POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

MODELLAZIONE E STUDIO DELLE PRESTAZIONI DI UN PATTINO PNEUMOSTATICO CONTROLLATO DA UNA VALVOLA A DIAFRAMMA

Relatore/i

Prof. Terenziano Raparelli

Ing. Luigi Lentini

Prof. Andrea Trivella

Candidato

Francesco La Selva

Anno Accademico 2020-2021

Sommario

Indice delle figure 3

Abstract 5

CAPITOLO 1: STATO DELL'ARTE 6

1.Introduzione 6

1.1. Pattini pneumostatici 7

1.2 Metodi per incrementare le prestazioni dei pattini pneumostatici 11

1.2.1 Sistema di alimentazione 11

1.2.2. Metodi di compensazione attiva 13

1.2.2.1 Metodi di compensazione attiva del flusso 14

1.2.2.2 Metodi di compensazione attiva geometrica 19

1.2.3 Compensazione passiva 19

1.3 Diaphgram valve 22

CAPITOLO 2: MODELLO NUMERICO 24

2.1 Prototipo della valvola 24

2.2. Introduzione modello numerico 27

2.2.1 Modello statico valvola 28

2.2.2 Modello pattino rettangolare 31

2.2.3 Linearizzazione delle equazioni 34

2.2.4 Procedura iterativa per risolvere modello numerico pattino 36

2.2.5 Procedura iterativa per determinare le condizioni iniziali 37

2.2.6 Procedura iterativa per determinare le caratteristiche statiche 38

CAPITOLO 3: VALIDAZIONE DEL MODELLO NUMERICO E STUDIO DELLE PRESTAZIONI 41

3.1 Descrizione banco prova 41

3.2 Risultati sperimentali: Capacità di carico-Portata 43

3.3 Confronto risultati sperimentali-modello numerico 46

3.3.1 Analisi parametrica al variare della rigidezza della membrana 49

3.3.2 Analisi parametrica al variare della pressione di alimentazione 51

3.4 Step force test bench 53

3.5 Dinamica del pattino pneumostatico a frequenza variabile 57

3.6 Dinamica del pattino pneumostatico a frequenza pari a 10 Hz 59

Conclusioni 64

Bibliografia 65

APPENDICE A: LISTATI MATLAB 67

A1. Funzione per il calcolo della portata 67

A2. Funzione per il calcolo delle condizioni iniziali statiche 67

A3. Funzione per il calcolo delle caratteristiche statiche 69
A4. Funzione per il plot delle caratteristiche statiche 71
A5. Funzione per valutare la risposta al gradino 73
A6. Listato per modello dinamico 77

Indice delle figure

Figura 1.1: schema funzionamento pattino pneumostatico 7
Figura 1.2: esempio boccola pneumostatica.................... 8
Figura 1.3: esempio pattino pneumostatico.................... 8
Figura 1.4: capacità di carico pattino circolare 9
Figura 1.5: portata pattino circolare 9
Figura 1.6: rigidezza pattino circolare.................... 10
Figura 1.7: esempio di orifice compensated e inherently compesated 12
Figura 1.8: esempi sistemi di alimentazione e andamenti di pressione.................... 13
Figura 1.9: sistema di iniezione.................... 14
Figura 1.10: schema e principio di funzionamento del sistema ECR.................... 15
Figura 1.11: Compensazione per precarico magnetico 16
Figura 1.12: valvole pneumatiche digitali comandate in PWM e sensori di contropressione.................... 17
Figura 1.13: servovalvola pneumatica 18
Figura 1.14: esempio di compensazione geometrica.................... 19
Figura 1.15: sistema di compensazione mediante fori elastici 20
Figura 1.16: Compensazione mediante membrana conica 20
Figura 1.17: valvola pneumatica a tre membrana 21
Figura 1.18: sequenza di funzionamento della valvola 22
Figura 1.19: Schema funzionale diaphgram valve 22
Figura 1.20: posizione ugello di alimentazione.................... 23
Figura 2.1: 2D valvola a diaframma.................... 24
Figura 2.2: struttura a portale della valvola.................... 25
Figura 2.3: corpo valvola 25
Figura 2.4: interfaccia di collegamento valvola pattino 26
Figura 2.5: ugello di alimentazione.................... 26
Figura 2.6: schema funzionale sistema di compensazione proposto tratto da [17] 27
Figura 2.7: schema pneumatico della valvola integrata al pattino tratto da [17].................... 27
Figura 2.8: schema pneumatico della valvola 28
Figura 2.9: schema banco per valutare lo spostamento della membrana tratto da [17] 29
Figura 2.10: relazione sperimentale tra pressione P1 e x 29
Figura 2.11: caratteristiche geometriche del pattino pneumostatico tratto da [17] 31
Figura 2.12: schema pneumatico pattino pneumostatico 32
Figura 2.13: procedura iterativa per determinare le condizioni iniziali tratto da [17].................... 38
Figura 2.14: procedura iterativa per determinare le caratteristiche statiche tratto da [17].................... 40
Figura 3.1 schema del banco prova statico tratto da [17].................... 41
Figura 3.2: banco prova con circuiti di alimentazione e di scarico 42
Figura 3.3: caratteristiche statiche del pattino al variare della posizione dell'ugello e in assenza della valvola 43
Figura 3.4: relazione pressione posizione ugello-membrana 44
Figura 3.5: Consumo di portata al variare dell'altezza del meato.................... 45
Figura 3.6: confronto risultati statici sperimentali e numerici capacità di carico.................... 46
Figura 3.7: confronto risultati sperimentali e numerici posizione membrana-pressione P_1 47
Figura 3.8: confronto risultati statici sperimentali e numerici portata al variare di h 48
Figura 3.9: confronto risultati statici sperimentali e numerici portata al variare di x 48
Figura 3.10: analisi capacità di carico al variare della rigidezza della membrana 49
Figura 3.11: distanza ugello membrana al variare della pressione P1 50

Figura 3.12: consumo di portata in funzione dell’altezza del meato 50
Figura 3.13: consumo di portata in funzione della posizione relativa ugello membrana 51
Figura 3.14: Forza in funzione della pressione di alimentazione e dell’altezza del meato 52
Figura 3.15: Portata in funzione della pressione di alimentazione e dell’altezza del meato 52
Figura 3.16: banco prova step force tratto da [17].. 53
Figura 3.17: Forza portante in funzione dell’altezza del meato 54
Figura 3.18: Consumo di portata in funzione dell’altezza del meato 54
Figura 3.19: Risposta al gradino di forza altezza del meato per rigidezza infinita............................... 55
Figura 3.20: Risposta al gradino di forza per rigidezza infinita 55
Figura 3.21: Risposta al gradino di forza altezza del meato per rigidezza negativa............................. 56
Figura 3.22: Risposta al gradino di forza per rigidezza negativa 56
Figura 3.23: Rigidezza dinamica in funzione della frequenza tratto da [18].. 58
Figura 3.24: Smorzamento in funzione della frequenza tratto da [18] 58
Figura 3.25 Risposta nel tempo del pattino ad un input sinusoidale 59
Figura 3.26: Andamento della portata consumata dal pattino in funzione del tempo 60
Figura 3.27: Spostamento h in funzione del tempo 60
Figura 3.28: Pressione a valle del foro di alimentazione.. 61
Figura 3.29: coefficiente di damping al variare di h... 62
Figura 3.30: rigidezza dinamica al variare di h 62

Abstract

Grazie al loro attrito nullo, alla loro pulizia, eco sostenibilità e lunga vita di esercizio, i pattini pneumostatici sono utilizzati in molte applicazioni dove sono richieste elevate precisioni di posizionamento. Tra queste è possibile annoverare macchine utensili, guide lineari e scanner ottici. Tuttavia, la comprimibilità dell'aria comporta diversi svantaggi, tra i quali la bassa rigidezza relativa e il ridotto smorzamento.

Per tale ragione nella letteratura scientifica sono state analizzate molte soluzioni che permettono di ridurre queste limitazioni. Inizialmente, sono state valutate soluzioni finalizzate ad incrementare le prestazioni dei cuscinetti progettando opportunamente i loro sistemi di alimentazione. Ad esempio, nel caso di pattini con fori semplici si può agire modificando la loro dimensione, numero e disposizione. Altre soluzioni più efficaci che possono essere adottate sono l'utilizzo di piccole scanalature sulla superficie dei cuscinetti (dette ragnature) o di superfici parzialmente o interamente porose. Tuttavia, questo tipo di soluzioni permettono solamente di ottenere limitati miglioramenti delle performance e portare a problemi di instabilità qual ora si adottino delle ragnature con volumi troppo elevati e a difficoltà produttive nei casi in cui si utilizzino delle superfici porose come sistema di alimentazione del meato.

Successivamente grazie ai miglioramenti tecnologici, in particolare nei settori della produzione e dell'elettronica, sono state sviluppate metodologie di compensazione che consistono nell'integrare i cuscinetti con componenti aggiuntivi al fine di incrementarne le prestazioni. In generale è possibile distinguere metodi di compensazione passivi ed attivi. Nella compensazione attiva i pattini sono integrati con elementi quali i sensori, controllori e attuatori che richiedono l'utilizzo di fonti di energia esterna. I metodi di compensazione attiva più efficaci utilizzano attuatori piezoelettrici per controllare l'apertura degli orifizi e per modificare la geometria del pattino tra cui lo spessore stesso. Questo metodo di compensazione permette di ottenere dinamiche maggiori, maggiori accuratezze di posizionamento ed inoltre la possibilità di integrazione con sistemi di monitoraggio. Nonostante le loro elevate performance, ad oggi, i metodi di compensazione attivi, essendo molto costosi, non possono essere ancora pronti per essere utilizzati all'interno di applicazioni industriali. Al contrario, i sistemi di compensazione passiva utilizzando componenti più economici e che sfruttano solo l'energia associata alla pressione di alimentazione come, per esempio, valvole pneumatiche o elementi cedevoli, possono rappresentare delle soluzioni che più si potrebbero prestare all'ambito industriale.

In questa tesi viene studiata una metodologia di compensazione passiva che consiste nell'integrazione di una valvola pneumatica a diaframma ed un pattino pneumostatico commerciale. Le prestazioni del sistema sono state studiate in condizioni statiche, dinamiche e nei transitori. È stato implementato un modello numerico a parametri concentrati e i risultati ottenuti sono stati confrontati con quelli di prove sperimentali condotte in laboratorio su un apposito banco prova. Il confronto tra i risultati numerici e sperimentali ha confermato l'accuratezza del modello. A seguito della validazione del modello numerico è stato possibile analizzare diverse configurazioni di set-up della valvola da cui si è potuto constatare che la soluzione proposta permette di ottenere rigidezze quasi-statiche infinite per diversi range di meati. Successivamente è stata analizzata la stabilità del pattino ed è stato dimostrato che quando la rigidezza della membrana è adeguatamente selezionata il pattino risulta stabile. Infine, è stata svolta un'analisi dinamica che ha dimostrato che le performance del metodo di compensazione proposto si riducono drasticamente all'aumentare della frequenza a causa della bassa dinamica della valvola. In conclusione possiamo notare come questi risultati indicano che il metodo di compensazione proposto è un metodo efficiente ed economico per le tipiche applicazioni industriali per basse frequenze di lavoro.

CAPITOLO 1: STATO DELL'ARTE

1.Introduzione

Il presente lavoro di tesi è frutto di un approfondimento sul tema riguardante i pattini ad aria utilizzati per ottenere elevate precisioni di posizionamento. I principali campi di applicazione dei pattini pneumostatici sono: strumentazione medica, essendo eliminata del tutto l'usura tra le parti non può esserci generazione di polveri ed inoltre grazie alla pressurizzazione degli ambienti per effetto dell'aria di alimentazione dei pattini in fuoriuscita dai meati permette di ottenere camere stagne protette dal pulviscolo; lavorazioni meccaniche in particolare per il supporto di mandrini per la micro-foratura e la micro-fresatura, per lavorazioni con punte di diamante e guide e tavole rotanti per macchine utensili; per applicazioni metrologiche per esempio macchine di misura, test di hard disc, schede e circuiti elettronici; altre applicazioni: giroscopi meccanici, microturbine a gas, turbocompressori, scanner ottici e sistemi per la lettura e la scrittura all'interno di personal computer

Questa tipologia di supporti presenta i seguenti vantaggi: assenza di stick-slip infatti non c'è contatto meccanico e quindi usura tra le superfici in moto relativo anche per valori elevati di velocità, accelerazioni e frequenze di posizionamento. I sistemi ad aria presentano così la massima affidabilità e durata con manutenzione quasi inesistente; Grazie alla bassa viscosità dell'aria presentano coefficienti di attrito costanti e nettamente inferiori a quello dei cuscinetti radenti e volventi e di molto inferiore al coefficiente degli accoppiamenti idrostatici o oleostatici. Il movimento, pertanto, risulta molto fluido, e il sistema di azionamento può effettuare posizionamenti accurati senza particolari difficoltà. Inoltre il meato di aria ha la proprietà di 'eliminare' piccoli errori di forma delle guide su cui scorre dovuti a ondulazioni e rugosità, annullando il fenomeno dei microimpuntamenti e compensando in parte gli errori di forma del sistema di guida aumentandone la precisione; Il lubrificante utilizzato è aria adeguatamente filtrata, disoleata e deumidificata e di conseguenza priva di potere inquinante; Non essendoci contatto tra le parti meccaniche rigide si limita la rumorosità; Possono essere utilizzati con elevate temperature poiché la viscosità dell'aria è praticamente indipendente dalla temperatura di esercizio.

Tuttavia, la comprimibilità dell'aria comporta diversi svantaggi, tra i quali la bassa rigidezza relativa e il ridotto smorzamento. Pertanto nella letteratura scientifica sono state analizzate molte soluzioni che permettono di ridurre queste limitazioni. Inizialmente, sono state valutate soluzioni finalizzate ad incrementare le prestazioni progettando opportunamente i loro sistemi di alimentazione. Questo tipo di soluzioni permettono solamente di ottenere limitati miglioramenti delle performance e portare a problemi di instabilità. Successivamente grazie ai miglioramenti tecnologici, in particolare nei settori della produzione e dell'elettronica, sono state sviluppate metodologie di compensazione che consistono nell'integrare i cuscinetti con componenti aggiuntivi. In generale è possibile distinguere metodi di compensazione passivi ed attivi. In questa tesi viene studiata una metodologia di compensazione passiva che consiste nell'integrazione di una valvola pneumatica a diaframma con un pattino pneumostatico commerciale

1.1. Pattini pneumostatici

Volendo definire in maniera semplicistica cos'è un pattino ad aria, possiamo dire che questo sia un componente con funzione di supporto in cui le superfici in moto relativo vengono separate da un piccolo meato d'aria in pressione. La portanza del cuscinetto è legata alla distribuzione di pressione che bilancia il carico applicato all'elemento supportato (albero o massa traslante). Il principale motivo della diffusione dei cuscinetti a gas all'interno di applicazioni che richiedono elevata precisione è legato principalmente alle caratteristiche intrinseche dei lubrificanti gassosi, che avendo una bassa viscosità consentono di ottenere moti traslatori in assenza di attrito ed usura, garantendo posizionamenti con precisioni dell'ordine del nm così come una vita infinita dei supporti. Come i vantaggi, anche gli aspetti negativi di questo tipo di supporti sono legati alle caratteristiche dei lubrificanti gassosi. Infatti, la bassa viscosità e la comprimibilità comportano anche l'utilizzo di meati di lavoro estremamente ridotti che solitamente vanno dai 5 ai 15 μm. Le ridotte altezze di meato portano a delle difficoltà nel prevedere quello che sarà il meato effettivo di lavoro del pattino a seguito del montaggio. Alla luce di ciò, le superfici interagenti con il gas devono essere costruite con tolleranze geometriche e valori di rugosità molto spinti. Viene di seguito rappresentato uno schema del principio di funzionamento:

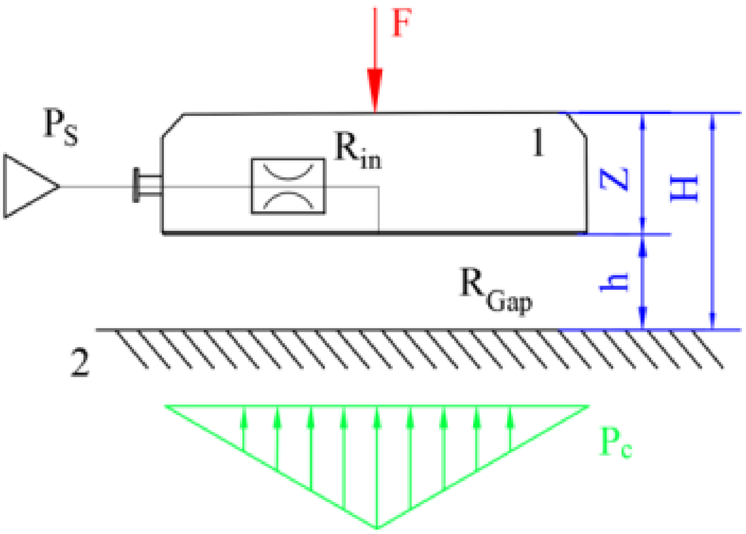


Figura 1.1: schema funzionamento pattino pneumostatico

I cuscinetti pneumostatici possono essere classificati in due differenti categorie:

- Boccole pneumostatiche: caratterizzate da meati radiali

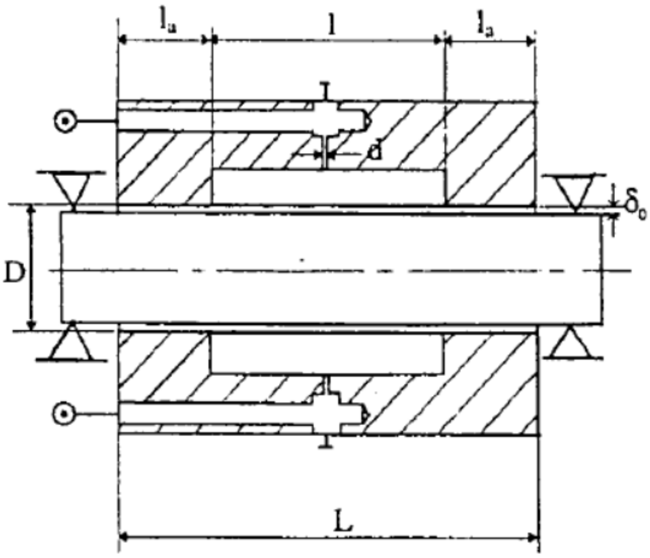


Figura 1.2: esempio boccola pneumostatica

- Pattino pneumostatico: soluzione che permette lo scorrimento lineare tra superifci

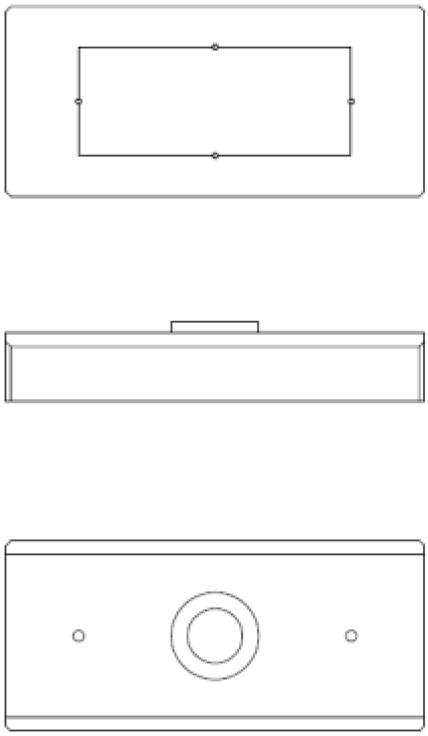


Figura 1.3: esempio pattino pneumostatico

Per comprenderne il comportamento è possibile analizzate tre grandezze fisiche che lo caratterizzano: capacità di carico in funzione dell'altezza del meato, consumo di aria (portata in uscita dal pattino) in funzione dell'altezza del meato e rigidezza in funzione dell'altezza del meato
Di seguito vengono rappresentati alcuni grafici relativi a risultati sperimentali per la caratterizzazione di queste tre grandezze:

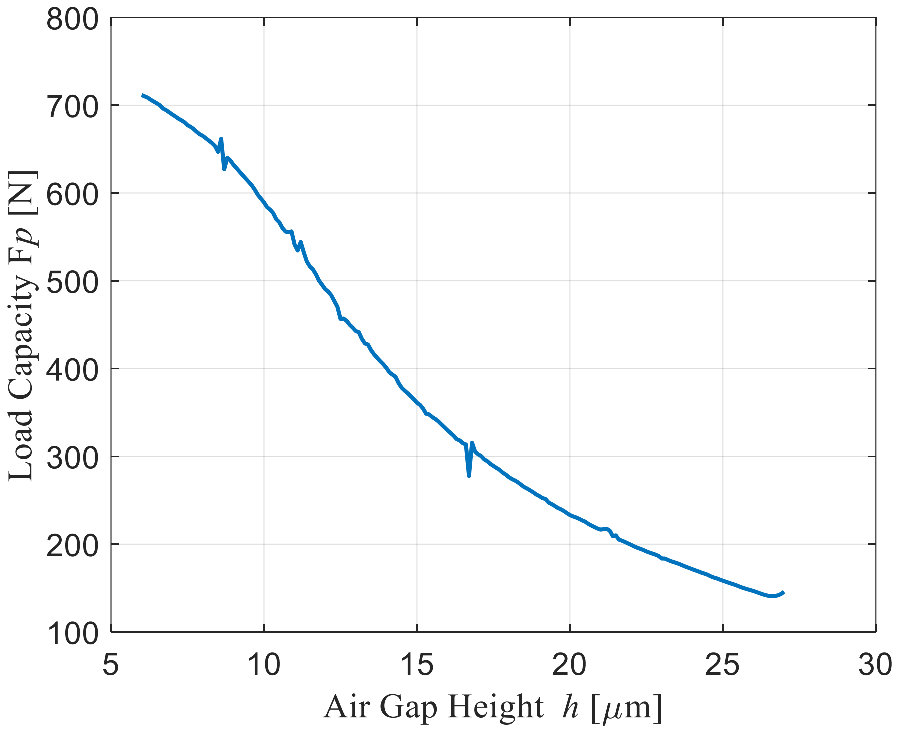


Figura 1.4: capacità di carico pattino circolare

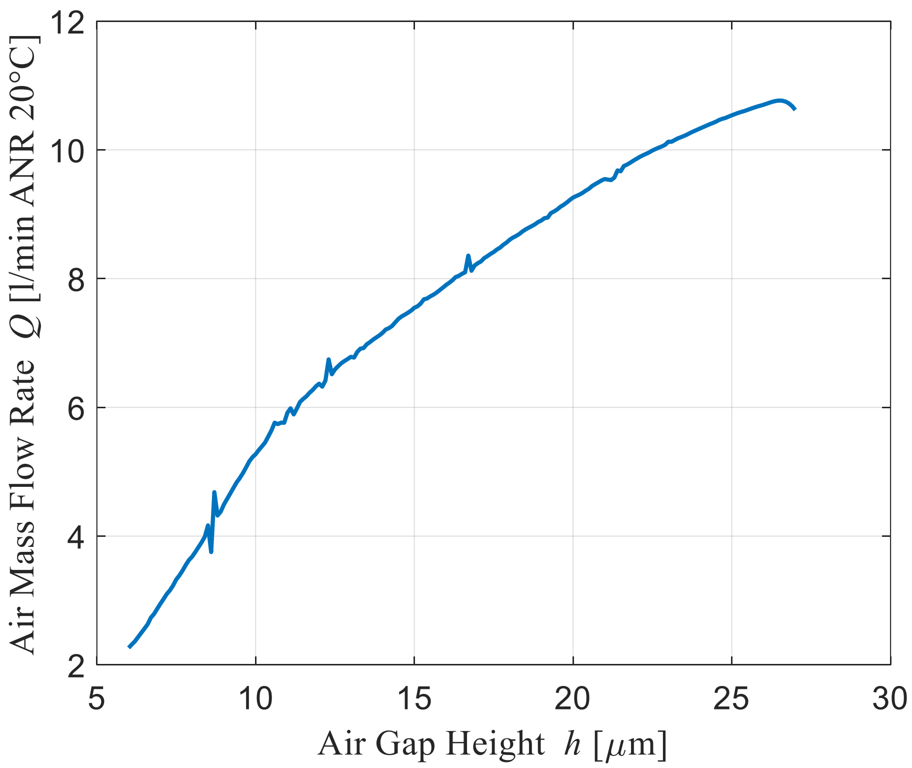


Figura 1.5: portata pattino circolare

In figura 1.4 è rappresentata la forza registrata da una cella di carico in funzione dell'altezza del meato h misurata da sensori capacitivi. In figura 1.5, invece, viene mostrata la relazione che si ha tra portata e altezza del meato h. In particolare si osserva che all'aumentare dell'altezza del meato h diminuisce la forza portante del pattino pneumostatico. La relazione che lega la forza e la portata è una funzione non lineare e la derivata di questa funzione determina la rigidezza statica del pattino ed inoltre all'aumentare dell'altezza del meato h aumenta la portata consumata dal pattino e anche in questo caso la relazione che lega la portata e l'altezza del meato è non lineare.
Una caratteristica importante che viene calcolata è la rigidezza statica ovvero il rapporto in valore assoluto tra la derivata della forza rispetto all'altezza del meato d'aria.

$$k = -\frac{\partial F}{\partial h}$$

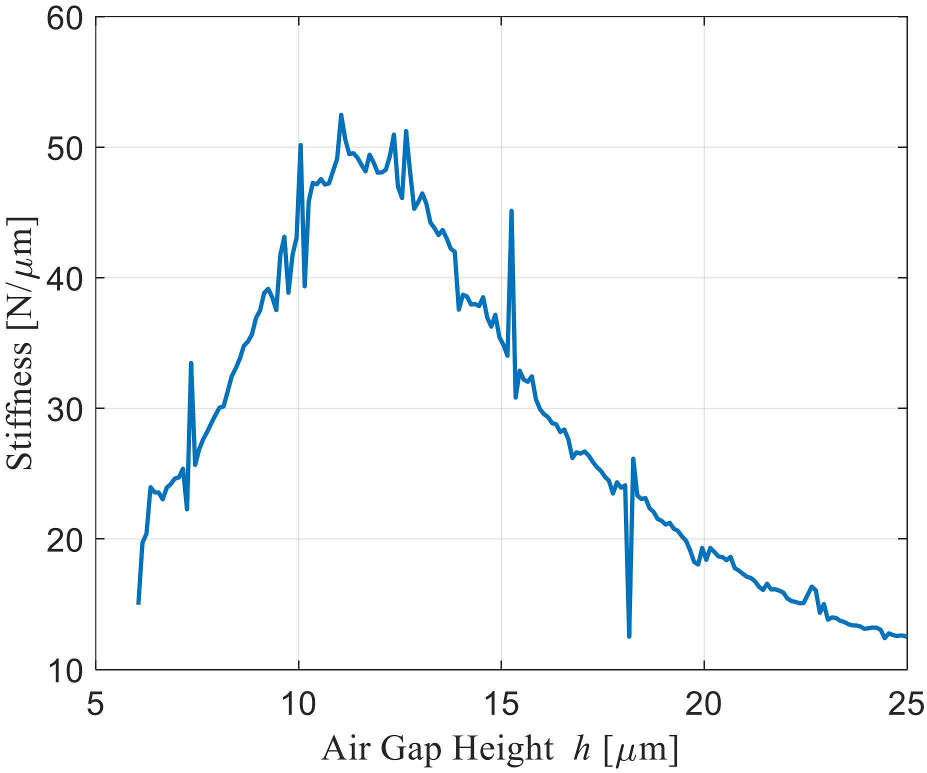


Figura 1.6: rigidezza pattino circolare

In Figura 1.5 viene riportato il grafico relativo all'andamento della rigidezza in funzione dell'altezza del meato h. La rigidezza presenta una caratteristica crescente per un primo tratto di h fino ad arrivare ad un massimo, superato il quale inizia a diminuire. Il tratto in salita raggiunge delle pendenze maggiori rispetto a quelle ottenute nel tratto decrescente (si fa riferimento al valore assoluto) e questa caratteristica porta a scegliere il tratto meno pendente come tratto di lavoro. Si vorrebbe infatti lavorare in condizioni di rigidezza massima, ma questo è di impossibile realizzazione per via degli errori di posizionamento in seguito al montaggio, molto influenti perché gli ordini di grandezza in gioco sono molto ridotti. Supponendo ora di voler avere il valore di meato corrispondente al tratto di salita, a fronte di un errore di montaggio di una certa entità, ci si trova a lavorare in condizioni di rigidezza diverse da quelle desiderate, che possono essere maggiori o minori in base al segno dell'errore e che sono tanto diverse quanto è maggiore la pendenza in quella zona. È per tale ragione che tendenzialmente si decide invece di lavorare in corrispondenza del tratto decrescente, perché la pendenza della caratteristica è inferiore e a parità di errore di montaggio si ha una minore variazione di rigidezza.

1.2 Metodi per incrementare le prestazioni dei pattini pneumostatici

Come descritto nei paragrafi precedenti la capacità di carico, la rigidezza statica, lo smorzamento ed il consumo di aria caratterizzano le prestazioni dei pattini pneumostatici e in generale per migliorare le performance è necessario migliorare i valori di questi coefficienti. In letteratura scientifica sono state valutate molte soluzioni che permettono di incrementare le performance. Inizialmente sono state valutate soluzioni progettando opportunamente i sistemi di alimentazione. Questa metodologia è la più economica e consente di modificare le prestazioni del pattino pneumostatico agendo solo sulla geometria del sistema di alimentazione. Ad esempio, nel caso di pattini con fori semplici si può agire modificando la loro dimensione, numero e disposizione. Altre soluzioni più efficaci che possono essere adottate sono l'utilizzo di piccole scanalature sulla superficie dei cuscinetti (dette ragnature) o di superfici parzialmente o interamente porose. Tuttavia, questo tipo di soluzioni permettono solamente di ottenere limitati miglioramenti delle performance e portare a problemi di instabilità qual ora si adottino delle ragnature con volumi troppo elevati e a difficoltà produttive nei casi in cui si utilizzino delle superfici porose come sistema di alimentazione del meato. Successivamente grazie ai miglioramenti tecnologici, in particolare nei settori della produzione e dell'elettronica, sono state sviluppate metodologie di compensazione che consistono nell'integrare i cuscinetti con componenti aggiuntivi al fine di incrementarne le prestazioni. In generale è possibile distinguere metodi di compensazione passivi ed attivi. Nella compensazione attiva i pattini sono integrati con elementi quali i sensori, controllori e attuatori che richiedono l'utilizzo di fonti di energia esterna. I metodi di compensazione attiva più efficaci utilizzano attuatori per controllare l'apertura degli orifizi e per modificare la geometria del pattino tra cui lo spessore stesso. Questo metodo di compensazione permette di ottenere dinamiche maggiori, maggiori accuratezze di posizionamento ed inoltre la possibilità di integrazione con sistemi di monitoraggio. Nonostante le loro elevate performance, ad oggi, i metodi di compensazione attivi, essendo molto costosi, non possono essere ancora pronti per essere utilizzati all'interno di applicazioni industriali. Al contrario, i sistemi di compensazione passiva utilizzando componenti più economici e che sfruttano solo l'energia associata alla pressione di alimentazione come, per esempio, valvole pneumatiche o elementi cedevoli, possono rappresentare delle soluzioni che più si potrebbero prestare all'ambito industriale.

