente livello di soglia di attivazione del PID

Gli altri parametri di setting sono gli stessi di quelli riportati in Tabella 32. Anche per queste prove, come fatto precedentemente per le altre, si rappresentano i cicli di regolazione “zoomati” nella zona di stabilità:

- **Kp = 5**

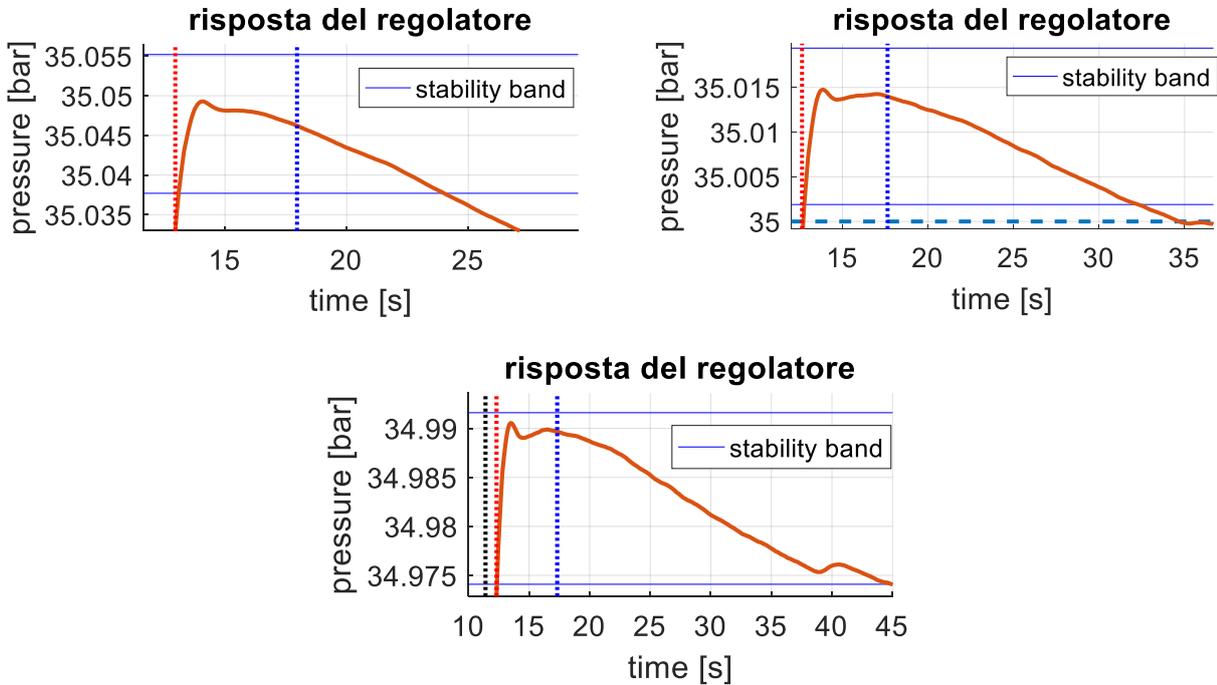


Figura 60-In ordine: test 52, test 53, test 54

- **Kp = 10**

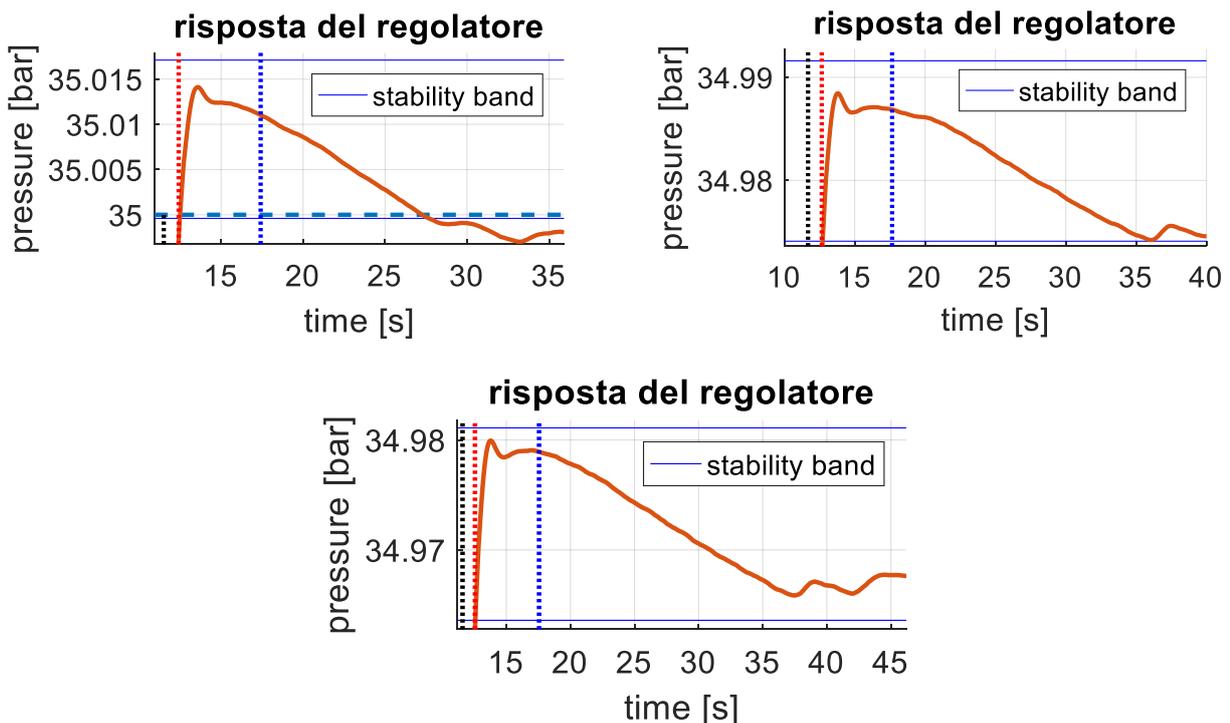


Figura 61-In ordine: test 55, test 56, test 57

- **Kp = 50**

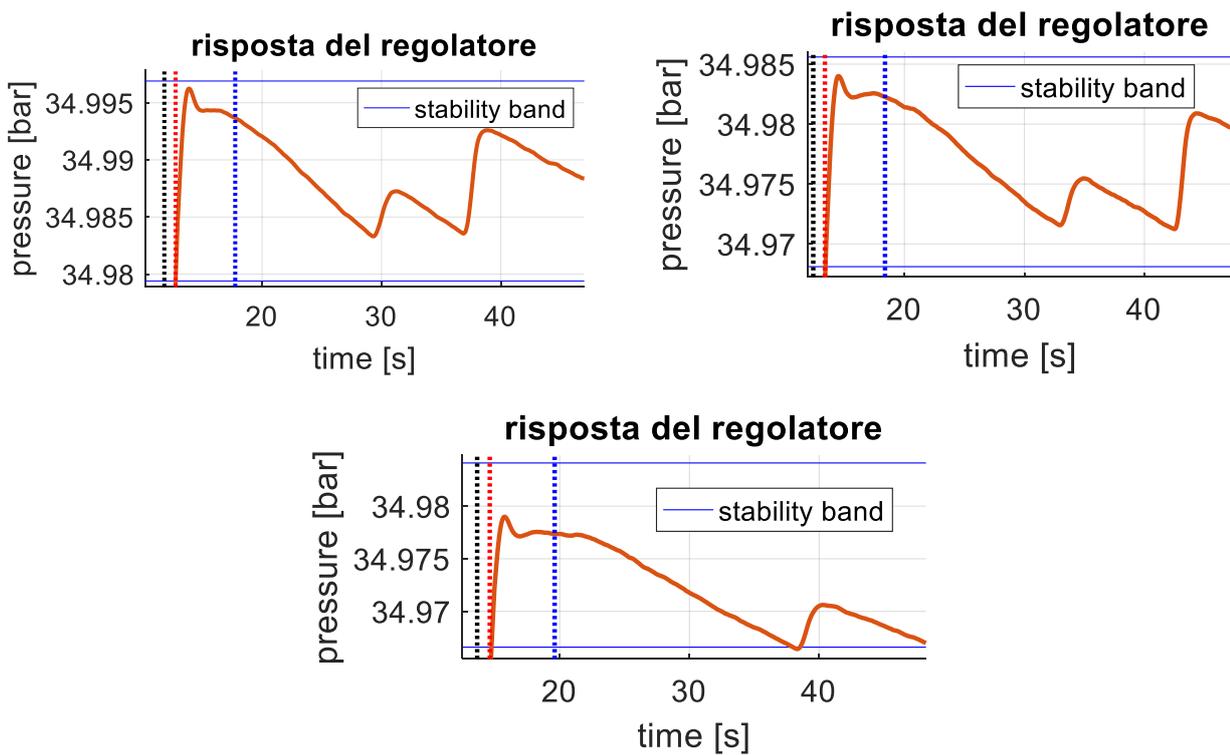


Figura 62- In ordine: test 58, test 59, test 60

In queste prove la banda di intervento utile del PID è più stretta (soli 5 mbar). Con banda di intervento si intende quel range di pressione, compreso fra il limite di stabilità e il limite di soglia, in cui il PID deve essere in grado di annullare o invertire il trend decrescente della pressione di valle.

Con gli stessi guadagni proporzionali usati nel caso di soglia pari a 10 millibar non si riesce sempre a garantire il rispetto del vincolo di stabilità se si innalza la soglia a 12 millibar. Di conseguenza nella configurazione ottimale del sistema si imposterà la soglia a 10 millibar.

Configurazione ottimale per validazione del regolatore

Grazie alle considerazioni e analisi precedenti si è individuata la configurazione che si ritiene ottimale. I parametri di setting di tale configurazione sono:

STRATEGIA DI CONTROLLO	ANELLO APERTO IN POSIZIONE PER PRIMO CICLO, POI SI ATTIVA PID SOLO SI ESCE DALLA FASCIA DI STABILITA'		
CONTROLLO PID (ANELLO CHIUSO IN PRESSIONE)	Kp	70	
	Ti	0	min
	Td	0	min
	Limite sup	200	bar
	Limite inf	-200	bar
	Interfaccia	100	1/bar
	Fascia di stabilità	10	mbar
SOFTWARE	Tempo ciclo	40	ms
	Tempo acquisizione	30	ms
FLUIDO	P di alimentazione media	52	bar
	Fuga calibrata	0	giri
CONTROLLO IN POSIZIONE IN ANELLO APERTO	Velocità di rotazione del motore	1600	rpm

Figura 63-Configurazione di setting ottimale

Si riassumono ora brevemente le scelte fatte sui parametri. La pressione di alimentazione è stata fissata a 52 bar (valore medio) poiché con pressioni più basse il trend decrescente della pressione di valle era più pendente.

La scelta del grado di apertura della valvola di misura è alla fine ricaduta su 0 giri. Alla pressione di alimentazione 52 bar non si erano riscontrate differenze così rilevanti in termini di prestazioni al variare del grado di apertura; perciò si è scelto di adottare la configurazione di apertura minima (appunto 0 giri) fra quelle analizzate per evitare un eccessivo consumo di azoto compresso. In tali condizioni la portata che si disperde nell'ambiente a regime attraverso la fuga risulta sperimentalmente essere pari a 60 mg/s. Inserendo nella caratteristica statica della valvola di misura (Figura 48) il valore della pressione di valle che si instaura a regime si legge sulle ordinate una portata pari a 55 mg/s, del tutto comparabile col dato sperimentale. Tale valore risulta decisamente più grande della portata che fluisce nel serbatoio ed è sufficiente per gestire eventuali sovrappressioni a valle del regolatore.

Invece il guadagno proporzionale del PID, il cui effetto è stato valutato con fuga aperta ad 1 giro, è stato scelto come valore intermedio fra 50 e 100. Conseguentemente a questa scelta si è anche impostato il valore di soglia di attivazione del PID a 10 millibar, in modo da garantire una banda di intervento sufficientemente larga. Ci si aspetta che, visto che si è adottata la posizione di apertura minima per la fuga, il trend decrescente prima menzionato abbia pendenza minore rispetto al caso di fuga aperta a 1 giro, e di conseguenza che il PID intervenga meno frequentemente.

Infine si è impostata la velocità di rotazione del motore a 1600 rpm, che risulta essere quel valore che minimizza il tempo di salita. Al di sotto di questo valore di velocità il tempo di salita sale, mentre al di sopra rimane pressoché invariato.

A questo punto si sono quindi condotte 30 prove con questa configurazione al fine di validare sperimentalmente il regolatore, verificandone la ripetibilità e il rispetto delle specifiche.

Si riportano nella tabella seguente i risultati di ciascuna prova:

TEST	P Alimentazione MEDIA [bar]	TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P DI VALLE MEDIA [bar]	DEV. STD P DI VALLE [bar]	STABILITA' RISPETTATA
61	51,99	3,77	9,80	34,8568	0,0782	SI
62	52,01	3,75	9,78	34,8734	0,0896	SI
63	52,00	3,78	9,87	34,8680	0,0858	SI
64	52,07	3,88	10,03	34,8644	0,0719	SI
65	52,11	3,76	9,91	34,8598	0,0850	SI
66	52,06	3,68	9,57	34,8902	0,0735	SI
67	52,06	3,79	9,85	34,8692	0,0814	SI
68	51,95	3,91	10,10	34,8622	0,0764	SI
69	52,02	3,81	9,87	34,8594	0,0683	SI
70	52,09	3,85	10,01	34,8573	0,0758	SI
71	51,99	3,82	9,97	34,8542	0,0714	SI
72	52,03	3,83	9,95	34,8502	0,0845	SI
73	51,93	3,84	9,96	34,8518	0,0788	SI
74	52,01	3,85	9,86	34,8668	0,0855	SI
75	51,92	3,86	10,04	34,8714	0,0697	SI
76	51,98	3,89	9,83	34,8485	0,0747	SI
77	51,92	3,73	9,92	34,8476	0,0827	SI
78	52,02	3,75	9,86	34,8548	0,0817	SI
79	52,08	3,80	9,90	34,8460	0,0729	SI
80	52,04	3,78	9,72	34,8685	0,0764	SI
81	52,00	3,82	9,98	34,8514	0,0768	SI
82	52,16	3,74	9,96	34,8481	0,0775	SI
83	52,11	3,84	10,02	34,8504	0,0739	SI
84	52,03	3,79	9,85	34,8502	0,0813	SI
85	52,08	3,79	9,97	34,8442	0,0790	SI
86	51,97	3,83	9,86	34,8456	0,0818	SI
87	52,01	3,78	9,90	34,8448	0,0677	SI
88	52,02	3,78	9,97	34,8467	0,0816	SI
89	51,99	3,93	10,07	34,8937	0,0707	SI
90	51,96	3,84	9,93	34,8434	0,0770	SI

Tabella 35-Risultati delle prove di validazione del regolatore

Da cui si ottiene:

P MEDIA Alimentazione [bar]	P MEDIA DI VALLE [bar]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO DI SALITA [s]	COV. TEMPO DI SALITA	TEMPO TOTALE MEDIO [s]	DEV.STD. TOTALE [s]	COV. TEMPO TOTALE	STABILITA' RISPETTATA
52,02	34,8580	3,81	0,05	1,44%	9,91	0,11	1,09%	30 su 30

Tabella 36- Risultati mediati delle prove di validazione

Si osserva che le specifiche di tempo, accuratezza e stabilità risultano sempre rispettate. Inoltre i bassi valori dei due COV permettono di affermare che il processo risulta abbastanza ripetibile. Rispetto al tempo totale indicato da specifica si sono guadagnati in media 5 secondi, rendendo quindi l'operazione di taratura più rapida.

Si considerano ora a titolo di esempio alcuni dei test condotti, di cui si riportano i grafici del ciclo di regolazione.



Figura 64 – Legenda

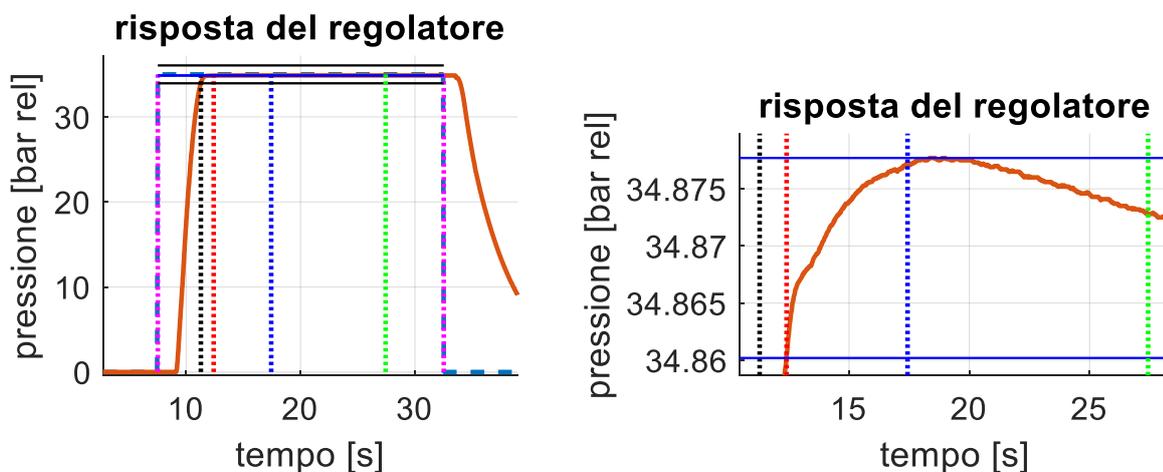


Figura 65 - Ciclo di regolazione del TEST 64 e relativo ingrandimento

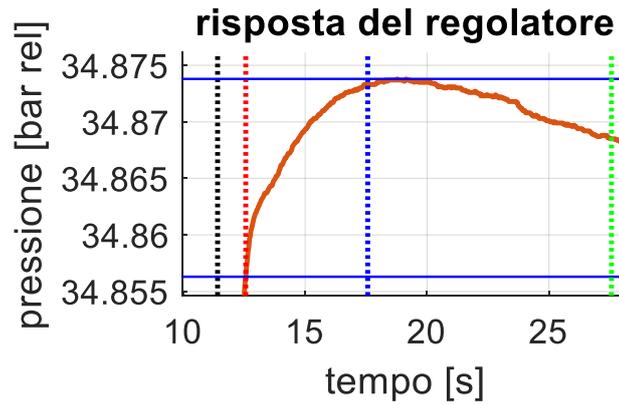
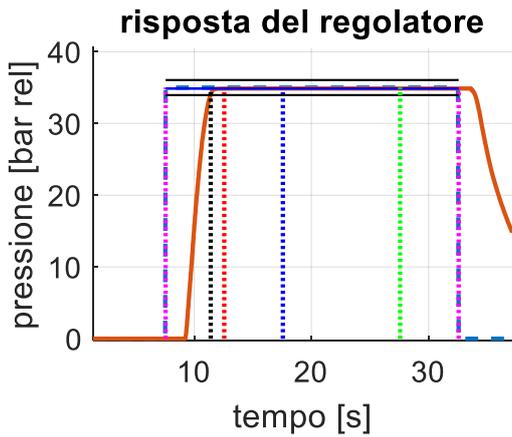


Figura 66 - Ciclo di regolazione del TEST 70 e relativo ingrandimento

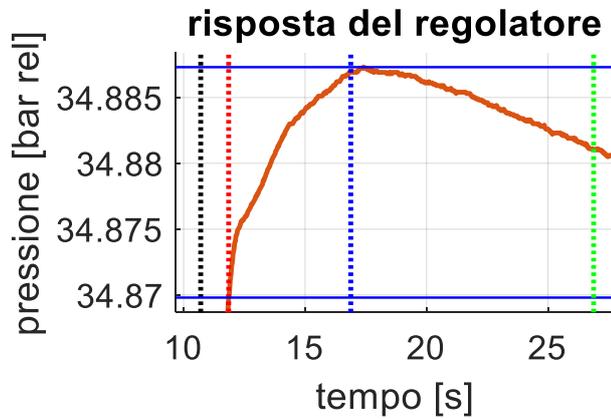
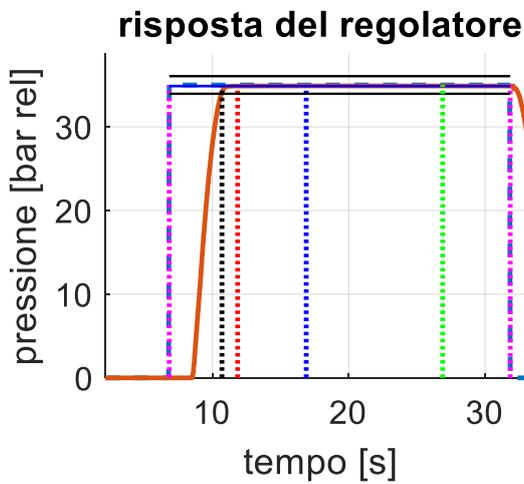


Figura 67 - Ciclo di regolazione del TEST 75 e relativo ingrandimento

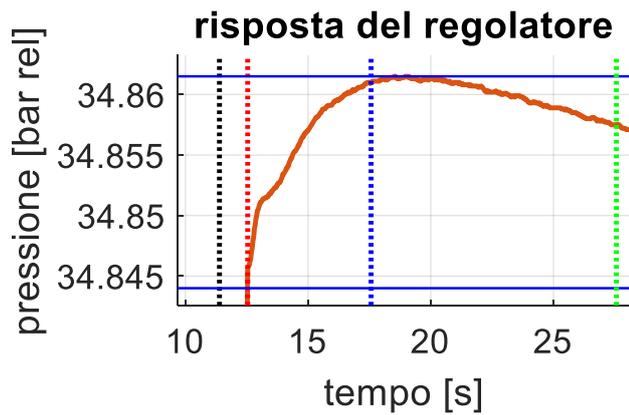
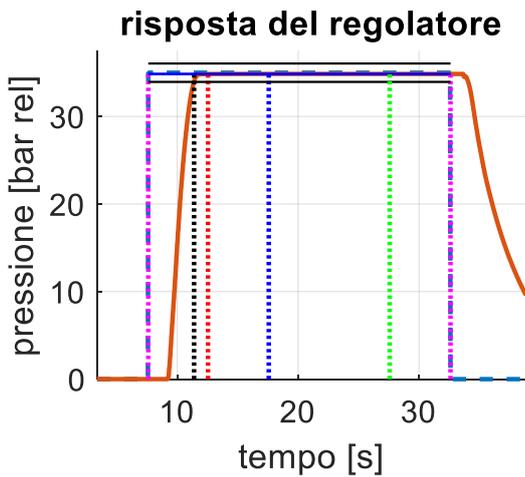


Figura 68 - Ciclo di regolazione del TEST 85 e relativo ingrandimento

Come ci si aspettava, in queste prove rappresentate come in tutte le altre di validazione, il trend decrescente ha una pendenza inferiore e il controllo PID non viene mai attivato per l'intera durata del ciclo. Si riesce quindi a rispettare il vincolo di stabilità facendo regolare esclusivamente il diaframma.