1.2.1 Sistema di alimentazione

La tipologia del sistema di alimentazione permette di classificare i pattini pneumostatici in diverse categorie: microfori, fori con diametri inferiori a 0.1 mm; vista la loro ridotta dimensione sono storicamente più recenti in quanto vengono realizzati mediante sistemi di fabbricazione MEMS che utilizzano micro punte, laser o elettroerosione; ragnature: tramite le ragnature la pressione si distribuisce uniformemente sulla superficie. La presenza della ragnatura consente un aumento della capacità di carico e della rigidezza, specialmente per meati molto sottili. Tuttavia lo studio di Chen et al [2] ha mostrato come ragnature con larghezza e profondità troppo grandi aumentano la possibilità di incorrere nel fenomeno del 'pneumatic hammer'; sistemi porosi: l'aria fuoriesce attraverso un materiale poroso come carbonio. Anche in questo caso si ottengono distribuzioni di pressione più regolari con gradienti inferiori. A causa della fragilità dei materiali utilizzati questa tipologia di pattini è molto sensibile agli urti e ai graffi. Inoltre per le ridotte dimensioni dei fori di alimentazione possono facilmente incorrere in malfunzionamenti prodotti da ostruzioni; Inherently compensated: fori con diametri tali che al variare dell'altezza del meato vari la conduttanza fino a diventare πdh; Orifice compensated: fori con diametri tali che al variare dell'altezza del meato non causano una variazione della conduttanza

L'unica differenza tra i sistemi di alimentazione con inherently compensated e orifice compensated è dovuta alla conduttanza del sistema di alimentazione che può assumere due differenti valori in base al valore del diametro del foro di alimentazione confrontato con il valore dell'altezza del meato di aria. In particolare abbiamo che è Orifice compensated se $\frac{\pi d^2}{4} < \pi dh$ invece è Inherently compensated se $\frac{\pi d^2}{4} > \pi dh$.

Le prestazioni dei pattini con Orifice compensated sono migliori. Infatti si ottengono capacità di carico, rigidezze statiche, consumi di aria e smorzamenti superiori rispetto a sistemi di alimentazione con Inherently compensated. Per tale ragione viene costruita una camera d'aria per garantire sempre le condizioni di Orifice compensated come quella di figura 1.7.

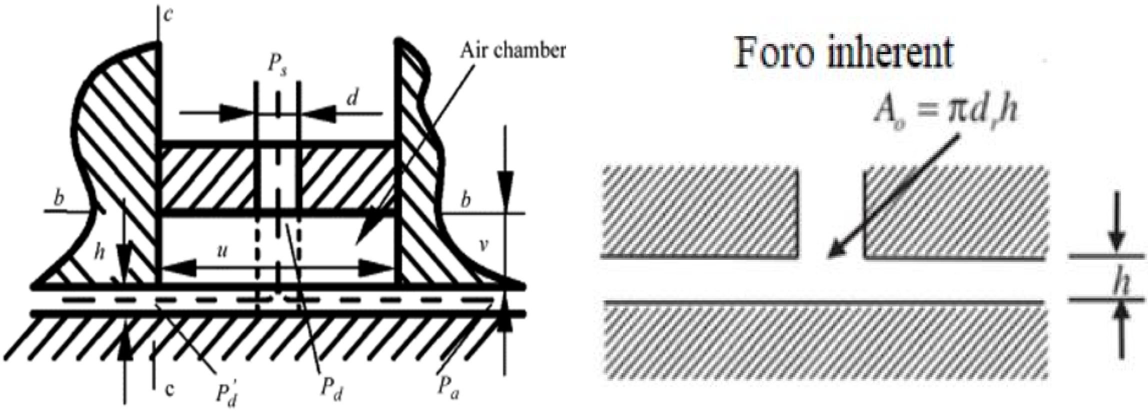


Figura 1.7: esempio di orifice compensated e inherently compesated

Le aree di restrizione e quindi le conduttanze del foro di alimentazione cambiano. In particolare abbiamo che se $\frac{\pi d^2}{4} < \pi uh$ si ottiene un foro del tipo orifice compensated. Inoltre le prestazioni del pattino pneumostatico con Orifice compensated sono dipendenti dai valori geometrici della camera costruita sul sistema di alimentazione. Per valutare l'influenza di questi parametri si riportano i risultati ottenuti da [3]: se il diametro della camera d'aria e lo spessore del meato sono costanti, la capacità di carico e la portata aumentano con l'aumentare del diametro dell'orifizio; se lo spessore del meato è molto piccolo la capacità di carico, la portata e la massima velocità diventano indipendenti dal diametro dell'orifizio; se lo spessore del meato è molto piccolo la capacità di carico, la portata e la massima velocità diventano indipendenti dal diametro dell'orifizio; il cuscinetto con il diametro dell'orifizio piccolo ha una grande rigidità perché l'inerzia dell'aria diminuisce con la diminuzione della velocità del gas. In figura 1.8 si riporta un pattino pneumostatico circolare con le differenti metodologie di sistema di alimentazione e l'analisi delle pressioni medie al di sotto del meato. Si può osservare come i pattini porosi, che presentano un maggior numero di fori di alimentazione e che sono distribuiti su tutta la superficie, sono caratterizzati da un andamento della pressione quasi uniforme a differenza del sistema con un singolo foro di alimentazione che è caratterizzato da forti gradienti di pressione.

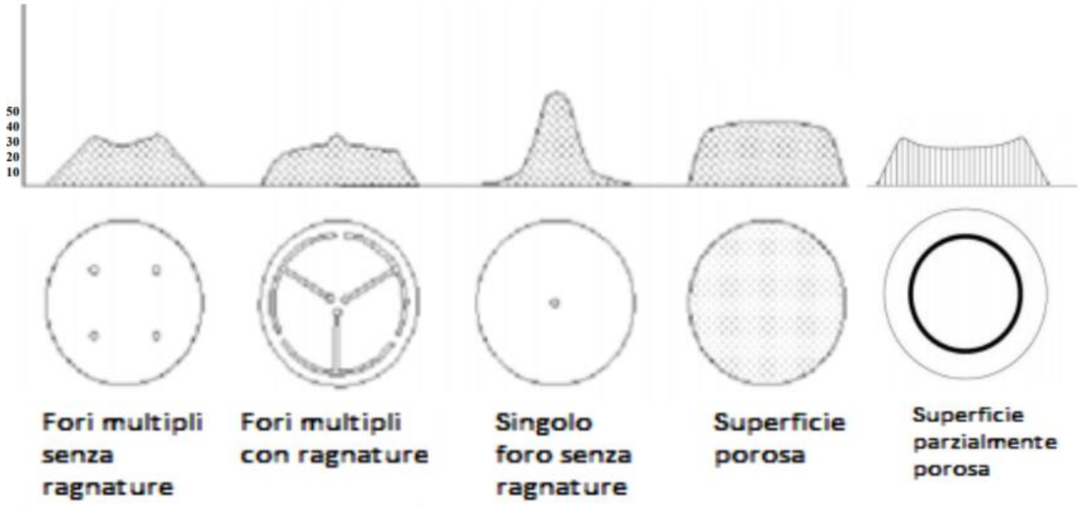


Figura 1.8: esempi sistemi di alimentazione e andamenti di pressione

1.2.2. Metodi di compensazione attiva

I metodi di compensazione attiva possono garantire dinamiche maggiori, maggiori accuratezze di posizionamento ed inoltre la possibilità di integrazione con sistemi di monitoraggio. Questo tipo di sistemi utilizzano fonti di energia esterne in particolare per alimentare attuatori elettrici controllori elettronici, driver. Come riportato in [3] questa tipologia di compensazione può essere suddivisa in:

- Active flow resistance compensation method: gli attuatori controllano l'apertura degli orifizi dell'aria del pattino
- Active geometrical compensation method: mediante il sistema di controllo si modificano le geometrie del pattino tra cui lo spessore stesso oppure la forma del meato
- Hybrid active compensation method: adotta soluzione ibride fra le tipologie precedenti.

Gli elementi utilizzati per i sistemi attivi sono: Valvole pneumatiche per regolare il flusso di aria ed attuatori. Esistono diverse tipologie di attuatori ed ognuno ha le proprie caratteristiche di efficienza, energia specifica, costi. Sulla valutazione della convenienza della scelta dell'uno e dell'altro tipo di attuatore incidono molteplici fattori. Si riporta nella seguente tabella tratta da [4] le varie tipologie di attuatori con i relativi vantaggi e svantaggi

Tipologia attuatore	Vantaggi	Svantaggi
PZT (piezoelettrico)	- elevate dinamiche -elevata efficienza -elevata energia specifica -alta risoluzione -bassa isteresi	-brevi corse -necessità di sistema di controllo ausiliario -non linearità -tipicamente fragile
Magnetostrittivo	- elevata energia specifica -attuazione senza contatto - elevate dinamiche - elevata efficienza -discreta risoluzione -discreto sforzo di attuazione -medio-bassa isteresi	-necessità di sistema di controllo ausiliario -brevi corse -non linearità -tipicamente fragile
Elettromagnetico	- discrete dinamiche -media efficienza - attuazione senza contatto -discrete corse - discreta energia specifica - discreta risoluzione -bassa isteresi	-non linearità -necessità di sistema di controllo ausiliario
Valvole pneumatiche	-economiche - discreta energia specifica -grandi corse - discreta risoluzione - discreta energia specifica	-elevate isteresi -non linearità -perdite -bassa efficienza - basse dinamiche -rumorose

Tabella 1: Confronto tipologie attuatori tratta da [4]

1.2.2.1 Metodi di compensazione attiva del flusso

Il metodo di compensazione tramite sistema di iniezione tratto da Morosi et all [5] regola la portata di aria che arriva al pattino tramite l'utilizzo di un attuatore piezoelettrico e di una molla a tazza e permette di ottenere rigidezza infinite.

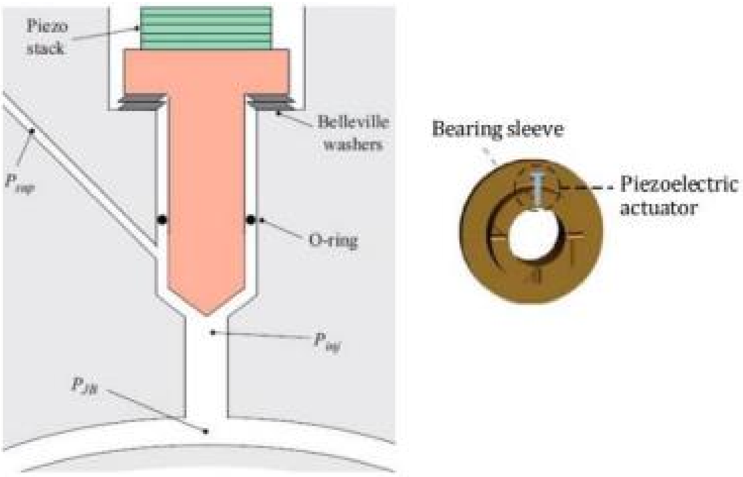
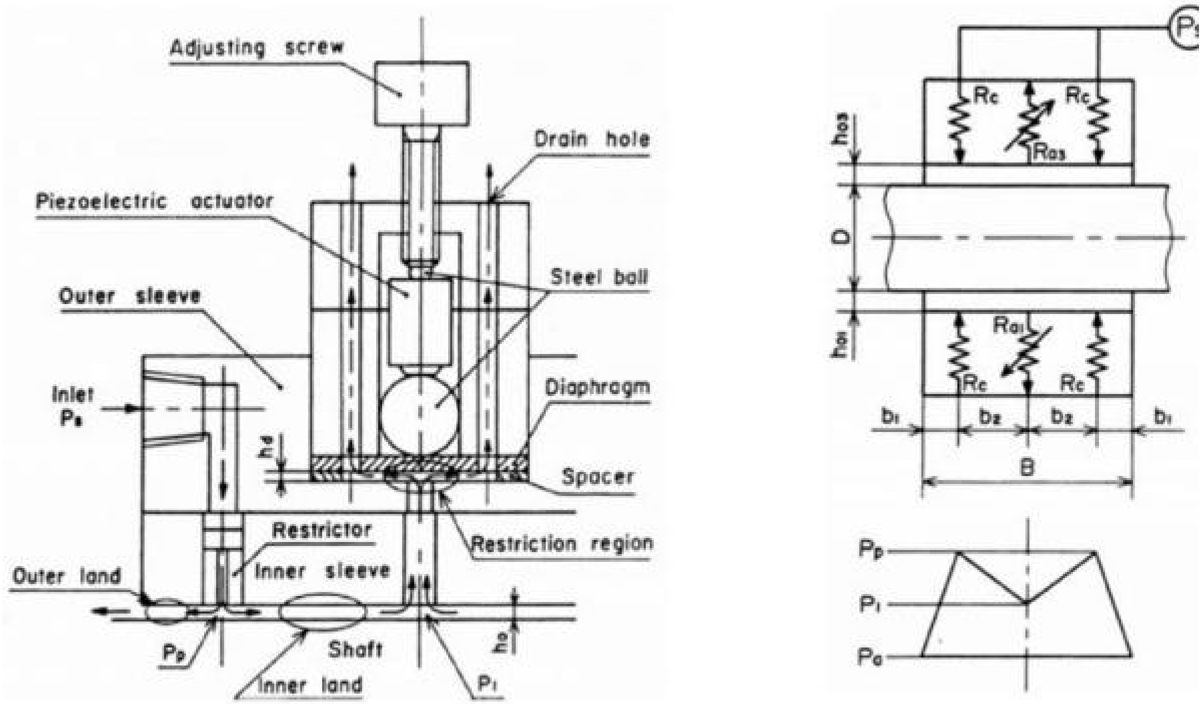


Figura 1.9: sistema di iniezione

Come si osserva dalla figura 1.9 il sistema di alimentazione del pattino viene modificato, ovvero non c'è più una alimentazione diretta ma si interpone lo schema di iniezione presentato in figura 1.9 caratterizzato dai seguenti elementi: attuatore piezoelettrico, molla a tazza, otturatore, guarnizione O-ring per ridurre al minimo le perdite d'aria, canali dell'aria.

Se l'attuatore piezoelettrico viene azionato tramite una tensione elettrica, eserciterà una forza che sposterà la posizione dell'otturatore raggiugendo una nova posizione di equilibrio in base alla rigidezza della molla a tazza, e di conseguenza cambierà anche l'area di passaggio e la portata di aria verso il pattino. In questo modo si riesce a regolare la portata di aria a monte richiesta dal pattino ottenendo così una regolazione dell'altezza del meato.

Il secondo metodo di compensazione è quello che utilizza una valvola ECR, tratto da [6] regola la portata di aria che arriva al pattino tramite l'utilizzo di un exhaust controlled restrictor.



a)Schema ECR

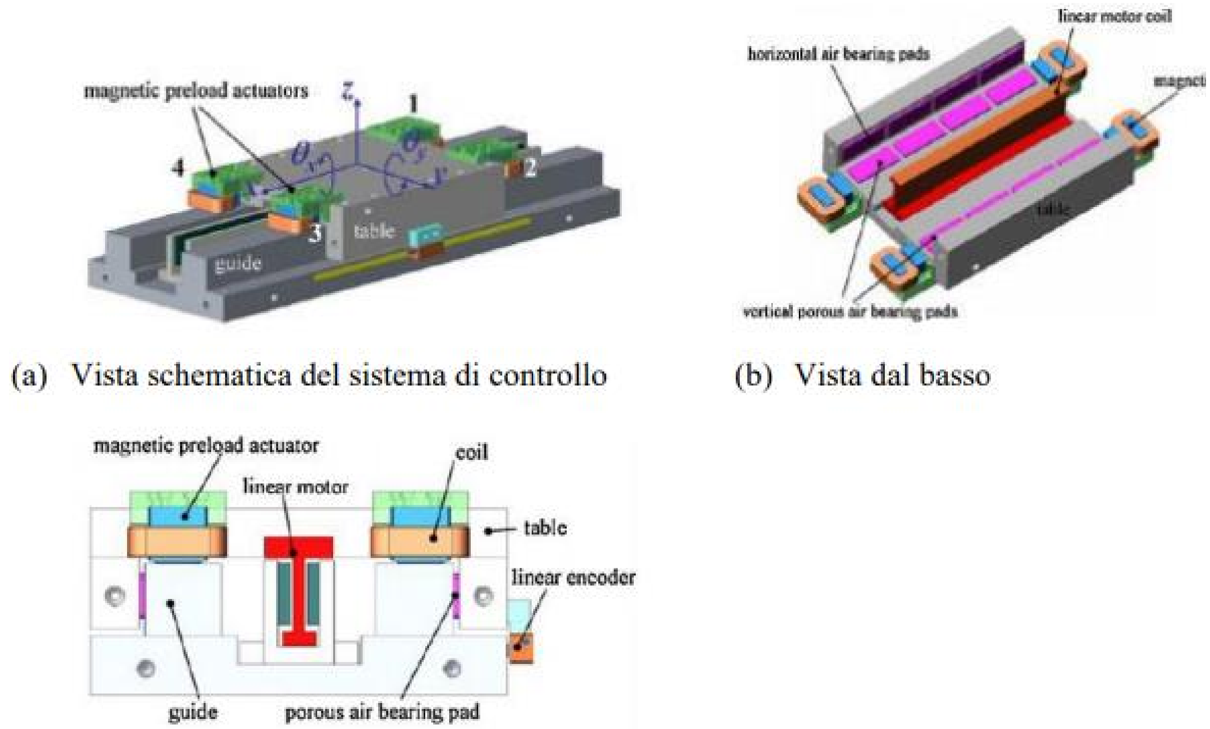
b) Principio di funzionamento ECR

Figura 1.10: schema e principio di funzionamento del sistema ECR

L'ECR preleva l'aria direttamente dal meato per effonderlo in atmosfera regolandone il flusso. In questo modo si effettua la regolazione della pressione al di sotto del pattino. Come si osserva dalla figura 1.10 una parte dell'aria che arriva nel meato viene poi raccolta da un canale di fuoriuscita che porta all'ECR composto da: attuatore piezoelettrico, una vite di regolazione, una membrana, una sfera di acciaio, canali di fuoriuscita dell'aria.

L'attuatore piezoelettrico se alimentato, spinge sulla sfera in acciaio e quindi sulla membrana. modificando la sezione di passaggio del flusso di aria verso i canali di fuoriuscita. Inoltre la posizione della sfera in acciaio può essere regolata tramite una vite di regolazione che permette di variare il precarico. La distribuzione di pressione ha un andamento come quello di figura 1.13 b e si osserva che questo dipende dalla pressione a monte dell'ECR. Di conseguenza su questo componente si può modificare la pressione all'interno del meato.

Un altro metodo noto in letteratura è quello relativo all'utilizzo di attuatori magnetostrittivi ed elettromagnetici che consentono di migliorare le prestazioni dei cuscinetti pneumostatici nonostante la dinamica inferiore e le dimensioni superiori. La metodologia proposta in questo paragrafo è quella proposta da [7].



(a) Vista schematica del sistema di controllo (b) Vista dal basso

Figura 1.11: Compensazione per precarico magnetico

La figura 1.11 mostra lo schema di tecnologia di compensazione proposto. Il sistema viene utilizzato per sostenere verticalmente una tavola traslante. I componenti utilizzati sono: otto pattini pneumostatici porosi orizzontali e otto pattini porosi verticali, un sistema di guide ed un basamento, una tavola traslate munita di quattro attuatori magnetici posizionati verticalmente ai quattro angoli della tavola rotante, un motore lineare per azionare il movimento della tavola traslante ed un sistema di azionamento degli attuatori magnetici. Ogni attuatore magnetico è costituito da un magnete permanente che genera un flusso magnetico nominale e da una bobina per variare la forza magnetica e quindi per regolare l'altezza di meato in base alle variazioni di forza esterna.

Questo tipo di soluzione permette di ottenere notevoli vantaggi quali sicuramente l'accuratezza di posizionamento, la totale assenza di attrito e una rigidezza del sistema quasi infinita per un ampio campo di lavoro ma al tempo stesso presenta forti limitazioni dovute a: le bobine e i magneti richiedono spazio, limiti fisici dovuti a saturazioni, perdite, isteresi, magnetizzazioni

Un ulteriore metodo noto in letteratura è quello relativo all'utilizzo di valvole digitali comandate in PWM che consentono di migliorare le prestazioni dei pattini pneumostatici. La metodologia proposta in questo paragrafo è quella a cui fa riferimento [8].

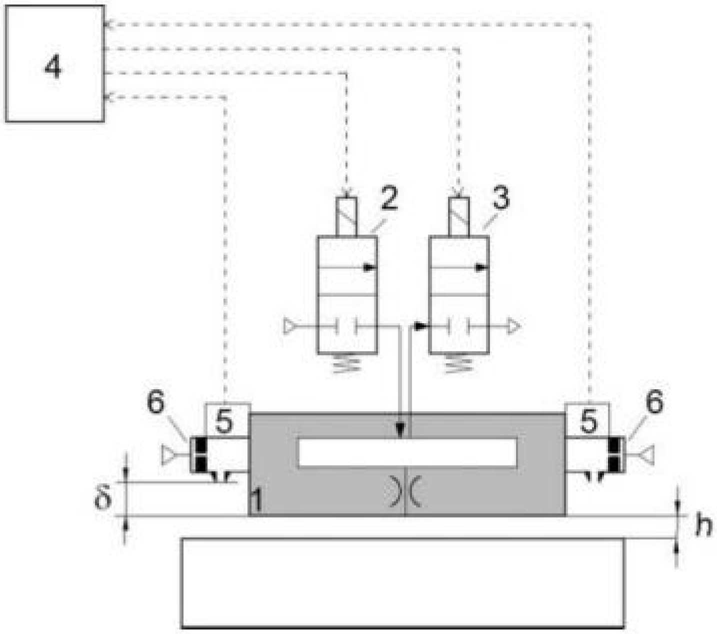


Figura 1.12: valvole pneumatiche digitali comandate in PWM e sensori di contropressione

Il sistema come rappresentato è realizzato con sistemi molto economici quali: due valvole digitali (elemento 2-3) monostabili, una per gestire la portata verso il pattino e una per scaricare la portata all'ambiente, comandate in PWM, sensori di contropressione (elemento 6) per rilevare la pressione del meato di aria, trasduttori di pressione (elemento 5) per convertire il segnale pneumatico in segnale elettrico, arduino (elemento 4) per confrontare i segnali elettrici ed elaborare un segnale per le elettrovalvole digitali, pattino pneumostatico (elemento 1).

Il principio di funzionamento può essere così riassunto: i traduttori di pressione rilevano la pressione del meato e questo segnale del trasduttore di pressione viene trasformato in segnale elettrico e inviato all'arduino che confronta il segnale ricevuto con quello richiesto. Il segnale elaborato viene inviato al PWM che a sua volta elabora un segnale per le valvole digitali che permettono di ottenere la regolazione richiesta. Per esempio se la pressione misurata risulta essere inferiore rispetto a quella richiesta l'arduino confronta i segnali ed elabora un segnale per la valvola digitale 2. Il segnale elettrico causa una apertura della valvola digitale e di conseguenza la pressione nel meato di aria aumenterà. Con questo metodo di regolazione si riescono ad ottenere rigidezze elevate per un ampio campo di lavoro

Un ulteriore metodo noto in letteratura è quello relativo all'utilizzo di una servovalvola pneumatica. La metodologia proposta è quella di [9].

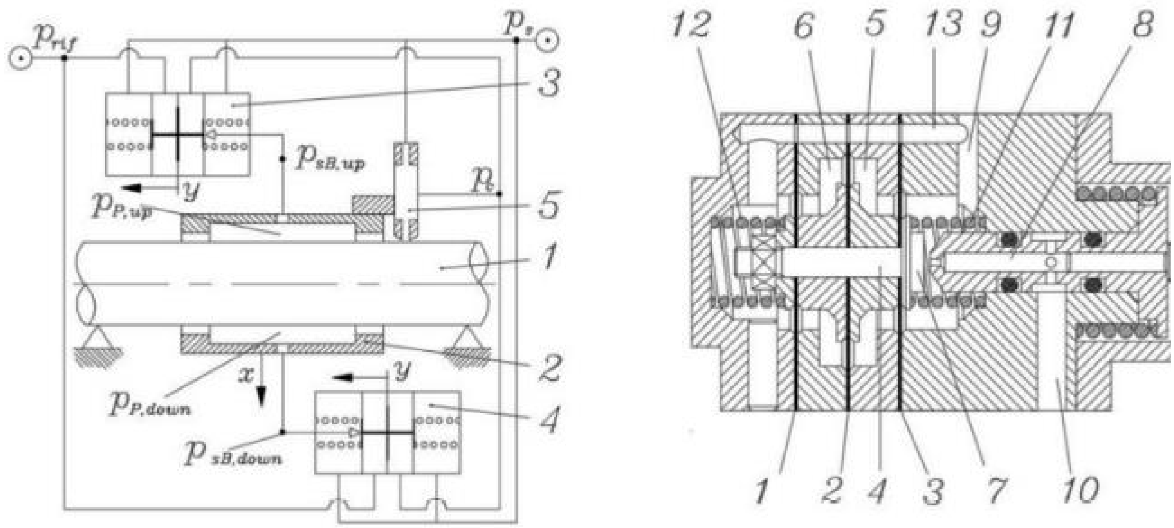


Figura 1.13: servovalvola pneumatica

Gli elementi che caratterizzano il sistema di regolazione proposto sono: albero (elemento 1), boccola pneumostatica (elemento 2), servovalvola superiore (elemento 3), servovalvola inferiore (elemento 4), sensore a contropressione (elemento 5)

La servovalvola proposta è caratterizzata da quattro camere e da tre membrane. La pressione di alimentazione agisce sulla membrana uno e sulla membrana tre a parità di superficie e in direzione opposta e come conseguenza il loro effetto è bilanciato non modificando la posizione dell'otturatore. Diversamente la camera 2 e la camera 3 hanno pressioni differenti in quanto una camera è in comunicazione con una pressione di riferimento e l'altra camera è in comunicazione con la pressione di controllo, quella inviata dal sensore a contropressione. Il principio di funzionamento della servovalvola può essere così riassunto: se la pressione di controllo (la pressione misurata da un sensore a contropressione montato su un albero) è superiore alla pressione di riferimento l'otturatore si sposterà aumentando l'area di eflusso o diminuendola e di conseguenza varierà la portata di aria verso il pattino. È importante sottolineare che il pattino è compensato tramite due servovalvole che hanno le due camere di controllo e di riferimento invertite, ovvero se una servovalvola aumenta la portata in direzione del pattino l'altra la diminuirà. In questo modo si riescono ad ottenere rigidezze infinite per un ampio range di lavoro.

1.2.2.2 Metodi di compensazione attiva geometrica

I metodi di compensazione geometrica a differenza dei metodi di compensazione di flusso sfruttano la variazione di geometria del pattino. Il metodo a cui si fa riferimento è quello proposto da [10].

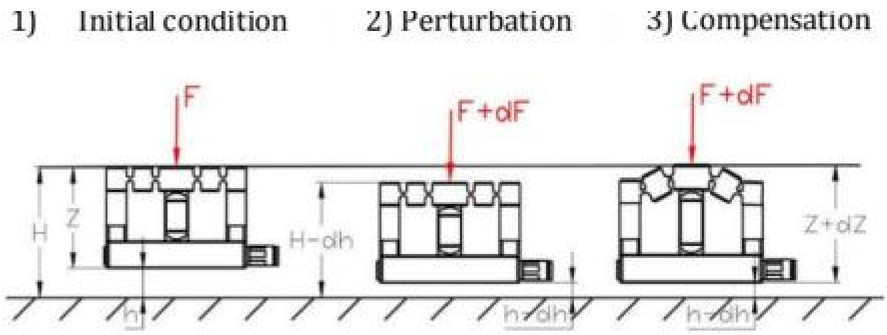


Figura 1.14: esempio di compensazione geometrica

Per comprendere il principio di funzionamento consideriamo la posizione iniziale del pattino pari a: $H = Z + h$, dove la quota h è l'altezza del meato di aria e Z è la quota verticale del pattino. La quota Z è una quantità che può essere variata poiché il pattino è integrato con un attuatore piezoelettrico ed un meccanismo deformabile con cerniere virtuali. La caratteristica di questi sistemi di compensazione è che devono garantire in presenza di una variazione di carico e di conseguenza di altezza di meato una variazione di quota Z dello stesso valore ma in verso opposto come nella condizione tre della figura 1.14. In questo modo si ottiene una quota H di pari valore. Il sistema per garantire la compensazione deve ricevere l'informazione della variazione dell'altezza del meato d'aria e deve confrontarla con un segnale di riferimento. Questo tipo di informazione viene fornita da un sensore capacitivo di posizione e viene confrontato con il SET di posizione richiesto ed elaborato tramite un controllore PI, per aumentare il tempo di risposta del sistema. Il segnale elaborato è una tensione di alimentazione dell'attuatore piezoelettrico.

1.2.3 Compensazione passiva

Grazie alla loro facilità di integrazione e costo relativamente basso, i metodi di compensazione passiva sono state le prime strategie di compensazione adottate. La maggior parte dei metodi di compensazione passiva impiegano ugelli mobili, valvole a membrana e molle per compensare le variazioni di carico. Sebbene i metodi di compensazione passiva siano soluzioni economiche e relativamente semplici, sono caratterizzati da limitati incrementi di prestazioni. Infatti, queste metodologie possono incrementare le prestazioni solo su una parte ridotta del loro campo di funzionamento e non sempre permettono di ottenere rigidezza quasi-statica infinita. La maggior parte dei metodi di compensazione passiva impiega ugelli mobili, valvole a membrana e molle per compensare le variazioni di carico.