Prove con difetto simulato

Mantenendo la stessa configurazione dei parametri di setting impiegata per le prove di validazione, si sono condotti ulteriori test, andando a simulare una perdita a valle del regolatore. Si intende quindi verificare se il regolatore di pressione con il suo controllo PID è in grado di garantire le specifiche anche qualora il circuito pneumatico a valle presenti dei danneggiamenti. Per simulare la perdita si è aperta la fuga calibrata fino alla posizione di 1 giro. La portata che si disperde attraverso la fuga passa quindi da 60 mg/s (0 giri di apertura) a 128 mg/s (1 giro di apertura)

Si riportano nella tabella seguente i risultati di ciascuna prova:

TEST	P Alimentazione MEDIA [bar]	TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P DI VALLE MEDIA [bar]	DEV STD. P DI VALLE [bar]	STABILITA' RISPETTATA
91	51,91	3,59	9,35	34,8821	0,0642	SI
92	52,13	3,93	9,77	34,8462	0,0589	SI
93	52,20	3,53	9,23	34,8563	0,0631	SI
94	52,18	4,00	9,70	34,8422	0,0646	SI
95	52,15	3,59	9,41	34,8361	0,0544	SI
96	52,14	3,78	9,59	34,8241	0,0687	SI
97	52,16	3,76	9,70	34,8243	0,0597	SI
98	52,20	3,83	9,71	34,8216	0,0542	SI
99	52,30	3,77	9,63	34,8143	0,0898	SI
100	52,11	3,82	9,65	34,8267	0,0596	SI
101	52,11	3,72	9,58	34,8511	0,0611	SI
102	52,15	3,73	9,67	34,8499	0,0577	SI
103	52,15	3,75	9,66	34,8400	0,0537	SI
104	52,16	3,81	9,69	34,8327	0,0618	SI
105	52,15	3,72	9,56	34,8412	0,0580	SI
106	52,12	3,76	9,67	34,8375	0,0539	SI
107	52,22	3,76	9,64	34,8327	0,0644	SI
108	52,17	3,82	9,78	34,8281	0,0629	SI
109	52,18	3,83	9,65	34,8273	0,0613	SI
110	51,98	3,77	9,62	34,8235	0,0617	SI
111	52,27	3,80	9,71	34,8170	0,0643	SI
112	52,15	3,57	9,42	34,8235	0,0637	SI
113	52,20	3,73	9,59	34,8253	0,0611	SI
114	52,11	3,77	9,71	34,8228	0,0586	SI
115	52,15	3,73	9,57	34,8420	0,0652	SI
116	52,13	3,81	9,69	34,8341	0,0543	SI
117	52,11	3,54	9,42	34,8295	0,0612	SI
118	52,24	3,55	9,52	34,8270	0,0631	SI
119	52,15	4,00	9,88	34,8211	0,0588	SI
120	52,15	3,81	9,72	34,8205	0,0604	SI

Tabella 37-Risultati delle prove nelle condizioni di difetto simulato

Da cui si ottiene:

P MEDIA Alimentazione [bar]	P MEDIA DI VALLE [bar]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO DI SALITA [s]	COV. TEMPO DI SALITA	TEMPO TOTALE MEDIO [s]	DEV.STD. TOTALE [s]	COV. TEMPO TOTALE	STABILITA' RISPETTATA
52,10	34,8334	3,75	0,12	3,18%	9,62	0,14	1,43%	30 su 30

Tabella 38-Risultati mediati delle prove nella condizioni di difetto simulato

Si vede che, anche avendo introdotto un difetto nel circuito pneumatico, le specifiche in termini di tempo, accuratezza e stabilità risultano sempre rispettate. La configurazione ottimale dei parametri di setting permette di far fronte efficacemente anche a questa condizione di fuori progetto.

Si considerano ora a titolo di esempio il TEST 95 e il TEST 103, di cui si riportano i rispettivi grafici dei cicli di regolazione ottenuti:



Figura 69-Legenda

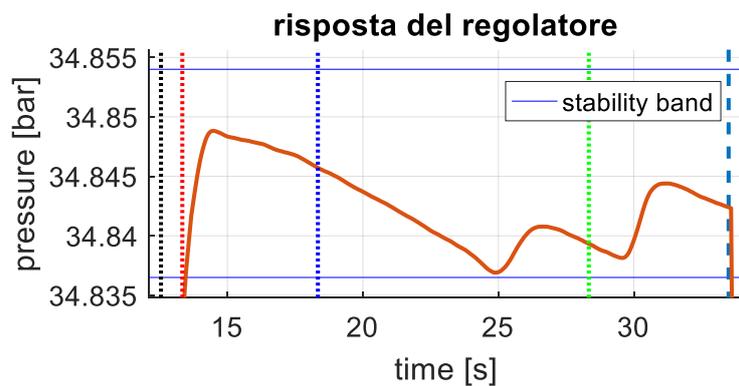
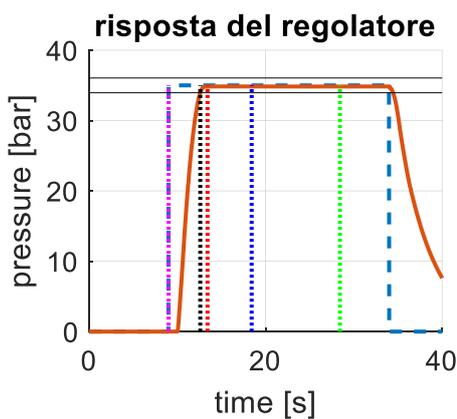


Figura 70- Ciclo di regolazione del TEST 95 e relativo ingrandimento

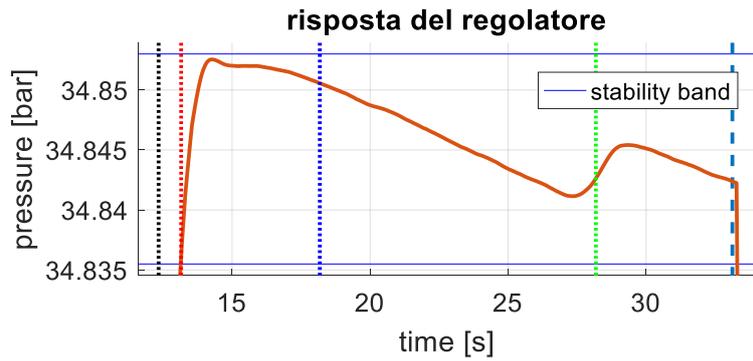
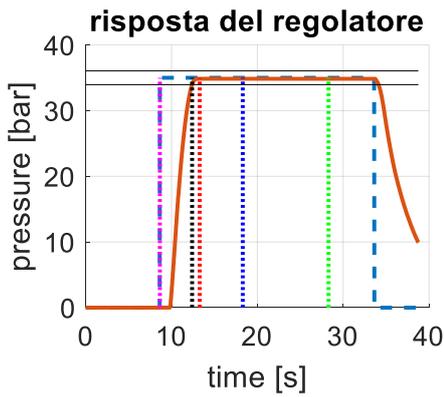


Figura 71-Ciclo di regolazione del TEST 103 e relativo ingrandimento

Si osserva che il trend decrescente risulta avere una pendenza maggiore in valore assoluto rispetto al caso di fuga calibrata aperta a 0 giri.

Inoltre si nota che pur essendo i due test eseguiti con gli stessi parametri in input, il trend decrescente della pressione di valle del TEST 95 presenta una pendenza maggiore (in valore assoluto). Di conseguenza è indispensabile l'intervento del PID per garantire la stabilità. Invece nel TEST 103 è facile prevedere che la stabilità sarebbe stata rispettata anche senza l'intervento del PID.

Si rappresentano infine anche gli ingrandimenti delle fasi di salita per entrambi i test, assieme alla corsa del potenziometro:

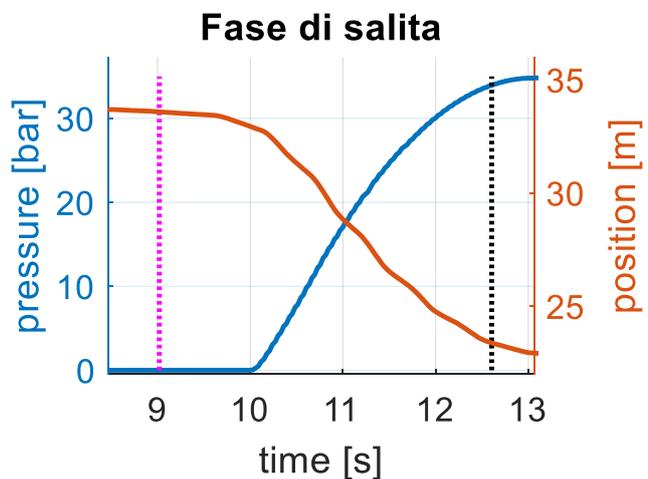
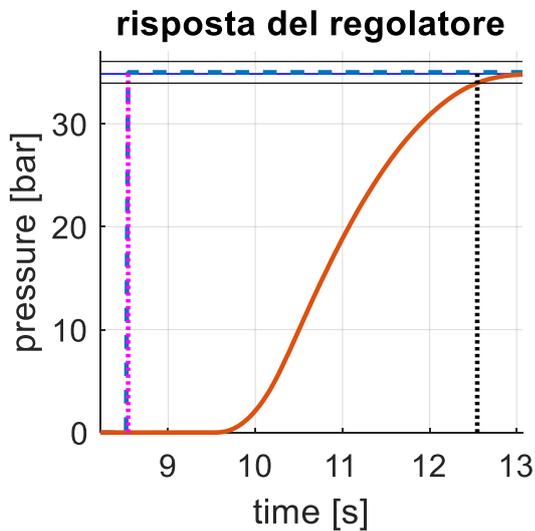


Figura 72-Fase di salita del TEST 95

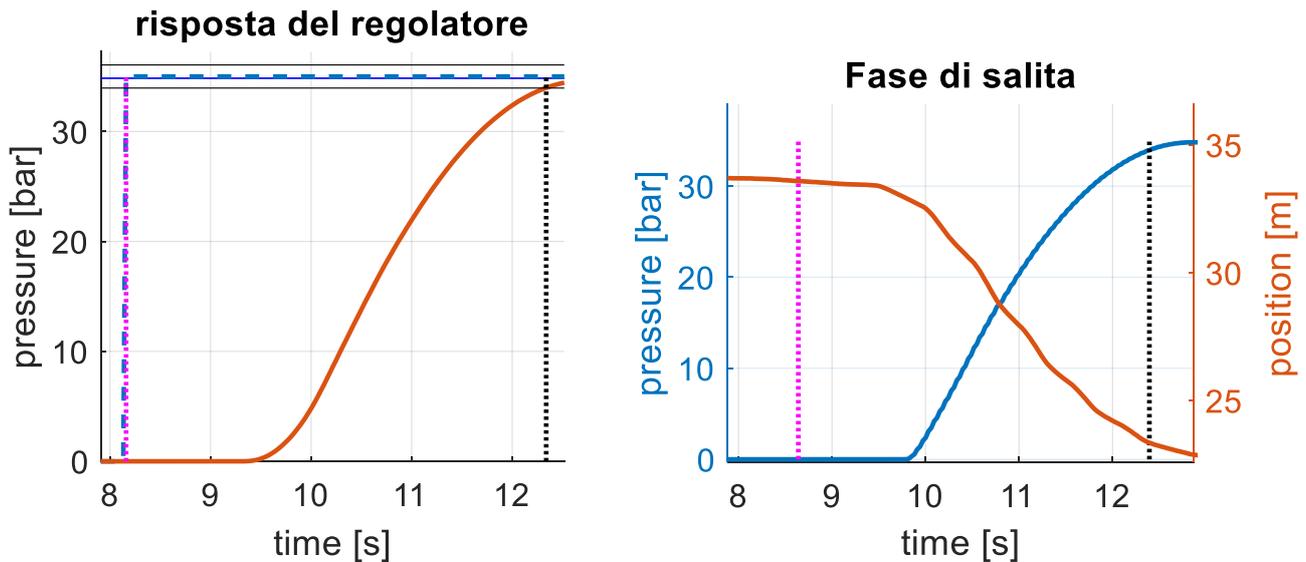


Figura 73-Fase di salita del TEST 103

Esecuzione cicli di taratura

Finora si è solo considerato un ciclo di taratura in cui a partire da 0 bar si passa direttamente a 35 bar senza attraversare punti intermedi. In realtà nelle operazioni di taratura può essere richiesto di generare dei setpoint intermedi. Dal momento che per questa applicazione il cliente non ha fornito alcuna indicazione in merito a tali setpoint, si sono ipotizzati alcuni possibili cicli di taratura, per verificare che il regolatore sia in grado di rispettare le specifiche di progetto. Le specifiche per ciascun setpoint sono state assunte uguali a quelle valide per setpoint pari a 35 bar, che vengono qui ricordate:

PRESSIONE SET	35 bar
LIMITE DI SALITA	97% $P_{SET} \equiv 33,95$ bar
ACCURATEZZA	+/-3% $P_{SET} \equiv +/-1,05$ bar
STABILITA'	0,05% $P_{SET} \equiv 17,5$ mbar
TEMPO DI ATTESA	5 s
TEMPO TOTALE	15 s
TEMPO DI MISURA	10 s

Tabella 39 - Specifiche di progetto

Per i diversi setpoint vale quindi:

P SET [bar]	LIMITE DI SALITA [bar]	ACCURATEZZA [bar]	STABILITA' [mbar]	TEMPO DI ATTESA [s]	TEMPO TOTALE [s]	TEMPO DI MISURA [s]
5	4,85	+/- 0,15	2,5	5	15	10
10	9,70	+/- 0,30	5,0	5	15	10
15	14,55	+/- 0,45	7,5	5	15	10
20	19,40	+/- 0,60	10,0	5	15	10
25	24,25	+/- 0,75	12,5	5	15	10
30	29,1	+/- 0,90	15,0	5	15	10

Tabella 40 - Specifiche per i vari setpoint

Se durante il ciclo di taratura le specifiche di progetto non sono rispettate per alcuni setpoint si può innanzitutto pensare che la configurazione ottimale non è efficace per ogni setpoint. Si può quindi intervenire a livello software (guadagni del PID, soglia di attivazione del PID...) per quei setpoint per cui le specifiche non sono rispettate. Se con questa procedura si riesce a rientrare nuovamente nelle specifiche significa che la configurazione ottimale (trovata per setpoint di 35 bar) non può essere estesa a tutti i setpoint, ma è sufficiente differenziare i parametri software per ciascun setpoint. Altrimenti, si giunge alla conclusione meno auspicabile che la parte hardware del sistema (molla, membrana...) risulti essere quella limitante. In tal caso è impossibile riconfigurare il sistema per i vari setpoint e si è quindi progettato un regolatore estremamente prestante, ma solo per un campo di funzionamento ristretto.

Alla luce di questo ragionamento la configurazione di setting di partenza per i cicli di taratura risulta essere uguale a quella ottimale per il setpoint di 35 bar, eccetto che per la velocità del motore e alcune modifiche al controllore PID.

La velocità del motore è stata abbassata a 800 rpm, in quanto la distanza fra i setpoint risulta essere nettamente inferiore al gradino di pressione imposto nelle prove di validazione. Invece per quanto riguarda il controllo PID si è scelto di utilizzare un unico guadagno proporzionale per ciascun setpoint e si è differenziata però la soglia di attivazione del PID. I parametri del controllo PID valgono quindi:

GUADAGNO PROPORZIONALE Kp	
SETPOINT [bar]	VALORE
5, 10, 15, 20, 25, 30, 35	80
SOGLIA DI ATTIVAZIONE	
SETPOINT [bar]	VALORE [mbar]
5	0,8
10	3
15	2
20	4
25	5
30	8
35	10

Tabella 41 – parametri del PID per i cicli di taratura

Si specifica inoltre che per la parte di controllo in anello aperto si adotta in partenza la caratteristica statica riportata in Figura 45 , che risulta essere la stessa di quella delle prove di validazione.

Si valuterà quindi con diversi cicli di taratura se la configurazione di setting adottata necessita di essere modificata per alcuni setpoint. Ma soprattutto si verificherà se la parte hardware del sistema è in grado di garantire le specifiche a diversi setpoint.

Ciclo monotono

Il primo ciclo di taratura ipotizzato è un ciclo monotono crescente caratterizzato da 7 setpoint equidistanti. Si riportano in tabella i valori dei setpoint:

SETPOINT	Valore [bar]
1°	5
2°	10
3°	15
4°	20
5°	25
6°	30
7°	35

Tabella 42- Setpoint del ciclo monotono

Si sono condotte 10 prove di cui si riportano di seguito i risultati:

TEST	P SET [bar]	P Alimentazione MEDIA [bar]	TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P DI VALLE MEDIA [bar]	DEV STD. P DI VALLE [bar]	STABILITA' RISPETTATA
121	5	52,78	3,32	13,14	4,9565	0,0101	SI
	10	52,78	2,52	7,89	10,0318	0,0246	SI
	15	52,78	2,51	9,314	14,9346	0,0246	SI
	20	52,78	1,40	97,38	19,8768	0,0370	SI
	25	52,78	2,33	8,40	24,8482	0,0496	SI
	30	52,78	1,84	7,42	29,8773	0,0615	SI
	35	52,78	1,74	7,22	34,9467	0,0853	SI
122	5	52,80	3,16	12,81	4,9505	0,0010	SI
	10	52,80	2,19	7,68	10,0199	0,0215	SI
	15	52,80	2,15	8,96	14,9328	0,0256	SI
	20	52,80	1,96	8,03	19,8596	0,0375	SI
	25	52,80	1,91	8,01	24,8419	0,0441	SI
	30	52,80	1,92	7,56	29,8749	0,0627	SI
	35	52,80	2,76	8,40	34,9441	0,0823	SI
123	5	52,80	3,28	13,48	4,9413	0,0107	SI
	10	52,80	2,61	8,10	10,0149	0,0212	SI
	15	52,80	1,45	8,34	14,9170	0,0283	SI
	20	52,80	1,48	7,55	19,8529	0,0338	SI
	25	52,80	1,41	7,53	24,8325	0,0437	SI
	30	52,80	1,31	7,07	29,8678	0,0627	SI
	35	52,80	2,32	7,87	34,9380	0,0889	SI
124	5	52,80	3,20	13,54	4,9191	0,0099	SI
	10	52,80	1,49	6,98	9,9933	0,0180	SI
	15	52,80	1,35	8,26	14,8954	0,0246	SI
	20	52,80	1,28	7,31	19,8344	0,0274	SI
	25	52,80	1,27	7,53	24,8152	0,0427	SI
	30	52,80	1,30	6,95	29,8567	0,0534	SI
	35	52,80	1,98	7,59	34,9270	0,0892	SI

125	5	52,79	3,30	13,76	4,9118	0,0099	SI
	10	52,79	2,46	7,85	9,9870	0,0209	SI
	15	52,79	2,44	9,41	14,8895	0,0216	SI
	20	52,79	1,33	7,43	19,8270	0,0315	SI
	25	52,79	2,15	8,37	24,8088	0,0455	SI
	30	52,79	2,15	7,74	29,8470	0,0662	SI
	35	52,79	2,06	7,64	34,9260	0,0908	SI
126	5	52,81	3,28	13,44	4,9152	0,0094	SI
	10	52,81	1,53	7,05	9,9906	0,0194	SI
	15	52,81	2,42	9,28	14,8931	0,0237	SI
	20	52,81	1,34	7,38	19,8274	0,0299	SI
	25	52,81	1,34	7,536	24,8070	0,0454	SI
	30	52,81	1,24	6,92	29,8434	0,0650	SI
	35	52,81	1,90	7,50	34,9247	0,0791	SI
127	5	52,79	3,33	13,41	4,9165	0,0095	SI
	10	52,79	1,88	7,28	9,9934	0,0207	SI
	15	52,79	1,86	8,69	14,8934	0,0262	SI
	20	52,79	1,80	7,84	19,8291	0,0289	SI
	25	52,79	1,70	7,83	24,8122	0,0434	SI
	30	52,79	1,71	7,32	29,8473	0,0642	SI
	35	52,79	1,61	7,19	34,9245	0,0857	SI
128	5	52,83	3,28	13,69	4,9072	0,0094	SI
	10	52,83	2,50	8,04	9,9843	0,0223	SI
	15	52,83	2,38	9,21	14,8869	0,0258	SI
	20	52,83	1,39	7,49	19,8223	0,0323	SI
	25	52,83	1,32	7,52	24,8059	0,0432	SI
	30	52,83	2,14	7,85	29,8414	0,0639	SI
	35	52,83	3,05	7,70	34,9264	0,0817	SI
129	5	52,81	3,33	13,75	4,9045	0,0092	SI
	10	52,81	2,51	8,04	9,9833	0,0199	SI
	15	52,81	2,40	9,23	14,8859	0,0220	SI
	20	52,81	1,38	7,51	19,8198	0,0321	SI
	25	52,81	1,32	7,51	24,8052	0,0397	SI
	30	52,81	1,21	6,98	29,8410	0,0595	SI
	35	52,81	2,21	7,79	34,9195	0,0927	SI
130	5	52,84	3,41	14,14	4,9026	0,0096	SI
	10	52,84	2,52	8,07	9,9800	0,0181	SI
	15	52,84	2,50	9,34	14,8818	0,0238	SI
	20	52,84	1,41	7,60	19,8166	0,0312	SI
	25	52,84	1,44	7,63	24,8000	0,0388	SI
	30	52,84	1,35	7,04	29,8342	0,0562	SI
	35	52,84	2,28	7,83	34,9210	0,0818	SI

Tabella 43-Risultati delle prove di ciclo monotono crescente

Da cui si ricava:

SETPOINT [bar]	P MEDIA Alimentazione [bar]	P MEDIA DI VALLE [bar]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO ASSESTAMENTO MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO ASESTAMENTO [s]
5	52,81	4,9194	3,29	0,07	10,23	0,34
10	52,81	9,9954	2,22	0,43	5,48	0,07
15	52,81	14,8975	2,15	0,44	6,86	0,05
20	52,81	19,8340	1,48	0,22	6,08	0,06
25	52,81	24,8150	1,62	0,38	6,17	0,06
30	52,81	29,8507	1,62	0,38	5,67	0,06
35	52,81	34,9282	2,19	0,44	5,48	0,31

Tabella 44 - Risultati mediati dei cicli monotoni di taratura

Si è scelto di calcolare il valore medio del tempo di assestamento piuttosto che del tempo totale, per poter fare delle successive considerazioni.

Si può vedere che le specifiche dei tempi risultano comunque rispettate per ogni setpoint: il tempo totale, dato dalla somma di tempo di salita e tempo di assestamento è inferiore a 15 secondi per ciascun setpoint.

Si nota inoltre che il tempo di salita e il tempo di assestamento maggiori si verificano per il setpoint di 5 bar. Per il tempo di salita ciò è giustificato dal fatto che il piattello superiore della molla deve percorrere dalla posizione di riposo una corsa a vuoto pari a 1,8 mm prima di iniziare a comprimere la molla. Invece per il tempo assestamento ciò è giustificato dal fatto che la fascia di stabilità è estremamente stretta e allo stesso tempo si impiega più tempo per raggiungere l'equilibrio delle forze fra diaframma e molla.

Si riportano a titolo di esempio i grafici del ciclo di taratura del test 128:

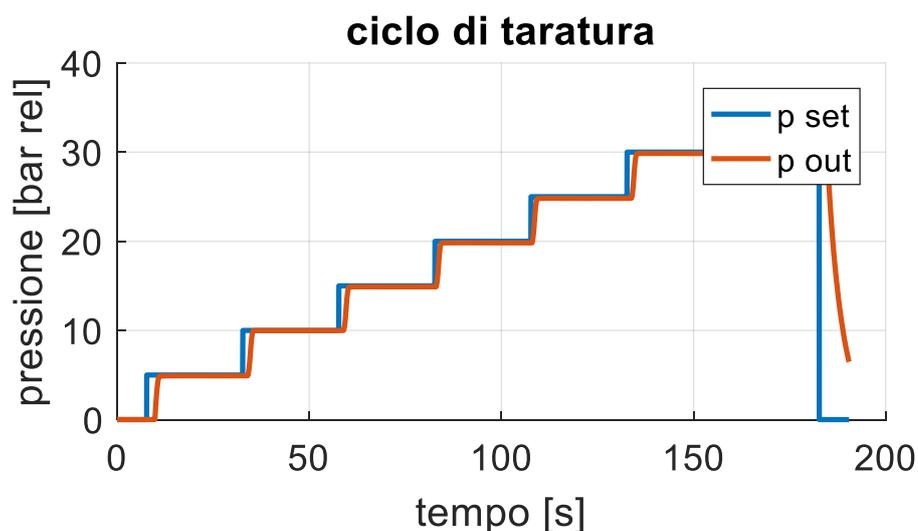


Figura 74 - Ciclo taratura (test128)

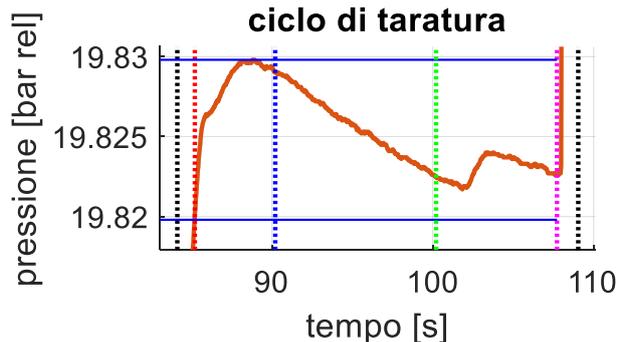
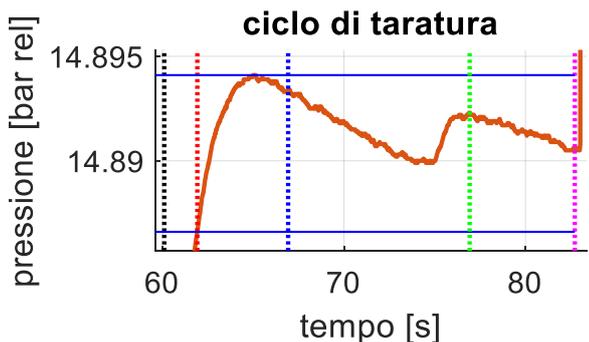
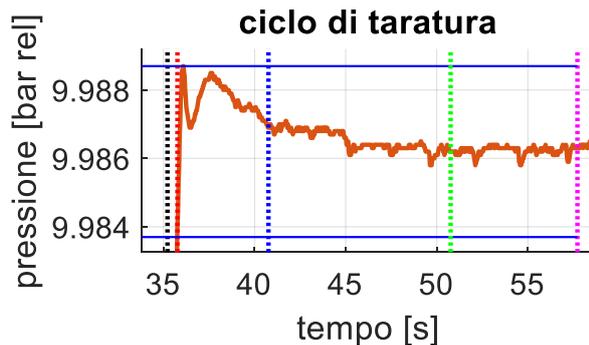
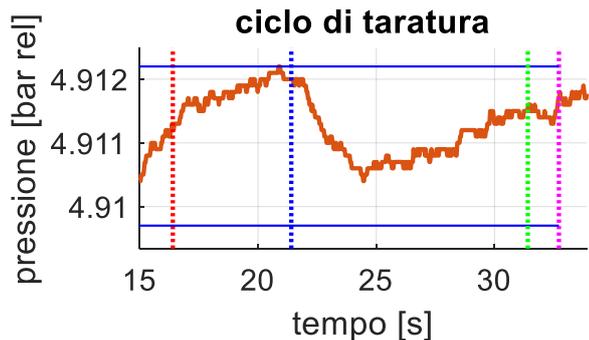


Figura 75- Ingrandimenti del ciclo di taratura (test 128). In alto: setpoint 5 bar (a sinistra), setpoint 10 bar (a destra);
In basso: setpoint 15 bar (a sinistra), setpoint 20 bar (a destra)

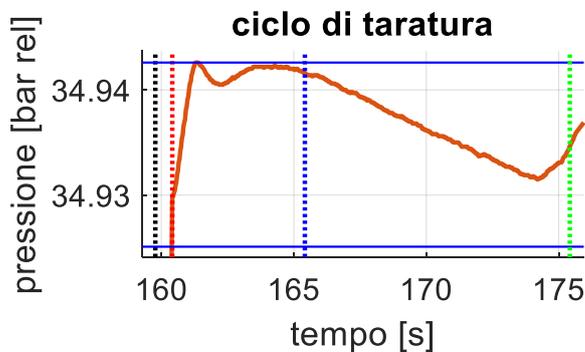
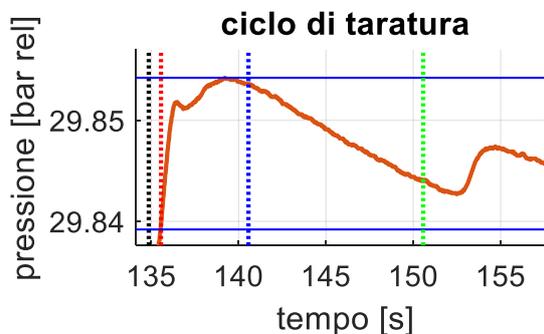
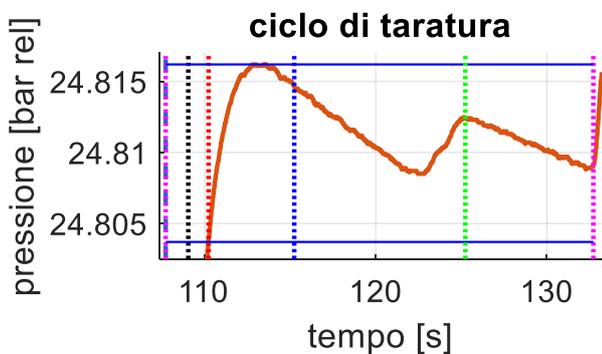


Figura 76 - Ingrandimenti del ciclo di taratura (test 128). In alto: setpoint 25 bar (a sinistra), setpoint 30 bar (a destra);
In basso: setpoint 35 bar

Si nota che in questo test l'intervento del PID non è indispensabile per tutti i setpoint. In particolare, per i setpoint pari a 20 e 30 bar il PID interviene dopo la fine dell'operazione di taratura (segnata dalla linea tratteggiata in verde chiaro). Analogamente per i setpoint pari a 15 e 35 bar è intuitivo prevedere che anche se non si fosse attivato il PID la specifica di stabilità sarebbe comunque stata rispettata. Al contrario per il setpoint di 5 bar è assolutamente necessario che il PID inverta il trend decrescente della pressione al fine di restare all'interno della fascia di stabilità.

Si rappresenta invece ora lo spostamento del piattello superiore della molla e il relativo andamento della pressione di valle:

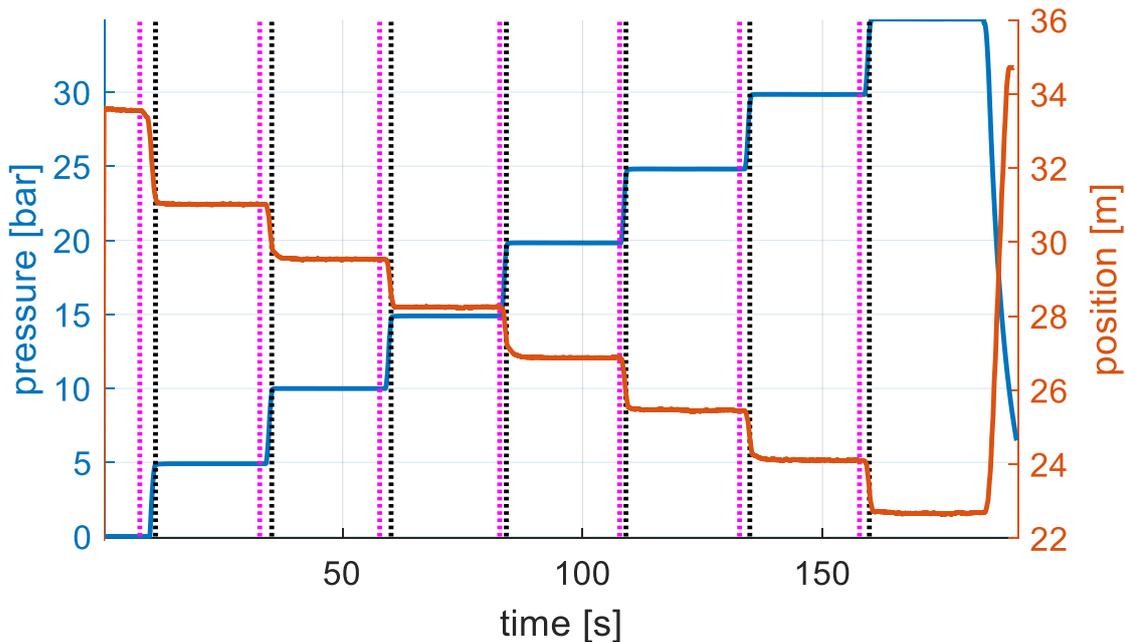


Figura 77- Spostamento del piattello superiore della molla durante il ciclo

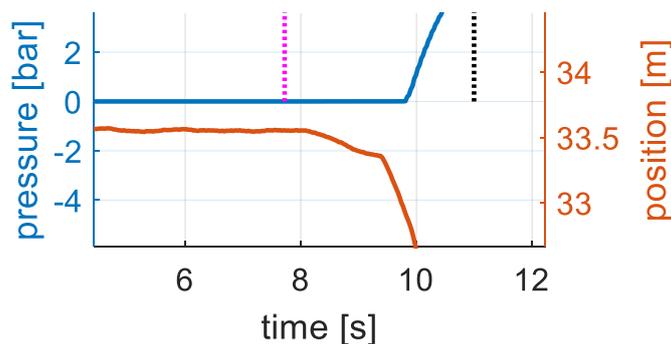


Figura 78-Ingrandimento relativo al setpoint di 5 bar

Dall'ingrandimento è possibile apprezzare la corsa a vuoto iniziale del piattello a cui non corrisponde un aumento di pressione di valle.

Si può in conclusione affermare che il regolatore è potenzialmente in grado di rispettare le specifiche anche per setpoint differenti rispetto a quello di validazione (35 bar).

Ciclo up-up-down

A differenza del ciclo monotono, in questo caso il terzo setpoint risulta inferiore al secondo, e c'è dunque una fase di discesa. Lo svuotamento del serbatoio durante la fase di discesa non può essere affidato alla sola valvola di misura in quanto richiederebbe troppo tempo. Di conseguenza contemporaneamente al movimento verso l'alto del piattello superiore della molla del regolatore si apre la valvola digitale di scarico. La valvola digitale è mantenuta aperta fino a quando non si misura un determinato valore di pressione a valle. Questo valore di pressione, inserito all'interno di un'opportuna condizione comparativa ($\leq, > \dots$), determina la commutazione del booleano che gestisce l'apertura/chiusura della valvola. Si specifica inoltre che per definire tale valore di pressione è stata utilizzata una procedura "trial and error", andando prima a determinare la pressione di valle che si stabiliva a regime senza l'intervento della valvola digitale.

I setpoint del ciclo sono:

SETPOINT	Valore [bar]
1°	20
2°	35
3°	20

Tabella 45-Setpoint del ciclo up-up-down

Sono state effettuate 10 prove di cui si riportano i risultati:

TEST	P SET [bar]	P Alimentazione MEDIA [bar]	TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P DI VALLE MEDIA [bar]	DEV STD. P DI VALLE [bar]	STABILITA' RISPETTATA
131	20	52,50	4,42	10,27	19,7856	0,0322	SI
	35	52,50	3,33	9,03	34,9038	0,0904	SI
	20	52,50	2,79	12,00	19,4239	0,1018	SI
132	20	52,49	4,33	10,8	19,7811	0,0312	SI
	35	52,49	3,34	9,10	34,9029	0,0857	SI
	20	52,49	2,48	11,67	19,4209	0,0953	SI
133	20	52,54	4,32	10,20	19,7745	0,0342	SI
	35	52,54	3,34	9,05	34,8998	0,0855	SI
	20	52,54	3,38	12,49	19,4239	0,0986	SI
134	20	52,51	5,35	11,20	19,7724	0,0296	SI
	35	52,51	3,35	9,11	34,8975	0,0870	SI
	20	52,51	3,48	12,70	19,4319	0,1181	SI
135	20	52,50	4,42	10,21	19,7793	0,0294	SI
	35	52,50	3,30	9,05	34,9026	0,0900	SI
	20	52,50	3,59	12,72	19,4246	0,1086	SI
136	20	52,54	4,34	10,19	19,7723	0,03076	SI
	35	52,54	2,32	8,09	34,8986	0,0898	SI
	20	52,54	2,85	11,85	19,4173	0,1049	SI
137	20	52,54	4,38	10,08	19,7727	0,0255	SI
	35	52,54	2,35	8,08	34,9015	0,0791	SI
	20	52,54	2,59	11,68	19,4246	0,1046	SI

138	20	52,54	4,33	10,15	19,7724	0,0308	SI
	35	52,54	3,23	8,96	34,8974	0,0910	SI
	20	52,54	3,48	12,72	19,4254	0,1053	SI
139	20	52,57	5,39	11,21	19,7726	0,0307	SI
	35	52,57	3,28	9,03	34,9024	0,0832	SI
	20	52,57	3,33	12,73	19,4275	0,1016	SI
140	20	52,54	4,40	10,25	19,7705	0,0327	SI
	35	52,54	2,30	8,05	34,9014	0,0874	SI
	20	52,54	3,55	12,74	19,4219	0,1060	SI

Tabella 46 - Risultati delle prove dei cicli up-up-down

Da cui si ottiene:

SETPOINT [bar]	P MEDIA Alimentazione [bar]	P MEDIA DI VALLE [bar]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO ASSESTAMENTO MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO ASSESTAMENTO [s]
20	52,53	19,7753	4,57	0,42	5,89	0,21
35	52,53	34,9008	3,01	0,48	5,74	0,02
20	52,53	19,4242	3,15	0,43	9,18	0,11

Tabella 47 - Risultati mediati dei cicli up-up-down

Le specifiche di tempo e stabilità risultano sempre rispettate. Si nota poi che il tempo di assestamento maggiore si verifica per il setpoint di 20 bar raggiunto nella fase di discesa, in cui la valvola di scarico è tenuta aperta e contemporaneamente il piattello superiore della molla sale. Ciò dipende dal fatto che quando la valvola digitale si chiude si devono instaurare delle nuove condizioni di equilibrio fra diaframma e molla.

Inoltre si vede che il valore di pressione medio di valle relativo al setpoint di 20 bar assume valore diversi a seconda che lo si raggiunga con una fase di salita o una di discesa. Tale fenomeno, conosciuto come isteresi, dipende principalmente dagli attriti interni e dai piccoli giochi del sistema.

Si ripetono ora le stesse prove sopra eseguite cercando di compensare l'isteresi. Per far ciò nel comandare in posizione il motore nella fase di discesa non si farà più riferimento alla caratteristica statica di Figura 46, ma bensì, si assegnerà un valore di posizione definito con procedura "trial and error".

Si riportano i risultati delle prove con isteresi compensata:

TEST	P SET [bar]	P Alimentazione MEDIA [bar]	TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P DI VALLE MEDIA [bar]	DEV STD. P DI VALLE [bar]	STABILITA' RISPETTATA
141	20	52,60	4,67	10,73	19,8213	0,0355	SI
	35	52,60	2,57	8,27	34,9392	0,0925	SI
	20	52,60	3,55	12,24	19,8608	0,0597	SI

142	20	52,64	4,41	10,26	19,7954	0,0274	SI
	35	52,64	2,79	8,55	34,9332	0,0845	SI
	20	52,64	3,31	12,19	19,8553	0,0613	SI
143	20	52,62	4,33	10,24	19,7862	0,0350	SI
	35	52,62	3,15	8,97	34,9273	0,0884	SI
	20	52,62	3,20	12,15	19,8573	0,0678	SI
144	20	52,62	4,34	10,22	19,7811	0,0339	SI
	35	52,62	3,35	9,05	34,9264	0,0814	SI
	20	52,62	3,39	12,37	19,8490	0,0668	SI
145	20	52,69	4,47	10,44	19,7829	0,0285	SI
	35	52,69	3,38	9,09	34,9226	0,0815	SI
	20	52,69	3,55	12,62	19,8478	0,0584	SI
146	20	52,64	4,27	10,15	19,7833	0,0344	SI
	35	52,64	3,27	9,055	34,9219	0,0935	SI
	20	52,64	3,51	12,51	19,8459	0,0687	SI
147	20	52,67	4,40	10,33	19,8070	0,0318	SI
	35	52,67	3,01	8,77	34,9260	0,0868	SI
	20	52,67	3,27	12,34	19,8532	0,0633	SI
148	20	52,68	4,38	10,50	19,7764	0,0343	SI
	35	52,68	2,68	8,41	34,9222	0,0792	SI
	20	52,68	2,54	11,87	19,8527	0,0595	SI
149	20	52,66	4,39	10,25	19,7938	0,0297	SI
	35	52,66	3,35	9,11	34,9225	0,0916	SI
	20	52,66	3,43	13,37	19,8634	0,0616	SI
150	20	52,62	4,34	10,19	19,7801	0,0271	SI
	35	52,62	2,59	8,38	34,9201	0,0889	SI
	20	52,62	2,93	11,73	19,8437	0,0667	SI

Tabella 48-Risultati delle prove dei cicli up-up-down con compensazione di isteresi

Da cui si ricavano i valori mediati:

SETPOINT [bar]	P MEDIA Alimentazione [bar]	P MEDIA DI VALLE [bar]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO ASSESTAMENTO MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO ASSESTAMENTO [s]
20	52,64	19,7908	4,40	0,11	5,93	0,09
35	52,64	34,9261	3,01	0,33	5,75	0,04
20	52,64	19,8529	3,27	0,32	9,07	0,35

Tabella 49 -Risultati mediati ei cicli up-up-down con compensazione di isteresi

Si osserva che i tempi medi ottenuti sono comparabili con quelli misurati senza compensazione di isteresi. Stavolta però i valori di pressione media di valle, ottenuti per setpoint di 20 bar con gradino in salita e in discesa, sono tra loro molto più simili. Il valore di pressione di valle ottenuto in fase di discesa con isteresi compensata risulta maggiore rispetto a quello privo di compensazione. Ciò significa che la molla nel caso di isteresi compensata risulta leggermente più compressa. Infatti il nuovo comando in posizione al motore, ricercato durante la suddetta procedura "trial error", risulta

essere maggiore di quello che si ricava attraverso la caratteristica di Figura 46. In particolare tali comandi in posizione sono:

FASE DI SALITA	FASE DI DISCESA (isteresi compensata)
8895132	8903000

Tabella 50 – Comandi in posizione al motore per medesimo setpoint, in fase di salita e discesa

Come verifica finale di quanto detto si sono effettuate 5 prove sperimentali, in cui si è misurata la risposta del sistema al gradino 0-20 bar, utilizzando però come comando in posizione quello ricavato durante la procedura di compensazione dell’isteresi. Si riportano esclusivamente i risultati mediati:

P MEDIA Alimentazione [bar]	P MEDIA DI VALLE [bar]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO ASSESTAMENTO MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO ASSESTAMENTO [s]
52,43	20,2709	4,48	0,48	6,06	0,06

Tabella 51 - Risposta del sistema al gradino 0-20 bar con modifica del comando in posizione

Si vede infatti che la pressione media di valle che si ottiene con il nuovo comando in posizione è maggiore, rispetto a quello di Tabella 47 sempre in fase di salita.