Il primo metodo di compensazione è quello proposto da [11] dove vengono utilizzati dei fori elastici. Si riporta la figura del principio di funzionamento proposto:

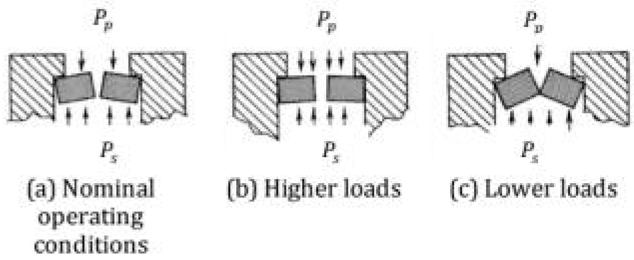


Figura 1.15: sistema di compensazione mediante fori elastici

Il metodo prevede l'utilizzo di un foro elastico che grazie alla sua flessibilità rende possibile la regolazione del flusso di aria in uscita dal cuscinetto al variare del carico applicato. Consideriamo la figura 1.15 in cui vengono rappresentate 3 condizioni di lavoro del foro elastico. La condizione a fa riferimento ad un carico nominale applicato al pattino pneumostatico, la condizione b è quella in cui il carico applicato al pattino sia maggiore della condizione nominale, la condizione c è quella di carico applicato sul pattino minore del carico nominale. Il principio di funzionamento può essere spiegato considerando due differenti condizioni di carico applicato: alti carichi e bassi carichi; se il carico esterno è maggiore del carico nominale la pressione nel meato sale determinando un allargamento dell'aria di passaggio. Come conseguenza aumenta il flusso di portata che riporta il pattino nelle condizioni nominali in termini di altezza di meato di aria, in questa situazione siamo nel caso alti carichi. Se il carico esterno è minore del carico nominale la pressione nel diminuisce determinando una diminuzione dell'aria di passaggio fino alla completa chiusura. Di conseguenza diminuisce il flusso di portata e il pattino ritorna nelle condizioni di altezza di meato nominale; in questa condizione siamo in presenza di bassi carichi.

Il secondo metodo di compensazione proposto è quello proposto da [12] che utilizza una membrana conica.

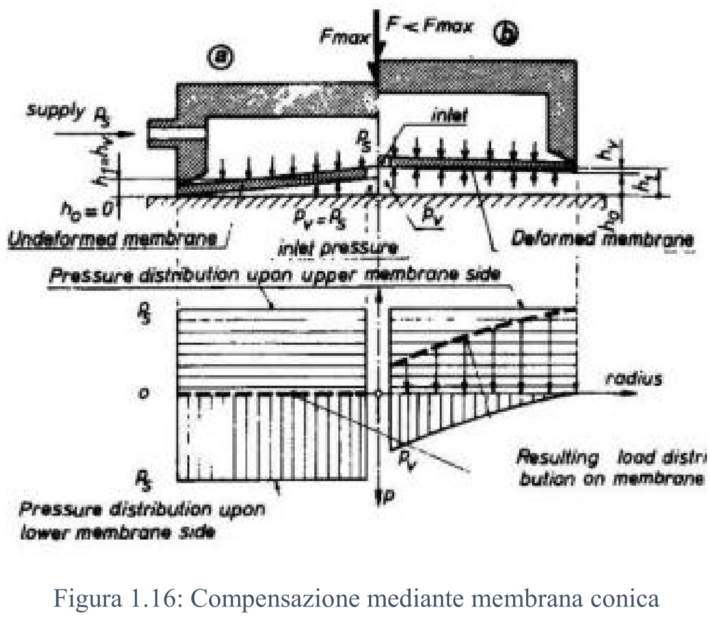


Figura 1.16: Compensazione mediante membrana conica

Questo metodo prevede l'impiego di meati convergenti deformabili. La superficie del cuscinetto è rappresentata da una membrana che può flettere poiché è sottoposta alla pressione di alimentazione da un lato e alla pressione del meato di aria dall'altro. Il principio di funzionamento è il seguente se per esempio il carico esterno aumenta: la conicità della membrana aumenta. Questo fenomeno determina l'incremento della pressione nel meato fino a raggiungere il massimo valore di pressione che coincide con la pressione di alimentazione nel caso in cui il massimo carico applicato è il massimo carico supportato dal cuscinetto. Come conseguenza aumenta la forza di reazione contrapposta al carico che riporta il pattino nelle condizioni di altezza di meato nominale.

In questo modo si è riusciti ad ottenere una regolazione della pressione sotto il pattino in funzione della forza esterna. Questo metodo di compensazione permette certamente di migliorare il valore della rigidezza ma ha ridotti campi di regolazione.

Il terzo metodo proposto è l'utilizzo di una valvola pneumatica a tre membrane presentata in [13]

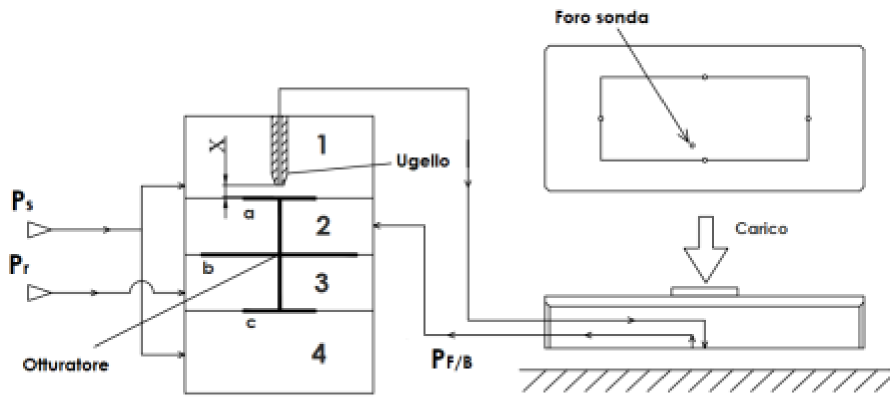


Figura 1.17: valvola pneumatica a tre membrana

Questa tecnica prevede il montaggio diretto di una valvola pneumatica sul pattino pneumostatico La valvola è composta da quattro camere e 3 membrane. In particolare nelle camere 1 e 4 abbiamo aria alla pressione di alimentazione. Nella camera tre abbiamo la pressione ambiente e nella camera 2 abbiamo una pressione di feedback che è una retroazione della pressione al di sotto del pattino. Il principio di funzionamento della valvola può essere così semplificato: nella camera uno e nella camera quattro la pressione di alimentazione è la stessa; inoltre anche l'area di azione è la stessa. Come conseguenza la forza generata dalla pressione delle due camere è la stessa in modulo ma di verso opposto e pertanto l'otturatore non potrà spostarsi dalla sua posizione di equilibrio; nella camera tre la pressione è quella di riferimento (pressione ambiente) e agisce in questo caso su due superfici. Le superfici sono differenti, in particolare l'area superiore è maggiore di quella inferiore e come conseguenza l'otturatore si sposta verso l'alto; Nella camera due agisce la pressione di feedback e anche in questo caso agisce su due superfici di riferimento. In questo caso l'area più grande come si osserva in figura 1.17 è quella inferiore. Di conseguenza l'otturatore si muove verso il basso.

La sequenza di funzionamento della valvola è la seguente in caso di incremento di forza sul pattino pneumostatico: l'incremento della forza provoca una riduzione della altezza del gap tra pattino e superficie di riferimento e come conseguenza aumenta la pressione al di sotto del pattino; l'aumento di pressione al di sotto del pattino si riflette nella camera due essendo presente la retroazione; l'otturatore si sposta verso il basso in direzione opposta all'ugello. La condizione di equilibrio della valvola con la nuova pressione di feedback sarà dettata dalla rigidezza della membrana stessa; l'area di eflusso dell'ugello sarà aumentata poiché come descritto in precedenza l'otturatore si è spostato verso il basso; la portata di aria verso il pattino aumenta poiché aumenta l'aria di passaggio; l'aumento di portata di aria compensa in parte la riduzione di altezza di meato dovuta alla variazione della forza che riporta il pattino nella condizione di altezza del meato nominale.

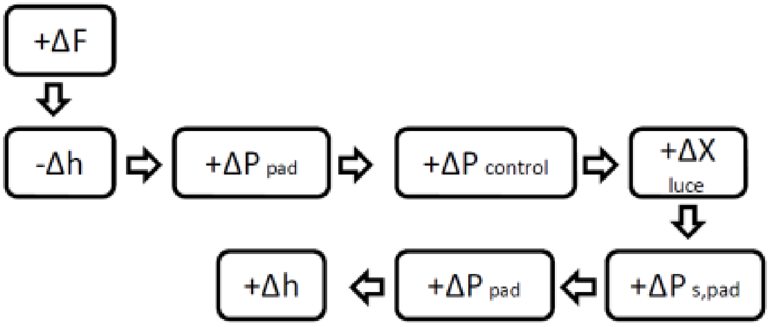


Figura 1.18: sequenza di funzionamento della valvola

1.3 Diaphgram valve

Un innovativo metodo di compensazione passivo prevede l'utilizzo di una valvola a diaframma come quella rappresenta nelle successive figure:

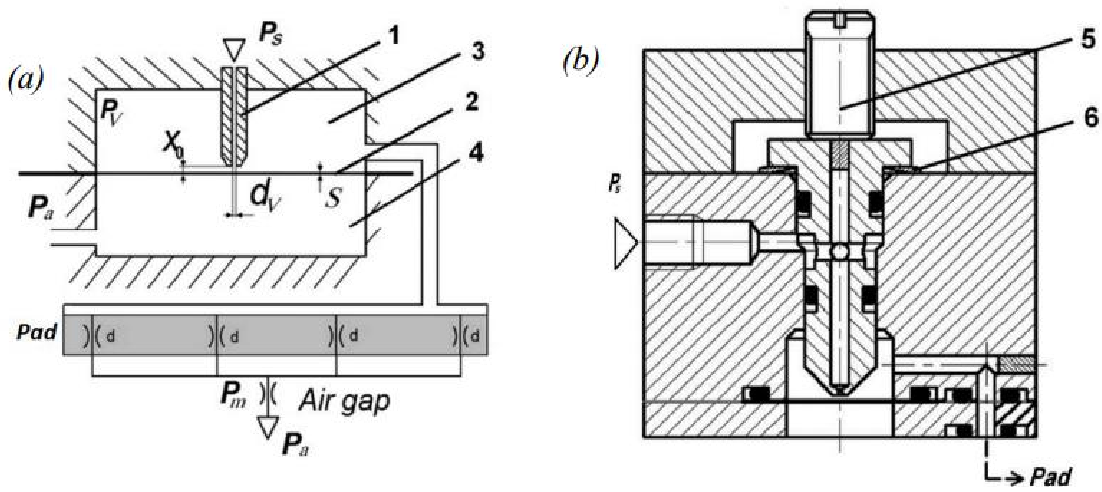


Figura 1.19: Schema funzionale diaphgram valve

Questa tipologia di valvola è stata presentata in [14] ed è montata sui pattini pneumostatici e permette di migliorare la rigidezza portandola a valori anche infiniti per determinati valori di altezza di meato, di diminuire il consumo di aria. La valvola a diaframma viene alimentata alla pressione di alimentazione ed è composta da diverse parti: molla a tazza, montata tra il corpo centrale della valvola e l'ugello mobile, ugello mobile, montato coassialmente rispetto al foro verticale praticato nel corpo principale della valvola ed ha un orifizio di diametro d_v,vite di regolazione che permette di regolare la posizione iniziale relativa, diaframma di diametro D_m e spessore s tra la parte centrale della valvola e la parte inferiore, o-ring per evitare trafilamenti tra le varie parti della valvola

Il pattino viene alimentato da aria alla pressione P_s tramite la valvola a diaframma. L'aria in pressione attraversa l'ugello (elemento 1) che ha un diametro interno d_v ed è posizionato ad una distanza x_0 dal diaframma circolare (elemento 2) e si accumula nella camera di controllo della valvola che è caratterizzata da una pressione P_v. Al disotto del pattino invece è presente una pressione P_m che è un valore medio di pressione delle varie pressioni locali. Il principio di funzionamento della valvola può essere semplificato considerando per esempio un incremento di forza esterna: l'aumento della forza esterna causa una diminuzione dell'altezza del meato ed un aumento della pressione P_m e della pressione P_v nella camera della valvola. Questo aumento di pressione causa una deflessione della membrana e quindi una variazione della resistenza pneumatica che causa un aumento della portata diretta al pattino. In questo modo si ottiene l'effetto desiderato ovvero il pattino si riporta in una uova posizione più o meno vicina alla posizione iniziale in base alle condizioni di set-up, al valore della pressione di alimentazione ed al valore di altezza di meato di lavoro.

La posizione dell'ugello è molto importate poiché permette di ottenere un'altezza di meato con rigidezza infinita variabile. L' ugello può assumere sia posizioni negative che positive come mostrato nella seguente immagine:

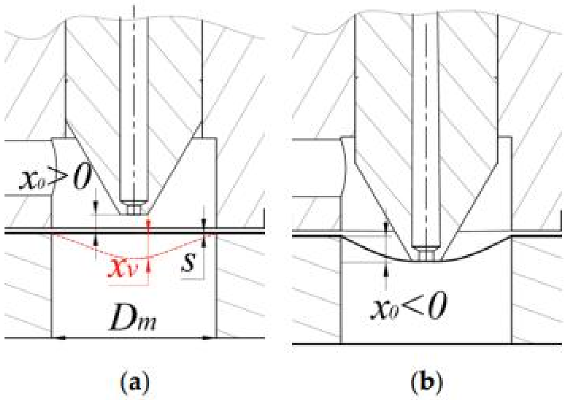


Figura 1.20: posizione ugello di alimentazione

CAPITOLO 2: MODELLO NUMERICO

In questo capitolo viene descritto il prototipo di valvola utilizzato come metodo di compensazione e viene descritto il procedimento numerico sviluppato per analizzare le prestazioni di un pattino commerciale pneumostatico caratterizzato da quattro fori di alimentazione e da una ragnatura integrato con la valvola. Il modello numerico permette di svolgere diverse simulazioni numeriche per valutare l'influenza dei parametri caratteristici della valvola sulle prestazioni del pattino.

2.1 Prototipo della valvola

Il metodo di compensazione proposto in questo lavoro consiste nell'integrare un pattino pneumatico di tipo commerciale con una valvola a diaframma. Fissando le condizioni operative del pattino e le caratteristiche di set-up si ottengono delle caratteristiche di rigidezza notevolmente superiori rispetto alle condizioni di pattino non compensato fino ad un valore quasi statico infinito oltre ad ottenere minori consumi di portata di aria. La valvola è alimentata ad una pressione caratteristica ed il pattino è a sua volta alimentato dalla valvola a diaframma. L'aria in pressione attraversa l'ugello posizionato ad una distanza dal diaframma circolare e si accumula nella camera di controllo dove insiste una pressione. Il principio di funzionamento di questo metodo di compensazione può essere semplificato considerando per esempio un incremento di pressione nella camera di accumulo: l'aumento della pressione causa una deflessione della membrana e quindi un aumento della portata in uscita dalla valvola. La figura 2.1 riportata la struttura della valvola proposta:

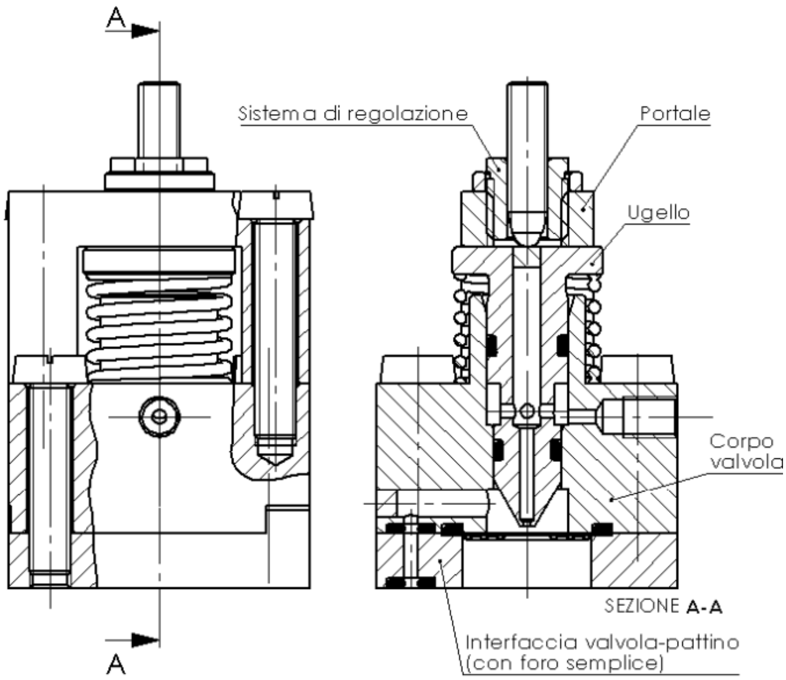


Figura 2.1: 2D valvola a diaframma

La valvola esternamente è caratterizzata da cinque elementi: parte superiore, parte centrale, parte inferiore, ugello di alimentazione e sistema di regolazione assemblate tra di loro. La parte superiore della valvola è una struttura con forma ad U con tre differenti fori, di cui due sono passanti e uno centrale è filettato. I due fori passanti servono per collegare il portale al corpo valvola mentre il foro filettato centrale ha il compito di ospitare il sistema di regolazione della posizione dell'ugello. Il sistema a portale proposto è di semplice produzione tramite macchine utensili ma ha l'inconveniente di non poter essere utilizzato in ambito industriale poiché entrerebbe sporcizia all'interno della valvola stessa. In figura 2.2 viene rappresentata la struttura a portale proposta.

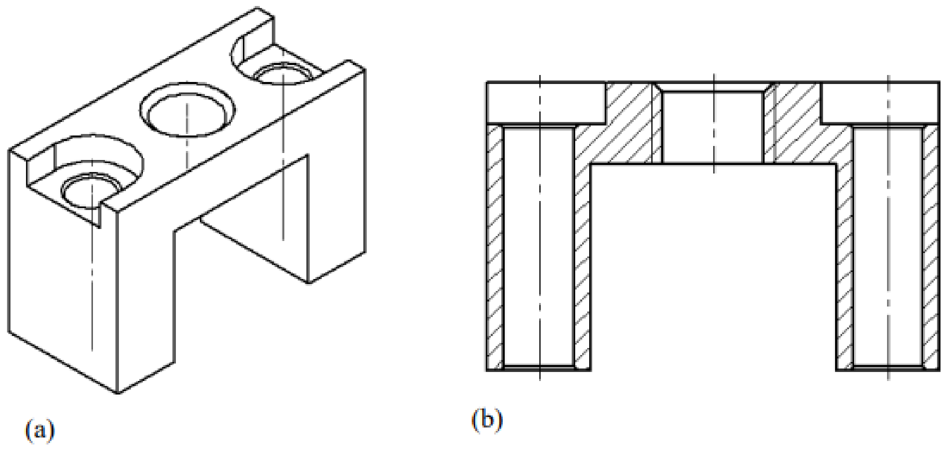


Figura 2.2: struttura a portale della valvola

Il corpo valvola è la parte centrale della valvola stessa. Il corpo centrale della valvola presenta sette fori di cui due necessari per collegare con la struttura a portale e quattro necessarie per collegare il corpo valvola con l'interfaccia valvola-pattino e un ulteriore foro per mettere in collegamento l'aria della valvola con il pattino pneumostatico. Inoltre sulla parte centrale della valvola sono ricavate le sedi per il montaggio dell'ugello di regolazione e della molla. La parte cilindrica che si vede in figura 2.3 è la sede dell'ugello di regolazione e la parte cilindrica esterna tiene in posizione la molla. In figura 2.3 viene presentato il corpo valvola proposto:

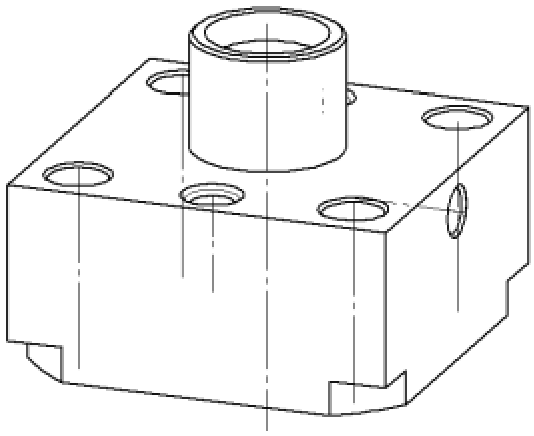
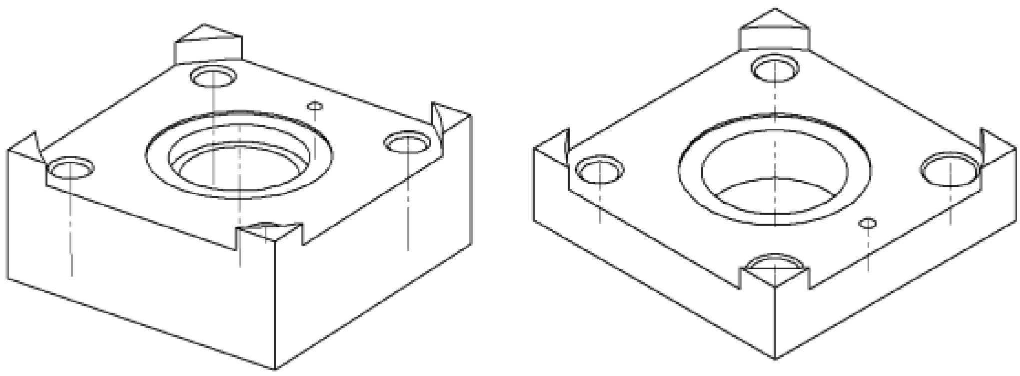


Figura 2.3: corpo valvola

L' interfaccia valvola-pattino è rappresentato dalla parte inferiore della valvola pneumatica ed è direttamente a contatto con il pattino pneumostatico. È caratterizzata da una tasca centrale che è la sede del diaframma goffrato e dai risalti posizionati ai quattro angoli per garantire un corretto centraggio. L'interfaccia della valvola è caratterizzata dalla presenza di una tasca centrale che è la sede della membrana e da quattro fori per garantire un corretto centraggio. Per assicurare un corretto centraggio ed anche una corretta deformazione degli O-ring i risalti hanno un’altezza inferiore della profondità della scanalatura. In figura 2.4 viene rappresentato l’interfaccia corpo valvola descritto:

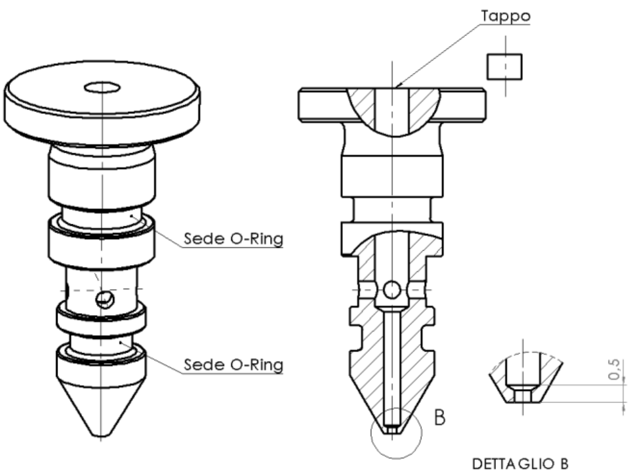


(a) Con foro di alimentazione filettato

(b) Con foro di alimentazione semplice

Figura 2.4: interfaccia di collegamento valvola pattino

L’ugello è un importante elemento della valvola ed è l’elemento che fornisce l’alimentazione al pattino. Viene inserito verticalmente nel corpo valvola. Questo ugello viene montato con gioco sul corpo valvola perché è necessario garantire lo spostamento verticale se si decide di agire sul sistema di regolazione. La testa dell’ugello è realizzata in modo tale da garantire costantemente alla molla un punto stabile di appoggio assicurando costantemente il contatto tra ugello e l’estremità inferiore dell’elemento di regolazione. L’ultimo importante elemento della valvola è il sistema di regolazione che ha lo scopo di variare la distanza iniziale tra ugello e membrana. In generale questo sistema può essere realizzato utilizzando un micrometro commerciale oppure un grano accoppiato con un distanziale ed una boccola filettata. Il sistema con il micrometro è il più vantaggioso in quanto è in grado di assicurare elevate precisioni ed inoltre ha il vantaggio di poter essere azzerato e di conseguenza di poter leggere direttamente sullo strumento lo spostamento imposto. In figura 2.5 viene rappresentato l’ugello di alimentazione proposto:



(a) Vista isometrica

(b) Sezione parziale

Figura 2.5: ugello di alimentazione

Inoltre la posizione iniziale tra ugello e membrana può essere regolata manualmente tramite una vite di regolazione ed inoltre la presenza di una molla a tazza favorisce la regolazione in senso inverso e precarica la vite aumentando la precisione di posizionamento

2.2. Introduzione modello numerico

Lo schema funzionale e pneumatico proposto per il modello pattino valvola è rappresentato in figura 2.6, 2.7:

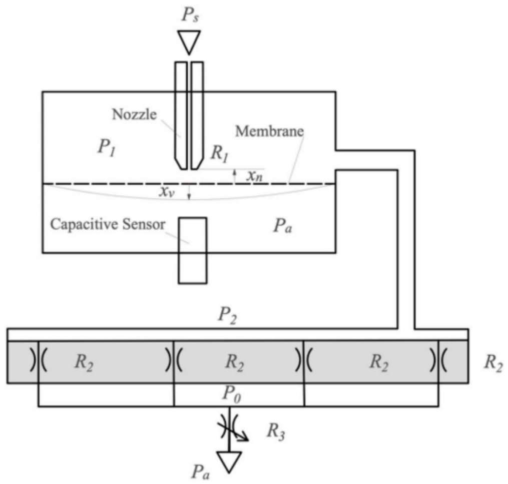


Figura 2.6: schema funzionale sistema di compensazione proposto tratto da [17]

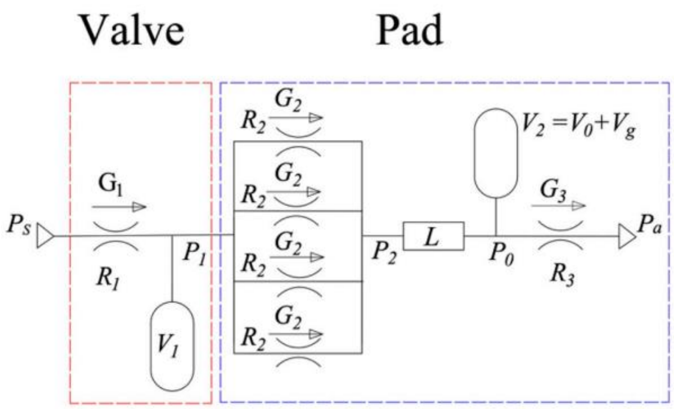


Figura 2.7: schema pneumatico della valvola integrata al pattino tratto da [17]

Il sistema pattino valvola, come si osserva nella figura 2.6 e 2.7, è modellizzato come un circuito pneumatico composto da resistenze concentrate e volumi. Partendo da monte il volume V_1 della valvola è alimentato con una pressione costante P_s tramite l'ugello. Il flusso di massa G_1 diretto alla camera V_1 dipende dalla resistenza R_1, dalla pressione di alimentazione P_s e infine dal valore della pressione P_1 che caratterizza la camera della valvola. Allo stesso modo il flusso di massa G_2 che attraversa i fori di alimentazione R_2 dipende dalla pressione P_1, dalla resistenza R_2, e dalla pressione P_2 che corrisponde alla pressione di valle del foro di alimentazione. Il flusso di massa G_3 invece viene valutato considerando un moto laminare sotto il pattino e dipende dalle caratteristiche geometriche del pattino stesso, dal valore dell'altezza h del meato, dalla pressione ambiente P_a, ed infine dalla pressione media P_0. Questo valore di pressione è considerato come una media delle pressioni locali all'interno del rettangolo di alimentazione.

2.2.1 Modello statico valvola

Il modello della valvola è realizzato considerando lo schema pneumatico proposto nel paragrafo precedente. In figura 2.8 viene riportata la schematizzazione e i principali parametri caratteristici della valvola proposta.