Si riportano ora a titolo di esempio i grafici del ciclo di taratura del test 145

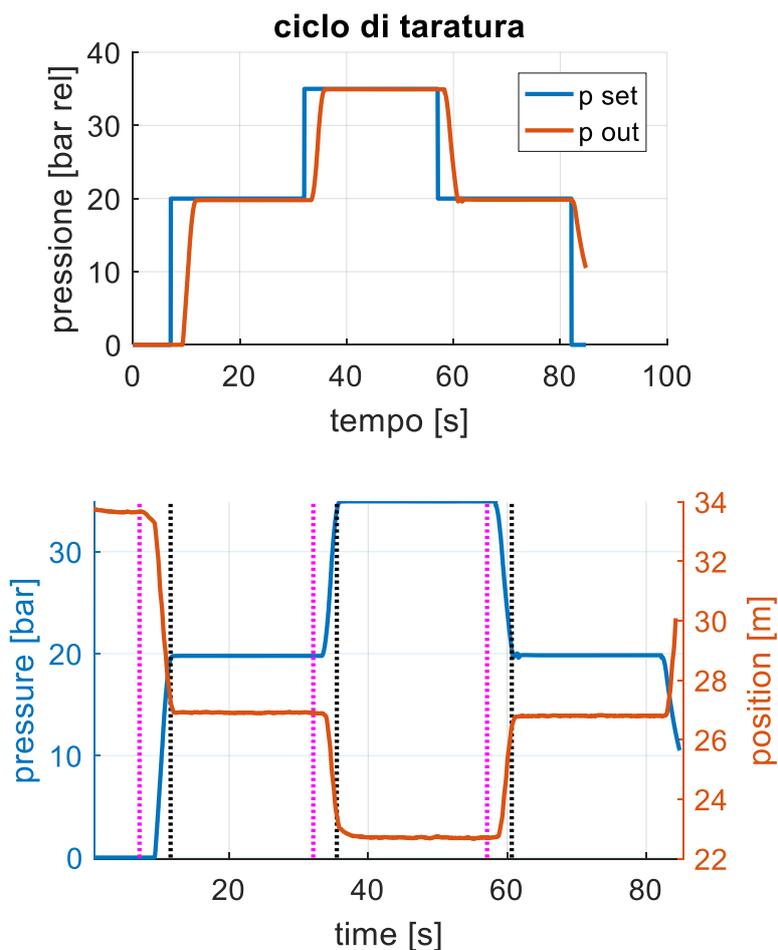


Figura 79 - Ciclo di taratura e relativo spostamento del piattello superiore (test145)

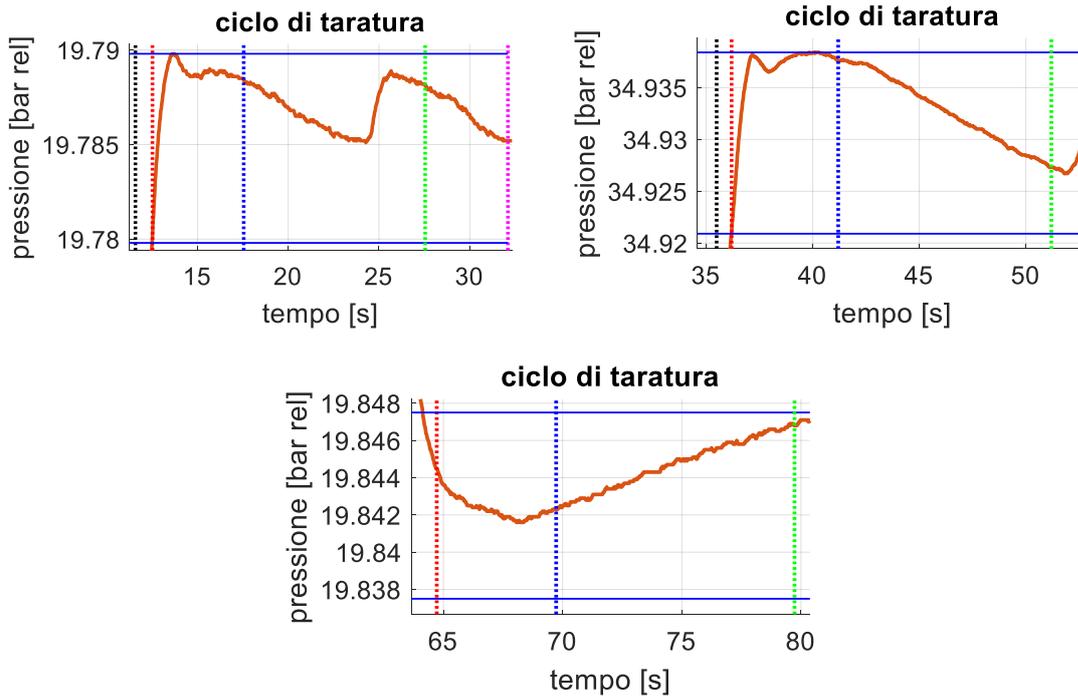


Figura 80 - Ingrandimenti del ciclo di taratura nelle zone di stabilità (test145)

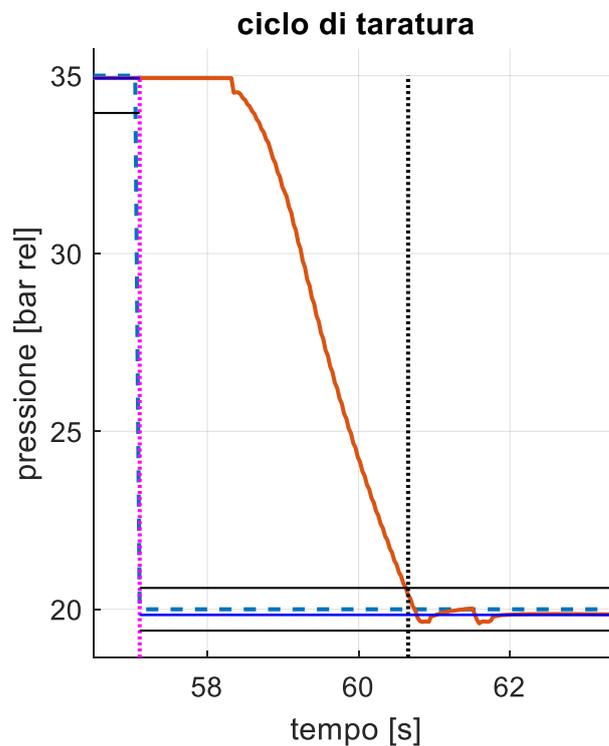


Figura 81 - Ingrandimento della fase di discesa (test145)

Il regolatore di pressione oggetto di analisi è quindi in grado di effettuare anche cicli di taratura che includono fasi di discesa. Inoltre, in questo caso la compensazione di isteresi non risulta indispensabile per rispettare le specifiche. Si osserva però che, nel caso di isteresi non compensata, ci si ritrova con un valore medio di pressione di valle molto vicino al limite inferiore della banda di accuratezza.

Ciclo up-down-up-down

Questo ciclo è stato pensato per verificare l'influenza dell'ampiezza del gradino sull'isteresi del sistema. Infatti nel ciclo si verificano due gradini in discesa, rispettivamente da 20 a 15 bar e da 30 a 15 bar. I setpoint del ciclo quindi sono:

SETPOINT	Valore [bar]
1°	20
2°	15
3°	30
4°	15

Tabella 52-Setpoint del ciclo up-down-up-down

Si precisa che la gestione della fase di discesa è identica a quella implementata nei cicli up-up-down. Sono state condotte 5 prove di cui si riportano i risultati:

TEST	P SET [bar]	P Alimentazione MEDIA [bar]	TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P DI VALLE MEDIA [bar]	DEV STD. P DI VALLE [bar]	STABILITA' RISPETTATA
151	20	52,61	4,34	10,43	19,8849	0,0381	SI
	15	52,61	2,32	11,76	14,8850	0,045	SI
	30	52,61	3,32	8,97	29,9157	0,0756	SI
	15	52,61	4,28	11,70	14,6886	0,0661	SI
152	20	52,65	3,35	11,44	19,85	0,0446	SI
	15	52,65	2,24	12,46	14,86	0,0535	SI
	30	52,65	3,38	9,02	29,91	0,0700	SI
	15	52,65	3,30	11,12	14,69	0,0688	SI
153	20	52,62	4,44	10,41	19,8547	0,0342	SI
	15	52,62	2,28	11,52	14,8616	0,0527	SI
	30	52,62	3,41	9,11	29,9042	0,0719	SI
	15	52,62	3,99	11,63	14,6861	0,0639	SI
154	20	52,62	4,26	10,32	19,9838	0,0407	SI
	15	52,62	1,89	12,71	14,8710	0,0565	SI
	30	52,62	2,95	8,64	29,9034	0,0715	SI
	15	52,62	3,59	10,77	14,6838	0,0631	SI
155	20	52,62	4,45	10,38	19,8423	0,0349	SI
	15	52,62	2,29	11,63	14,8548	0,0516	SI
	30	52,62	3,45	9,03	29,8995	0,0640	SI
	15	52,62	3,99	12,20	14,6823	0,0695	SI

Tabella 53- Risultati delle prove dei cicli up-down-up-down

Da cui si ottiene:

SETPOINT [bar]	P MEDIA Alimentazione [bar]	P MEDIA DI VALLE [bar]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO ASSESTAMENTO MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO ASSESTAMENTO [s]
20	52,62	19,8831	4,17	0,46	6,43	0,93
15	52,62	14,8665	2,20	0,18	9,81	0,68
30	52,62	29,9066	3,30	0,20	5,65	0,05
15	52,62	14,6862	3,83	0,38	7,65	0,39

Tabella 54 - Risultati mediati delle prove up-down-up-down

Anche qui si constata che le specifiche di progetto sono rispettate. Si vede inoltre che il valore medio della pressione di valle risulta diverso per i due setpoint di 15 bar. In particolare la pressione media di valle registrata per il primo dei due setpoint, al quale si giunge con un gradino in discesa di ampiezza inferiore, risulta maggiore di quella corrispondente al secondo dei due.

Si cerca ora, analogamente a quanto fatto prima, di compensare l'isteresi in modo da rendere più simile possibile il valore della pressione di valle relativa ai due setpoint indipendentemente dall'ampiezza del gradino. Per far ciò, esclusivamente per il secondo dei due setpoint, si cerca con procedura "trial and error" un nuovo comando in posizione al motore che minimizzi la differenza fra i due valori di pressione media di valle. Per il primo dei due setpoint invece si continua ad utilizzare il comando in posizione ricavato dalla caratteristica di Figura 46. I due differenti comandi in posizione sono:

DA CARATTERISTICA STATICA	TRIAL AND ERROR
8801500	8805000

Tabella 55- Comandi in posizione per i due setpoint di 15 bar

Quindi, con questo accorgimento, si sono condotte altre 5 prove di cui si riportano i risultati

TEST	P SET [bar]	P Alimentazione MEDIA [bar]	TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P DI VALLE MEDIA [bar]	DEV STD. P DI VALLE [bar]	STABILITA' RISPETTATA
156	20	52,66	4,38	10,47	19,8602	0,0343	SI
	15	52,66	2,31	10,59	14,8690	0,0561	SI
	30	52,66	3,35	9,07	29,9057	0,0718	SI
	15	52,66	3,77	11,71	14,8759	0,0536	SI
157	20	52,65	4,27	10,39	19,8436	0,0348	SI
	15	52,65	2,22	11,58	14,8582	0,0445	SI
	30	52,65	3,23	8,90	29,9012	0,0653	SI
	15	52,65	3,76	10,86	14,8756	0,0602	SI
158	20	52,64	4,32	10,35	19,8406	0,0365	SI
	15	52,64	2,18	11,63	14,8859	0,0506	SI
	30	52,64	3,32	8,93	29,8989	0,0746	SI
	15	52,64	2,87	9,65	14,8762	0,0563	SI

159	20	52,64	4,46	10,40	19,8436	0,0320	SI
	15	52,64	2,28	13,73	14,8855	0,0655	SI
	30	52,64	3,44	9,11	29,8982	0,0726	SI
	15	52,64	3,88	10,76	14,8758	0,0556	SI
160	20	52,64	4,38	10,35	19,8417	0,0350	SI
	15	52,64	2,26	11,54	14,8527	0,0457	SI
	30	52,64	3,30	8,93	29,8976	0,0677	SI
	15	52,64	3,94	10,97	14,8723	0,0574	SI

Tabella 56 - Risultati delle prove dei cicli up-down-up-down con compensazione di isteresi

Da cui si ricava:

SETPPOINT [bar]	P MEDIA Alimentazione [bar]	P MEDIA DI VALLE [bar]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO ASSESTAMENTO MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO ASSESTAMENTO [s]
20	52,65	19,84594	4,36	0,07	6,03	0,08
15	52,65	14,87026	2,25	0,05	9,56	1,16
30	52,65	29,90032	3,33	0,08	5,66	0,04
15	52,65	14,87516	3,64	0,44	7,15	0,46

Tabella 57 - Risultati mediati delle prove dei cicli up-down-up-down con compensazione di isteresi

I nuovi valori medi di pressione misurati sono ora quasi coincidenti. Anche in questo caso con la modifica del comando in posizione si è imposta una compressione della molla leggermente maggiore. Si sono quindi condotte altre 10 prove, in cui si è imposto al sistema un set a gradino di ampiezza 15 bar (a partire dallo stato scarico). Nelle prime 5 prove si è utilizzato come comando in posizione quello ottenuto dalla caratteristica statica. Mentre per le seconde 5 si è utilizzato il comando trovato con la procedura "trial and error".

Si riportano solamente i risultati mediati dei due sottogruppi di prove:

P MEDIA Alimentazione [bar]	P MEDIA DI VALLE [bar]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO ASSESTAMENTO MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO ASSESTAMENTO [s]	ISTERESI COMPENSATA
52,60	14,9423	3,97	0,04	7,12	0,13	NO
52,61	15,1122	3,93	0,05	6,84	0,08	SI

Tabella 58 - Risultati mediati della risposta a gradino 0-15 bar

Se si considera il valore medio di pressione di valle ottenuto senza la compensazione, e lo si confronta con i due valori medi relativi ai due setpoint di 15 bar del ciclo (non compensato per isteresi) si vede che non si discosta molto dal primo dei due. Di conseguenza, come ci si aspettava, al crescere del gradino di discesa aumenta anche l'isteresi.

Invece se si considera il valore medio di pressione di valle ottenuto con compensazione, si vede che risulta maggiore di quello misurato senza compensazione. Ciò è indice del fatto che con il nuovo comando in posizione si determina una compressione della molla lievemente maggiore.

Si riportano ora a titolo di esempio alcuni grafici del ciclo di taratura del test 158:

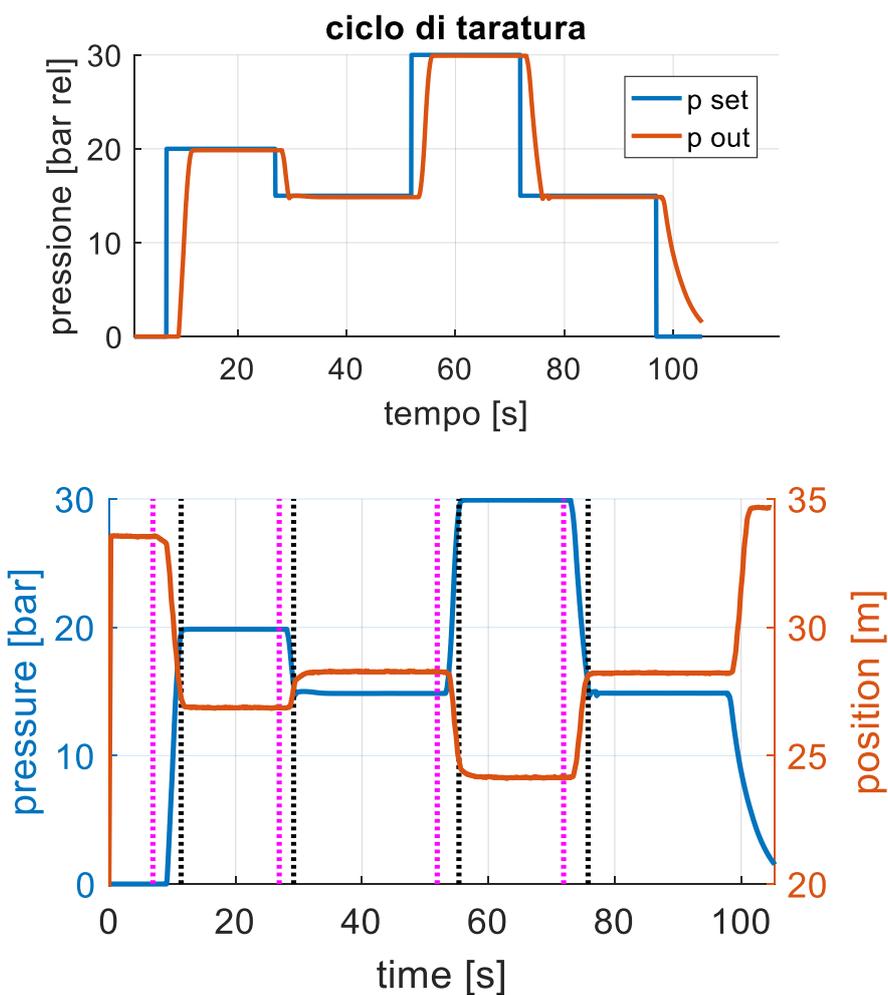


Figura 82 - Ciclo di taratura e relativo spostamento del piattello superiore (test158)

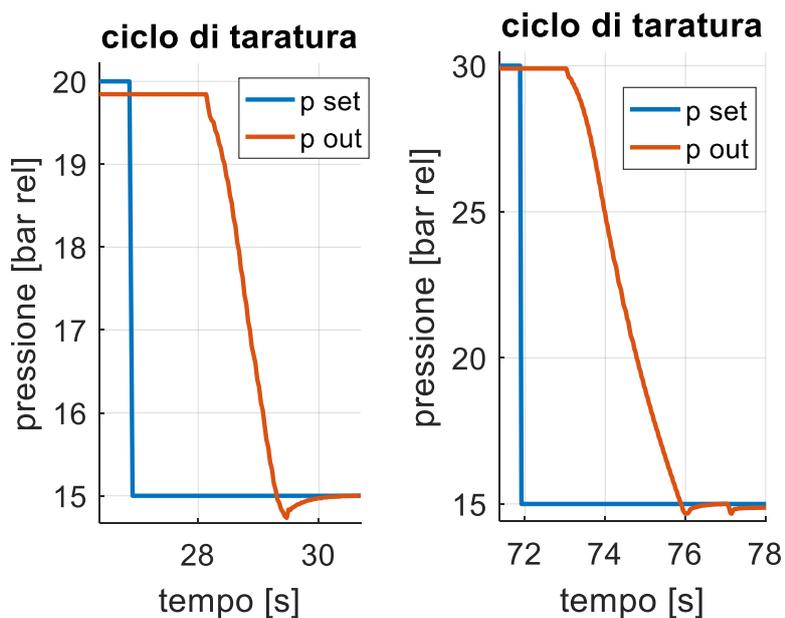


Figura 83 - Dettagli dei due tratti di discesa

Ciclo up-down-up

Questo ciclo è stato ideato per verificare il riposizionamento del sistema allo stesso punto di lavoro partendo però da due posizioni differenti. I setpoint del ciclo sono quindi:

SETPOINT	Valore [bar]
1°	35
2°	20
3°	35

Tabella 59-Setpoint del ciclo up-down-up

Si sono condotte 10 prove di cui si riportano i risultati:

TEST	P SET [bar]	P Alimentazione MEDIA [bar]	TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO TOTALE [s]	P DI VALLE MEDIA [bar]	DEV STD. P DI VALLE [bar]	STABILITA' RISPETTATA
161	35	52,34	5,64	11,31	34,9303	0,0965	SI
	20	52,34	2,59	12,54	19,8765	0,0591	SI
	35	52,34	3,21	9,45	34,8946	0,0910	SI
162	35	52,34	5,55	11,40	34,9081	0,0968	SI
	20	52,34	3,49	12,61	19,8529	0,0715	SI
	35	52,34	2,32	8,62	34,8866	0,0868	SI
163	35	52,34	5,52	11,37	34,9001	0,0985	SI
	20	52,34	3,38	12,93	19,8544	0,0613	SI
	35	52,34	3,20	9,45	34,8808	0,0868	SI
164	35	52,33	5,56	11,46	34,8932	0,0955	SI
	20	52,33	3,60	12,65	19,8408	0,0641	SI
	35	52,33	3,15	9,60	34,8702	0,0905	SI
165	35	52,31	5,59	11,35	34,8986	0,0906	SI
	20	52,31	3,52	12,71	19,8335	0,0624	SI
	35	52,31	2,86	9,08	34,8778	0,0886	SI
166	35	52,31	5,49	11,37	34,8948	0,0981	SI
	20	52,31	3,37	12,76	19,8404	0,0595	SI
	35	52,31	3,16	9,53	34,8771	0,0886	SI
167	35	52,31	5,53	11,29	34,8930	0,0907	SI
	20	52,31	2,72	11,63	19,8349	0,0654	SI
	35	52,31	3,34	9,70	34,8721	0,0831	SI
168	35	52,32	5,55	11,37	34,886	0,0962	SI
	20	52,32	3,76	13,10	19,8334	0,0720	SI
	35	52,32	3,33	9,69	34,8644	0,0900	SI
169	35	52,33	5,34	11,39	34,8818	0,0891	SI
	20	52,33	3,37	12,40	19,8312	0,0685	SI
	35	52,33	3,10	9,42	34,8630	0,0867	SI
170	35	52,34	5,43	11,31	34,9832	0,0948	SI
	20	52,34	2,59	11,95	19,8387	0,0604	SI
	35	52,34	2,43	8,70	34,8754	0,0811	SI

Tabella 60 - Risultati delle prove dei cicli up-down-up

Da cui si ottiene:

SETPOINT [bar]	P MEDIA Alimentazione [bar]	P MEDIA DI VALLE [bar]	TEMPO DI SALITA MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO DI SALITA [s]	TEMPO ASSESTAMENTO MEDIO [s]	DEV.STD. TEMPO ASSESTAMENTO [s]
35	52,33	34,90691	5,52	0,08	5,84	0,10
20	52,33	19,84367	3,24	0,44	9,29	0,30
35	52,33	34,8762	3,01	0,36	6,31	0,07

Tabella 61 - Risultati mediati delle prove di cicli up-down-up

Si nota che i due valori di pressione media di valle relativi ai due setpoint di 35 bar si discostano minimamente tra di loro nonostante le condizioni di partenza siano nettamente differenti (0 e 20 bar). Il sistema è quindi dotato di ottima ripetibilità.

Si riportano ora alcuni grafici del ciclo di taratura del test 165:

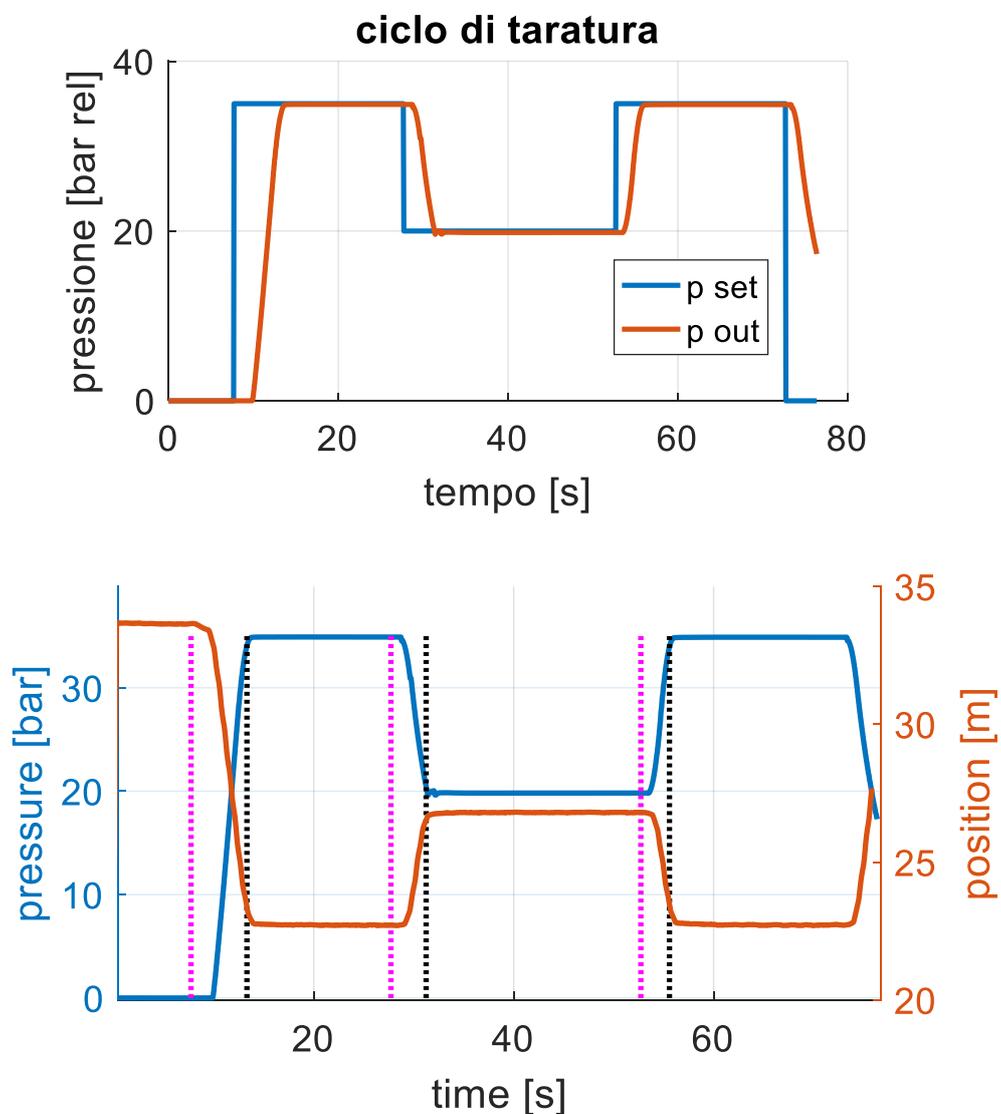


Figura 84 - Ciclo di taratura e relativo spostamento del piattello superiore (test165)

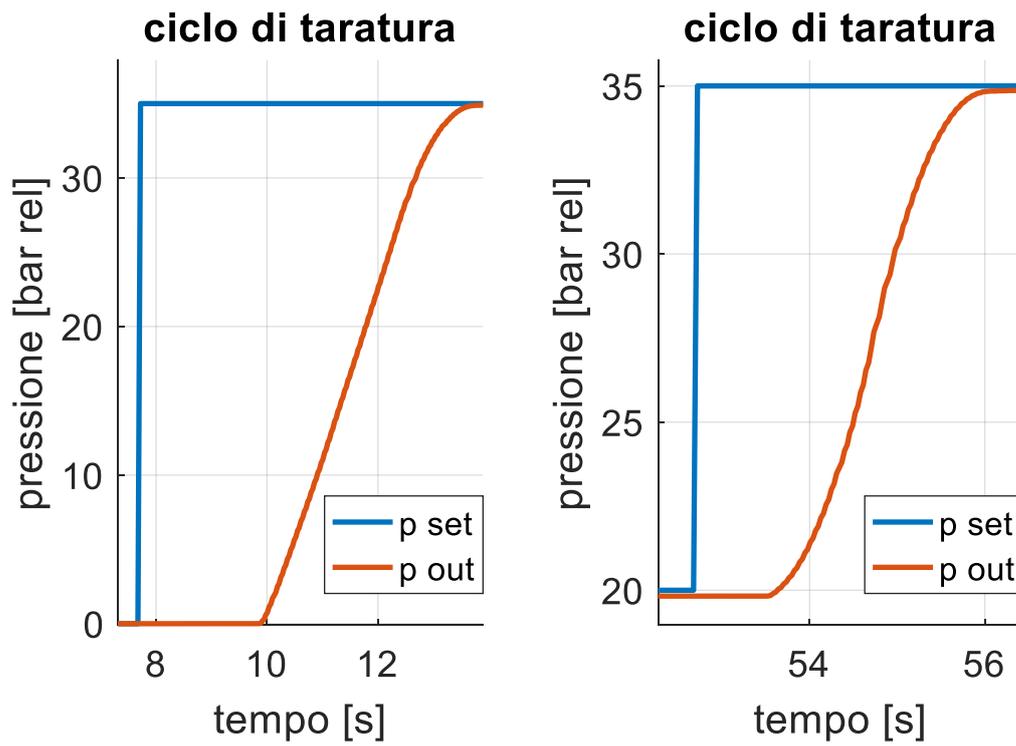


Figura 85 - Dettaglio della fase di salita

Si può concludere quindi che il regolatore è in grado di eseguire cicli di taratura e che la configurazione di setting adottata permette di rispettare le specifiche di progetto per ciascun setpoint del ciclo.

MODELLO TEORICO

Nel settore del testing la realizzazione di un modello è di notevole supporto all'attività sperimentale. In alcuni casi viene utilizzato in parallelo alle prove sperimentali, in altri invece è proprio parte del banco di testing (si pensi alle prove "Hardware in the loop"). Nel caso oggetto di studio il modello del regolatore di pressione viene utilizzato come supporto alle prove sperimentali.

Nella realizzazione del modello si fanno delle assunzioni preliminari (spesso semplificative) che permettono di scrivere le equazioni fisiche che rappresentano i fenomeni reali. Dopodiché si assegnano ai vari coefficienti e parametri dei valori ragionevoli, rilevati sperimentalmente o suggeriti dalla letteratura. Infine si rilevano sperimentalmente alcuni dati di input del sistema e li si danno "in pasto" al modello, che genererà dei risultati di output. Questi ultimi vengono poi confrontati con i risultati in uscita sperimentali per verificare la bontà del modello. Se il discostamento dei dati sperimentali da quelli simulati con il modello risulta eccessivo ciò può significare che o si sono assegnati dei valori inopportuni ai vari coefficienti o sono state fatte assunzioni preliminari errate che hanno condotto a equazioni fisiche concettualmente sbagliate per quel fenomeno.

Il modello può essere realizzato con la tecnica dei parametri concentrati: le proprietà continue del sistema fisico vengono localizzate in singoli elementi (es: la rigidità in una molla, lo smorzamento in uno smorzatore...). Si capisce quindi che, a seguito di tale semplificazione, si aumenta però di complessità il problema dell'assegnazione del valore dei vari coefficienti. Dall'altro lato cercare di rappresentare con modelli estremamente complessi i fenomeni fisici può diventare estremamente oneroso dal punto di vista teorico e inoltre può far perdere la consapevolezza del peso di ciascun parametro sul fenomeno fisico.

Nel campo testing i benefici che si possono trarre da un buon modello sono:

- Possibilità di valutare il funzionamento del sistema in condizioni limite o pericolose, nelle quali potrebbe verificarsi la rottura di qualche componente o si potrebbe esporre l'operatore a dei rischi;
- Possibilità di valutare il funzionamento del sistema con componenti diversi rispetto agli originali. In tal caso si ha anche un ritorno economico, in quanto è sicuramente più costoso dover cambiare dei componenti fisici piuttosto che dei parametri su un software;
- Maggior comprensione del sistema che si sta testando. Dovendo scrivere un modello teorico si deve riflettere su molti aspetti che durante il testing possono essere trascurati. Questa maggior consapevolezza dei fenomeni fisici è di grande aiuto nelle operazioni di diagnostica e di analisi dei dati sperimentali.

Per questa applicazione si è sviluppato un modello a parametri concentrati del regolatore di pressione e dell'annesso circuito pneumatico. Si è utilizzato l'ambiente Simulink per la risoluzione numerica del modello.

Struttura del modello

Il modello presenta due ingressi e due uscite (di cui una primaria e l'altra secondaria).

I dati che vengono dati in ingresso al sistema sono i rilevamenti sperimentali di:

- Pressione di monte del regolatore, misurata con il relativo trasduttore di pressione;
- Spostamento del piattello superiore della molla, misurato con il potenziometro;

In uscita il modello restituisce:

- Pressione del serbatoio, come output primario;
- Portata attraverso la fuga, come output secondario.

Ovviamente è anche possibile visualizzare altri output intermedi. La pressione in uscita viene confrontata con quella sperimentale per tutta la durata della prova. Invece il confronto fra portata attraverso la fuga simulata e quella sperimentale avviene solo per il valore puntuale di regime.

Lo schema funzionale del modello risulta quindi essere:

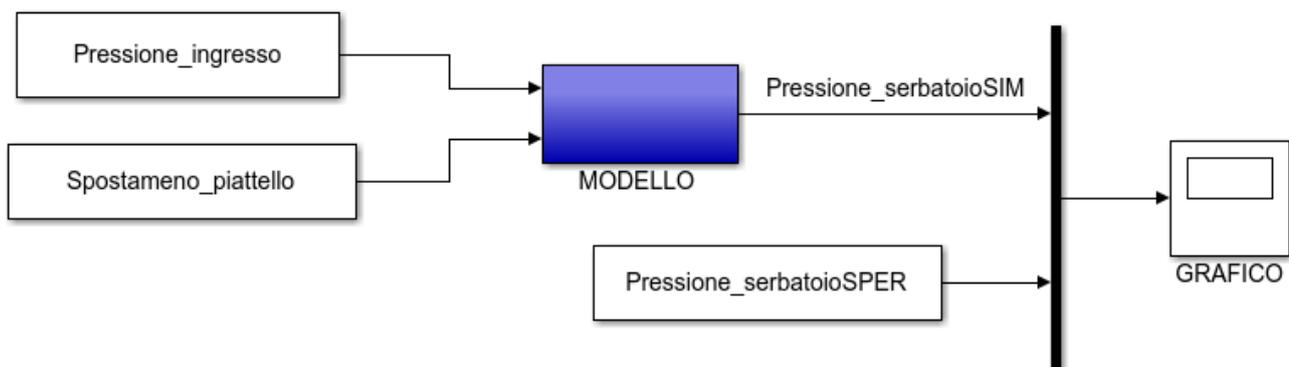


Figura 86 - Schema funzionale del modello

Il modello a sua volta può essere suddiviso in due sotto-blocchi:

- Modello meccanico che descrive le forze che agiscono sul piattello inferiore della molla del regolatore;
- Modello pneumatico per il calcolo della portata attraverso il regolatore e per la descrizione del circuito pneumatico collegato alla bocca di uscita del regolatore.

Il primo sotto-blocco riceve come input lo spostamento del piattello superiore e il valore della pressione di valle, che invece è un output del secondo sotto-blocco; e restituisce in uscita lo spostamento del diaframma. Il secondo sotto-blocco riceve in ingresso lo spostamento del diaframma e la pressione di monte, mentre restituisce in uscita la pressione del serbatoio e la pressione di valle.

Si riporta di seguito lo schema del modello con il dettaglio dei sotto-blocchi:

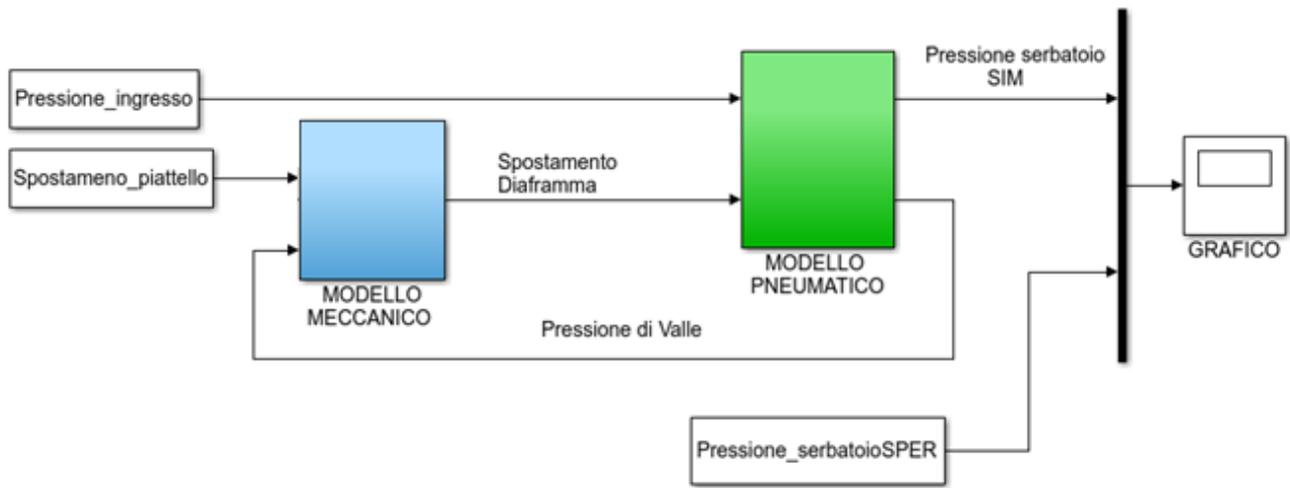


Figura 87 - Dettaglio dei sotto-blocchi del modello

Modello meccanico

Il modello meccanico del regolatore sviluppato permette di risolvere la dinamica del gruppo molla-diaframma-stelo. Si riporta di seguito questo gruppo di componenti opportunamente estratto da una sezione del regolatore:

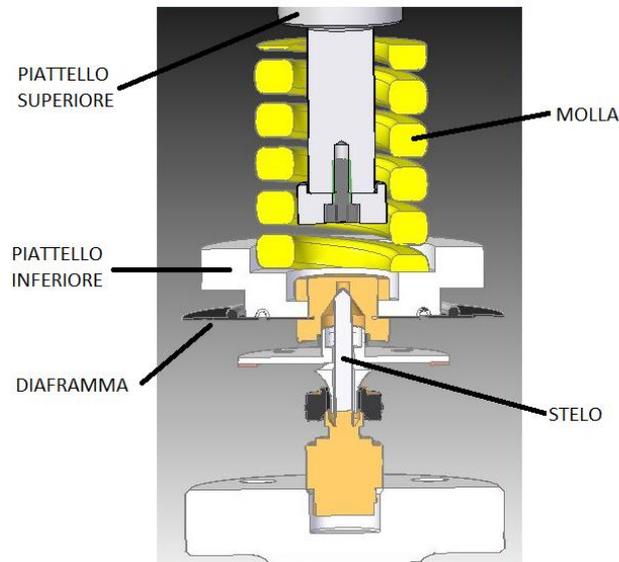


Figura 88 - Gruppo molla-diaframma-stelo del regolatore

Lo spostamento verso il basso del piattello inferiore della molla determina lo scoprimento della luce di passaggio del regolatore.

Per poter sviluppare il modello è stato innanzitutto tracciato il diagramma di corpo libero del piattello inferiore della molla, a cui si ricorda essere solidale il diaframma. In tale diagramma si trascura la forza peso e la deformazione statica che ne consegue.

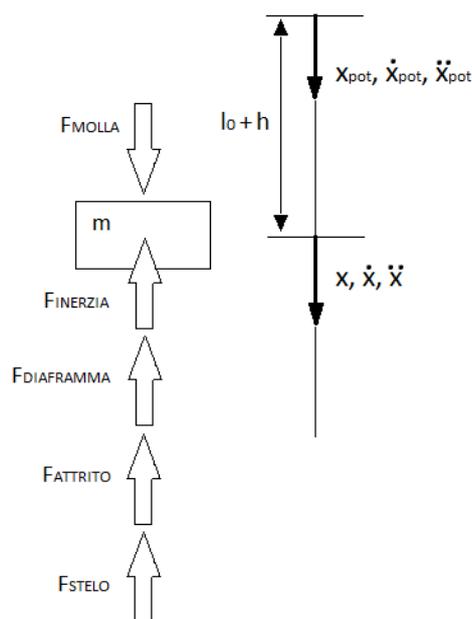


Figura 89 - Diagramma di corpo libero del piattello inferiore

Dal diagramma di corpo libero per l'equilibrio delle forze si può scrivere:

$$F_{molla} - F_{diaframma} - F_{attrito} - F_{stelo} - F_{inerzia} = 0$$

Equazione 1 - Equilibrio delle forze

Prima di analizzare ciascun componente dell'equazione si riassume la nomenclatura che sarà utilizzata:

- x_{pot} = spostamento piattello superiore;
- x = spostamento piattello inferiore;
- h = corsa a vuoto del piattello superiore;
- l_0 = lunghezza iniziale della molla;
- K = rigidità della molla;
- K_s = rigidità della molletta interna allo stelo;
- K_{diaf} = rigidità del diaframma;
- c = coefficiente di attrito viscoso;
- m = massa del piattello;
- A = area efficace del diaframma;
- p_1 = pressione di monte;
- p_2 = pressione di valle;
- r = rapporto fra pressione di valle e pressione di monte;
- p_{serb} = pressione del serbatoio;
- G_f = portata attraverso la fuga.

Si passa ora alla descrizione di ogni componente dell'equazione di equilibrio. Di ogni forza verrà esplicitato il modulo, mentre per la direzione si fa riferimento al diagramma di corpo libero (Figura 89).

Forza della molla

La molla si è assunta lineare e la forza che esercita può quindi essere scritta come:

$$F_{molla} = K(x_{pot} - x - h)$$

Equazione 2 - Forza della molla

La rigidità della molla vale 630 N/mm mentre la corsa a vuoto è di 1,8 mm. Si specifica che la molla lavora esclusivamente a compressione, e cioè per come sono realizzati i vincoli non è in grado di esercitare forze di richiamo. Quindi, nel caso in cui lo spostamento del diaframma è superiore a quello del piattello superiore nettato della corsa a vuoto, la forza della molla è nulla.

Forza dello stelo

Anche questa forza è di natura elastica, infatti all'interno alla base dello stelo vi è una molletta che lo spinge a battuta su un apposito inserto ricavato nel piattello inferiore della molla. La caratteristica della molla è assunta lineare e quindi si ha che:

$$F_{stelo} = K_s x$$

Equazione 3 - Forza dello stelo

La rigidità della molletta è stata rilevata sperimentalmente e vale 7,5 N/mm. Anche in questo caso la molletta non esercita una forza di richiamo.

Forza di attrito

Per l'attrito si è assunto un modello di attrito viscoso, per cui la forza risulta proporzionale alla velocità del piattello inferiore secondo il coefficiente c . Quindi vale:

$$F_{attrito} = c\dot{x}$$

Equazione 4 - Forza di attrito

Per il coefficiente di attrito viscoso c è stato assunto il valore ragionevole di 50 N/(m/s).

Forza di inerzia

La massa mobile del sistema risulta essere quella del piattello inferiore, da cui la forza di inerzia vale:

$$F_{inerzia} = m\ddot{x}$$

Equazione 5 - Forza di inerzia

La massa del piattello inferiore della molla vale 0,3 kg.

Forza del diaframma

La forza del diaframma è stata scomposta in due componenti, che sono la forza elastica e la forza derivante dalla pressione di valle. Si può quindi scrivere come:

$$F_{diaframma} = K_{diaf}x + p_2A$$

Equazione 6 - Forza esercitata dal diaframma

La parte elastica di tale forza è assolutamente trascurabile rispetto alle altre forze in gioco, di conseguenza per tenerne conto si è assegnato alla rigidità un valore basso e pari a 5 N/mm (inferiore rispetto a K_s). Di estrema importanza è invece il valore che si assegna all'area efficace del diaframma, su cui cioè influisce la pressione p_2 . Non è facile una sua valutazione geometrica e di conseguenza è stato valutato attraverso mirate prove sperimentali. In tali prove si è chiuso il circuito a valle del regolatore e si è andati quindi a misurare la pressione di lock up imponendo diversi setpoint di pressione. Visto che a regime la portata che attraversa il regolatore deve essere nulla, si deve verificare che il diaframma non si muove, e cioè $x=0$. Di conseguenza per l'equilibrio delle forze vale:

$$F_{molla} - F_{diaframma} = 0$$

$$K(x_{pot} - h) - p_2A = 0$$

Equazione 7 - Equilibrio delle forze in condizioni di lock up

Dall'equazione si ricava quindi il valore di A . E mediando tutti i valori ottenuti per i vari setpoint si ottiene $A=1560 \text{ mm}^2$. Inoltre si è trascurata la variazione dell'area efficace durante il funzionamento. Tale ipotesi è valida se la traslazione massima del piattello inferiore è piccola (che come si vedrà risulta verificato).