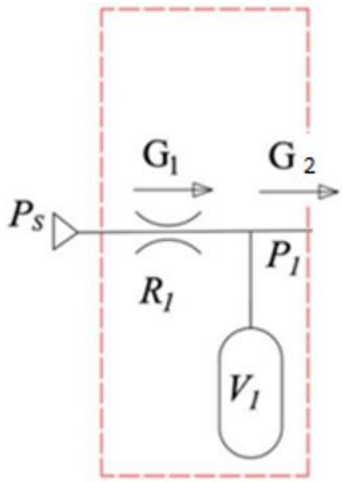


Figura 2.8: schema pneumatico della valvola

La resistenza concentrata R_1 è dovuta alla caduta di pressione che si ha nel passaggio dal diametro d_v dell'ugello alla camera della valvola. G_1 è la portata corrispondente che transita attraverso l'ugello di alimentazione della valvola, P_1 è la pressione nella camera di accumulo della valvola e G_2 è la portata corrispondente diretta al pattino. Inoltre V_1 è il volume della camera di accumulo della valvola. Il valore della portata G_1 dipende dalla posizione iniziale dell'ugello di alimentazione x_0, dalla deflessione della membrana x e dalla pressione nella camera di accumulo V_1. Avendo utilizzato una membrana caratterizzata da una rigidezza $k_m = 1.8 \cdot 10^5$ N/m la distanza ugello membrana può essere calcolata con la seguente formulazione:

$$x = x_0 + \frac{\pi d_m^2}{4} \frac{(P_1 - P_a)}{k_m} \tag{2.1}$$

Dove x è la posizione relativa tra ugello e membrana, d_m è il diametro del diaframma, P_a è la pressione ambiente e P_1 è la pressione nella camera della valvola considerata costante in tutti i punti. Come anticipato nel capitolo 1 la posizione iniziale dell'ugello può assumere valori positivi e negativi. Settare una posizione iniziale negativa dell'ugello in assenza di pressione nella camera dell'ugello implica la presenza di un precarico iniziale sulla membrana stessa. Per realizzare un modello accurato dello spostamento della membrana è stata svolta un'analisi sperimentale sul comportamento della valvola in particolare è stata analizzata la relazione che lega la pressione della camera della valvola allo spostamento della membrana. Per misurare lo spostamento della membrana è stato montato un sensore capacitivo mentre per misurare la pressione è stato utilizzato un manometro digitale. Lo schema proposto è il seguente:

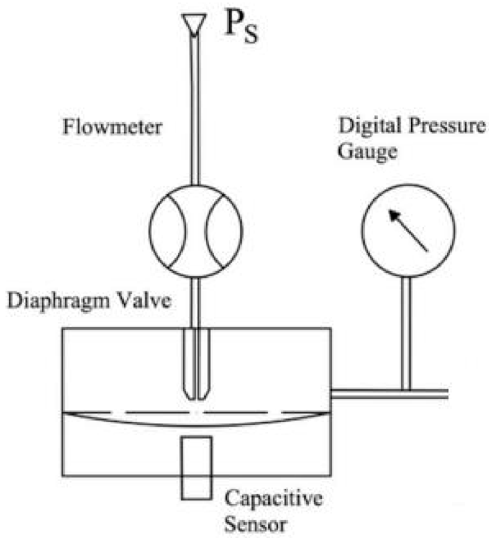


Figura 2.9: schema banco per valutare lo spostamento della membrana tratto da [17]

Lo schema corrisponde al sistema sperimentale utilizzato. La valvola viene alimentata ad una pressione costante, si misura lo spostamento della membrana tramite un sensore capacitivo e si impone una pressione nella camera di accumulo della valvola che viene misurata tramite un manometro digitale. Il risultato acquisito sperimentalmente che viene rappresentato in figura 2.10 è la relazione che lega la pressione P_1 allo spostamento x della membrana:

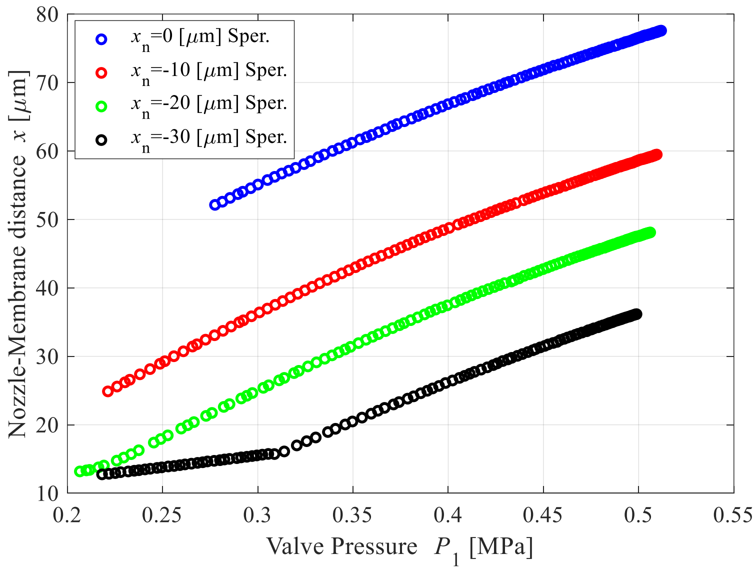


Figura 2.10: relazione sperimentale tra pressione P1 e x

La figura 2.10 riporta i risultati sperimentali ottenuti, al variare di quattro posizione iniziali dell'ugello x_0=0 µm,-10 µm, -20 µm, -30 µm, in termini di relazione tra distanza ugello membrana e pressione P_1 della valvola. Come si osserva dalla figura 2.10 per bassi precarichi della membrana che corrisponde ai valori di x_0=0 µm,-10 µm la curva ha un andamento circa lineare, se invece il valore della posizione iniziale diminuisce x_0=-20 µm,-30 µm aumenta il precarico della membrana e la curva ha due tratti con pendenze differenti. Abbiamo un primo tratto caratterizzato da una pendenza maggiore e il secondo tratto da una pendenza inferiore. Inoltre il tratto con pendenza maggiore corrisponde a bassi valori di pressione, che implica che la valvola lavora in differente modo dipendendo dalla posizione iniziale dell'ugello e dalla pressione della camera della valvola. Questo accade poiché la pressione non è abbastanza elevata da vincere il precarico stesso della membrana. Per considerare il fenomeno descritto la logica proposta è la seguente: si calcola la distanza con la formula 2.1 e si confronta il valore della distanza con un valore denominato di by-pass. Il modello che si propone è il seguente:

$$x = x_{bypass} \qquad if\ x \le x_{bypass} \tag{2.2}$$

$$x = x_0 + \frac{\pi D_m^2}{4k_m}(P_1 - P_a) \qquad if\ x > x_{bypass} \tag{2.3}$$

Con x_{bypass}=12 μm. Avendo identificato la posizione della membrana è possibile determinare la portata di aria diretta nella camera di accumulo della valvola stessa tramite la formula ISO 6358:

$$G_1 = \sqrt{\frac{T_0}{T}} C_1 P_s \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_1}{P_S} - b}{1 - b}\right)^2} \qquad if\ \frac{P_1}{P_s} \ge b \tag{2.4}$$

$$G_1 = \sqrt{\frac{T_0}{T}} C_1 P_s \qquad if\ \frac{P_1}{P_s} < b \tag{2.5}$$

Dove b=0.528 è il rapporto critico delle pressioni assumendo una espansione isoentropica, T_0 e T sono rispettivamente la temperatura di riferimento (T_0=273 K) e la temperatura ambiente dell'aria. C_1 è la conduttanza della sezione circolare dell'ugello di alimentazione. La conduttanza può essere espressa tramite la seguente formulazione:

$$C_1 = \frac{0.686}{\sqrt{RT}} c_d(\pi d_v x) \tag{2.6}$$

Dove R=287 J/KgK, c_d è il coefficiente di scarico del foro di alimentazione, che è stato ottenuto in [16]. In particolare nell'articolo citato il coefficiente è stato calcolato per lo scarico di un foro di alimentazione di un pattino ma può essere utilizzato anche per l'ugello della valvola. La formulazione proposta è la seguente:

$$c_d = 1.05\, f_2 \qquad f_2 = 1 - 0.3e^{-0.05\frac{G_1}{\pi\mu d_v}} \tag{2.7}$$

Il termine $\frac{G_1}{\pi\mu d_v}$ è il coefficiente di Reynold dell'aria compressa che attraversa l'ugello. La distanza caratteristica che caratterizza il numero di Reynolds per un tubo circolare non è altro che il valore del diametro stesso del foro. Per terminare il modello numerico della valvola risulta necessario determinare il valore della pressione nella camera. Per calcolarlo basta considerare l'equazione di continuità ipotizzando come volume di controllo la camera della valvola, il condotto che collega il pattino alla valvola stessa e i condotti interni del pattino. Si indicano rispettivamente con V_V, V_{cond}, V_{cavo}. Di conseguenza il volume totale considerato è pari a: $V_1 = V_V + V_{cond} + V_{cavo}$. L' equazione per caratterizzare la pressione della camera della valvola può essere espressa considerando l'equazione di continuità:

$$G_1 - G_2 = \frac{1}{RT}\frac{d(P_1V_1)}{dt} \tag{2.8}$$

In generale possiamo considerare il valore del volume V_1 costante e di conseguenza risulta essere indipendente dal tempo e G_2 corrisponde alla portata in uscita dalla valvola e inviata al pattino. L'equazione si semplifica:

$$G_1 - G_2 = \frac{1}{RT}V_1\frac{d(P_1)}{dt} \tag{2.9}$$

2.2.2 Modello pattino rettangolare

Come oggetto di studio è stata considerato un pattino pneumostatico rettangolare caratterizzato da quattro fori di alimentazione e da una ragnatura. Il pattino ha una base rettangolare ($A = 60\ mm\ e\ B = 30\ mm$) e quattro fori di alimentazione di diametro $d_p = 1e^{-3}\ m$ che sono localizzati nella metà delle dimensioni della ragnatura di dimensioni $a = 45\ mm$ e $b = 20\ mm$. In figura 2.11 viene mostrata una sezione trasversale del sistema di alimentazione ed inoltre si osserva che la scanalatura è caratterizzata da una sezione trasversale triangolare di altezza $h_g = 0.06\ mm$ e di larghezza $w_g = 200\ \mu m$.

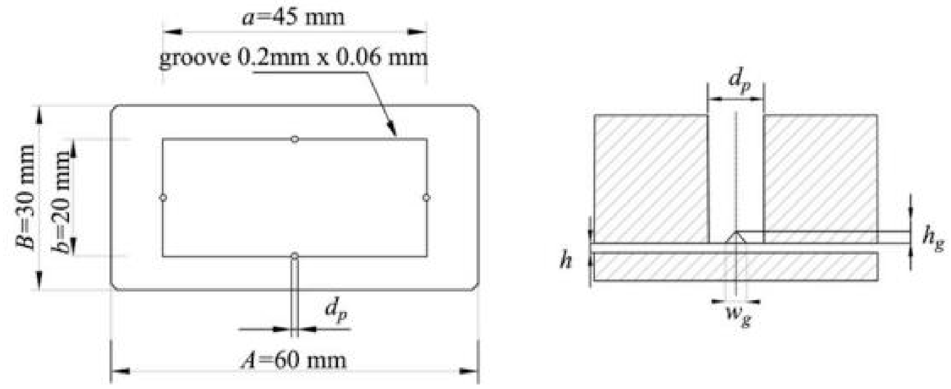


Figura 2.11: caratteristiche geometriche del pattino pneumostatico tratto da [17]

Il modello che viene sviluppato considera come ipotesi di partenza che la superficie del pattino e la base in metallo sono perfettamente lisce e parallele tra loro. La figura 2.12 mostra lo schema pneumatico del pattino pneumostatico. Esso consiste di una serie di due resistenze pneumatiche R_2 R_3 e di una capacità pneumatica che rappresenta il volume di aria sotto il pattino. R_2 corrisponde alla resistenza pneumatica dovuta alla variazione di sezione trasversale all'uscita del foro di alimentazione. R_3 invece è dovuta alla resistenza viscosa dovuta alla presenza del gap di aria h è di conseguenza è un valore variabile strettamente dipendente dalla configurazione del pattino. Il flusso di aria scorre dall'ingresso del pattino fino al meato.

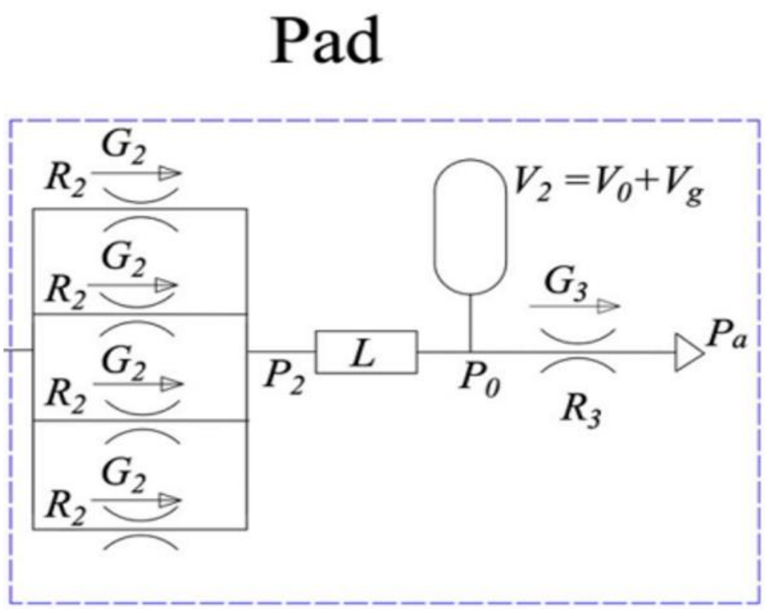


Figura 2.12: schema pneumatico pattino pneumostatico

G_2 è la portata corrispondente che transita attraverso un solo foro di alimentazione della valvola, P_2 è la pressione a valle del foro di alimentazione, P_0 è la pressione media collegata alla pressione P_2 tramite una funzione non lineare. V_2 è il volume del gap di aria sotto il foro di alimentazione sommato al volume della tasca. Il flusso di massa che attraversa la resistenza concentrata R_2 può essere descritto tramite la formula ISO 6358:

$$G_2 = \sqrt{\frac{T_0}{T}} C_2 P_1 \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_2}{P_1} - b}{1 - b}\right)^2} \qquad if \frac{P_2}{P_1} \geq b \tag{2.10}$$

$$G_2 = \sqrt{\frac{T_0}{T}} C_2 P_1 \qquad if \frac{P_1}{P_s} \geq b \tag{2.11}$$

Dove $b = 0.528$ è il rapporto critico delle pressioni assumendo una espansione isoentropica. T_0 e T sono rispettivamente la temperatura di riferimento ($T_0 = 273\ K$) e la temperatura ambiente dell'aria. C_2 è la conduttanza e a differenza di quanto fatto nel paragrafo precedente è necessario considerare oltre alla variazione di sezione trasversale del foro anche la presenza della ragnatura che attraversano i fori di alimentazione. Per considerare questo fenomeno la formulazione proposta è la seguente:

$$C_2 = \frac{0.686}{\sqrt{RT}} c_d (\pi d_p h + w_g h_g) \tag{2.12}$$

Dove $R = 287 \frac{J}{kg\ K}$. Inoltre si ricorda che c_d è il coefficiente di scarico del foro di alimentazione, che è stato ottenuto in [16]. La formulazione proposta è la 2.7 dove Re_a è il coefficiente di Reynold dell'aria compressa che attraversa l'ugello. La formulazione proposta per il numero di Reynolds è la seguente:

$$Re_a = \frac{G_2}{\mu\pi d_p \frac{h_{eq}}{h}} = \frac{G_2 h}{\mu(\pi d_p h + w_g h_g)} \qquad h_{eq} = \frac{\pi d_p h + w_g h_g}{\pi d_p} \tag{2.13}$$

Per caratterizzare invece la portata in uscita dal pattino pneumostatico si può considerare la distribuzione di pressione sotto il pattino sulla base delle equazioni di Reynolds 2D considerando le condizioni di flusso isotermo. In particolare la formulazione nota è la seguente:

$$\frac{dP}{dx} + 12\mu RT \frac{g_x}{Ph^3} = 0 \tag{2.14}$$

$$\frac{dP}{dy} + 12\mu RT \frac{g_y}{Ph^3} = 0 \tag{2.15}$$

Dove g_x, g_y sono le portate per unità di lunghezza lungo le direzioni x e y. Il flusso di massa G_x, G_y in uscita da ogni lato del pattino si puo' ottenere integrando le equazioni di Reynolds ricordando l'ipotesi di distribuzione di pressione lineare all'esterno del rettangolo delimitato dalla scanalatura fino al bordo esterno. Il risultato che si ottiene è il seguente:

$$G_x = \frac{h^3}{12\mu RT} \frac{P_0^2 - P_a^2}{A - a} b \tag{2.16}$$

$$G_y = \frac{h^3}{12\mu RT} \frac{P_0^2 - P_a^2}{B - b} a \tag{2.17}$$

Di conseguenza la portata totale in uscita è pari a:

$$G_3 = 2(G_x + G_y) = \frac{h^3}{6\mu RT}(P_0^2 - P_a^2)\left(\frac{b}{A-a} + \frac{a}{B-b}\right) \tag{2.18}$$

$$G_{out} = 2(G_x + G_y) \tag{2.19}$$

Dove la pressione P_0 è la pressione media all'interno dell'area delimitata dalla ragnatura. La distribuzione di pressione del pattino viene approssimata come costante all'interno del rettangolo delimitato dalla ragnatura e altrove lineare. La pressione P_0 media è calcolata con una formula empirica dipendente dalla pressione P_2 e h espresso in μm:

$$P_0 = f(P_2 - P_a) + P_a = \left(1 - 0.14^{\frac{5}{h}}\right)(P_2 - P_a) + P_a \tag{2.20}$$

L'ultima grandezza fisica da caratterizzare è la capacità di carico che è calcolata considerando sempre l'ipotesi di pressione costante all'interno del rettangolo di alimentazione e di andamento lineare all'esterno. La formulazione proposta è la seguente:

$$F_p = S_{eq}(P_0 - P_a) \qquad S_{eq} = \frac{1}{3}\left[a{\cdot}b + A{\cdot}B + \frac{(A{\cdot}b + a{\cdot}B)}{2}\right] \tag{2.21}$$

Per terminare il modello numerico del pattino risulta necessario determinare il valore della pressione P_0 e P_2. Per determinare questi valori si considera il gap di aria sotto il pattino come un serbatoio di volume V_2. Di conseguenza per calcolare il valore della pressione basta considerare l'equazione di continuità applicata al volume di aria tra il pattino e l'ambiente. Il valore della pressione P_2 di conseguenza può essere pensato come una funzione di $P_1 = f(G_1, G_{out}, V_1)$. L' equazione per caratterizzare la pressione della camera della valvola può essere espressa considerando l'equazione di continuità:

$$4G_2 - G_3 = \frac{1}{RT}\frac{d(P_2V_2)}{dt} \tag{2.22}$$

Dove il volume V_2 è calcolabile con la seguente equazione $V_2 = a{\cdot}b{\cdot}h + \mathrm{w_g}{\cdot}\mathrm{h_g}{\cdot}2{\cdot}(\mathrm{a}+\mathrm{b})$. In questo caso si osserva una dipendenza diretta tra V_2 e h ossia $V_2 = f(h)$ che implica che il volume non è un valore costante ma è dipendente dal tempo. Di conseguenza l'equazione di continuità si semplifica nella seguente formulazione:

$$4G_2 - G_3 = \frac{V_2}{RT}\frac{d(P_2)}{dt} + \frac{a{\cdot}b{\cdot}P_2}{RT}\frac{d(h)}{dt} \tag{2.23}$$

L'utilizzo della valvola ha introdotto una forma di non linearità che rende la capacità di carico una funzione non iniettiva dell'altezza del meato poiché esistono più di una capacità di carico per lo stesso valore. Per tale ragione il valore dell'altezza del meato è calcolato tramite l'equilibrio del pattino imponendo un carico esterno applicato al pattino pari a F_{EXT}. L' equazione di corpo libero può essere così espressa:

$$F_P = F_{EXT} + M\ddot{h} \tag{2.24}$$

Dove M è la massa supportata dal pattino

2.2.3 Linearizzazione delle equazioni

In questo paragrafo si vuole analizzare prima di spiegare nel dettaglio la procedura numerica per risolvere le equazioni precedentemente elencate l'effetto della valvola linearizzando le equazioni del modello proposto in precedenza. Dipendendo dalle condizioni operative e dal set-up iniziale la valvola può compensare variazioni dell'altezza del meato portando il pattino ad ottenere rigidezze statiche positive, negative ed infinite. Partendo dalle condizioni iniziali di lavoro denominate $h_0, F_{p0}, G_{10}, G_{20}, G_{out}, P_{10}, P_{20}, P_{00}, x_0$ si suppone di applicare un incremento di forza sul pattino pari a $F' = F_0 + \Delta F$. A causa di questa variazione di forza nuove condizioni operative di altezza di meato h', P_1', x' sono stabilite:

$$h' = h_0 + \Delta h \tag{2.25}$$

$$P_1' = P_{10} + \Delta P_1 \tag{2.26}$$

$$x' = x_0 + \Delta x \tag{2.27}$$

A causa della dipendenza dei valori di G_2 e F_p dai valori di h e P_1, il nuovo consumo di aria $G_2' = G_2'(P_1, h)$ e la forza portante $F_p'(P_1, h)$ del pattino, linearizzante rispetto alla condizione iniziale di riferimento, sono:

$$G_2' = G_{20} + \frac{\partial G_2}{\partial P_1}\Delta P_1 + \frac{\partial G_2}{\partial h}\Delta h \tag{2.28}$$

$$F_p' = F_{p0} + \frac{\partial F_p}{\partial h}\Delta h + \frac{\partial F_p}{\partial P_1}\Delta P_1 \tag{2.29}$$

Allo stesso modo il flusso di massa che attraversa l'ugello di alimentazione della valvola $G_1' = G_1'(P_1, \Delta x)$ e la distanza ugello membrana $x' = x'(P_1, h)$ del pattino sono:

$$G_1'(\Delta x, P_1) = G_{10} + \frac{\partial G_1}{\partial h}\Delta h + \frac{\partial G_1}{\partial x}\Delta x \tag{2.30}$$

$$x'(P_1) = x_0 + \frac{\partial x}{\partial P_1}\Delta P_1 = x_0 + \frac{\pi d_m^2}{4}\frac{1}{k_m}\Delta P_1 \tag{2.31}$$

Lo scopo di questa analisi è quello di valutare in un intorno della condizione di riferimento l'effetto della valvola di regolazione. Supponendo di applicare un ΔF di forza si calcola il corrispondente effetto sull'altezza del meato Δh. Se si considera il nuovo punto di lavoro e si suppone che vengono raggiunte le condizioni stazionarie e che la valvola e il pattino sono in serie la portata della valvola e la portata in uscita dal pattino sono uguali considerando l'equazione di continuità. Possiamo quindi scrivere $G_1' = G_2'$ che si traduce nella seguente equazione:

$$\frac{\partial G_2}{\partial h}\Delta h + \frac{\partial G_2}{\partial P_1}\Delta P_1 = \frac{\partial G_1}{\partial P_1}\Delta P_1 + \frac{\partial G_1}{\partial x}\Delta x \tag{2.32}$$

Combinando le equazioni 2.29, 2.31, 2.32 che caratterizzano il comportamento del pattino si ottiene il seguente sistema matematico:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_p}{\partial h} & \frac{\partial F_p}{\partial P_1} \\ \frac{\partial G_2}{\partial h} & \frac{\partial G_2}{\partial P_1} - \frac{\partial G_1}{\partial P_1} - \frac{\partial G_1}{\partial x}\frac{\pi d_m^2}{4}\frac{1}{k_m} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \Delta h \\ \Delta P_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Delta F_p \\ 0 \end{pmatrix} \tag{2.33}$$

Risolvendo il sistema rispetto alla variabile $\frac{\Delta F_p}{\Delta h}$ si ottiene:

$$-\frac{\Delta F_p}{\Delta h} = -\frac{\partial F_p}{\partial h} + \frac{\partial F_p}{\partial P_1}\frac{\frac{\partial G_2}{\partial h}}{\frac{\partial G_2}{\partial P_1} - \frac{\partial G_1}{\partial P_1} - \frac{\partial G_1}{\partial x}\frac{\pi d_m^2}{4}\frac{1}{k_m}} \tag{2.34}$$

Che esprime la rigidezza statica del pattino pneumostatico integrato con la valvola. Osservando il risultato ottenuto possiamo constatare che la rigidezza statica è la somma di due termini dove il primo esprime la rigidezza del pattino senza valvola e il secondo termine esprime il guadagno in termini di rigidezza del pattino con l'utilizzo della valvola che è una funzione di P_1 e x. Il denominatore $\frac{\partial G_2}{\partial P_1} -$

$\frac{\partial G_1}{\partial P_1} - \frac{\partial G_1}{\partial x}\frac{\pi d_m^2}{4}\frac{1}{k_m}$ è la causa principale della variazione di rigidezza. Analizzando questo fattore possiamo suddividere in base al valore e al segno del denominatore diverse condizioni:

- $\frac{\partial G_2}{\partial P_1} - \frac{\partial G_1}{\partial P_1} - \frac{\partial G_1}{\partial x}\frac{\pi d_m^2}{4}\frac{1}{k_m} \rightarrow 0$ la rigidezza del pattino tende ad infinito
- $\frac{\partial F_p}{\partial P_1}\frac{\frac{\partial G_2}{\partial h}}{\frac{\partial G_2}{\partial P_1} - \frac{\partial G_1}{\partial P_1} - \frac{\partial G_1}{\partial x}\frac{\pi d_m^2}{4}\frac{1}{k_m}} < 0 \; e \; \left|\frac{\partial F_p}{\partial P_1}\frac{\frac{\partial G_2}{\partial h}}{\frac{\partial G_2}{\partial P_1} - \frac{\partial G_1}{\partial P_1} - \frac{\partial G_1}{\partial x}\frac{\pi d_m^2}{4}\frac{1}{k_m}}\right| > -\frac{\partial F_p}{\partial h}$ il pattino ha una rigidezza negativa.

Con questa semplice analisi in un intorno della condizione di riferimento è stato dimostrato che è possibile tramite la valvola ottenere per determinate condizioni di lavoro e di set-up rigidezze del pattino che possono essere infinite. Allo stesso tempo si è osservato che il pattino può assumere rigidezze anche negative e per tale ragione sarà necessario studiarne la stabilità. Inoltre è evidente come è più importante la compensazione introdotta dalla valvola se il valore della rigidezza della membrana è più piccolo.

2.2.4 Procedura iterativa per risolvere modello numerico pattino

Nei paragrafi precedenti sono state presentate tutte le varie equazioni di portata, di pressione e di forza che caratterizzano il pattino pneumostatico e la valvola di regolazione. Come è stato descritto in precedenza il sistema è stato rappresentato considerando resistenze concentrate e capacità. Per determinare le incognite del sistema proposto è necessario sviluppare una specifica procedura numerica in quanto le equazioni proposte rendono la funzione capacità di carico F_p e il flusso di massa G funzioni non iniettive dell'altezza del meato questo perché ci sono più di una capacità di carico e di portate per uno stesso valore di altezza di meato. Inoltre le equazioni di continuità sono delle equazioni tempo dipendenti e per tale ragione risulta necessario discretizzare tali equazioni. La metodologia proposta è quella di Eulero Esplicito considerando un time step di 10^{-7} secondi. La procedura numerica proposta è suddivisa in due parti:

- Condizioni iniziali: è necessario determinare le condizioni iniziali F_{p0} G_0 P_{0_0} P_{1_0} P_{2_0} h_0 e per fare questo si ipotizza un valore dell'altezza del meato e durante il calcolo si considera questo valore costante, come un input del modello numerico e si procede iterativamente fino a quando le condizioni di convergenza sono contemporaneamente soddisfatte:

$$err_F = \frac{F_p^t - F_p^{t-1}}{F^t} < 10^{-12} \tag{2.35}$$

$$err_G = \frac{G_1^t - G_1^{t-1}}{G_1^t} < 10^{-12} \tag{2.36}$$

- Caratteristiche statiche: le condizioni iniziali F_{p0} G_0 P_{0_0} P_{1_0} P_{2_0}sono utilizzate come input per determinate le caratteristiche statiche. Partendo da queste condizioni iniziali i valori di altezza del meato che garantiscono l'equilibrio del pattino sono risolte iterativamente simulando l'applicazione di uno step di forza. Quando viene raggiuta la condizione di equilibrio che corrisponde a $M\ddot{h} = 0$ e le condizioni di convergenza della procedura numerica sono soddisfatte si possono utilizzare le grandezze trovate come nuove condizioni iniziali per un ulteriore step di forza.