Schema Simulink

Si è quindi realizzato il seguente schema Simulink che permette di risolvere numericamente la dinamica del piattello inferiore:

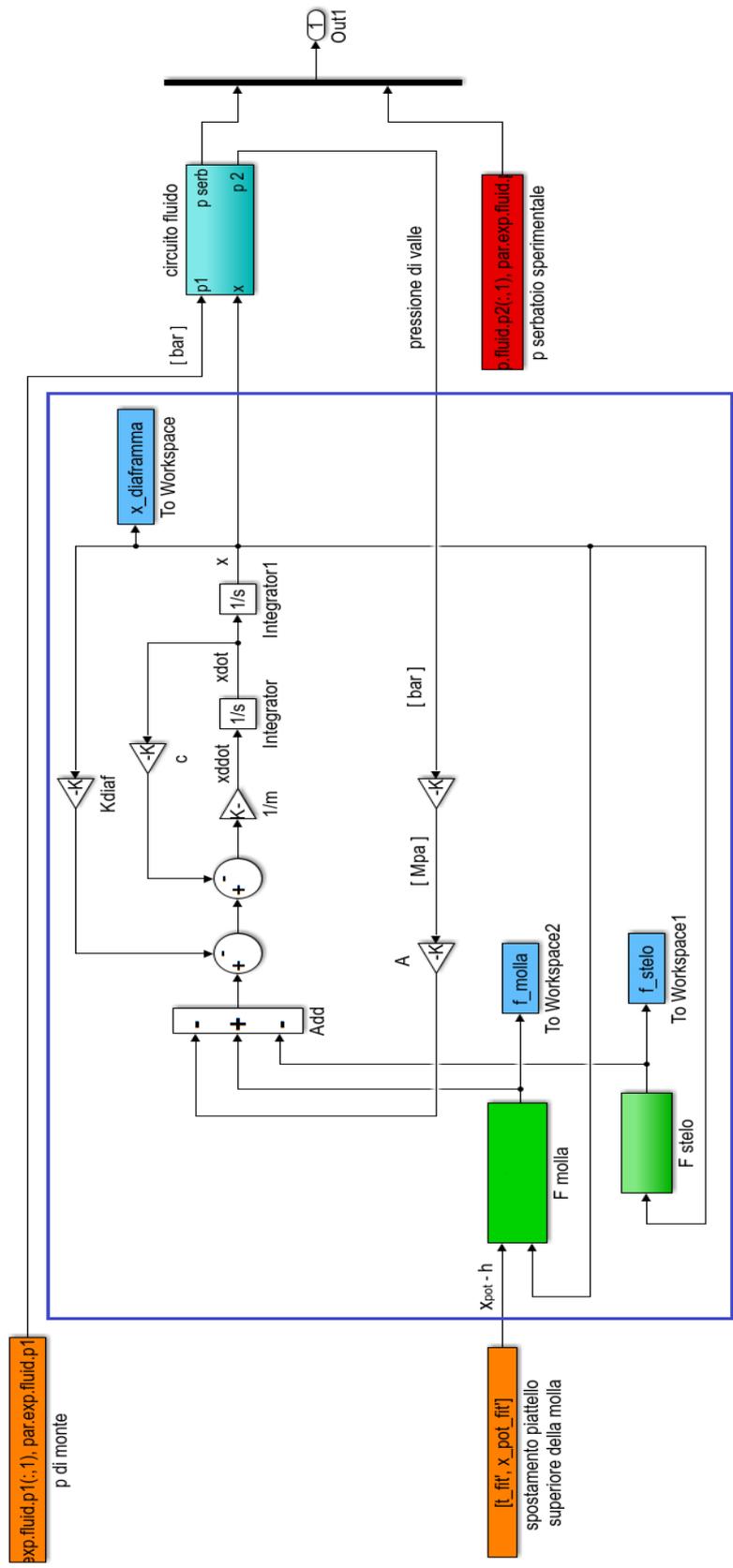


Figura 90 – Schema Simulink complessivo (modello meccanico nel riquadro blu)

Le due linee che entrano all'interno del riquadro blu, e quindi all'interno del modello meccanico, sono appunto lo spostamento del piattello superiore, già nettato della corsa a vuoto, e la pressione di valle proveniente dal blocco pneumatico. In uscita si vede invece lo spostamento del diaframma x che viene inviato al blocco pneumatico (in azzurro chiaro).

I blocchetti in azzurro scuro sono le variabili che vengono salvate ad ogni iterazione dell'integrazione numerica. I blocchetti verdi invece sono dei sottosistemi per il calcolo della forza della molla e dello stelo, di cui vengono riportati gli schemi:

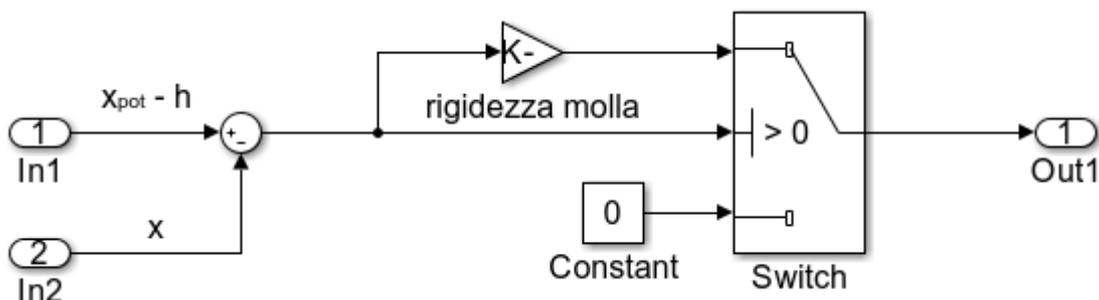


Figura 91 - Sottosistema per il calcolo della forza della molla

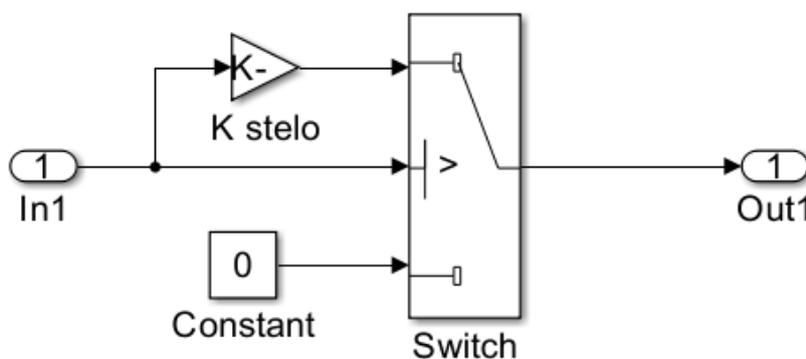


Figura 92 - Sottosistema per il calcolo della forza dello stelo

In entrambi i sottosistemi si apprezza la presenza del blocchetto "Switch" che garantisce che sia la molla che lo stelo lavorino solo a compressione.

Modello pneumatico

Il modello pneumatico comprende il calcolo della portata attraverso il regolatore, note la luce di passaggio e la caduta di pressione, e la soluzione del circuito pneumatico a valle, costituito da una fuga calibrata, un tubo flessibile e un serbatoio.

Per il calcolo della portata si ha in ingresso lo spostamento del piattello inferiore, la pressione di monte e la pressione di valle, mentre in uscita c'è appunto la portata. Per il circuito pneumatico invece si dà in ingresso la portata mentre in uscita si riceve la pressione del serbatoio, la pressione di valle e la portata attraverso la fuga. Quanto detto può essere riassunto in questo schema:

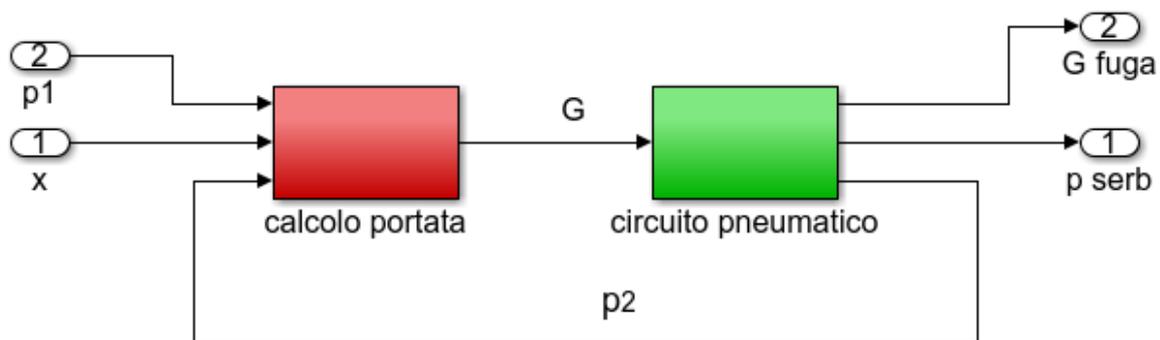


Figura 93 - Schema funzionale del modello pneumatico

Calcolo della portata

Per il calcolo della portata attraverso il regolatore si sono considerate le formule NBS. Il National Bureau of Standard fornisce infatti tre diverse espressioni, secondo le quali ogni valvola risulta caratterizzata da un coefficiente di valvola C_v . La prima di queste espressioni è:

$$Q_N = \frac{C_v}{\sqrt{2}} p_1 \sqrt{r(1-r)(3-r)}$$

Equazione 8 - Prima espressione NBS

dove Q_N è la portata volumetrica in condizioni nominali e C_v è appunto il coefficiente di valvola espresso nelle stesse unità di misura di Q_N . Invece p_1 viene espresso in bar assoluti. Questa formula è quella che conduce alla migliore approssimazione coi risultati sperimentali.

La seconda è:

$$Q_N = \frac{\sqrt{5}}{2} C_v p_1 \sqrt{r(1-r)}$$

Equazione 9 - Seconda espressione NBS

che fornisce valori in eccesso rispetto ai risultati sperimentali e rappresenta un'approssimazione del flusso isoentropico, senza perdite.

La terza è:

$$Q_N = \sqrt{\frac{5}{12}} C_v p_1 \sqrt{1 - r^2}$$

Equazione 10 - Terza espressione NBS

che fornisce valori in difetto rispetto ai dati sperimentali, ed è solitamente utilizzata per il calcolo della portata attraverso valvole poste in serie. Queste formule sono valide per il campo subsonico. Invece in condizioni soniche, che la NBS impone per rapporti r inferiore o uguali a 0,5, si utilizza la formula che si ottiene sostituendo $r=0,5$ in qualsiasi delle tre precedenti espressioni, e cioè:

$$Q_N = \frac{\sqrt{5}}{4} C_v p_1$$

Equazione 11 - Calcolo della portata in condizioni soniche

Per questo modello è stata utilizzata la prima espressione. Il regolatore di pressione funziona però come una valvola analogica, di conseguenza ad ogni luce di passaggio (scoperta dallo spostamento del piattello inferiore) deve essere associato un opportuno coefficiente di valvola. Si è quindi costruita per via sperimentale e procedura "trial and error" una mappa che assegna ad ogni spostamento del piattello inferiore della molla un coefficiente di valvola.

Circuito pneumatico

Il circuito pneumatico a valle del regolatore è costituito da una fuga calibrata, un tubo e un serbatoio. Si riporta lo schema pneumatico del circuito:

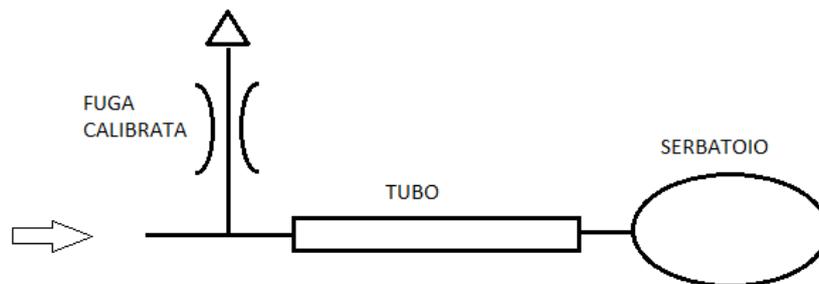


Figura 94 - Schema circuito pneumatico

Ciascun componente è stato modellizzato con la tecnica dei parametri concentrati.

Fuga calibrata

La fuga calibrata è stata modellizzata come una resistenza pneumatica lineare. La portata massica che attraversa la fuga (G) e la caduta di pressione (Δp) che si realizza sono quindi legate dalla relazione:

$$\Delta p = RG$$

Equazione 12 - Resistenza pneumatica lineare

Il valore di R dipende dal grado di apertura della valvola di misura. Tali valori possono essere ricavati invertendo la caratteristica di Figura 48 e calcolando per ciascuna retta la pendenza.

Tubo

Il tubo pneumatico è stato modellizzato come un'induttanza pneumatica e una resistenza pneumatica in serie. Il fenomeno induttivo è nettamente prevalente, infatti alla resistenza è stato assegnato un valore molto inferiore di quello utilizzato per la fuga calibrata. L'induttanza pneumatica è un fenomeno di tipo inerziale: durante i transitori, per accelerare o rallentare la massa d'aria contenuta all'interno, occorre applicare al capo del tubo opportune differenze di pressione.

L'induttanza pneumatica è definita come:

$$L \doteq \frac{\Delta p}{\frac{dG}{dt}}$$

Equazione 13 - Definizione induttanza pneumatica

A partire da questa equazione, noti il diametro e la lunghezza del tubo (l) si giunge a:

$$L = \frac{l}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

Equazione 14 - Calcolo dell'induttanza pneumatica

Essendo il tubo lungo 5 metri e di diametro 6 millimetri, l'induttanza vale circa 180000 m⁻¹.

Serbatoio

Il serbatoio è stato modellizzato come una capacità pneumatica. L'effetto di tipo capacitativo è caratterizzato dall'accumulo di materia. Si definisce la capacità pneumatica come:

$$C \doteq \frac{G}{\frac{dp}{dt}}$$

Equazione 15 - Definizione di capacità pneumatica

Partendo dall'equazione di continuità:

$$G = \frac{dM}{dt}$$

Equazione 16 - Equazione di continuità

considerando la rigidità elastica del volume k_v e un'evoluzione politropica di esponente n dalle condizioni iniziali (indicate col pedice i), si ottiene:

$$G = \left[\frac{\rho_i}{k_v} \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1}{n}} + \frac{V \rho_i}{n p_i} \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1-n}{n}} \right] \frac{dp}{dt}$$

Equazione 17 - Equazione di continuità rielaborata

e quindi

$$C = \left[\frac{\rho_i}{k_v} \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1}{n}} + \frac{V \rho_i}{n p_i} \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1-n}{n}} \right]$$

Equazione 18 - Capacità pneumatica con serbatoio deformabile e trasformazione politropica

dove V è il volume del serbatoio e ρ_i è la densità iniziale del fluido. Assumendo il serbatoio indeformabile ($k_v \rightarrow \infty$) si giunge a:

$$C = \left[\frac{V \rho_i}{n p_i} \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1-n}{n}} \right]$$

Equazione 19 - Capacità pneumatica con serbatoio rigido e trasformazione politropica

Tale equazione tiene quindi conto della comprimibilità del fluido.

Modello complessivo

Con riferimento al circuito pneumatico di Figura 94 è possibile tracciare il nuovo schema a parametri concentrati:

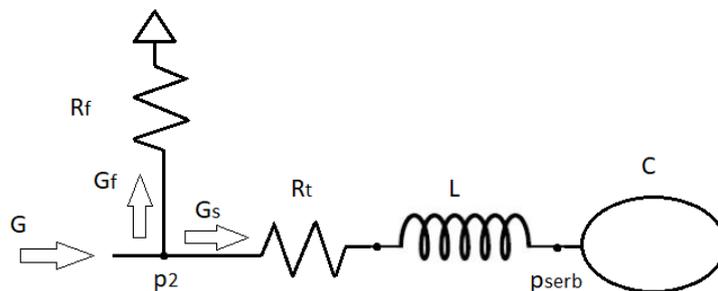


Figura 95 - Schema a parametri concentrati

Osservando lo schema si possono scrivere le seguenti equazioni:

$$G = G_f + G_s$$

$$p_2 = G_s R_t + L \frac{dG_s}{dt} + p_{serb}$$

$$p_2 = G_f R_f$$

Equazione 20 - Equazioni del circuito pneumatico

che saranno poi inserite nel modello Simulink.

Schema Simulink

Il modello Simulink realizzato per la parte pneumatica del sistema è:

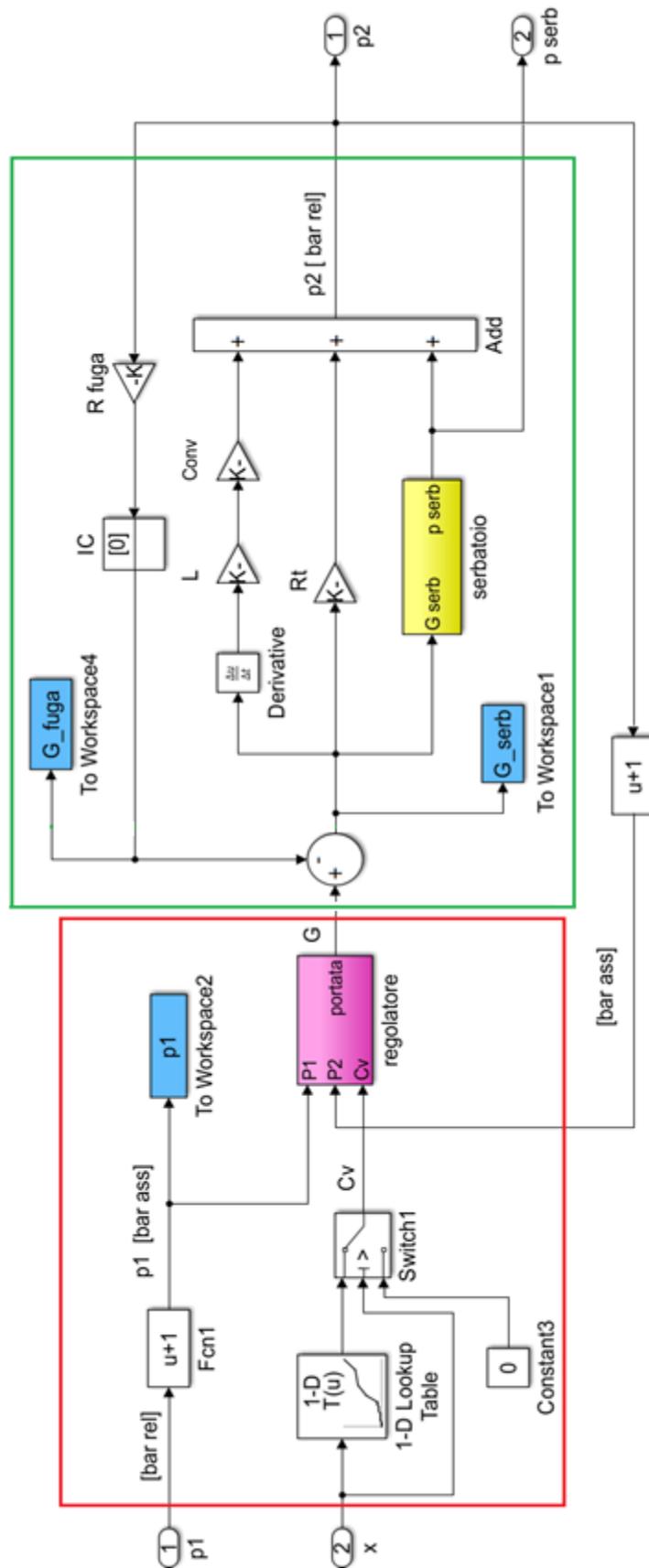
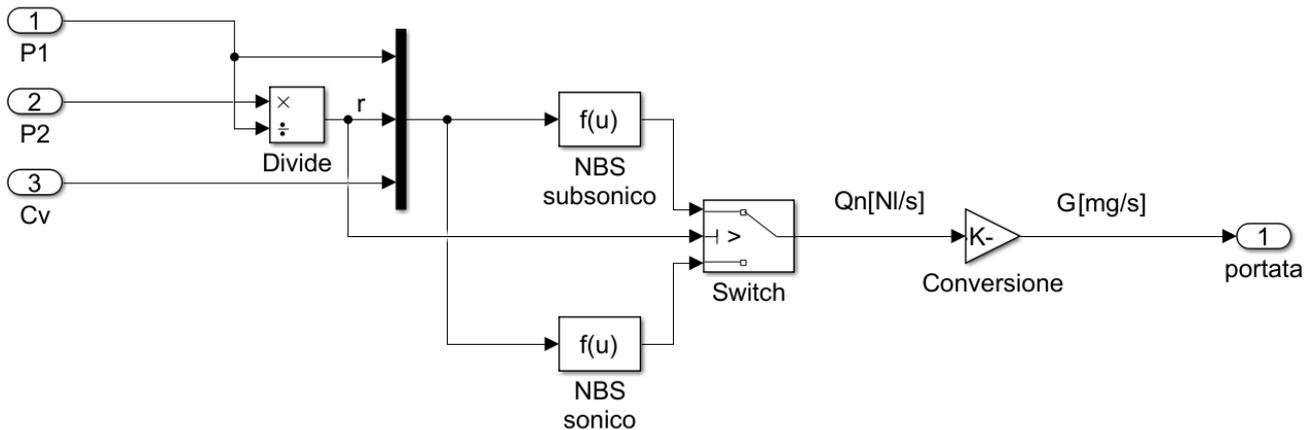


Figura 96 -Modello simulink: calcolo della portata (riquadro rosso), circuito pneumatico (riquadro verde)

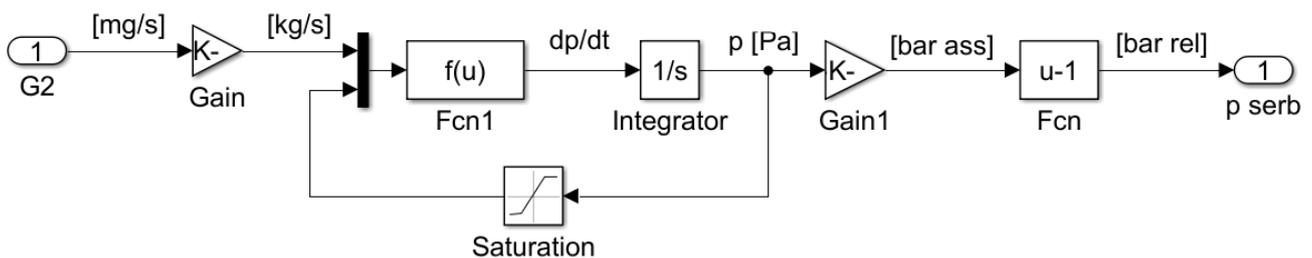
Nel riquadro rosso si vede la parte del calcolo della portata. Lo spostamento del piattello inferiore entra nella “Look up table” dalla quale viene restituito il coefficiente di valvola C_v . Il blocchetto “Switch” assegna valore nullo al coefficiente di valvola se lo spostamento del piattello inferiore risulta minore di 0. Il C_v , insieme alla pressione di monte e quella di valle, rappresenta l’input del blocchetto magenta “regolatore”, nel quale si esegue il calcolo della portata che attraversa il regolatore secondo lo schema:



Equazione 21 - Calcolo della portata nel modello

Il blocchetto “Switch” permette di differenziare il calcolo della portata nel caso sonico e subsonico a seconda del rapporto delle pressioni r . Se r è maggiore o uguale a 0,5 allora il calcolo viene eseguito secondo l’Equazione 8, altrimenti attraverso l’Equazione 11, rispettivamente nei blocchetti “NBS subsonico” e “NBS sonico”.

Il valore della portata ricavato viene dato come input al circuito pneumatico (riquadro verde di Figura 96), in cui sono implementate le Equazioni del circuito pneumatico (Equazione 20). In particolare nel blocchetto giallo, che ha come ingresso la portata massica verso il serbatoio, è calcolata la pressione del serbatoio secondo lo schema:



Equazione 22 - Risoluzione circuito pneumatico nel modello

Nel blocchetto “Fcn1” è implementata l’Equazione 17 ovviamente privata della componente che tiene conto della deformabilità del volume. Il blocco “Saturation” invece impone il limite fisico alla pressione, che non può scendere al di sotto di 0 Pascal.

Risultati del modello

Si utilizza ora il modello Simulink sviluppato prima per confrontare i suoi risultati con quelli sperimentali e poi per valutare l'effetto della variazione di alcuni parametri del sistema.

Confronto fra risultati sperimentali e simulati

Si confrontano ora i risultati ottenuti dal modello con quelli sperimentali, per verificare la bontà del modello stesso.

Si sono considerate 5 prove:

- 4 prove con un unico setpoint;
- 1 ciclo monotono crescente;

La prima prova è caratterizzata da un setpoint di 15 bar e fuga calibrata con grado di apertura pari a 0 giri.

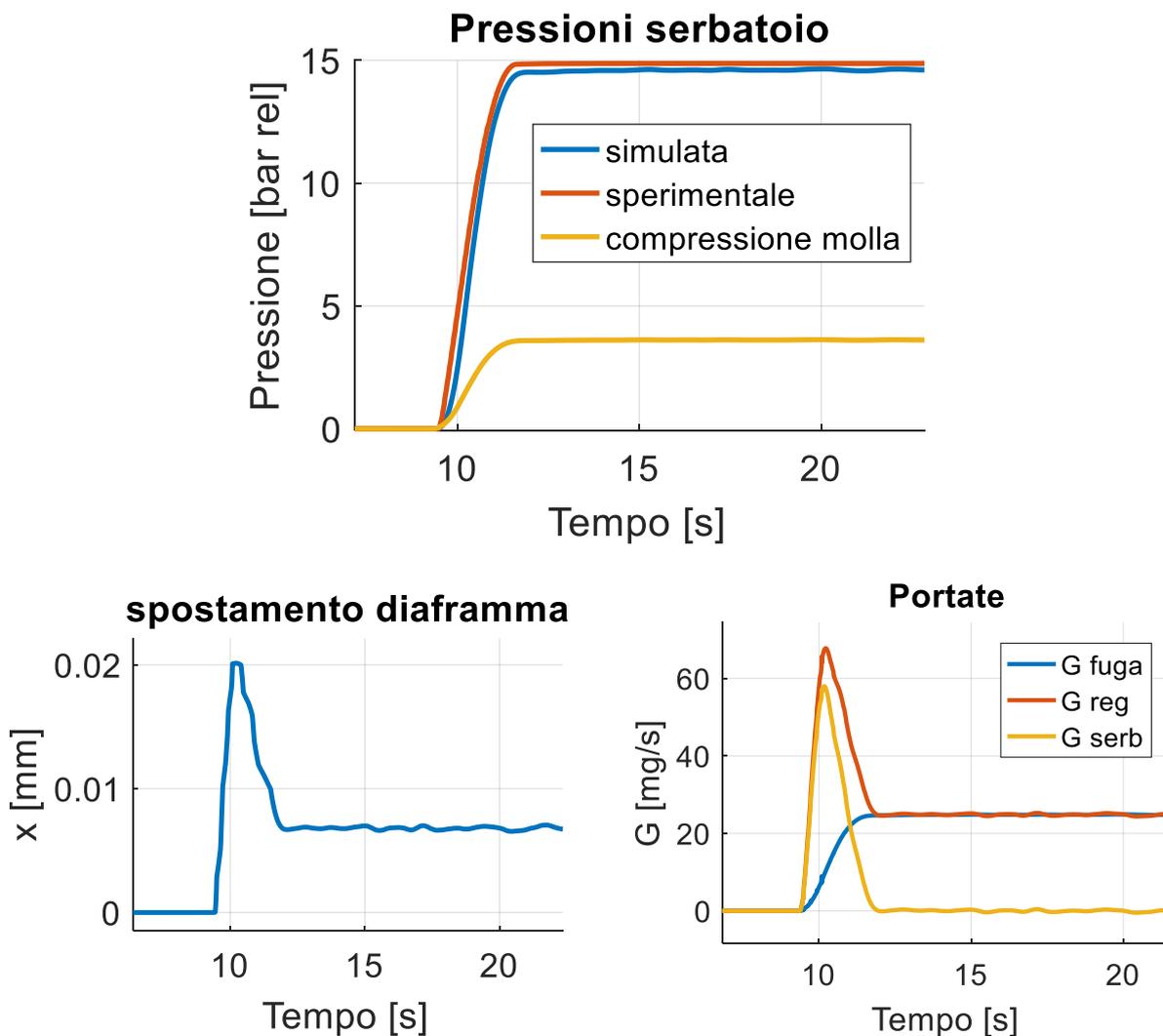


Figura 97 – Setpoint 15 bar. In alto: pressioni del serbatoio;
in basso: spostamento diaframma (a sinistra), portate (a destra)

Osservando il grafico delle pressioni il modello si discosta leggermente dai risultati sperimentali presentando un ritardo nella fase di transitorio e un valore leggermente più basso a regime. Dal grafico delle portate invece si vede che l'andamento delle portate verso il serbatoio presenta un massimo in corrispondenza del massimo registrato per lo spostamento della membrana. In quell'istante infatti il serbatoio è ancor abbastanza vuoto e la luce di passaggio del regolatore è massima. Una volta riempito completamente il serbatoio tutta la portata proveniente dal regolatore viene dispersa attraverso la fuga calibrata. Il valore della portata di regime simulata che attraversa la fuga è circa 24,8 mg/s, simile al valore rilevato sperimentalmente di 25,0 mg/s.

La seconda prova è caratterizzata da un setpoint di 20 bar e grado di apertura della fuga pari 0 giri.

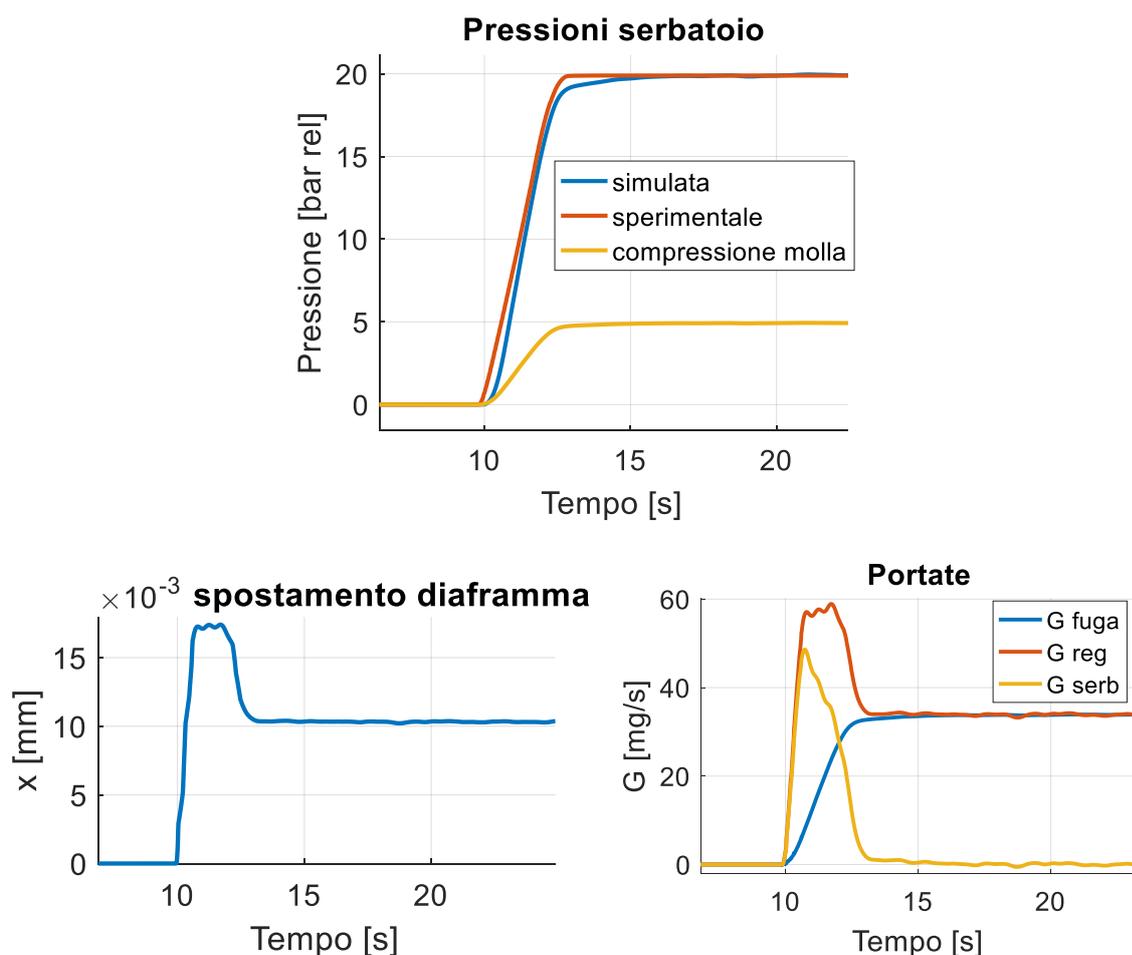


Figura 98 - Setpoint 20 bar. In alto: pressioni del serbatoio; in basso: spostamento diaframma (a sinistra), portate (a destra)

La pressione del serbatoio simulata stavolta approssima più fedelmente quella sperimentale a regime. Anche in questo caso l'andamento delle portate risulta coerente con il fenomeno fisico. La portata attraverso la fuga simulata a regime vale 33,8 mg/s, quasi coincidente con quella rilevata sperimentalmente di 34,0 mg/s.

La terza prova ha setpoint 25 bar e grado di apertura della fuga pari a 0 giri.

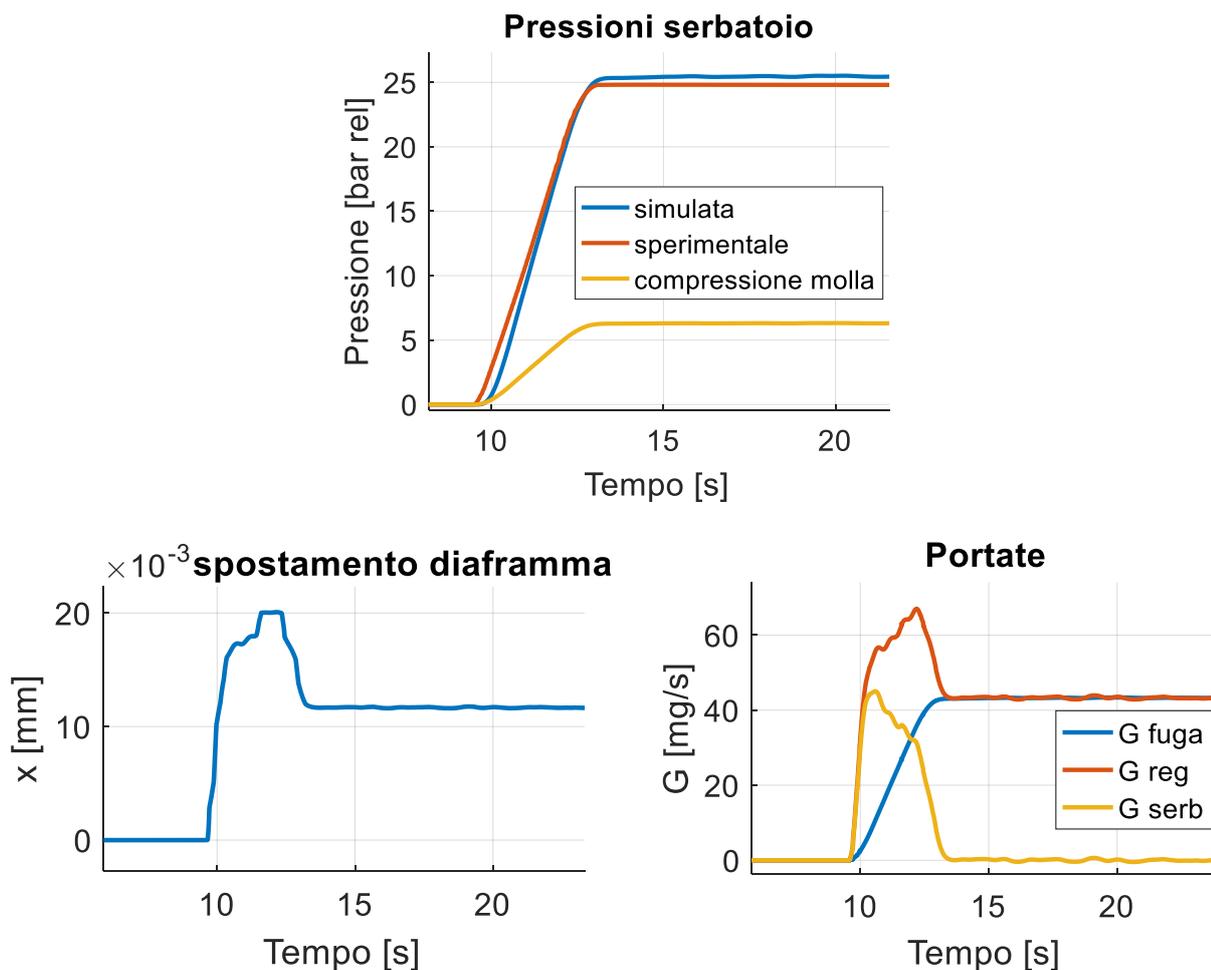


Figura 99 - Setpoint 25 bar. In alto: pressioni del serbatoio; in basso: spostamento diaframma (a sinistra), portate (a destra)

Il valore che di pressione simulato che si registra a regime risulta leggermente più alto di quello sperimentale. Invece nel transitorio lo discostamento è più visibile nella parte iniziale. Inoltre incomincia ad essere evidente il discostamento temporale fra il massimo della portata attraverso il serbatoio e il massimo della portata attraverso il regolatore. Ciò è giustificato dal fatto che la corsa del piattello superiore della molla è maggiore rispetto ai casi precedenti. Quindi per raggiungere la massima apertura della luce di passaggio occorre più tempo; tempo nel quale il serbatoio inizia comunque a riempirsi. Di conseguenza quando si raggiunge la massima apertura del regolatore ci si ritrova con il serbatoio già parzialmente riempito.

Il valore della portata simulata che viene smaltita attraverso al fuga a regime vale circa 43,2 mg/s, comparabile con quello sperimentale di 44,0 mg/s.

La quarta prova è caratterizzata da setpoint di 35 bar e grado di apertura della valvola pari a 0 giri.

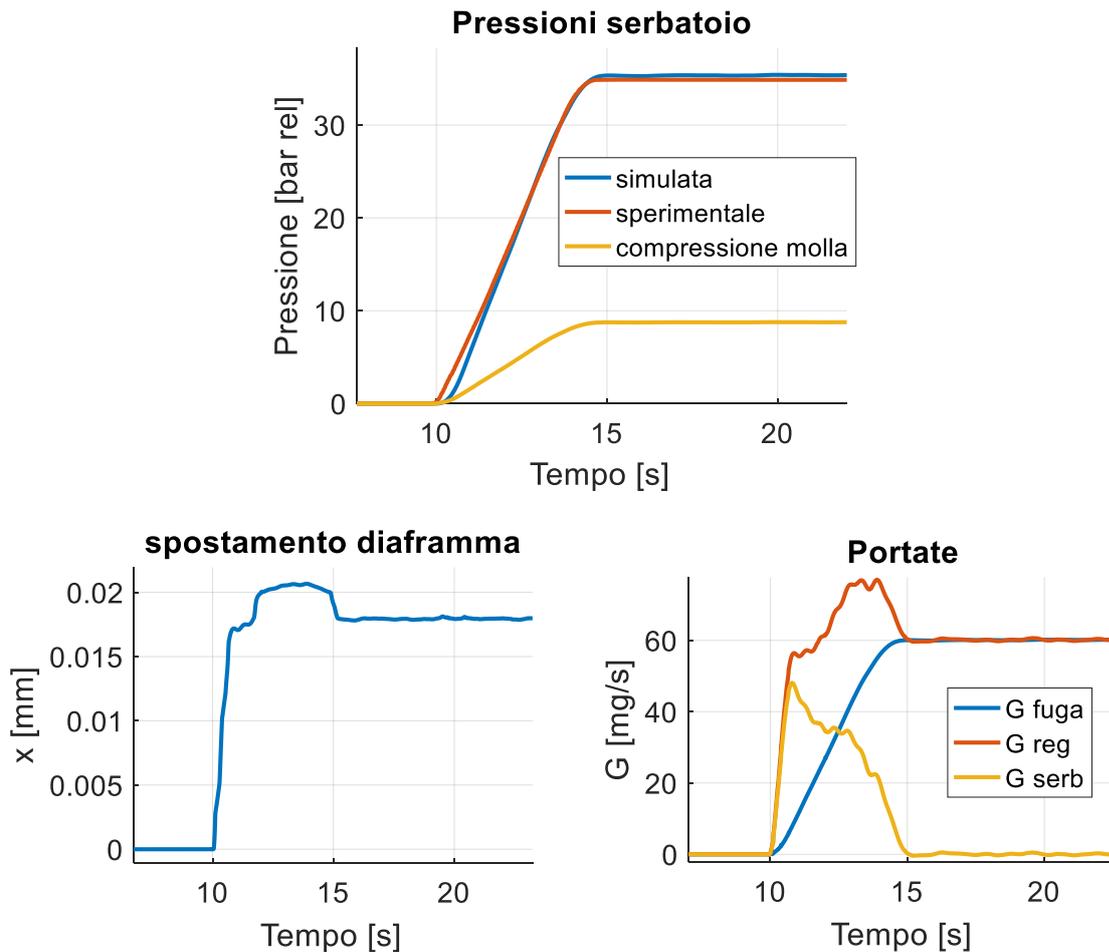


Figura 100 - Setpoint 35 bar. In alto: pressioni del serbatoio; in basso: spostamento diaframma (a sinistra), portate (a destra)

Di nuovo si ha uno scostamento più evidente nella fase iniziale del transitorio per la pressione del serbatoio. A regime invece l'andamento sperimentale è ben riprodotto dal modello. Il valore di portata simulata che attraversa la fuga a regime risulta essere 60,2 mg/s, circa uguale a quello sperimentale di 60,0 mg/s.

In tutte le prove finora considerate lo spostamento del diaframma risulta essere molto piccolo. Ciò è giustificato dall'elevata rigidità della molla. A verifica di quanto detto si ipotizzi che ad esempio nella prova con setpoint 35 bar il diaframma si sposti di 1 mm (spostamento a regime). L'equilibrio delle forze a regime vede:

$$F_{molla} - F_{diaframma} = 0$$

$$K(x_{pot} - x - h) - p_2 A = 0$$

In cui se si inseriscono i valori precedentemente assegnati a K , A , h si ottiene un valore di pressione di valle p_2 pari a 38,90 bar. Il valore che invece si ottiene a regime con lo spostamento massimo originale è 35,40 bar. Per compensare l'aumento della forza elastica esercitata dalla molla è richiesto un incremento della pressione di valle notevole se paragonato ai limiti di accuratezza e stabilità richiesti da specifica.

La quinta prova invece consiste in un ciclo di taratura monotono crescente con setpoint intervallati ogni 5 bar, da 0 a 35 bar, e grado di apertura della fuga pari a 0 giri.