2.2.5 Procedura iterativa per determinare le condizioni iniziali

Il modello del sistema a parametri concentrati è implementato in Matlab utilizzando il metodo di Eulero esplicito e simulando il riempimento delle capacità del sistema. Il riempimento delle capacità è simulando risolvendo le equazioni di Reynold tempo dipendenti ipotizzando uno step temporale (Δt) pari a $10^{-7}\ s$. Il metodo di Eulero esplicito serve per discretizzare le equazioni, si ricordano le assunzioni ti tale metodo:

$$\dot{y}(t) = \frac{dy}{dt} = \frac{y(t+\Delta t) - y(t)}{\Delta t} \tag{2.37}$$

$$\ddot{y}\ (t) = \frac{d\dot{y}(t)}{dt} = \frac{y(t+1) - 2y(t) + y(t-1)}{\Delta t^2} \tag{2.38}$$

Per determinare le condizioni iniziali si considera un valore dell'altezza del meato pari a $h = 4\ \mu m$. Inoltre per poter calcolare le varie grandezze è necessario definire i valori dei parametri di input che caratterizzano le equazioni ovvero: $T = 293\ K$ (Temperatura assoluta di riferimento, $mu = 1.81e^{-5}\,\frac{Ns}{m^2}$ (viscosità dinamica dell'aria a 200°C), $P_a = 1e^5\ Pa$ (pressione ambiente), $P_s = 5.25\ e^5\ Pa$ (pressione assoluta di alimentazione), $x_{bypass} = 12\ \mu m$ (condizione di by-pass ipotizzata), $V_{gap} = h_0 \cdot a \cdot b + w_g \cdot h_g \cdot 2 \cdot (a+b)\ [m^3]$ (volume aria tra pattino e superficie considerando anche la presenza della scanalatura), $d_m = 5.5\ e^{-3}[m]$ (diametro membrana metallica), $k_m = 2.6\ e^5\,\frac{N}{m}$ (rigidezza membrana), $d_v = 0.38\ e^{-3}[m]$ (diametro ugello valvola).
Per poter procedere con il processo iterativo è necessario inizializzare i valori di alcuni parametri quali le pressioni a monte e a valle dei fori di alimentazione, i numeri di Reynolds. In particolare i valori ipotizzati per inizializzare le variabili sono: $P_1 = P_s$, $P_2 = P_s$,$P_0 = P_s$, $Re_{av} = 0$, $Re_a = 0$. L'inizializzazione delle variabili delle condizioni iniziali è necessaria per sviluppare l'intera procedura iterativa infatti basta considerare per esempio l'equazione della pressione P_1:

$$P_1(i+1) = P_1(i) + (G_1(i) - 4G_2(i))dt \cdot R \cdot \frac{T}{V_{monte}} \tag{2.39}$$

Come si osserva dalla formula per poter determinare la pressione $P_1(2)$ nella prima iterazione ($i = 1$), è necessario conoscere la pressione $P_1(1)$ che coincide con quella inizializzata. Avendo definito le condizioni di inizializzazione delle variabili il passo successivo è quello di procedere con il calcolo delle varie grandezze tramite le equazioni precedentemente elencate. La logica e l'ordine da seguire per le varie equazioni è la seguente: calcolo la posizione della membrana, verificando se il valore è inferiore al valore di by-pass, la conduttanza della resistenza pneumatica dovuta al cambio di sezione foro valvola- camera valvola, calcolo la portata che attraversa l'ugello della valvola verificando se si è in condizione di flusso sonico o subsonico, la portata dovuta alla resistenza viscosa e infine risolvo le equazioni tempo dipendenti per il calcolo della pressione della camera della valvola, della pressione di valle del foro di alimentazione del pattino, della pressione media che caratterizza l'area delimitata dalla scanalatura e infine della forza portante. Infine per poter procedere con l'iterazione successiva aggiorno i valori dei numeri di Reynolds e verifico se i limiti di convergenza sono soddisfatti ovvero $err_F = \frac{F_p^t - F_p^{t-1}}{F^t} < 10^{-12}$, $err_G = \frac{G_1^t - G_1^{t-1}}{G_1^t} < 10^{-12}$. Se questi limiti sono soddisfatti fermo le iterazioni altrimenti si continua con il calcolo fino a garantire le condizioni di convergenza. Uno schema della procedura proposta viene riportano nella figura 2.13:

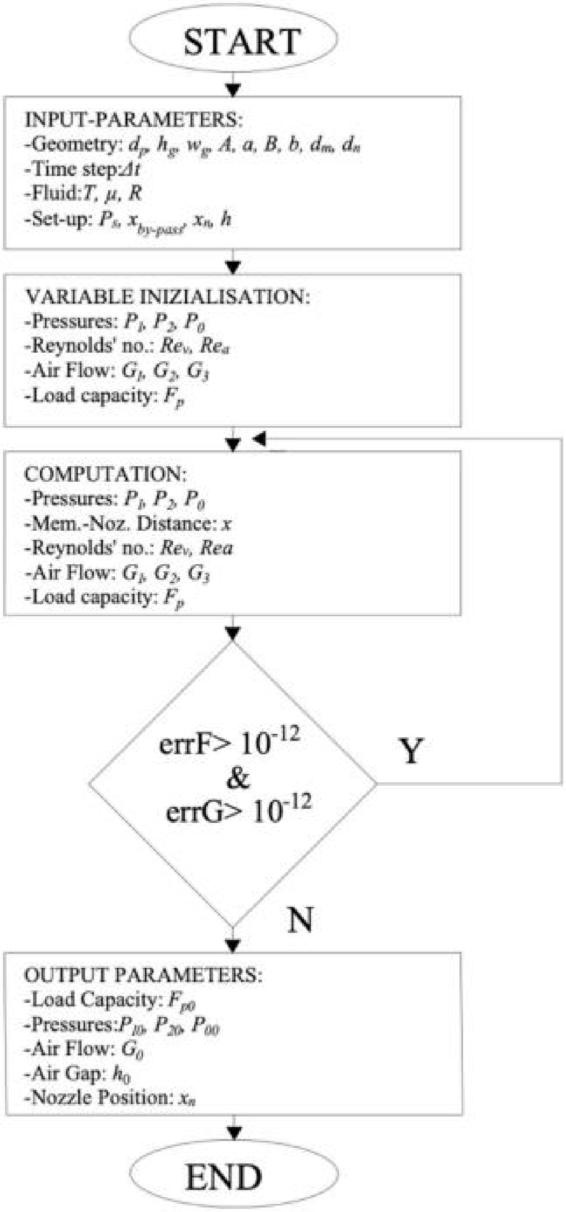


Figura 2.13: procedura iterativa per determinare le condizioni iniziali tratto da [17]

2.2.6 Procedura iterativa per determinare le caratteristiche statiche

Determinate le condizioni iniziali $F_{p0}, P_{10}, P_{20}, P_{00}, G_0, h_0$ si utilizzano questi parametri come input per la seconda parte della procedura iterativa ovvero per determinare le condizioni statiche. Questi parametri definiscono le condizioni iniziali di questa seconda procedura e il valore dell'altezza del meato d'aria che garantisce l'equilibrio del pattino è iterativamente calcolato nel dominio del tempo simulando l'applicazione di uno step di forza ΔF. Date le condizioni iniziali e lo step di forza, la forza esterna applicata sul pattino è calcolata come segue:

$$F_i^{EXT} = F_{p0} + i\Delta F \tag{2.40}$$

Dove $i = 0,1,2,3 \ldots, i_{max}$ è il numero dello step iterativo. In ogni step iterativo il valore di equilibrio dell'altezza del meato è calcolata considerando l'equazione di corpo libero del pattino tramite il metodo di Eulero esplicito ovvero:

$$F^{EXT} = F_p - M\ddot{h} \tag{2.41}$$

Che si traduce tramite il metodo di Eulero esplicito nella seguente equazione nel dominio del tempo:

$$h(t+1) = 2h(t) - h(t-1) + \frac{F_P - F^{EXT}}{M}\Delta t^2 \tag{2.42}$$

dove M è la massa supportata dal pattino calcolabile con la seguente formulazione:

$$M = \frac{F^{EXT}}{g} \tag{2.43}$$

Con g pari all'accelerazione di gravità.
Il flusso logico seguito per le grandezze statiche è molto simile a quello utilizzato per determinare le grandezze iniziali ovvero: si definiscono i parametri di input $F_{p0}, P_{10}, P_{20}, P_{00}, G_0, h_0$ che corrispondono alle condizioni iniziali, si definisce il valore dell'indice i ponendolo pari a 0, si definisce il valore della forza applicata al pattino e si definiscono i parametri fisici dell'aria. Successivamente si calcola la posizione della membrana, e verifico se il valore è inferiore al valore di by-pass, la conduttanza della resistenza pneumatica dovuta al cambio di sezione foro valvola- camera valvola, calcolo la portata che attraversa l'ugello della valvola verificando se si è in condizione di flusso sonico o subsonico, la portata dovuta alla resistenza viscosa e infine risolvo le equazioni tempo dipendenti per il calcolo della pressione della camera della valvola, della pressione di valle del foro di alimentazione del pattino, della pressione media che caratterizza l'area delimitata dalla scanalatura, della forza portante ed infine del valore di equilibrio dell'altezza del meato. Infine si verifica se i limiti di convergenza sono soddisfatti ovvero $err_F = \frac{F_p^t - F_p^{t-1}}{F^t} < 10^{-12}$, $err_G = \frac{G_1^t - G_1^{t-1}}{G_1^t} < 10^{-12}$. Se questi limiti sono soddisfatti le nuove condizioni statiche sono state trovate e per tale motivo è possibile procedere con il calcolo delle nuove condizioni statiche incrementando il valore dell'indice i. Per determinare le nuove condizioni statiche vengono utilizzati come parametri di input le grandezze statiche calcolate nell'iterazione precedente ovvero nell'iterazione $i-1$. Tramite questa procedura è possibile costruire la statica del pattino per tutte le grandezze di interesse. È importante osservare che la discretizzazione e l'intervallo delle curve del pattino dipendono dallo step di forza ΔF ipotizzato e dal numero di step di forza i_{MAX}. Si riporta lo schema del procedimento esposto:

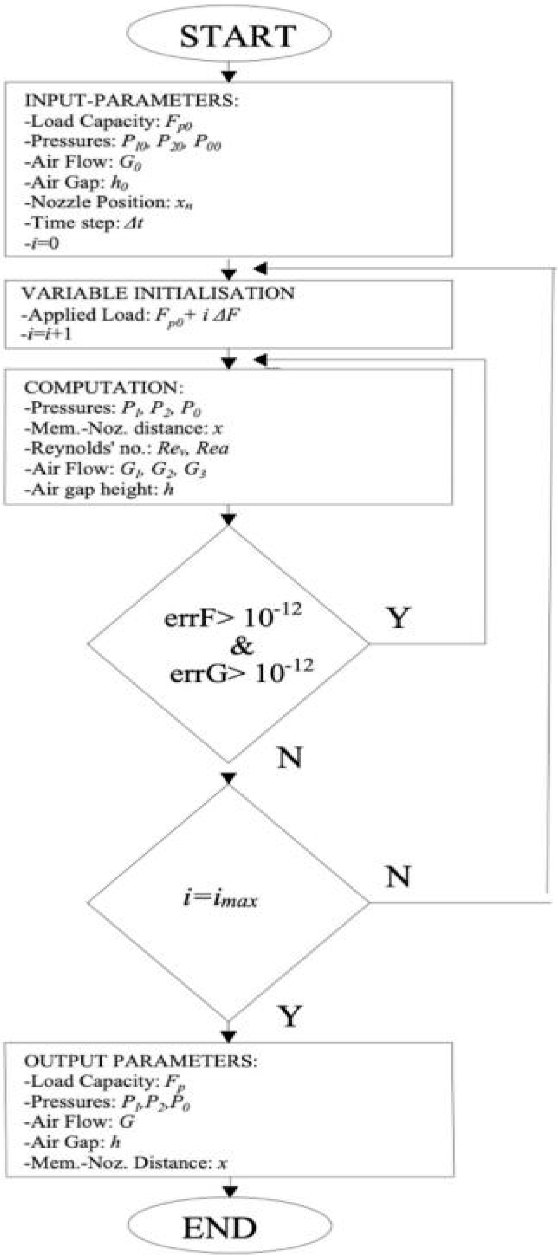


Figura 2.14: procedura iterativa per determinare le caratteristiche statiche tratto da [17]

Confrontando invece i diagrammi di flusso relativi alle condizioni statiche e alle condizioni iniziali si osserva come l'algoritmo di calcolo presenta una struttura molto simile nel definire i parametri di input, nella inizializzazione delle variabili e nella risoluzione delle varie equazioni fino alle condizioni di convergenza. L'unica differenza tra i due algoritmi sta nella definizione di un parametro di input ovvero h per le condizioni iniziali e F_p per le condizioni statiche.

CAPITOLO 3: VALIDAZIONE DEL MODELLO NUMERICO E STUDIO DELLE PRESTAZIONI

In questo capitolo vengono analizzati i risultati sperimentali acquisiti tramite un apposito banco prova per valutare le prestazioni del pattino pneumostatico con e senza valvola di regolazione. I risultati sperimentali acquisiti sono relativi a diverse configurazione della valvola in particolare relative ad una variazione della posizione iniziale dell'ugello di alimentazione. Successivamente è stato utilizzato il modello numerico per confrontare i risultati ottenuti con quelli sperimentali a parità di condizione di set-up della valvola. In questo modo si valuta la fedeltà del modello numerico con quello sperimentale. Inoltre tramite il modello numerico si può analizzare la stabilità del sistema di compensazione proposto, valutando sia il transitorio che porta da una configurazione di altezza di meato ad un'altra sia la dinamica del pattino analizzando la rigidezza dinamica e il coefficiente di smorzamento per valutare la stabilità del pattino. In particolare il pattino viene considerato stabile se il segno del coefficiente di smorzamento è maggiore di zero.

3.1 Descrizione banco prova

Il banco prova utilizzato per determinare le caratteristiche del pattino è quello mostrato in figura 3.1:

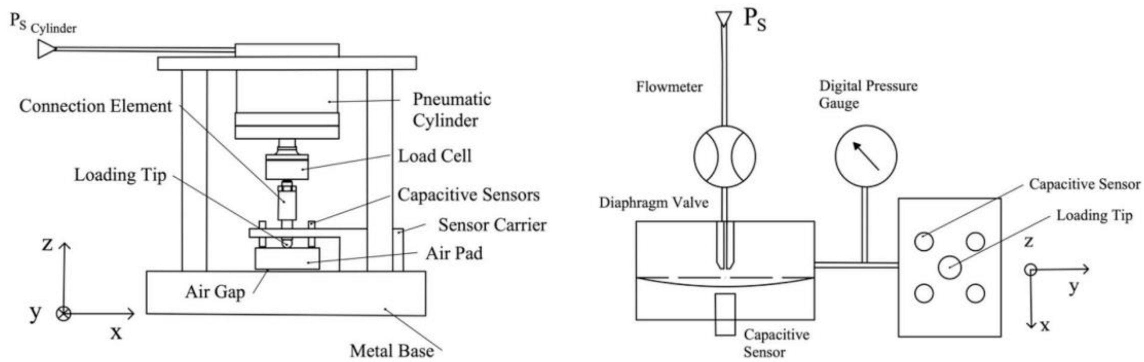


Figura 3.1 schema del banco prova statico tratto da [17]

È composto principalmente da: base metallica, trasduttori di posizione, cilindro pneumatico, cella di carico, puntalino applicazione carico, circuiti di alimentazione pattino e cilindro applicazione forza. Il sistema completo composto da circuito di alimentazione e di scarico del pattino pneumostatico e del banco viene riportato nella figura 3.2:

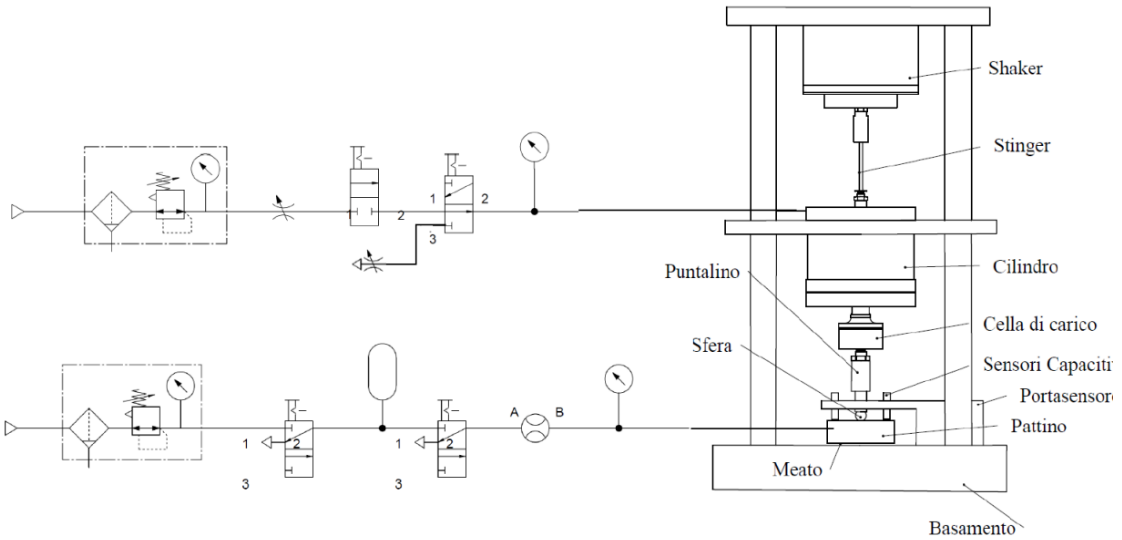


Figura 3.2: banco prova con circuiti di alimentazione e di scarico

Il pattino viene alimentato tramite un circuito in cui è presente un gruppo riduttore-filtro, un serbatoio, due valvole 3-2 a comando manuale con bloccaggio, un flussimetro e un manometro. Il manometro, posto in prossimità del pattino, ne misura la pressione di alimentazione, mentre il flussimetro misura la portata di aria consumata. Il serbatoio serve per ridurre le oscillazioni di pressione di alimentazione al variare della portata e le valvole vengono utilizzate per gestire l'alimentazione del pattino, potendo collegare quest'ultimo alla parte del circuito posto a monte oppure a scarico, e per gestire la pressione nel serbatoio.
Il circuito superiore invece serve per alimentare il cilindro di applicazione del carico ed è composto da un gruppo riduttore e filtro, da una resistenza variabile che regola la portata, da una valvola 2/2 ad azionamento meccanico con bloccaggio, valvola 3/2 ad azionamento meccanico con bloccaggio che permette lo scarico del circuito tramite una resistenza variabile e da un manometro digitale.
A valle del circuito l'aria in pressione entra in un cilindro pneumatico a stelo verticale, in cui la testata superiore è vincolata alle colonne della struttura. Mettendo in comunicazione la camera del cilindro con l'alimentazione la pressione sale generando una forza in direzione verticale che viene trasmetta al pattino tramite un puntalino con estremità sferica. Tra quest'ultimo componente e lo stelo viene montata una cella di carico per registrare la forza trasmetta al pattino. Per poter determinare il valore del meato sono stati utilizzati dei sensori capacitivi sollevati rispetto al pattino in prova per mezzo di un porta-sensore fissato a basamento. Questi sensori rilevano la distanza che intercorre tra essi e il pattino permettendo di calcolare il valore di meato in funzione delle condizioni di funzionamento. Sono inoltre presenti nel sistema due componenti aggiuntivi, posizionati nella parte superiore dello stelo passante del cilindro pneumatico; essi sono necessari per sottoporre il pattino ad una forza variabile nel tempo secondo una legge imposta in modo da studiarne il comportamento dinamico. È presente uno shaker che ha il compito di aggiungere la componente di forza variabile nel tempo secondo una legge prestabilita e imposta dal generatore di segnale; essa si somma alla componente statica dovuta alla pressione nel cilindro. È presente, inoltre, uno stinger che trasmette la componente dinamica della forza allo stelo del cilindro e che disaccoppia i modi di vibrare dei due sistemi cosicché la risposta dinamica del pattino venga influenzata il meno possibile dall'introduzione dello shaker. Infine, viene utilizzato un elemento di sicurezza che limita la possibilità di movimento dello stelo in modo da evitare situazioni indesiderate, quali il contatto tra puntalino e basamento qualora non fosse presente il pattino.

3.2 Risultati sperimentali: Capacità di carico-Portata

Il primo risultato sperimentale che si riporta è quello relativo alla relazione che si ottiene tra forza portante e altezza del meato al variare della posizione iniziale dell'ugello confrontati con le prestazioni del pattino in assenza di valvola di regolazione. I risultati ottenuti sono riportati in figura 3.3, 3.4, 3.5 e sono stati forniti da [17]:

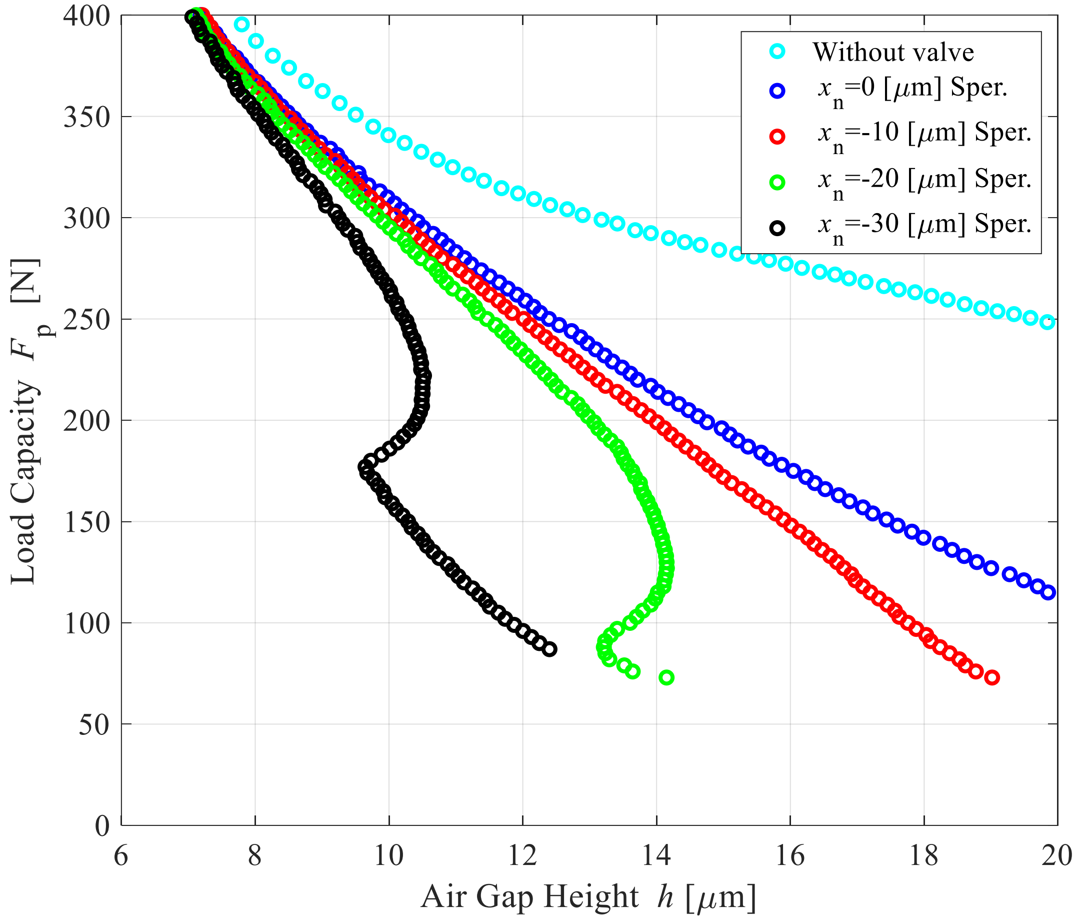


Figura 3.3: caratteristiche statiche del pattino al variare della posizione dell'ugello e in assenza della valvola

Le curve sperimentali sono state ottenute tutte alla medesima pressione di alimentazione di 5.25 bar. Inoltre per valutare sperimentalmente l'efficacia della soluzione proposta vengono valutate le prestazioni del pattino con posizioni iniziali dell'ugello variabili pari a x_n= 0 μm, -10 μm, -20 μm, -30 μm e vengono confrontate con quelle ottenute in assenza della valvola di regolazione. In prima analisi possiamo osservare come le curve ottenute in presenza della valvola di regolazione sono notevolmente differenti da quella senza valvola di regolazione. Queste differenze implicano un differente comportamento statico del pattino pneumostatico: 1) Variazione capacità di carico massima: la presenza della valvola di regolazione è causa di una diminuzione della capacità di carico massima del pattino. In particolare si osserva che il pattino senza valvola ha la capacità di carico maggiore e diminuendo il valore della posizione dell'ugello di alimentazione della valvola la capacità di carico diminuisce. 2) Variazione rigidezza: la presenza della valvola di compensazione causa un aumento della rigidezza del pattino in tutte le condizioni. Tuttavia si osserva che la regolazione della valvola è evidente nel caso di

x_n= -20 μm, -30 μm. In queste due condizioni di posizione dell'ugello è possibile identificare partendo da valori di altezza di meato alto 3 zone differenti: zona di by-pass, zona di regolazione e zona di saturazione. Per comprendere il comportamento del pattino in queste tre zone si riporta il grafico 3.4 sperimentale che lega la pressione P_1 della camera della valvola allo spostamento della membrana:

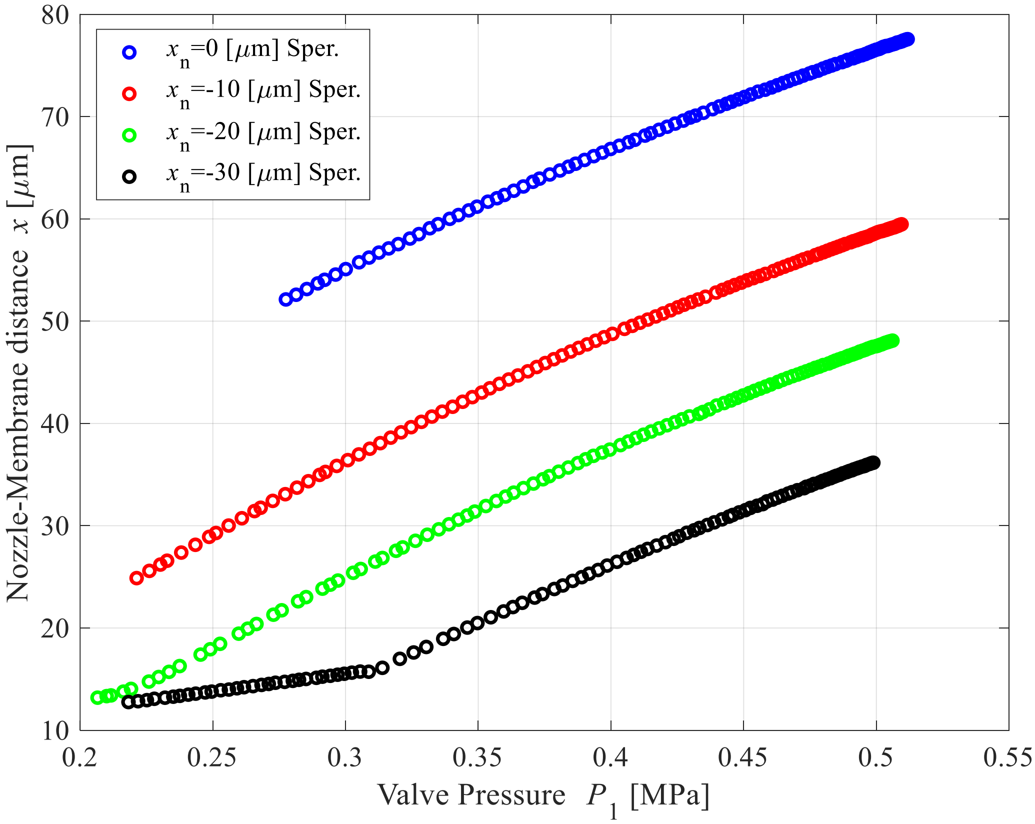


Figura 3.4: relazione pressione posizione ugello-membrana

By-pass: in questa zona la valvola si comporta come una resistenza pneumatica lineare. Il carico applicato sul pattino genera una pressione P_1 che non è sufficiente a creare una ben definita zona tra l'ugello e la membrana a causa del precarico iniziale imposto. Di conseguenza l'aria fornita al pattino pneumostatico è dovuta a piccole perdite di aria causate da piccole deformazioni locali della membrana che non consentono la completa chiusura dell'ugello della valvola. Il valore di pressione tale per cui questa zona termina non è lo stesso per le quattro configurazioni considerate: per x_n= -30 μm la pressione di fine zona by-pass è di circa 3.2 bar, per x_n= -20 μm la pressione è di circa 2.3 bar, per x_n= -10 μm, 0 μm la zona di by-pass non è presente. Questo comportamento è imputabile al diverso precarico della membrana: se la posizione dell'ugello diminuisce il precarico della membrana aumenta e di conseguenza è necessaria una pressione maggiore per aprire l'ugello che risulta tappato dalla membrana stessa. Per valutare la quantità di aria diretta al pattino si può considerare una distanza ugello membrana costante e in questo caso pari a 12 μm che coincide con il valore di altezza di meato di inizio regolazione.

Regolazione della valvola: aumentando la forza che agisce sul pattino si osserva un incremento della distanza ugello membrana e della pressione della camera della valvola. La curva che lega pressione e spostamento della membrana è quasi lineare. La valvola non è più in zona di by-pass ma è in regolazione, la pressione della camera della valvola è in grado di vincere il precarico della membrana. In questo tratto si ottengono i maggiori valori di rigidezza del pattino pneumostatico se la configurazione dell'ugello e la rigidezza della membrana sono opportunamente scelte. Se questi due parametri non sono opportunamente scelti l'effetto di compensazione può essere eccessivo, come nel caso di x_n = -20 μm, -

30 μm, o poco, come nel caso di x_n = 0 μm, -10 μm. Analizzando nel dettaglio la zona di regolazione è evidente come l'effetto della valvola è assente per valori della posizione ugello-membrana superiori a -10 μm. Inoltre la zona di regolazione si sposta per valori dell'altezza di meato più bassi al diminuire della posizione iniziale ugello-membrana e di conseguenza la zona di regolazione inizia per valori di pressione P_1 più bassi al diminuire della posizione iniziale dell'ugello.

zona di saturazione: se la forza applicata al pattino è più elevata rispetto alle condizioni precedenti la pressione nella camera della valvola e di conseguenza la distanza membrana ugello crescono. Se la distanza diventa eccessiva la valvola non è più in grado di regolare. In questo tratto il pattino si comporta come se la valvola fosse assente.

In conclusione possiamo affermare che da questa analisi sperimentale è emerso come le prestazioni del pattino subiscono delle variazioni grazie alla valvola ed inoltre queste prestazioni sono strettamente dipendenti dal set-up della valvola stessa. In particolare il parametro in questo paragrafo considerato è la posizione dell'ugello: diminuendo la posizione dell'ugello aumenta il precarico della membrana e la valvola regola di più permettendo di raggiungere rigidezze statiche infinite. Tuttavia se la posizione iniziale dell'ugello diventa molto piccola la valvola regola eccessivamente causando dei tratti con rigidezza negativa. Al contrario se la posizione iniziale dell'ugello è troppo grande la compensazione è poca. Nell'analisi riportata è evidente come i valori di posizione dell'ugello ipotizzati non permettono di ottenere delle compensazioni adeguate in quanto nel caso di x_n= 0, -10 μm la compensazione risulta essere poca mentre nel caso di x_n= -20 μm, -30 μm la compensazione risulta essere eccessiva infatti la curva è caratterizzata da una pendenza maggiore di zero. Per quanto riguarda invece le curve sperimentali della portata i risultati ottenuti sono riportati in figura 3.5:

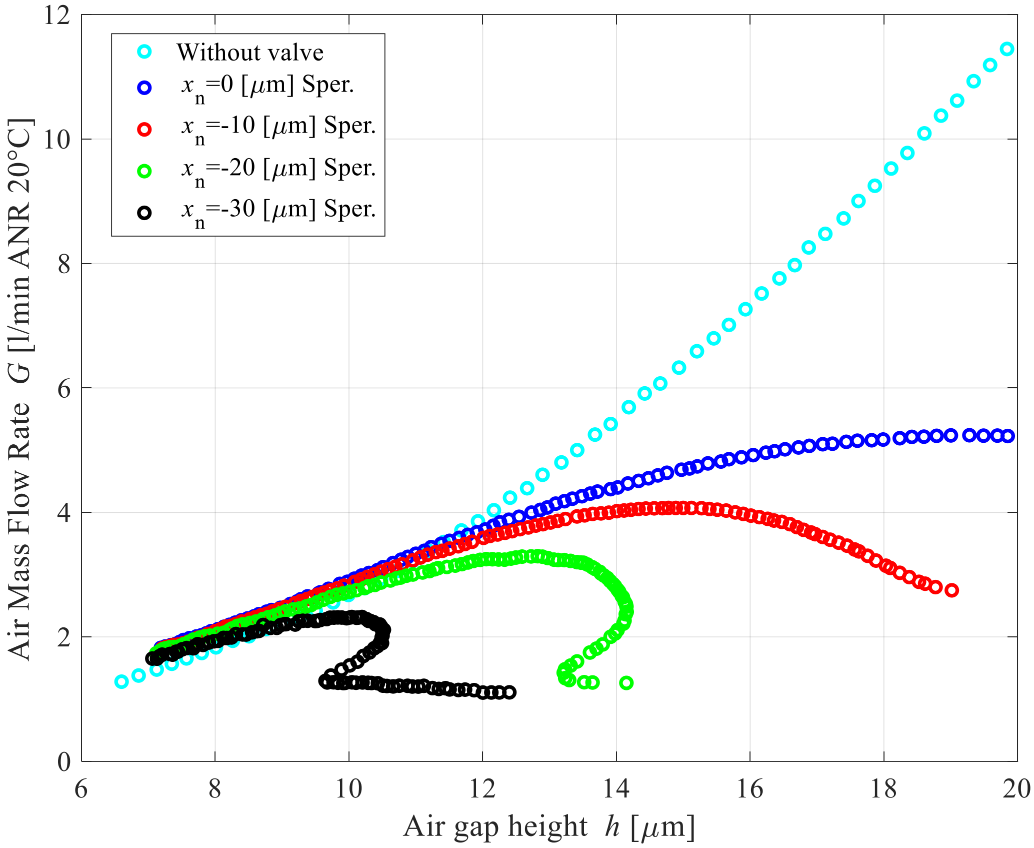


Figura 3.5: Consumo di portata al variare dell'altezza del meato

Il grafico 3.5 riportato esprime la relazione portata-altezza del meato. Come si osserva dalla figura 3.5 il consumo di aria compressa del pattino con la valvola si riduce rispetto al consumo di aria compressa del pattino senza valvola. In particolare più la posizione iniziale dell'ugello diminuisce minore è il consumo di aria compressa. Nel caso di pattino senza valvola la curva consumo di aria altezza del meato è caratterizzata da una pendenza sempre crescente aumentando l'altezza del meato che implica che se aumenta il valore dell'altezza del meato aumenta il consumo di aria compressa. Nel caso di pattino con valvola invece l'andamento è differente. Anche per la portata è possibile identificare le tre zone caratteristiche descritte in precedenza: nella zona di by-pass il consumo di portata cresce leggermente al diminuire dell'altezza del meato causando un amento della pressione nella camera della valvola ma non essendo ancora tale da riuscire a vincere il precarico della membrana. Quando la pressione raggiunge un valore tale da riuscire a vincere il precarico la valvola entra in regolazione causando un incremento di portata. In particolare la portata cresce al diminuire dell'altezza del meato e all'aumentare della posizione ugello-membrana. Quando la distanza ugello-membrana diventa elevata la valvola entra in saturazione. In questo punto si ottiene il massimo consumo di portata per poi tornare a diminuire al decrescere dell'altezza del meato e all'aumentare della posizione ugello-membrana.

3.3 Confronto risultati sperimentali-modello numerico

Determinato il comportamento sperimentale della valvola e del pattino compensato si valutano gli andamenti ottenuti sperimentalmente con quelli ottenuti numericamente. Se il confronto permette di validare il modello presentato si può utilizzare il modello numerico per valutare le prestazioni del pattino al variare di alcuni parametri caratteristici della valvola quali ad esempio la pressione di alimentazione e la rigidezza della membrana. In figura 3.6 viene riportato il confronto numerico della capacità di carico in funzione dell'altezza del meato al variare della posizione iniziale dell'ugello:

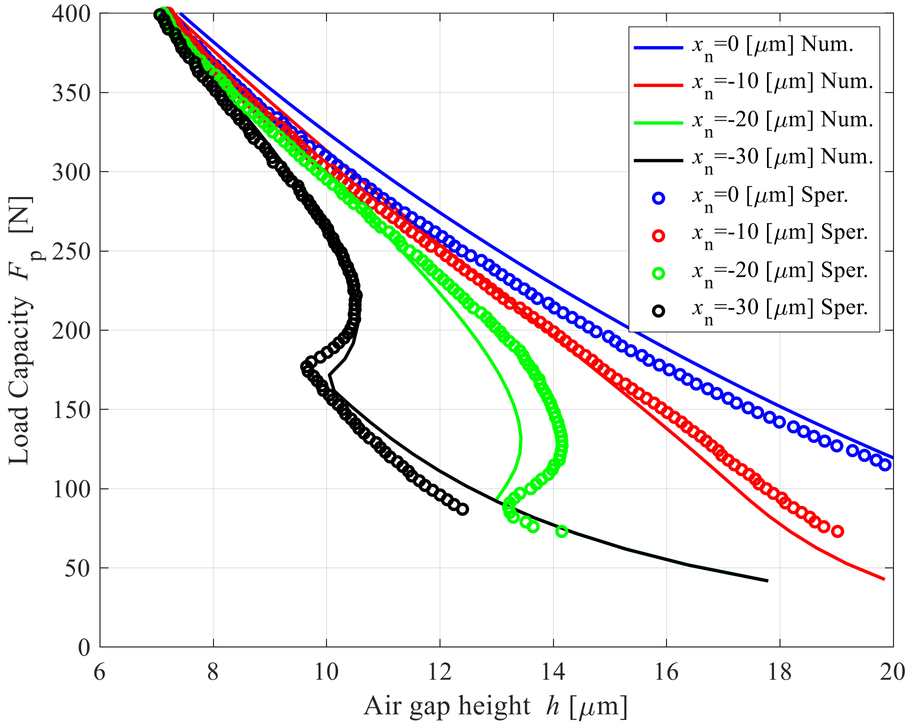


Figura 3.6: confronto risultati statici sperimentali e numerici capacità di carico

In generale possiamo osservare nelle curve con posizione dell'ugello pari a 0, -10 µm che il modello numerico e il modello sperimentale hanno delle curve con un andamento molto simile e sovrapponibile. Nelle curve con posizione dell'ugello pari a -20 µm, -30 µm il modello numerico e il modello sperimentali sono perfettamente sovrapponibili per le zone di saturazione e di regolazione. Mentre per la zona di by-pass il modello mostra un certo discostamento dalla curva sperimentale. Una delle possibili cause di questo comportamento può essere compresa analizzando la figura 3.7:

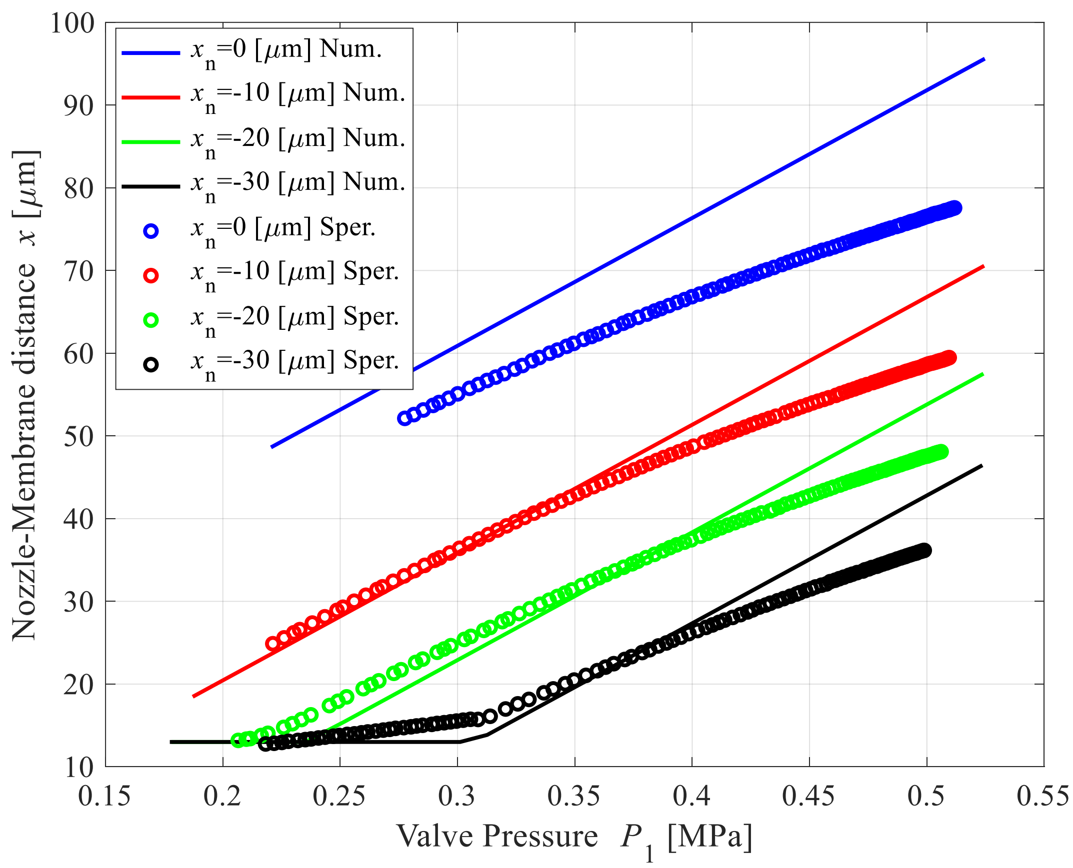


Figura 3.7: confronto risultati sperimentali e numerici posizione membrana-pressione P_1

La figura 3.7 riporta il grafico della relazione tra pressione P_1 della camera della valvola e lo spostamento x del diaframma stesso. Dal punto di vista del confronto modello dati sperimentali si osserva un certo discostamento tra le curve. Il motivo principale è dovuto alla modellizzazione del by-pass. In particolare osservando la curva con x_n= -30 µm si può notare il seguente fenomeno: nella curva numerica è presente per valori di pressione basse un tratto costante dovuto al fenomeno del by-pass introdotto mentre nella curva sperimentale l'andamento dello spostamento x della membrana risulta essere leggermente differente ovvero non risulta essere del tutto indipendente dalla pressione della camera della valvola. Questa differenza è dovuta alla difficoltà di modellizzare il fenomeno del by-pass. Infatti come descritto nei paragrafi precedenti la portata che transita in condizione di bassa pressione nella camera è dovuta esclusivamente a fenomeni locali che causano l'apertura del diaframma della valvola stessa. In conclusione il modello può essere migliorato per caratterizzare al meglio la risposta statica, ma i risultati che forniscono possono essere certamente utilizzati per analizzare il comportamento del pattino pneumostatico al variare di alcuni parametri. Per quanto riguarda il consumo di portata i risultati che si ottengono sono riportati in figura 3.8 e 3.9.

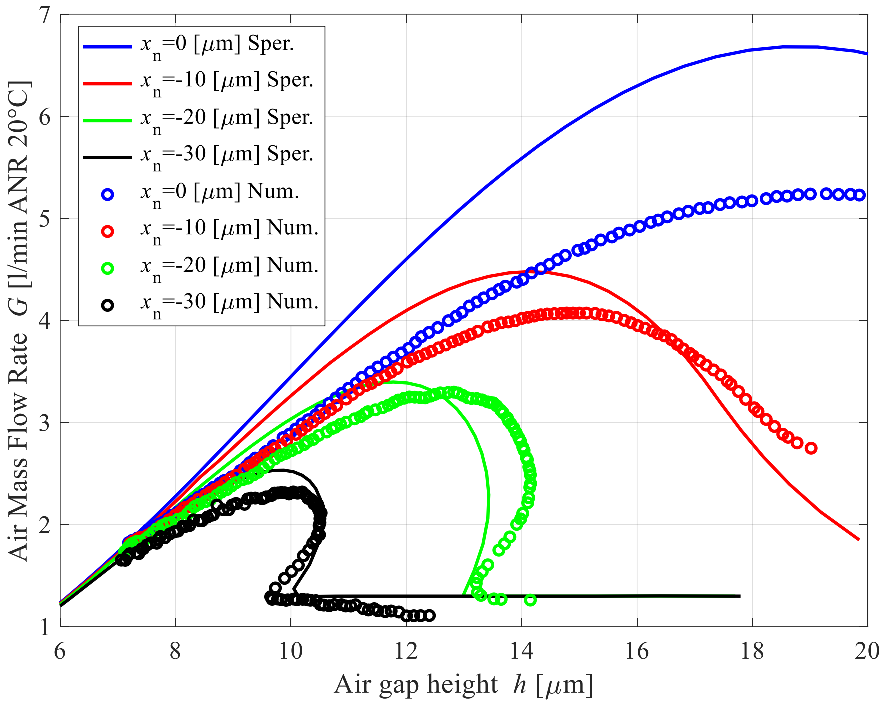


Figura 3.8: confronto risultati statici sperimentali e numerici portata al variare di h

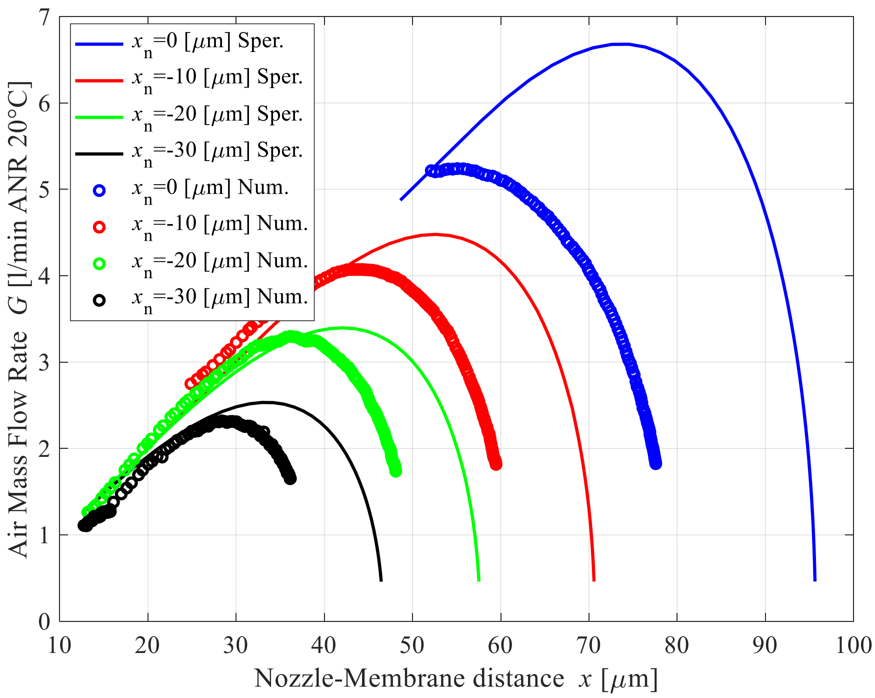


Figura 3.9: confronto risultati statici sperimentali e numerici portata al variare di x

3.3.1 Analisi parametrica al variare della rigidezza della membrana

Validato il modello numerico è possibile svolgere un'analisi numerica al variare di alcuni parametri caratteristici della valvola. Il parametro che si considera in questo paragrafo è la rigidezza della membrana considerando costante il valore della posizione iniziale dell'ugello x_0= -25 µm ed una distanza di by-pass $x_{by\text{-}pass}$= 12 µm. I risultati ottenuti sono riportati in figura 3.10 e 3.11:

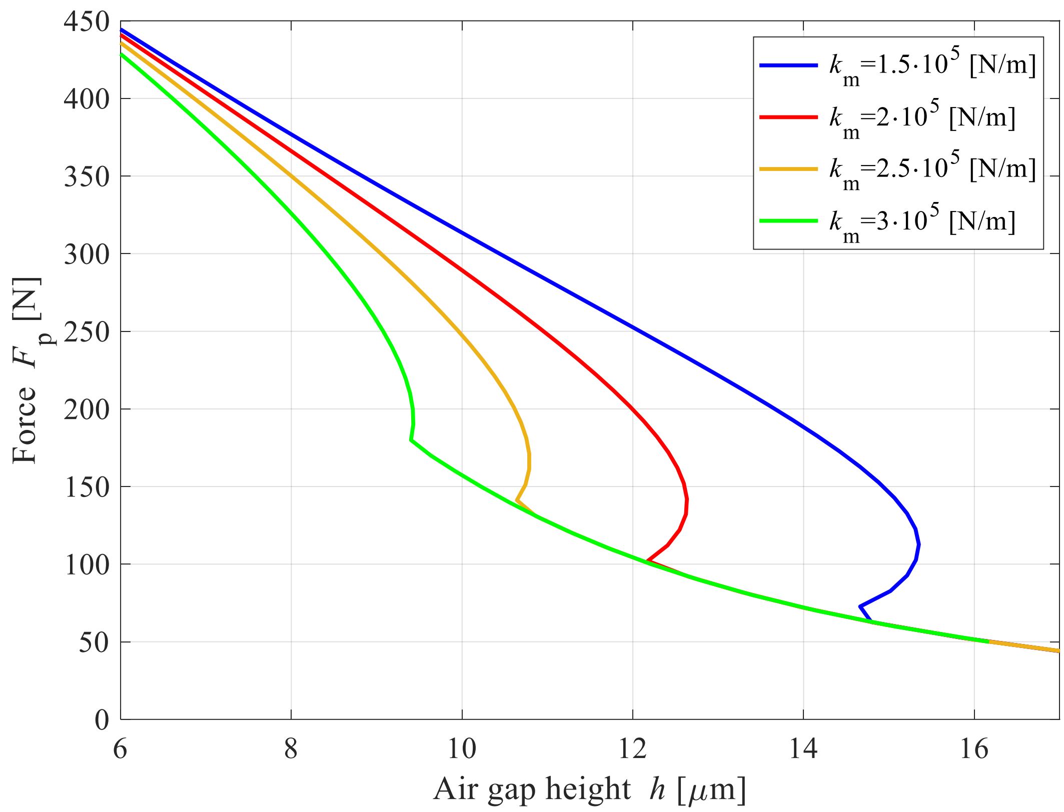


Figura 3.10: analisi capacità di carico al variare della rigidezza della membrana

Nella figura 3.10 viene riportato il risultato numerico relativo alla forza in funzione dell'altezza del meato al variare della rigidezza della membrana ed inoltre i risultati della rigidezza statica. In generale possiamo osservare come: 1) La capacità di carico massima del pattino è indipendente dalla rigidezza della membrana. 2) Per rigidezze della membrana più elevate il valore massimo della rigidezza del pattino pneumostatico è più grande come si può osservare in dettaglio nella figura 3.11. 3) Se la rigidezza della membrana non è opportunamente selezionata l'effetto della compensazione può essere eccessivo o poco. 4) All' aumentare della rigidezza della membrana l'altezza di meato tale per cui la valvola entra in regolazione si sposta verso valori più bassi. Questo è spiegabile considerando che all'aumentare della rigidezza della membrana elastica per superare la zona di by-pass e quindi per aprire la valvola è necessaria una pressione di accumulo della valvola maggiore. Per confermare questo basta considerare la figura 3.11

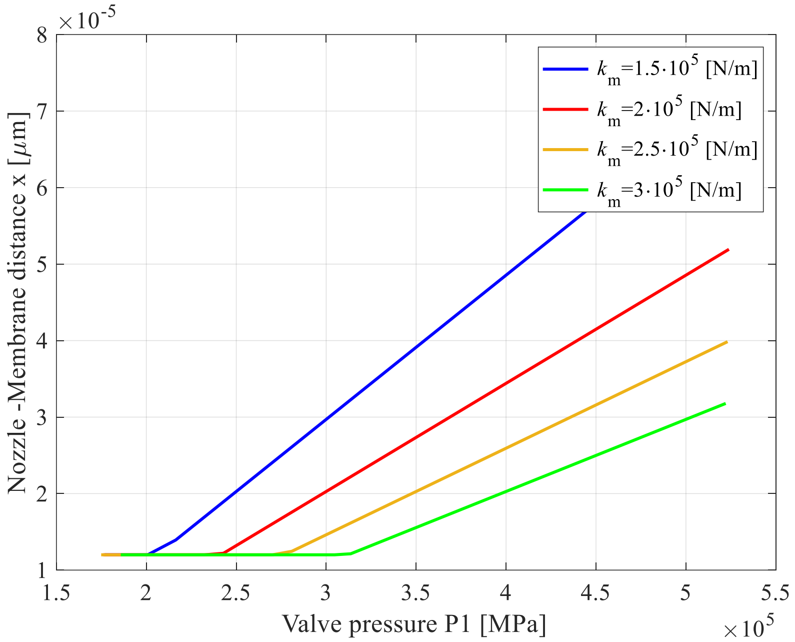


Figura 3.11: distanza ugello membrana al variare della pressione P1

In conclusione possiamo osservare che per la posizione iniziale dell'ugello ipotizzata è possibile identificare la rigidezza della membrana della valvola che permette di ottenere rigidezze statiche infinite ed in particolare il valore della rigidezza ottenuto è pari a $3 \cdot 10^5$ N/m. Mentre per i restanti valori di rigidezza della membrana si ottiene una compensazione eccessiva e le curve sono caratterizzate da una pendenza della retta tangente positiva che implica che il pattino ha rigidezze negative. Allo stesso tempo però aumentando la rigidezza della membrana rispetto alle altre configurazioni si è ottenuto una zona di regolazione più ristretta. Per quanto riguarda la portata i risultati che si ottengono sono i seguenti riportati in figura 3.12:

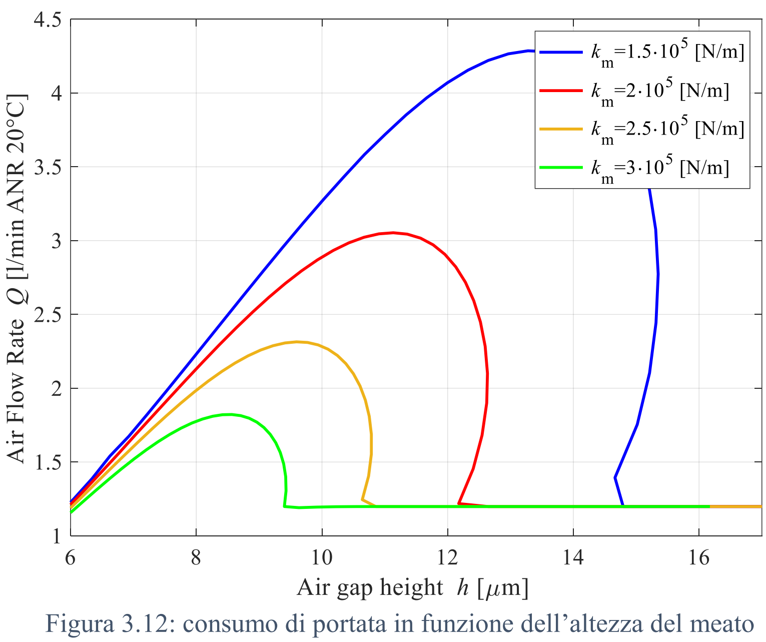


Figura 3.12: consumo di portata in funzione dell'altezza del meato

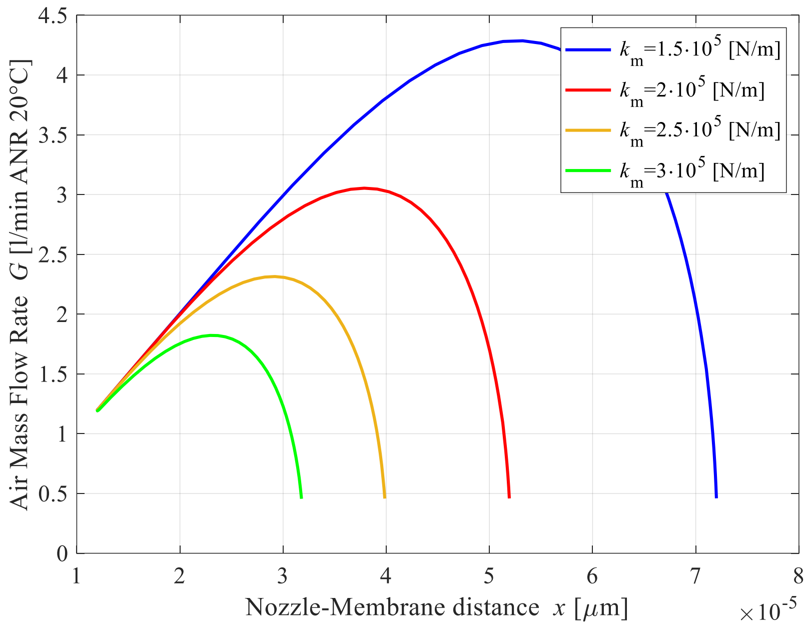


Figura 3.13: consumo di portata in funzione della posizione relativa ugello membrana

Per la portata valgono le seguenti considerazioni: 1) Aumentare la rigidezza causa una diminuzione del consumo di portata per ogni valore di altezza; 2) Nel tratto di by-pass si ottiene un consumo di portata costante e indipendente dalla rigidezza della membrana. L'unica differenza tra le varie curve è dovuto al valore di altezza di meato di fine by-pass. Come detto in precedenza se la rigidezza della membrana è maggiore la fine della zona di by-pass avviene per valori di altezza di meato inferiori. 3) Terminata la zona di by-pass inizia la zona di regolazione. In questa zona si ha il massimo consumo di portata che si ottiene in corrispondenza del punto con massima rigidezza statica. Inoltre si osserva che maggiore è la rigidezza della membrana minore è il massimo consumo di portata; 4) Al diminuire della rigidezza della membrana la zona di regolazione si allarga in termini di valori di altezza del meato. 5) Terminata la zona di regolazione la valvola entra in saturazione e il consumo di portata tende ad un asintoto obliquo per tutte le configurazioni di membrana.

3.3.2 Analisi parametrica al variare della pressione di alimentazione

Il secondo parametro che viene variato è la pressione di alimentazione. I risultati che si ottengono sono i seguenti:

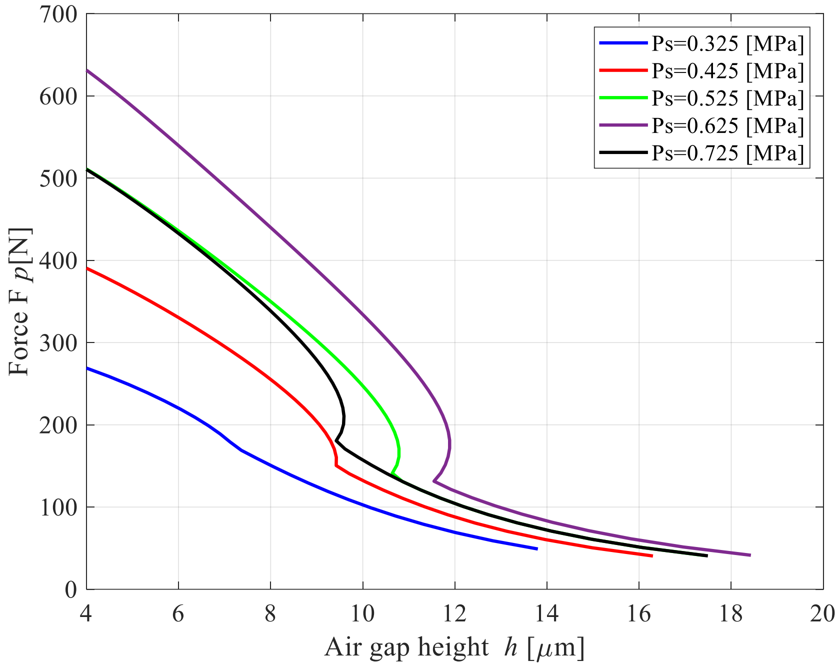


Figura 3.14: Forza in funzione della pressione di alimentazione e dell'altezza del meato

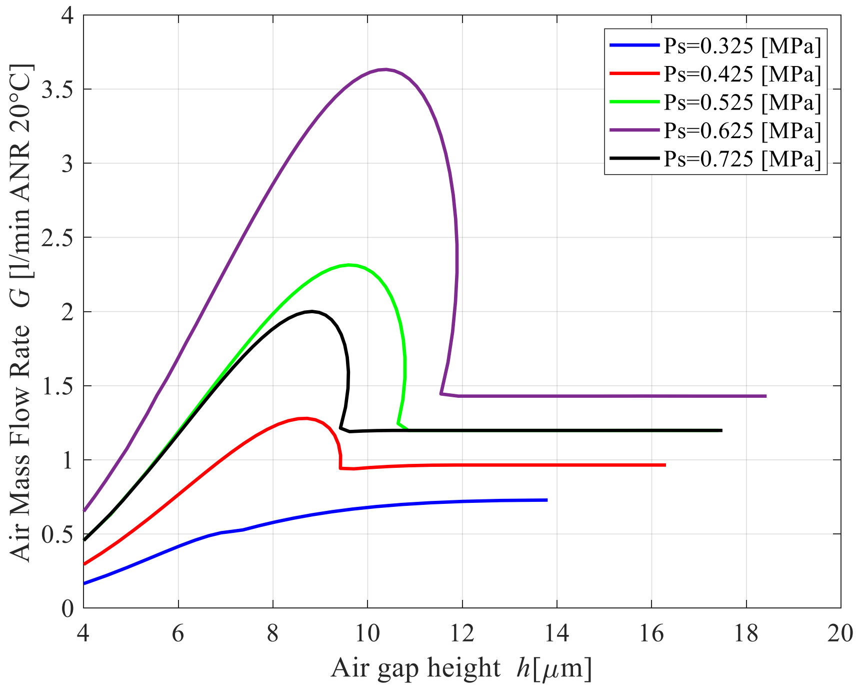


Figura 3.15: Portata in funzione della pressione di alimentazione e dell'altezza del meato

In generale osservando i risultati del grafico del carico portante possiamo osservare i seguenti fenomeni: 1) Aumentare la pressione di alimentazione causa un aumento della capacità di carico massimo. In particolare la capacità di carico del pattino passa da 290 N a 630 N con un incremento di 340 N. Questo è sempre valido ma esiste un limite oltre il quale la capacità di carico non aumenta. In particolare nella figura 3.14 si osserva che aumentare la pressione di alimentazione da 6.25 bar a 7.25 bar causa una diminuzione della capacità di carico. 2) Se la pressione di alimentazione è troppo bassa la valvola non entra in regolazione e questo è spiegabile pensando che una pressione troppo bassa non è in grado di aprire la membrana, al contrario aumentando la pressione di alimentazione la valvola entra in regolazione. 3) Se la pressione di alimentazione è tale da far intervenire la valvola in regolazione, si ottiene un tratto della curva con una pendenza della retta tangente verticale. Questo implica come detto nei paragrafi precedenti che si ottiene un tratto della curva con rigidezza infinita. 4) All' aumentare della pressione di alimentazione l'altezza di meato tale per cui la valvola entra in regolazione si sposta verso valori più elevati. Di conseguenza il tratto con rigidezza infinita si sposta verso valori di meato maggiori con pressioni di alimentazione maggiori. 5) Inoltre come per la variazione della posizione dell'ugello di alimentazione si osserva come all'aumentare della pressione di alimentazione il grafico non è più caratterizzato da una pendenza della tangente verticale, ma la curva presenta un tratto con rigidezza negativa e un tratto con rigidezza positiva. Valgono considerazioni analoghe a quelle fatte nei paragrafi precedenti: aumentando la pressione di alimentazione diminuisce la rigidezza del pattino pneumostatico ma al tempo stesso aumenta la zona di regolazione di forze. Per la portata sono valide considerazioni analoghe: 1) Aumentare la pressione di alimentazione causa un aumento di portata fino ad un limite fissato a 6.25 bar. 2) La curva con valore di pressione di alimentazione pari a 3.25 bar non presente il fenomeno della zona di regolazione. 3) Il consumo di portata nella zona di bypass è costante e indipendente dall'altezza del meato. Questo è dovuto al fenomeno del by-pass descritto nei paragrafi precedenti. Inoltre l'altezza del meato in cui inizia il fenomeno del by-pass è strettamente dipendente dalla pressione di alimentazione. In particolare all'aumentare della pressione di alimentazione il fenomeno del by-pass inizia per valori dell'altezza del meato maggiori.