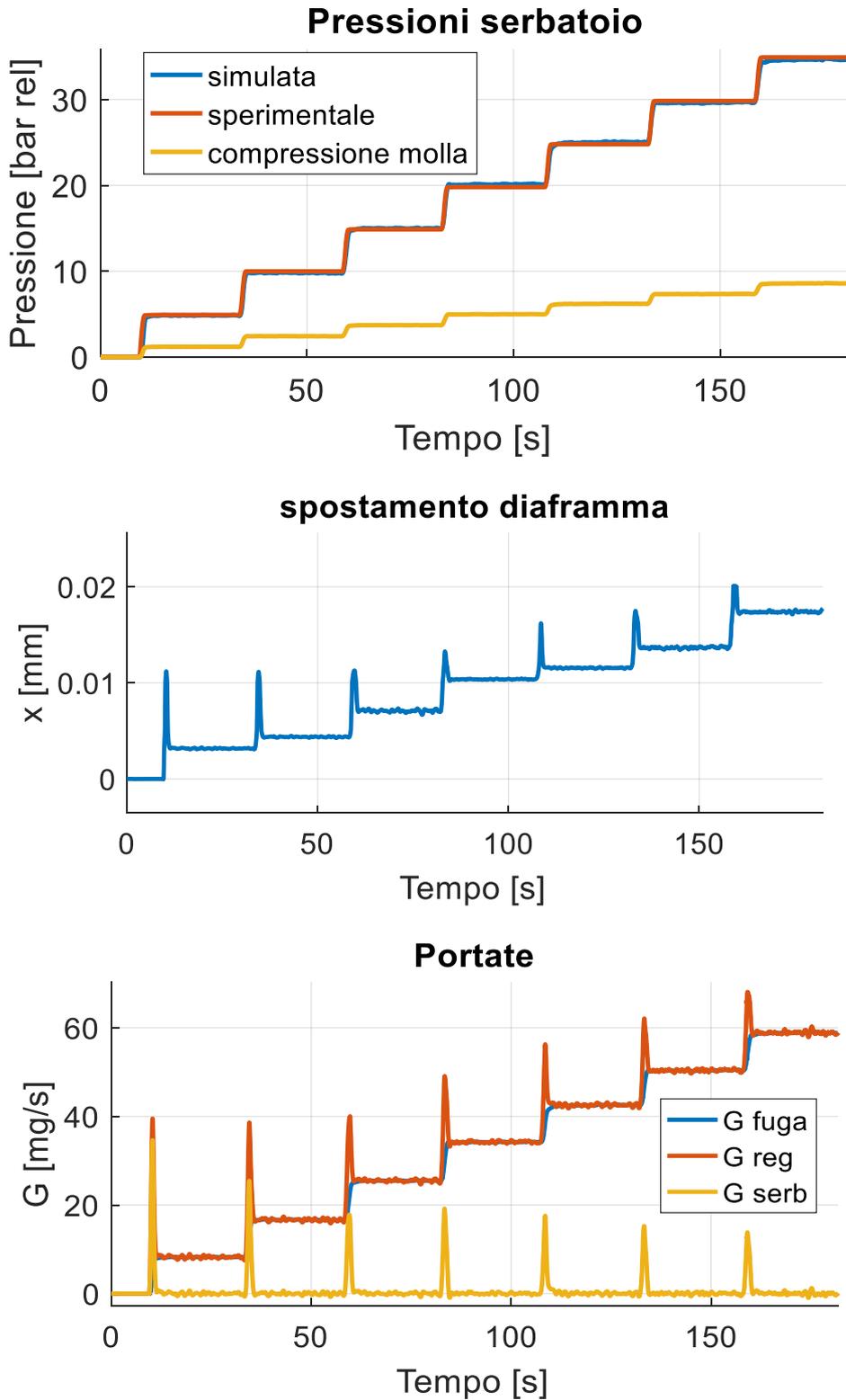


Figura 101- Ciclo di taratura simulato

L'andamento della pressione del serbatoio è molto fedele a quello sperimentale, così come i valori di portata simulata attraverso a fuga calibrata rispecchiano quelli rilevati sperimentalmente ai diversi livelli di pressione.

Variazione di parametri del modello

Si è visto che il modello è in grado di replicare abbastanza fedelmente i risultati sperimentali. Si vuole quindi sfruttare il modello per prevedere quale effetto produce la variazione di qualche parametro del sistema in termini di pressione o portata.

In particolare si considera la precedente prova con setpoint di 25 bar. Il parametro che si farà variare per valutarne l'effetto in termini di portata è:

- Grado di apertura della fuga calibrata.

Invece i parametri che si faranno variare uno alla volta per valutarne l'effetto in termini di pressione regolata sono:

- Rigidezza della molla;
- Area efficace del diaframma.

Partendo dalla fuga calibrata si sono assegnati gradi di apertura di:

1. 0 giri (caso di progetto);
2. 1 giro;
3. 2 giri.

A cui corrispondono resistenze pneumatiche lineari pari a:

1. 0,588 bar/(mg/s);
2. 0,270 bar/(mg/s)
3. 0,164 bar/(mg/s)

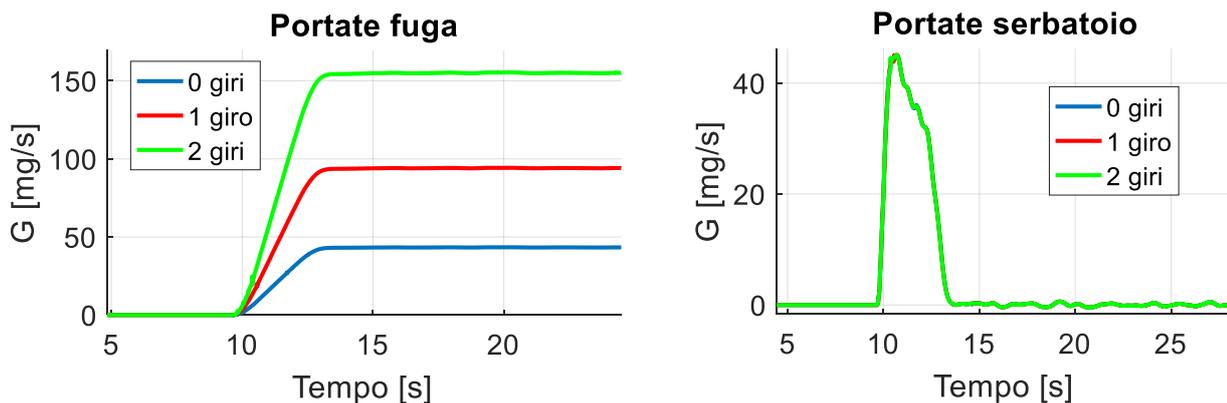


Figura 102 – Portate attraverso la fuga e verso il serbatoio a variare del grado di apertura della fuga stessa

La portata verso il serbatoio non varia. Invece la portata che si disperde attraverso la fuga cresce all'aumentare del grado di apertura. I valori simulati di portata che attraversa la fuga a regime sono molto simili ai rispettivi sperimentali.

Si passa ora alla rigidità della molla, alla quale si sono assegnati i valori di:

1. 580 N/mm;
2. 630 N/mm (caso di progetto);
3. 700 N/mm.

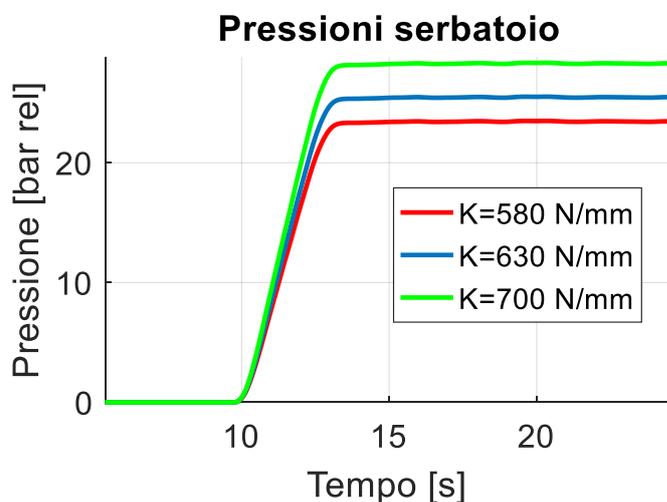


Figura 103 - Effetto della rigidità della molla sulla pressione regolata

Si vede che, immaginando di poter imporre sempre lo stesso spostamento al piattello superiore della molla nel medesimo tempo, al crescere della rigidità della molla aumenta anche la pressione che si instaura a regime.

Infine si considera l'area efficace del diaframma a cui vengono assegnati valori di:

1. 1400 mm²;
2. 1560 mm² (caso di progetto);
3. 1700 mm².

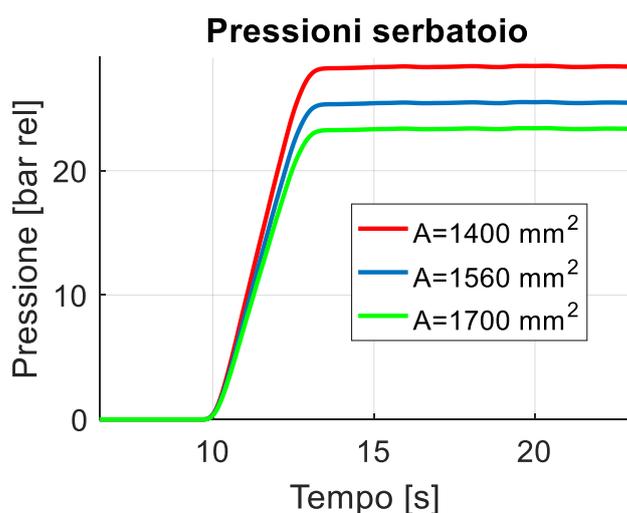


Figura 104 - Effetto dell'area efficace del diaframma sulla pressione regolata

Si trova giustamente un trend opposto rispetto a quello della rigidità della molla. Infatti, al diminuire dell'area efficace del diaframma, aumenta la pressione che si realizza a valle. Visto che l'area del diaframma diminuisce è necessaria una maggiore pressione per contrastare il carico della molla.

CONCLUSIONI

Si può concludere che le prove sperimentali eseguite hanno dimostrato che il regolatore di pressione servoattuato, progettato e realizzato dall'impresa "Loccioni", è in grado di soddisfare le specifiche richieste nell'operazione di taratura di sensori di pressione nel range di pressioni 5-35 bar. Nello stesso range di pressioni è anche capace di gestire diversi tipi di cicli di taratura.

Inoltre la soluzione pensata per questo regolatore di pressione può essere riutilizzata per dei regolatori con pressione massima di funzionamento più elevata. Infatti l'impresa "Loccioni" sta attualmente sviluppando una nuova versione capace di regolare la pressione di valle fino a 70 bar. Per questo nuovo regolatore si è partiti dallo stesso progetto della versione precedente, e si sono sostituite alcune parti commerciali (ad esempio il motore) e ripensati alcuni componenti (ad esempio il case esterno del regolatore, per il quale è stato cambiato il materiale).

Infine, per quanto riguarda il modello Simulink del regolatore, si è visto che può essere di supporto alle attività di testing, soprattutto come verifica della correttezza della prove eseguite o come valutazione dell'influenza di alcuni componenti del regolatore sulla pressione regolata.

APPENDICE

Si riporta di seguito il listato Matlab scritto per l'analisi dei dati sperimentali (sia cicli di taratura che prove di validazione):

```
clc;clear;close all;
addpath(genpath('ciclo taratura'));
addpath(genpath('validazione regolatore'));
filename=input('nome file? ','s');
pout_file=strcat('p_out_',filename,'.txt');
dati_in_file=strcat('dati_in_',filename,'.txt');

%% carico dati
dati_in=load(dati_in_file);
t1=dati_in(:,1);
p_in=dati_in(:,2);
x_pot=dati_in(:,3);

dati_out=load(pout_file);
p_out=dati_out(:,2);
t2=dati_out(:,1);

t_set_value=load(strcat('t_set_',filename,'.txt'));
[NUM,TXT,RAW]=xlsread('PROVE_DEFINITIVE',filename);
p_set_v=NUM(2:end,2);

%% costruisco p set e t set array
%t set
p_set=zeros(length(p_out),1);
t_set=t2;
idx_set=ones(length(t_set_value)-1,1);
for i=1:(length(t_set_value)-2)
    for j=1:(length(p_out)-1)
        if ( t_set(j)<=t_set_value(i+2) && t_set(j+1)>t_set_value(i+2) )
            t_set(j)=t_set_value(i+2);
            idx_set(i+1)=j;
        end
    end
end

%p set
%estraggo i valori di p set da p_set_v
j=1;
p_set_value=zeros(length(t_set_value)-1,1);
for i=2:length(p_set_v)
    if p_set_v(i-1)~=p_set_v(i)
        p_set_value(j)=p_set_v(i-1);
        j=j+1;
    end
end

%costruisco il vettore di p set
idx=1;
for i=3:(length(t_set_value))
    for j=idx:length(p_set)
        if t_set(j)<t_set_value(i)
            p_set(j)=p_set_value(i-2);
            idx=j+1;
        end
    end
end
```

```

        end
    end
end
%% accuratezza 3% pSET
%calcolo il punto in cui si entra nella banda di accuratezza per ogni SetPoint
idx_acc=ones(length(idx_set)-1,1);
for i=2:(length(idx_set)-1)
    for j=idx_acc(i-1):(length(p_set)-1)
        if ( p_out(j)<0.97*p_set(idx_set(i)) &&
p_out(j+1)>=0.97*p_set(idx_set(i)) )...
            || ( p_out(j)>1.03*p_set(idx_set(i)) &&
p_out(j+1)<=1.03*p_set(idx_set(i)) )
                idx_acc(i)=j+1;
                break;
            end
        end
    end
end
var=idx_acc(2:end);
clear idx_acc
idx_acc=var;
clear var

%calcolo il punto finale di misura di ciascun setpoint
idx_end=ones(length(idx_acc),1);
for i=1:(length(idx_acc))
    [ ~, idx_end(i) ]=min(abs(t2-(t_set(idx_set(i+1))+15)));
end

%verifico che l'accuratezza sia rispettata
MEDIA=zeros(length(idx_acc),1);
DEV_STD=zeros(length(idx_acc),1);
for i=1:(length(idx_acc))
    MEDIA(i)=mean(p_out(idx_acc(i):idx_end(i)));
    DEV_STD(i)=std(p_out(idx_acc(i):idx_end(i)));
end

for i=1:(length(idx_acc))
    if (min(p_out(idx_acc(i):idx_end(i)))>=0.97*p_set_value(i+1)) && ...
        (max(p_out(idx_acc(i):idx_end(i)))<=1.03*p_set_value(i+1))
        disp(strcat('ACCURATEZZA RISPETTATA PER SETPOINT # ', num2str(i)))
    else
        disp(strcat('ACCURATEZZA NON RISPETTATA PER SETPOINT # ', num2str(i)))
    end
end

%% VERIFICA STABILITA'
stab_spy=zeros(length(idx_acc),1);
idx=zeros(length(idx_acc),2);
t_s=zeros(length(idx_acc),length(t2));
t_w=zeros(length(idx_acc),length(t2));
t_wait=zeros(1,length(idx_acc));
t_start=zeros(1,length(idx_acc));

for k=1:length(idx_acc)
    for i=idx_acc(k):idx_end(k)
        idx(k,:)=i;
        stab_spy(k)=0;
        t_s(k,i)=t2(i);
        t_w(k,i)=t2(i);
        for j=i:idx_end(k)
            DIFF=abs(p_out(i)-p_out(j));

```

```

        if ((abs(p_out(i)-p_out(j)))<=0.0005*p_set_value(k+1))
            t_w(k,i)=t2(j);
        end
        if (t_w(k,i)-t_s(k,i))>=5
            stab_spy(k)=1;
            break
        end
    end
end
if stab_spy(k)>0
    [~,idx(k,1)]=min(abs(t2-t_s(k,i)));
    [~,idx(k,2)]=min(abs(t2-t_w(k,i)));
    if (max(p_out(idx(k,1):idx(k,2)))- ...
        min(p_out(idx(k,1):idx(k,2))))<0.0005*p_set_value(k+1)
        stab_spy(k)=2;
        t_wait(k)=t_w(k,i);
        t_start(k)=t_s(k,i);
        break
    end
end
end
end

for k=1:length(idx_acc)
    if stab_spy(k)==2
        disp(strcat('STABILITA RISPETTATA PER SETPOINT # ', num2str(k)))
    else
        disp(strcat('STABILITA NON RISPETTATA PER SETPOINT # ', num2str(k)))
    end
end

%% ricalcolo stabilità per setpoint di 5 bar da evidenza sperimentale
if any(p_set_value(:)==5)
    for i=2:length(p_set_value)
        if p_set_value(i)==5
            t_wait(i-1)=t_wait(i-1)+2;
            t_start(i-1)=t_start(i-1)+2;
            break;
        end
    end
    [~,idx(i-1,1)]=min(abs(t2-t_start(i-1)));
    [~,idx(i-1,2)]=min(abs(t2-t_wait(i-1)));
end

%% ricalcolo stabilità per setpoint decrescenti da evidenza sperimentale
idx_down=zeros(length(p_set_value)-1,1);
for i=2:(length(p_set_value)-1)
    if (p_set_value(i-1)>p_set_value(i))
        idx_down(i)=1;    % spia dei setpoint decrescenti
    end
end
if any(idx_down>0)
    for i=3:length(idx_down)
        if idx_down(i)==1
            t_wait(i-1)=t_wait(i-1)+1;
            t_start(i-1)=t_start(i-1)+1;
            break;
        end
    end
    [~,idx(i-1,1)]=min(abs(t2-t_start(i-1)));
    [~,idx(i-1,2)]=min(abs(t2-t_wait(i-1)));
end

%% tempo di salita, tempo di assestamento e tempo totale
t_salita=zeros(length(idx_acc),1);

```

```

t_assestamento=zeros(length(idx_acc),1);
t_totale=zeros(length(idx_acc),1);

for i=1:length(idx_acc)
    t_salita(i)=t2(idx_acc(i))-t_set(idx_set(i+1));
    t_assestamento(i)=t_wait(i)-t2(idx_acc(i));
    t_totale(i)=t_salita(i)+t_assestamento(i);
    disp(strcat('SETPOINT #',num2str(i)));
    disp(strcat('t salita = ',num2str(t_salita(i)), ' s'))
    %disp(strcat('t assestamento = ',num2str(t_assestamento(i)), ' s'))
    disp(strcat('t totale = ',num2str(t_totale(i)), ' s'))
end

%% plottaggio ciclo
figure
set(gca,'FontSize',14)
hold on;
grid on;
plot(t_set,p_set,'Linewidth',2);
plot(t2,p_out,'Linewidth',2);
legend('p set','p out');
title('ciclo di taratura');
xlabel('tempo [s]');
ylabel('pressione [bar rel]');

%% plottaggio ciclo con indicazione tempi

figure
set(gca,'FontSize',14)
hold on;
grid on;
h7 = plot(t_set,p_set,'b--','Linewidth',2);
h8 = plot(t2,p_out,'Linewidth',2);

for i=3:length(t_set_value)
    h1=plot(t_set_value(i)*ones(1,2),[0,max(p_set_value)],...
        'm','Linewidth',2);
end

for i=1:length(idx_acc)

    h2 = plot(t2(idx_acc(i))*ones(1,2),[0,max(p_set_value)],...
        'k','Linewidth',2);
    h3 = plot(t_wait(i)*ones(1,2),[0,max(p_set_value)],...
        'b','Linewidth',2);
    h4 = plot(t_start(i)*ones(1,2),[0,max(p_set_value)],...
        'r','Linewidth',2);
    h5 = plot([t_set_value(i+2),t_set_value(i+3)],...
        0.97*p_set_value(i+1)*ones(1,2),...
        'k','Linewidth',1);
    plot([t_set_value(i+2),t_set_value(i+3)],1.03*p_set_value(i+1)*ones(1,2),...
        'k','Linewidth',1)
    h6 = plot([t_set_value(i+2),t_set_value(i+3)],...
        max(p_out(idx(i,1):idx_set(i+2))*ones(1,2)), 'b','Linewidth',1);
    plot([t_set_value(i+2),t_set_value(i+3)], ...
        max(p_out(idx(i,1):idx_set(i+2))*ones(1,2))...
        -ones(1,2)*0.0005*p_set_value(i+1), 'b','Linewidth',1)
    h9 = plot(t_wait(i)*ones(1,2)+10,[0,max(p_set_value)],...
        'g','Linewidth',2);

end

```

```

legend([h1 h2 h4 h3 h9 h5 h6 h7 h8], ...
       't set', 't salita', 't inizio stabilit ', 't totale', ...
       't fine taratura', 'banda accuratezza', 'fascia stabilit ', 'p set', 'p out');
title('ciclo di taratura');
xlabel('tempo [s]');
ylabel('pressione [bar rel]');

%% plottaggio potenziometro

avg_samples=25;
avg_coeff=ones(1,avg_samples)/avg_samples;
avg_x_pot=filter(avg_coeff,1,x_pot);
fDelay=((length(avg_coeff)-1))/2;

figure
set(gca,'fontsize',14)
hold all
grid on
yyaxis right
k3 = plot(t1-fDelay/avg_samples,avg_x_pot,'linewidth',2);
ylabel('position [m]')
xlabel('time [s]')
xlim([0 t2(end)])
yyaxis left
k4 = plot(t2,p_out,'linewidth',2);
ylabel('pressure [bar]')
for i=1:length(idx_acc)
    k1=plot(t_set_value(i+2)*ones(1,2),[0,max(p_set_value)],...
           'm:','Linewidth',2);
    k2 = plot(t2(idx_acc(i))*ones(1,2),[0,max(p_set_value)],...
             'k:','Linewidth',2);
end

legend([k4,k1,k2,k3],'p out ','t set','t salita','x potentiometer (filtered)');

%% stampa di alcuni dati utili

for i=1:(length(idx_acc))
    disp(strcat('p media valle = ', num2str(MEDIA(i)),' bar'));
    disp(strcat('dev std p tvalle = ', num2str(DEV_STD(i)),' bar'));
end
disp(strcat('p media in = ', num2str(mean(p_in))));

```

BIBLIOGRAFIA

1. Belforte G., *Manuale di Pneumatica*, Tecniche Nuove (17/03/2005)
2. Belforte G., D'Alfio N., *Applicazione e prove dell'automazione a fluido*, Levrotto & Bella, 1996
3. Quaglia G., Sorli M., *Meccatronica*, Politeko (2003)
4. Sorli M., Figliolini G., Pastorelli S., Dynamic Model and Experimental Investigation of a Pneumatic Proportional Pressure Valve, *IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS*, Vol. 9, No. 1, March 2004
5. Emerson Company, Principle of Direct-Operated Regulators, *Web*
6. Swagelok Company, The Theory and Operation of Pressure Reducing Regulators, *Web*
7. Dirk O. Keck, Making sense of Automotive Pressure Sensors, *Sensors Online (Web)*, August 1, 2007
8. William J. Palm, *Matlab. Un'introduzione per gli ingegneri*, McGraw-Hill Companies, 2011
9. National Instrument Corporation, *LabVIEW User Manual*, April 2013 Edition