In conclusione possiamo affermare che data una configurazione di set-up della valvola è possibile variando la pressione di alimentazione del pattino ottenere delle rigidezze statiche infinite. In particolare definita la configurazione della valvola che porta la valvola a regolare eccessivamente, si può diminuire la pressione di alimentazione per ottenere rigidezze statiche infinite, per diminuire il consumo di aria compressa ma al tempo stesso si diminuisce notevolmente la capacità di carico del pattino e si diminuisce la zona di regolazione.

3.4 Step force test bench

Terminata la caratterizzazione statica del pattino sono stati eseguiti test di step di forza per valutare la capacità di compensazione del sistema proposto e per provare la stabilità del pattino quando mostra rigidezze statiche negative. La figura 3.16 mostra uno schema della configurazione meccanica del banco usato.

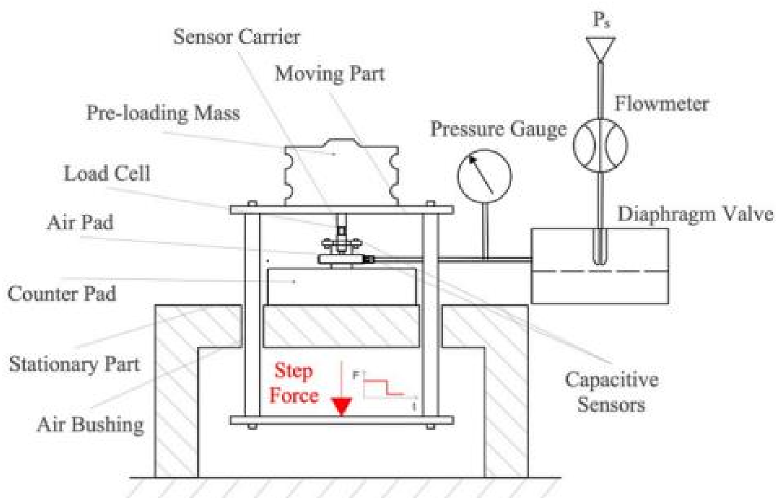


Figura 3.16: banco prova step force tratto da [17]

La rigidezza della membrana della valvola scelta è pari a $1.15 \cdot 10^5$ N/m e la posizione iniziale dell'ugello è pari a -17.5 μm. È stato ipotizzato questo valore di rigidezza poiché come descritto nel paragrafo precedente se il valore della rigidezza della membrana è piccolo il pattino ha zone di regolazione maggiori e mostra il tratto con rigidezza negativa. Si riporta prima di procedere con l'analisi della risposta ad un gradino di forza i risultati statici ottenuti sia numericamente che sperimentalmente:

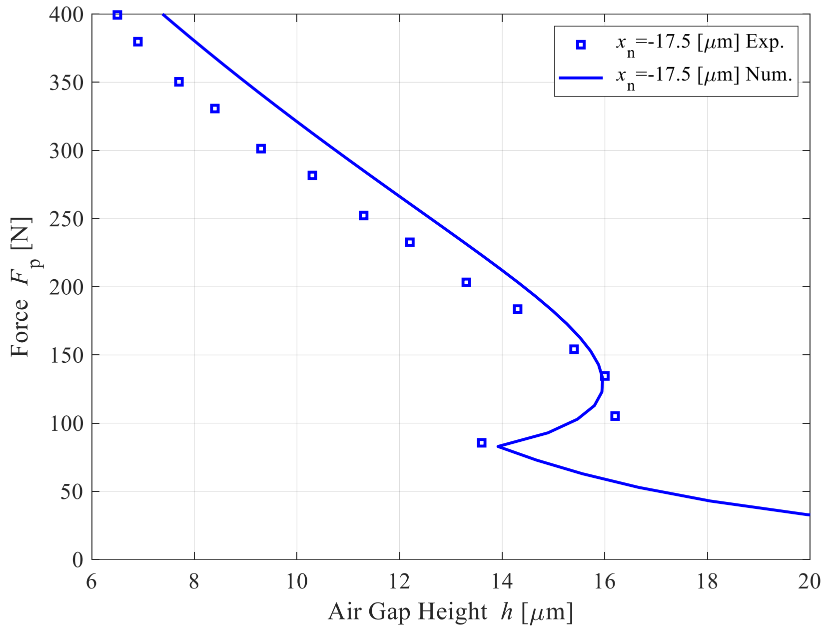


Figura 3.17: Forza portante in funzione dell'altezza del meato

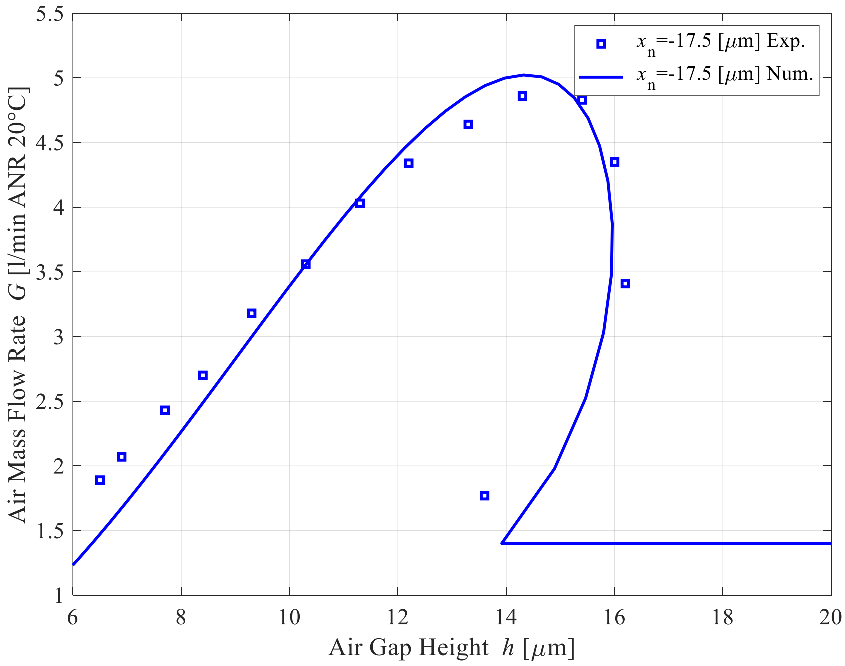


Figura 3.18: Consumo di portata in funzione dell'altezza del meato

Come si osserva dal grafico 3.17 il pattino pneumostatico per altezze del meato comprese tra 14 μm < h < 16 μm ha un tratto con rigidezza negativa e uno con rigidezza positiva. La capacità di compensazione della valvola viene valutata in un intorno del punto di lavoro di 16 μm e si impone un gradino di forza negativo di -20 N. I risultati numerici e sperimentali che si ottengono in termini di risposta di forza e di altezza di meato sono i seguenti:

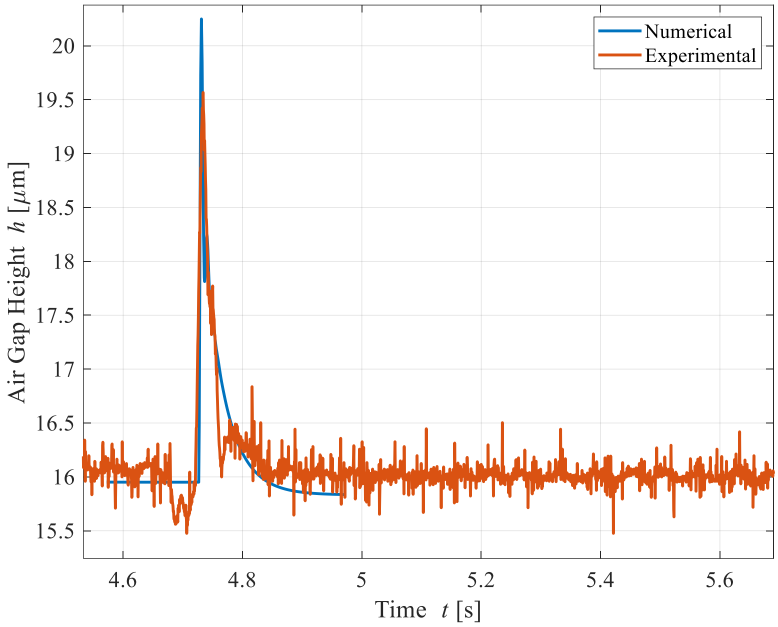


Figura 3.19: Risposta al gradino di forza altezza del meato per rigidezza infinita

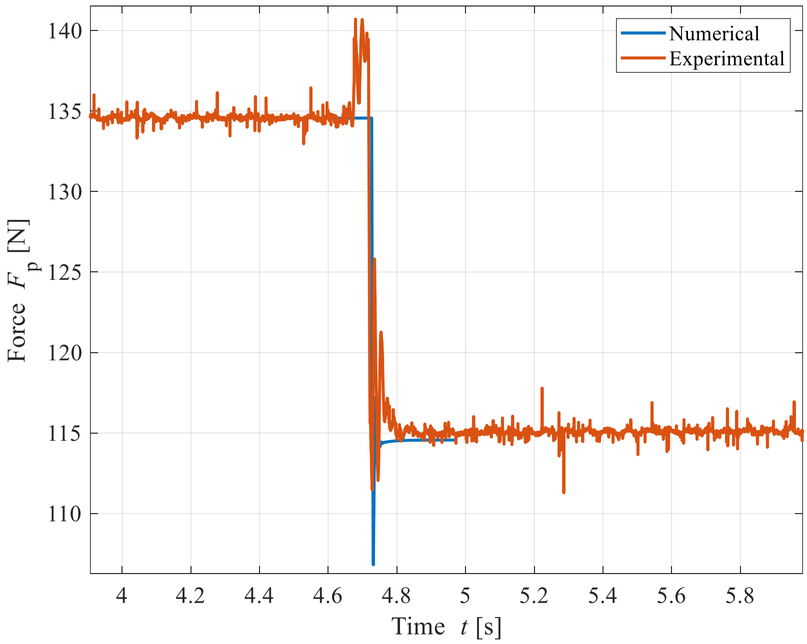


Figura 3.20: Risposta al gradino di forza per rigidezza infinita

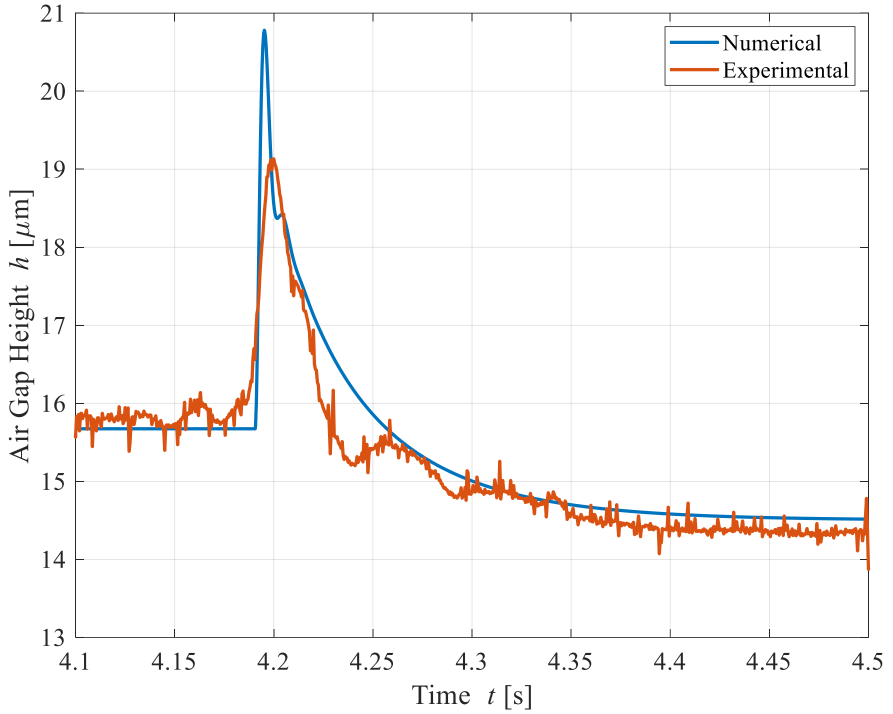


Figura 3.21: Risposta al gradino di forza altezza del meato per rigidezza negativa

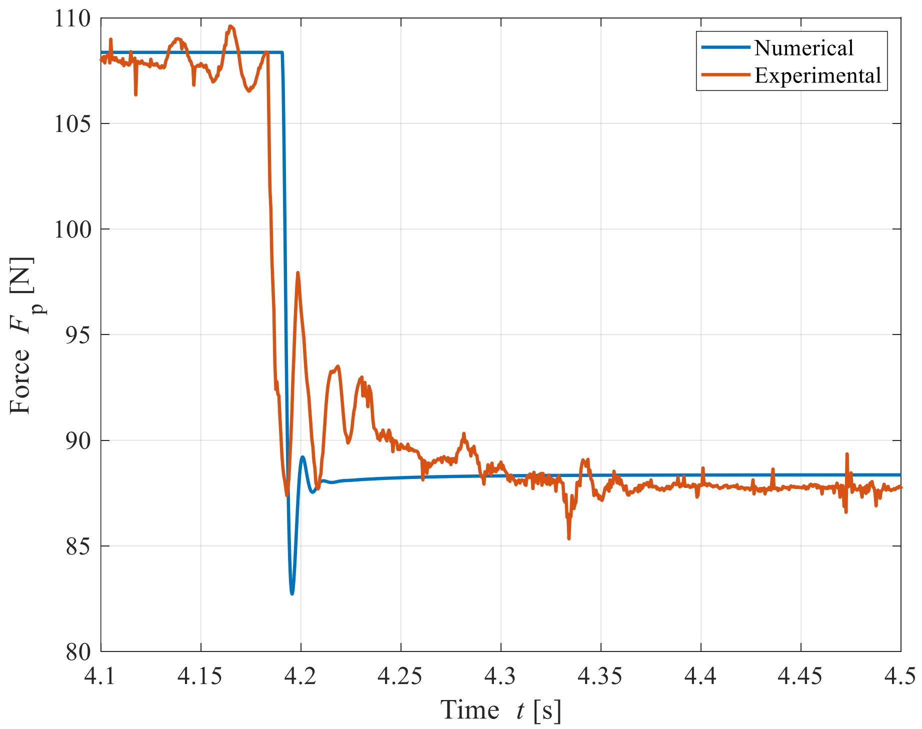


Figura 3.22: Risposta al gradino di forza per rigidezza negativa

I grafici 3.19, 3.20, 3.21 e 3.22 mostrano rispettivamente la forza portante e l'altezza del meato in funzione del tempo per uno step di forza quando il pattino ha una configurazione di altezza di meato tale per cui ha una rigidezza negativa ed infinito ottenuti sia sperimentalmente che numericamente. Il modello numerico utilizzato per calcolare la risposta statica del pattino è lo stesso utilizzato per calcolare le caratteristiche statiche con l'unica differenza che ad ogni iterazione si salva il valore in un vettore. Come si osserva applicando uno step di forza negativo per tutte le condizioni la risposta del sistema in termini di altezza del meato è differente. Questo comportamento è dovuto al diverso punto di equilibrio del diagramma statico considerato. In particolare sono state scelte due condizioni tale per cui si possa valutare la rigidezza del pattino negativa ed infinita. Tutte le condizioni analizzate risultano stabili, ossia convergono ad un'altezza del meato fissa; il tempo di risposta (settling time) per raggiungere la condizione di regime è differente per ogni condizione analizzata, questo è dovuto alla differente condizione di lavoro di partenza; il modello numerico offre risultati che possono fornire indicazioni precise sul pattino. I risultati del modello dinamico del pattino sono paragonabili ad un sistema del secondo ordine con pulsazione naturale dipendente dalla condizione di riferimento. In conclusione possiamo affermare che se la rigidezza della membrana è opportunamente scelta è possibile ottenere pattini pneumostatici con valvole dinamicamente stabili con rigidezze statiche infinite.

3.5 Dinamica del pattino pneumostatico a frequenza variabile

Nei paragrafi precedenti è stata provata la stabilità quasi statica ed inoltre è stata dimostrata la possibilità di raggiungere rigidezze statiche infinite. Lo scopo di questo paragrafo è di verificare la stabilità del sistema a differenti frequenze di eccitazione compresi tra 1-100 Hz. Il pattino pneumostatico che viene considerato in questo paragrafo ha rigidezza della membrana pari a $2.6 \cdot 10^5$ N/m e posizione iniziale dell'ugello $x_0 = -7.5 \cdot 10^{-6}$ m e ha quindi la stessa configurazione utilizzata per il paragrafo precedente. In prima analisi viene analizzata la risposta dinamica del pattino pneumostatico ad una forza sinusoidale così ipotizzata:

$$F_{ext} = F_{st} + 0{,}05 * F_{st} \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t)$$

Dove la F_{st} considerata è uno dei qualsiasi valori del diagramma statico relativo alla configurazione della valvola analizzata, ed f è la frequenza dell'onda sinusoidale. Inoltre lo studio viene condotto considerando un numero di periodi pari a 8. La stabilità BIBO è valutata considerando il segno del coefficiente di smorzamento del pattino pneumostatico poiché il pattino viene considrato stabile se ha un coefficiente di smorzamento positivo [19,20]. La rigidezza dinamica e il coefficiente di damping sono calcolati punto per punto tramite la seguente formulazione:

$$H(j\omega) = \frac{F_p(j\omega)}{h(j\omega)} = k_{dyn}(j\omega) + j2\pi f c(j\omega)$$

Dove la rigidezza dinamica e il termine $2\pi f c(j\omega)$ sono rispettivamente la parte reale e la parte immaginaria della funzione di trasferimento che lega la forza portante alla altezza del meato. I risultati che si ottengono in funzione della frequenza per i valori di smorzamento sono i seguenti:

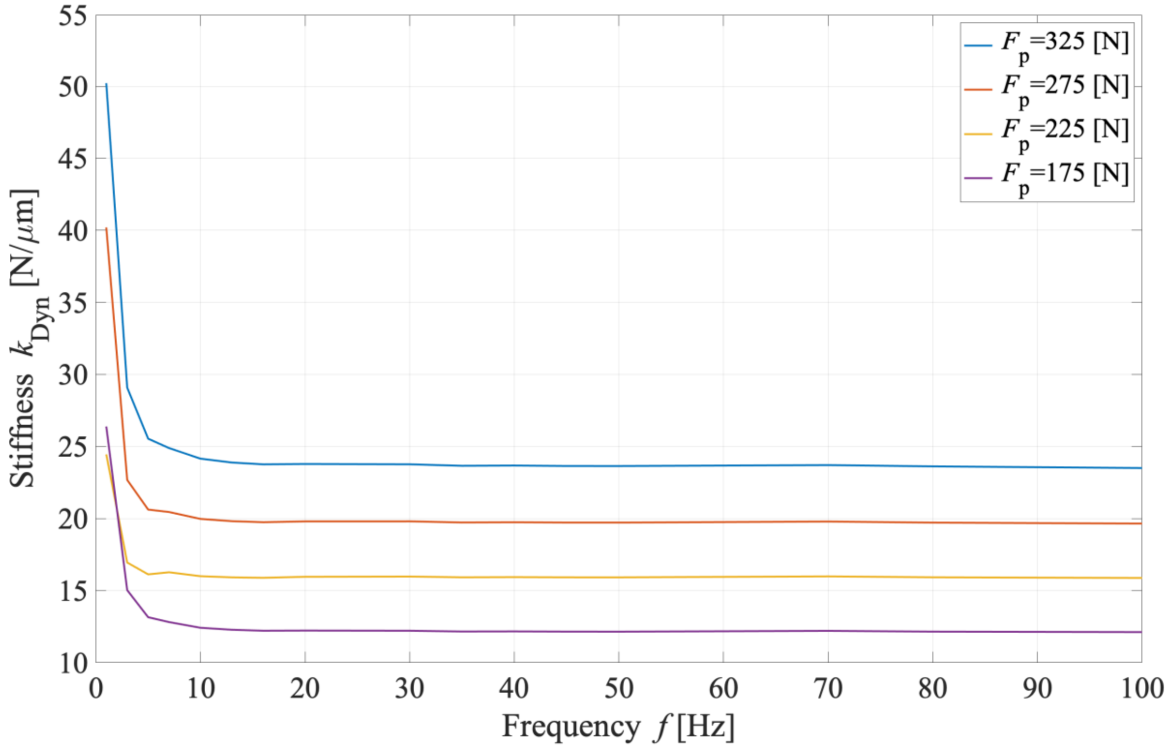


Figura 3.23: Rigidezza dinamica in funzione della frequenza tratto da [18]

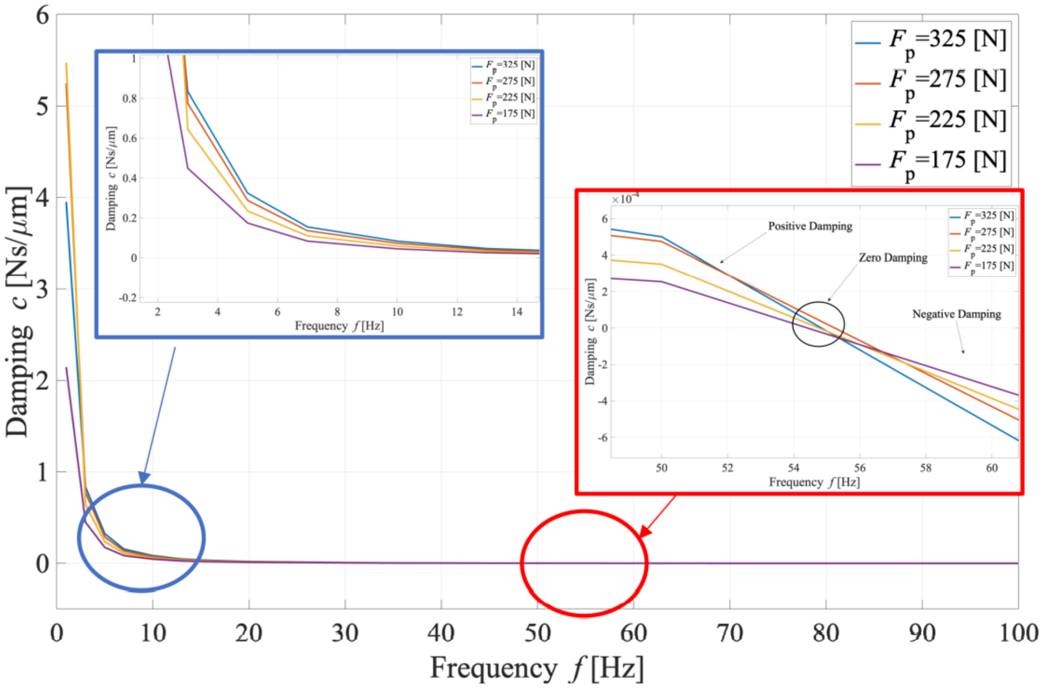


Figura 3.24: Smorzamento in funzione della frequenza tratto da [18]

Le figure 3.23 e 3.24 riportano i risultati della rigidezza dinamica e dello smorzamento statico ottenuti in funzione della frequenza di eccitazione dell'onda sinusoidale. Come si osserva la rigidezza presenta una notevole diminuzione all'aumentare della frequenza. In particolare fino a circa 5 Hz per poi restare stabile e costante per il restante campo di frequenze. Inoltre in contrasto con la rigidezza statica la rigidezza dinamica decresce se il carico applicato si sta riducendo. Per quanto riguarda invece il coefficiente di smorzamento si osserva nel primo tratto un fenomeno simile alla rigidezza. È presenta una notevole diminuzione fino a circa 5 Hz e all'all'aumentare della frequenza diventa negativo in quanto la curva smorzamento frequenza ha una pendenza negativa. Inoltre il valore di frequenza tale per cui il pattino ha rigidezza negativa è indipendente dal valore della forza portante. In conclusione il pattino presenta sempre una frequenza tale per cui ha uno smorzamento negativo che implica che è caratterizzato da instabilità ed inoltre oltre un certo valore di frequenza molto basso i valori dei coefficienti di smorzamento e rigidezza decrescono notevolmente. La causa di questo comportamento è da imputare alla bassa dinamica della valvola infatti se la frequenza cresce la valvola perde il suo effetto.

3.6 Dinamica del pattino pneumostatico a frequenza pari a 10 Hz

Lo scopo di questo paragrafo è quello di valutare il comportamento del sistema valvola pattino considerando una forza sinusoidale come input. Questo tipo di analisi vengono condotte utilizzando il modello numerico. Il pattino pneumostatico che viene considerato in questo paragrafo ha rigidezza della membrana pari a $2.6 \cdot 10^5$ N/m e posizione iniziale dell'ugello $x_0 = -7.5 \cdot 10^{-6}$ m e ha quindi la stessa configurazione utilizzata per il paragrafo precedente. In prima analisi viene analizzata la risposta dinamica del pattino pneumostatico ad una forza sinusoidale così ipotizzata:

$$F_{ext} = F_{st} + 0{,}05 * F_{st} \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t)$$

Dove la F_{st} considerata è uno dei qualsiasi valori del diagramma statico relativo alla configurazione della valvola analizzata, la frequenza invece è un valore considerato pari a 10 Hz. La riposta nel tempo delle varie grandezze caratteristiche è la seguente:

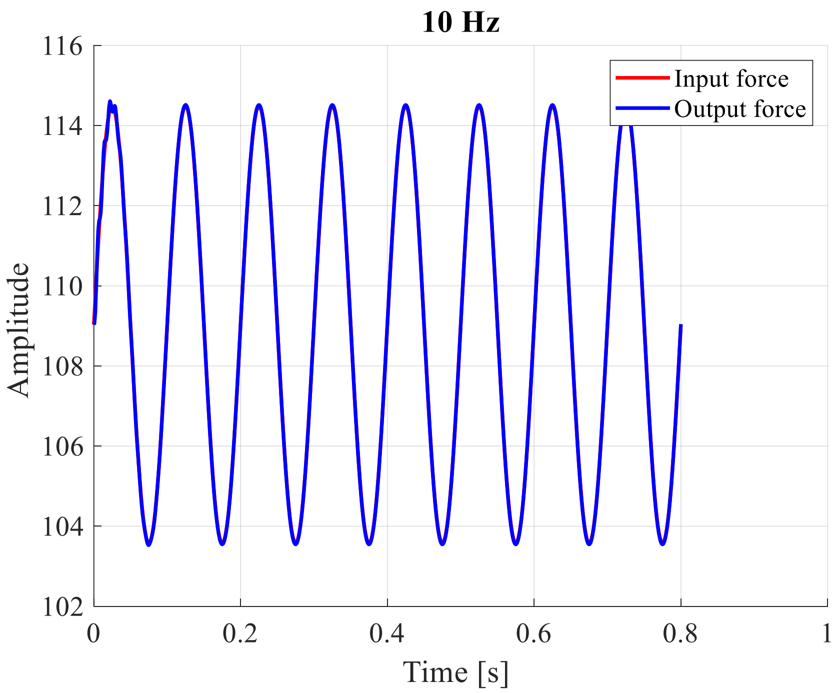


Figura 3.25: Risposta nel tempo del pattino ad un input sinusoidale

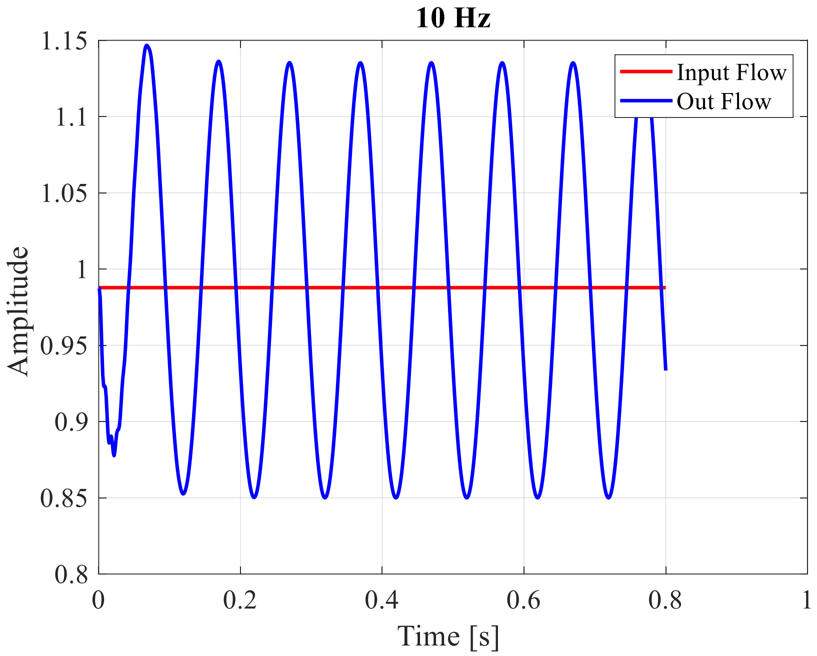


Figura 3.26: Andamento della portata consumata dal pattino in funzione del tempo

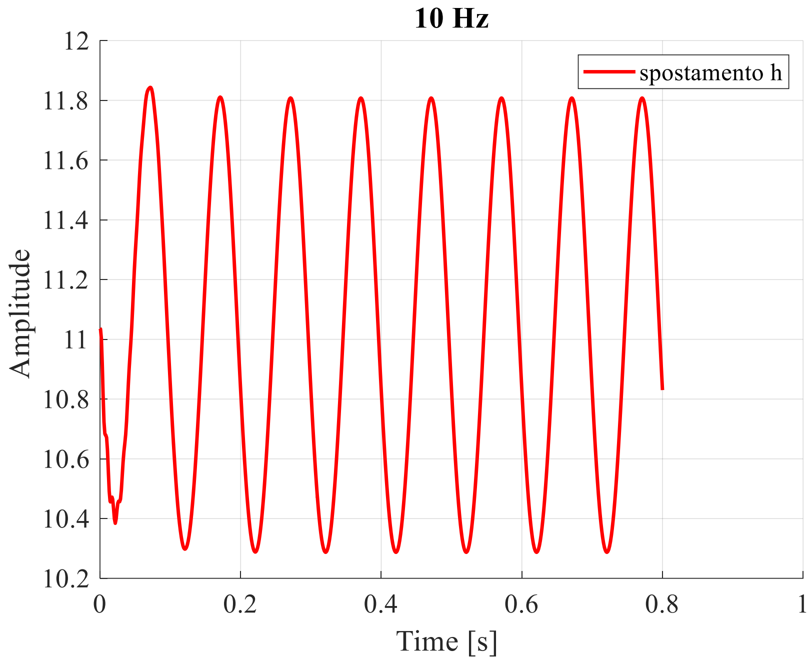


Figura 3.27: Spostamento h in funzione del tempo

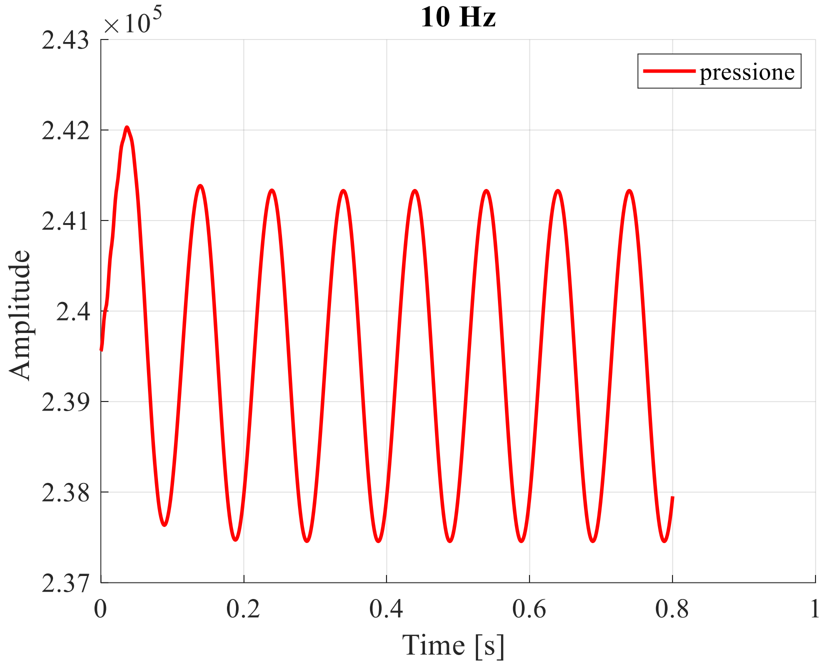


Figura 3.28: Pressione a valle del foro di alimentazione

I grafici riportano l'andamento delle seguenti grandezze: forza di input e di output, portata di input e portata di output, spostamento h del pattino ed infine la pressione di valle del foro di alimentazione. Le curve di input e di output della forza sono perfettamente sovrapposte ossia la risposta del sistema segue perfettamente la forza esterna imposta dal pattino. Questo è dovuto principalmente alla bassa frequenza dell'onda sinusoidale di input. Nel primo tratto si nota un certo discostamento tra forza di input e forza di output dovuto al transitorio iniziale. Per quanto riguarda la portata di input e di output si osserva un discostamento tra le curve. La portata di input è praticamente costante e indipendente dalla ampiezza dell'onda sinusoidale, dipende esclusivamente dalle condizioni statiche considerate e di conseguenza si nota la bassa dinamica della valvola. La portata di out invece ha un andamento sinusoidale ed è in controfase rispetto alla forza esterna, ossia all'aumentare della forza esterna la sinusoide della portata in uscita è sfasata di 90 gradi. L' altezza del meato è in controfase rispetto alla forza esterna, all'aumentare della forza esterna diminuisce l'altezza del meato poiché il pattino ha una rigidezza positiva. Risulta evidente come il pattino se sottoposto ad una forza sinusoidale non riesce a garantire una posizione indipendente dalla forza stessa. La causa di questo comportamento è da imputare alla bassa dinamica della. Infine la pressione di valle dei fori di alimentazione è strettamente correlata alla forza esterna. In particolare presenta lo stesso andamento in termini di fase della forza esterna. Inoltre i pattini pneumostatici sono caratterizzati da un coefficiente di rigidezza dinamica e da un coefficiente di smorzamento. È molto importante valutare il segno del coefficiente di smorzamento poiché il sistema viene considerato stabile fino ad un valore dello smorzamento positivo. Per calcolare il valore di questi coefficienti si impone una forza sinusoidale per ogni punto di equilibrio e si calcola la FFT del rapporto tra la forza Fp e l'altezza del meato h. La procedura per calcolare questi coefficienti è riportata in appendice. I risultati ottenuti sono i seguenti:

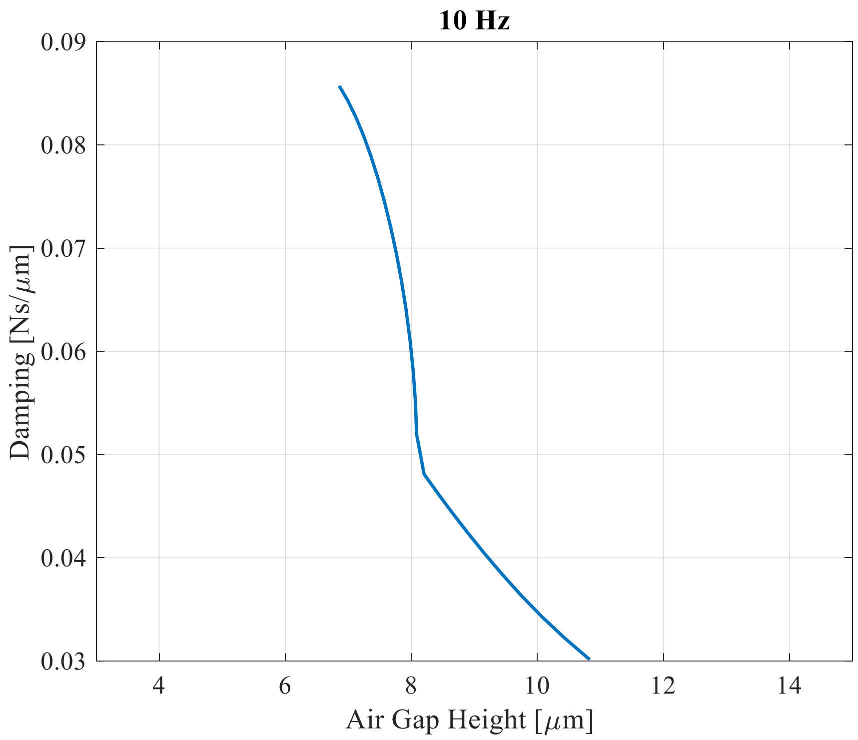


Figura 3.29: coefficiente di damping al variare di h

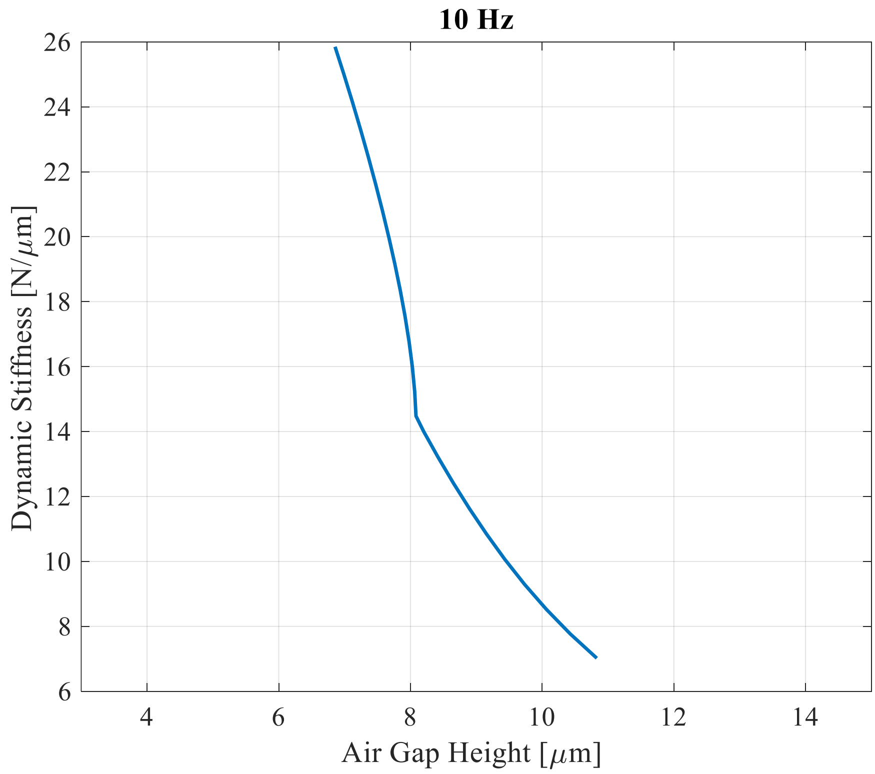


Figura 3.30: rigidezza dinamica al variare di h

I grafici 3.28 e 3.29 riportano l'andamento della rigidezza dinamica e del coefficiente di smorzamento in funzione dell'altezza del meato e della frequenza della forza esterna considerata costante e pari a $10\ Hz$. In particolare i risultati ottenuti sono i seguenti: la rigidezza dinamica dipende dall'altezza media del meato, in particolare al diminuire dell'altezza del meato aumenta il coefficiente di rigidezza dinamico. Inoltre risulta evidente come la rigidezza dinamica sia dipendente dalla altezza del meato e dalla frequenza dell'onda sinusoidale ed in particolare presenta una drammatica riduzione del valore rispetto a quanto ottenuto in statica. Si passa da un valore di rigidezza quasi infinito ad un valore massimo di 20 N/μm. Di conseguenza i risultati mostrano un'alta sensibilità dei parametri dinamici rispetto ai valori della frequenza. Il coefficiente di smorzamento è dipendente dall'altezza del meato e in particolare aumenta al diminuire dell'altezza del meato. Anche in questo caso il valore dello smorzamento decresce notevolmente rispetto alla statica. Inoltre il pattino è caratterizzato da valori dello smorzamento positivo per tutti i valori dell'altezza del meato di conseguenza possiamo concludere che per una frequenza di eccitazione pari a 10 Hz il pattino risulta stabile. In conclusione possiamo affermare che per una frequenza di 10 Hz il pattino risulta stabile ma allo stesso tempo se il pattino è sottoposto ad una forza sinusoidale si ottiene una variazione di altezza di meato.

Conclusioni

In questo lavoro di tesi è stato analizzato sperimentalmente e modellato un prototipo di valvola pneumatica che rientra nelle categorie di compensazione passiva ideata per poter ottenere dei pattini pneumostatici con rigidezze statiche infinite. Nella prima parte della tesi sono stati analizzati le differenti metodologie note in letteratura per incrementare le prestazioni dei pattini pneumostatici. Sono state identificate tre differenti metodologie che consistono nel progettare opportunamente il sistema di alimentazione, nell' utilizzare sistemi di compensazione attiva e passiva. Il sistema di compensazione attiva garantisce le migliori performance del pattino pneumostatico in termini di rigidezza, consumo di portata e di dinamica. Al tempo stesso però si è osservato come questo tipo di compensazione risulta essere svantaggioso dal punto di vista economico e di conseguenza industriale. Per tale ragione il lavoro si è concentrato sullo studio di una valvola a diaframma che rientra nella categoria di compensazione passiva in quanto non sfrutta fonti di energia esterne per funzionare. Per analizzare le prestazioni del pattino integrato con la valvola è stata realizzato un modello numerico dettagliato ed è stata costruita una procedura numerica per risolvere il modello numerico in quanto la forza portante e la portata risultano essere funzioni non iniettive dell'altezza del meato (ci sono più di una portata e di una capacità di carico per una stessa altezza del meato). Successivamente per valutare la bontà del modello numerico costruito sono stati confrontati i risultati sperimentali acquisiti tramite un banco prova con quelli analitici ottenuti. Si è osservato come i risultati numerici sono in buon accordo con i risultati sperimentali. Utilizzando il modello numerico è stato trovato che le prestazioni del pattino pneumostatico dipendono dalla rigidezza del diaframma della valvola ed inoltre dalla posizione iniziale dell'ugello. Dipendendo da questi parametri la rigidezza può assumere valori positivi, infiniti e negativi. Questo è stato confermato verificando la stabilità del pattino tramite un gradino di forza. In particolare si ottengono rigidezze positive se la compensazione della valvola è poca, rigidezze negative se la compensazione è eccessiva ed infinite rigidezze infinite se la compensazione è adeguata. È stato dimostrato che è possibile ottenere rigidezze infinite scegliendo rigidezze della membrana adeguate. Inoltre è stato osservato come la presenza della valvola di compensazione causa una diminuzione del consumo di portata e della capacità di carico massimo supportata dal pattino. Infine è stata analizzata la dinamica del pattino selezionando i parametri che permettono di ottenere rigidezze infinite. Dall'analisi dei risultati dinamici quali la rigidezza dinamica e lo smorzamento è emerso come le prestazioni del pattino decrescono drasticamente all'aumentare della frequenza a causa della bassa dinamica della valvola. In conclusione i risultati ottenuti indicano che il metodo di compensazione proposto ha le potenzialità per essere un efficiente ed economico metodo per migliorare le prestazioni statiche del pattino pneumostatico ma al tempo stesso può essere utilizzato solo per le tipiche (basse frequenze) applicazioni dei pattini pneumostatici.

Il modello numerico proposto per produrre risultati ancor più precisi può essere certamente migliorato. In particolare tra i lavori futuri è possibile svolgere un'analisi agli elementi finiti per determinare una relazione più precisa che lega la pressione di valle del foro di alimentazione alla pressione media. Inoltre è possibile svolgere un'ulteriore analisi agli elementi finiti del comportamento della valvola nella zona di by-pass per determinare una relazione che lega il valore di posizione di by-pass con la pressione di alimentazione, con la rigidezza della membrana ed infine con la posizione dell'ugello di alimentazione.

Bibliografia

[1] Rowe WB. Hydrostatic, Aerostatic, and Hybrid Bearing Design [Internet]. Elsevier; 2012. Available from: http://books.google.it/books?id=WX3UMxG86qkC

[2] Chen MF, Lin YT. Static behavior and dynamic stability analysis of grooved rectangular aerostatic thrust bearings by modified resistance network method. Tribology International. 2002; 35:329–338.

[3] Yuntang Li, Han Ding: Influences of the geometrical parameters of aerostatic thrust bearing wirh pocketed orifice-type restrictor on its performanc

[4] T. Raparelli, V. Viktorov, F. Colombo, L. Lentini, Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review, Precision Engineering (2015)

[5] S. Morosi, I. F. Santos, Active lubrication applied to radial gas journal bearings. Part 1: Modeling, Tribology International 44 (2011) 1949–1958.

[6] H. Mizumoto, T. Matsubara, H. Yamamoto, K. Okuno, M. Yabuya, An Infinite-stiffness Aerostatic Bearing with an Exhaust-control Restrictor, in: P. Seyfried, H. Kunzmann, P. McKeown, M.Weck (Eds.), Progress in Precision Engineering, Springer Berlin Heidelberg, 1991, pp. 315–316

[7] Ro SK, Kim S, Kwak Y, et al. A linear air bearing stage with active magnetic preloads for ultraprecise straight motion. Precision Engineering. 2010;34:186–194.

[8] Colombo F, Lentini L, Raparelli T, et al. Actively compensated aerostatic thrust bearing: design, modelling and experimental validation. Meccanica. 2017;1–16

[9] Belforte G, Raparelli T, Viktorov V, Trivella A. Analysis of steady and transient characteristics of pneumatic controlled air bearing. In: Proceedings of the 5th JFPS International Symposium on Fluid Power, Nara, Japan; 2002, p. 699–704.

[10] Colombo F, Lentini L, Raparelli T, et al. Actively compensated aerostatic thrust bearing: design, modelling and experimental validation. Meccanica. 2017;1–16.

[11] P. M. Newgard, R. L. Kiang, Elastic Orifices for Pressurized Gas Bearings, A S L E Transactions 9 (1966) 311–317.

[12] E. Blondeel, R. Snoeys, L. Devrieze, Dynamic Stability of Externally Pressurized Gas Bearings, Journal of Lubrication Technology 102 (1980) 511–519.

[13] Dragoni: Studio e caratterizzazione di valvole pneumatiche per il controllo semi-attivo di pattini pneumostatici

[14] Godsiyeh D., Colombo F., Raparelli T, Trivella A., Viktorov V., Diaphgram valve controlled air thrust bearing

[15] Lentini L, Colombo F, Trivella A, et al. On the Design of a Diaphragm Valve for Aerostatic Bearings. E3S Web Conf. 2020; 197:07006

[16] Belfore G., Raparelli T., Viktorov V., Trivella A., Discharge coefficient of orifice-type restrictor for aerostatic bearing

[17] Ghodsiyeh, D., Colombo, F., Lentini, L., Raparelli, T., Trivella, A., Viktorov, V.: An infinite stiffness aerostatic pad with a diaphragm valve

[18] Colombo, F., Lentini, L., Raparelli, T., Trivella, A., Viktorov, V.: Air pad controlled by means of a diaphragm valve: static and dynamic behaviour

[19] Al-Bender, F.: On the modelling of the dynamic characteristics of aerostatic bearing film: From stability analysis to active compensation

[20] Maamari, N., Krebs, A., Weikert, S., Wegener,K.: Stability and dynamics of an orifice based aerostatic bearing with a compliant back plate

APPENDICE A: LISTATI MATLAB

A1. Funzione per il calcolo della portata

```
function [gf]=FORO(cs,p1,p2)          %Calcolo della portata con in ingresso pressione camera valvola e pressione sotto il foro e conduttanza fori

if p1>=p2                              %Flusso diretto dalla valvola al pattino
  if p2./p1<=0.528                     %Condizioni soniche
  gf=cs.·p1                            %Portata sonica
  elseif p2./p1>0.528                  %Condizioni subsoniche
  gf=cs.·p1.·sqrt(1-((p2./p1-0.528)/(1-0.528)).^2)   %Portata subsonica
  end
  end
if p1<p2                               %Flusso diretto dal pattino alla valvola
  if p1./p2<=0.528                     %Condizioni soniche
  elseif p1./p2>0.528                  %Condizioni subsoniche
  gf=-cs.·p2.·sqrt(1-((p1./p2-0.528)/(1-0.528)).^2)  %Portata subsonica
  end
  end
```

A2. Funzione per il calcolo delle condizioni iniziali statiche

```
clc
clear all
close all
%Costanti fisiche
T=293;                       %Temperatura assoluta [K]
mu=1.81e-5;                  %Viscosità dinamica dell'aria a 200C [Ns/m^2]
pa=1e5;                      %Pressione ambiente [Pa]
ps=5.25e5;                   %Pressione assoluta di alimentazione valvola [Pa]

ro=1.225;                    %Densità dell'aria in condizioni normali [kg/m^3]

R=287.053;                   %Costante dell'aria [J/Kg/K]
psi=0.6855/sqrt(R·T);
mu=17.9e-6;                  %Viscosità dinamica aria [Pa s]
cost=1/(24·mu·R·T);
dt=1e-7;                     %Parametro di tempo per la soluzione statica
ck=60000/1.225;
%Geometria pattino
nfori=4;                     %Numero fori pattino
ds=1e-3;                     %Foro ingresso pattino
hg=30e-6;                    %Profondità media ragnatura
wg=0.2e-3;                   %Larghezza ragnatura
%Dimensioni pattino
L1=60e-3;
L2=30e-3;
l1=45e-3;
l2=20e-3;
```

```
lx=(L1-l1)/2;
ly=(L2-l2)/2;
A=L1·L2;
Vg=1·wg·hg·2·(l1+l2);                  %Volume ragnatura
% Parametri valvola
dm=6e-3;                               %Diametro membrana metallica [m]
km=1.83e5;                             %Rigidezza membrana
dv=0.5e-3;                             %Nozzle diameter
x0m=30e-6;                             %Posizione iniziale ugello-membrana
dcon=5e-3;                             %Diametro condotti interni al pattino
Vv=(6e-3-3.75e-3)^2·pi/4·3.9e-3+(1.875e-
3)^2·pi/4·(9)·1e-3;
Vcond=pi·dcon^2/4·(60+30)·1e-3;
Vcavo=pi·(4e-3)^2/4·20e-3;
Vmonte=Vv+Vcond+Vcavo;                 %Volume tra valvola e pattino
%Inizializzazione pressioni
pmonte=ps;                             %[Pa]
pc=ps;
p0=ps;
%Inizializzazione Reynolds e portate
Reav=0;
Rea=0;
%Condizioni iniziali
h0=4·1e-6;                             %Altezza pattina iniziale
Vgap=h0·l1·l2+Vg; %volume gap          %Volume gap
forza0=0;
portata0=0;
err=10;
errq=10;
x_bypass=30;%[um]                      %[µm]
l=0;
while (abs(err)>1e-6 || abs(errq_in_out)>1e-6)
l=l+1;
x=x0m+(pmonte-pa)·pi·dm^2/4/km;        %Calcolo distanza ugello-membrana
if x<x_bypass·1e-6                     %Caso bypass
  x=x_bypass·1e-6;
end
cdav=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Reav));    %Conduttanza ugello valvola (si una la sezione
                                       anulare)
csv=cdav·(pi·x·dv)·psi;                %Conduttanza foro valvola con area anulare
%Calcolo portata ugello valvola
[gv]=FORO(csv,ps,pmonte);              %Portata attraverso l'ugello della valvola
Reav=abs(gv)/(pi·mu·dv);               %Numero di Reynold ugello valvola
portata1=gv;
%Conduttanza foro pattino (si una la sezione
anulare)
cda=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Rea));
cs=cda·(pi·h0·ds+2·wg·hg) ·psi;        %Conduttanza di un foro del pattino
[gf]=FORO(cs,pmonte,pc);               %Portata attraverso un foro del pattino
heq=(pi·h0·ds+2·hg·wg)/(pi·ds);
Rea=abs(gf) h0/(pi·ds·mu·heq);         %Numero di Reynold foro pattino
%Portate uscita meato
gx=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/lx)·l2;    %Portata in uscita direzione x
gy=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/ly)·l1;    %Portata in uscita direzione y
gout=2·(gx+gy);
%Calcolo Pressioni
```

```
pmonte=pmonte+(gv-gf·nfori)·dt·R·T/Vmonte;     %Pressione camera valvola
pc=pc+(gf·nfori-gout) ·dt·R·T/Vgap             %Pressione sotto il foro di alimentazione del pattino

af=0.14;bf=5e-6;
f=1-af^(bf/h0); p0=f·(pc-pa)+pa;
%Calcolo Forza
forza1=(l1·l2+L1·L2+0.5·(L1·l2+L2·l1))·(p0-pa)/3;
%Verifico errore
err=(forza1-forza0)/forza1;
errq=(portata1-portata0)/portata1;
errq_in_out=(gv-gout)/gv;
portata0=portata1;
forza0=forza1;
end
```

A3. Funzione per il calcolo delle caratteristiche statiche

```
%Modello con forza in ingresso per calcolare le caratteristiche statiche
LOAD=[forza1:-10:40];
for i=1:length(LOAD)
g=9.806;                                       %Acc. gravità
h_old=h0;
h_new=h0;
dt2=dt;
err=10;
errq=10;
Load=LOAD(i);
M=Load/g; kk=0;                                %Massa supportata dal pattino pneumostatico
l=0;
while (abs(err)>1e-6 || abs(errq_in_out)>1e-6)
l=l+1;
%Calcolo distanza ugello-membrana
x=x0m+(pmonte-pa)·pi·dm^2/4/km;
%Caso bypass
if x<x_bypass·1e-6
   x=x_bypass·1e-6;
end
%Conduttanza ugello valvola (si una la sezione anulare)
cdav=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Reav));
csv=cdav·(pi·x·dv)·psi;                        %Conduttanza foro valvola con area anulare
%Calcolo portata ugello valvola
[gv]=FORO(csv,ps,pmonte);                      %Portata attraverso l'ugello della valvola
Reav=abs(gv)/(pi·mu·dv);                       %Numero di Reynold ugello valvola
portata1=gv;
%Conduttanza foro pattino (si una la sezione anulare)
cda=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Rea));
cs=cda·(pi·h0·ds+2·wg·hg)·psi;                 %Conduttanza di un foro del pattino
[gf]=FORO(cs,pmonte,pc);                       %Portata attraverso un foro del pattino
heq=(pi·h0·ds+2·hg·wg)/(pi·ds);
```

```
Rea=abs(gf)·h0/(pi·ds·mu·heq                %Numero di Reynold foro alimentazione
%Portate uscita meato
gx=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/lx)·l2;
gy=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/ly)·l1;
gout=2·(gx+gy);
%Calcolo Pressioni
pmonte=pmonte+(gv-gf·nfori)·dt·R·T/Vmonte;  %Pressione camera valvola
pc=pc+((gf·nfori-gout)-(h0-                 %Pressione sotto il pattino
h_old)/dt·A·pc/(R·T))·dt·R·T/Vgap; af=0.14;bf=5e-
6;
f=1-af^(bf/h0);
p0=f·(pc-pa)+pa;                            %Pressione media pattino
%Calcolo forza e nuovo meato di equilibrio
forza1=(l1·l2+L1·L2+0.5·(L1·l2+L2·l1))·(p0- %Forza portatnte
pa)/3;
h_new=2·h0-h_old+(forza1-Load)/M·dt^2;      %Altezza meato di equilibrio
%Calcolo l'errore per determinare quando uscire dal
ciclo while
err=(forza1-Load)/Load;
errq=(portata0-portata1)/portata1;
errq_in_out=(gv-gout)/gv;
%Assegno a portata0 e a forza 0 i nuovi valori
portata0=portata1;                          %Valore aggiornato di portata 0
forza0=forza1;                              %Valore aggiornato di forza 0
h_old=h0;                                   %Assegno ad h old il valore di partenza h0
h0=h_new;                                   %Cambio il valore di h0 con il nuovo valore
                                            di equilibrio di altezza di meato

end
%Reynolds Conduttanze
RReav(i)=Reav;                              %Creo vettore numero di Reynold ugello ed
                                            assegno il valore per ogni forza i
RRea(i)=Rea                                 %Creo vettore numero di Reynold ugello ed
                                            assegno il valore per ogni forza i
Cdav(i)=cdav;                               %Creo vettore conduttanze ugello ed assegno
                                            il valore per ogni forza i
Cda(i)=cda;                                 %Creo vettore conduttanze foro
                                            alimentazione ed assegno il valore per ogni
                                            forza i

%Pressioni
Pv(i)=pmonte;                               %Pressione di monte statica per ogni forza
Pc(i)=pc;                                   %Pressione uscita pattino per ogni forza
P0(i)=p0;                                   %Pressione media pattino per ogni forza
%Caratteristiche pattino+valvola
H0(i)=h_new·1e6                             %Altezza meato statica per ogni forza
Xv(i)=x;                                    %Spostamento membrana per ogni forza
Gv(i)=gv·ck;                                %Portata per ogni forza
Gf(i)=gf·nfori·ck;                          %Portata per ogni forza
Gout(i)=gout·ck;                            %Portata per ogni forza
Fm(i)=forza1;                               %Forza per ogni forza che coincide con
                                            LOAD

end
save Modello_x0 H0 Fm Gf Xv Pv Pc P0        %Salva i valori dei vettori forza
```

A4. Funzione per il plot delle caratteristiche statiche

```
clc
clear all
close all
%Sperimentale
load PV_x0_0um.mat                    %Carico vettori caratteristiche statiche
Pv0=ps_h0·1e-1+0.1; Xv0=-x_mem_h0+18;
load PV_x0_10um.mat                   %Carico vettori caratteristiche statiche
Pv10=ps_h10·1e-1+0.1; Xv10=-x_mem_h10;
load PV_x0_20um.mat                   %Carico vettori caratteristiche statiche
Pv20=ps_h20·1e-1+0.1;    Xv20=-x_mem_h20-
11;
load PV_x0_30um.mat Pv30=ps_h30·1e-1+0.1;   %Carico vettori caratteristiche statiche
Xv30=-x_mem_h30-22.4;

load PV_x0_40um.mat Pv40=ps_h40·1e-1+0.1;   %Carico vettori caratteristiche statiche
Xv40=-x_mem_h40;
% Modello numerico
load Modello_x0.mat                   %Carico vettori caratteristiche statiche numeriche

Fm0=Fm; Gm0=Gf; Hm0=H0; Xvm0=Xv·1e6;
Pvm0=Pv·1e-6-0.1+0.1;
load Modello_x10.mat
Fm10=Fm;       Gm10=Gf;       Hm10=H0;
Xvm10=Xv·1e6; Pvm10=Pv·1e-6-0.1+0.1;
load Modello_x20.mat                  %Carico vettori caratteristiche statiche numeriche

Fm20=Fm;       Gm20=Gf;       Hm20=H0;
Xvm20=Xv·1e6; Pvm20=Pv·1e-6-0.1+0.1;
load Modello_x30.mat                  %Carico vettori caratteristiche statiche numeriche

Fm30=Fm;       Gm30=Gf;       Hm30=H0;
Xvm30=Xv·1e6; Pvm30=Pv·1e-6-0.1+0.1;
load Modello_x40.mat                  %Carico vettori caratteristiche statiche numeriche

Fm40=Fm;       Gm40=Gf;       Hm40=H0;
Xvm40=Xv·1e6; Pvm40=Pv·1e-6-0.1+0.1;
load Pattino_senza_valvola            %Carico caratteristiche statiche pattino senza valvola

shift=4;
shift2=3;
%Plot pattino senza valvola altezza meato forza
portante
figure
plot(h_G5+shift2,F_G5,'co','linewidth',2),grid
on, hold on

%Plot pattino senza valvola altezza meato forza portante
figure
plot(h_G5+shift2,F_G5,'co','linewidth',2),grid on, hold on
%Plot modello numerico altezza meato forza portante
plot(Hm0,Fm0,'b',Hm10,Fm10,'r',Hm20,Fm20,'g',Hm30,Fm30,'k','linewidth',2),grid on, hold on
```

```
%Plot dati sperimentali altezza meato forza portante
plot(h0+shift,F0,'bo',h10+shift,F10,'ro',h20+shift,F20,'go',h30+shift,F30,'ko','linewidth',2),grid on, hold on
%Denominazione assi e legenda
xlabel('Air gap height {\it h} [\mum]'),
ylabel('Load Capacity {\it F}_p [N]')
legend('Without Valve','{\it x}_n=0 [\mum] Num.','{\it x}_n=-10 [\mum] Num.','{\it x}_n=-20 [\mum] Num.','{\it x}_n=-30 [\mum] Num.',...
    '{\it x}_n=0 [\mum] Sper.','{\it x}_n=-10 [\mum] Sper.','{\it x}_n=-20 [\mum] Sper.','{\it x}_n=-30 [\mum] Sper.','interpreter','tex','FontName','Times New Roman')
grid on, zoom on
set(gca,'FontName','Times New Roman')
xlim([6 20]),ylim([0 400])
%Plot pattino senza valvola portata altezza meato
figure
plot(h_G5+shift2,G_G5,'co','linewidth',2),grid on, hold on,
%Plot modello numerico altezza meato portata
plot(Hm0,Gm0,'b',Hm10,Gm10,'r',Hm20,Gm20,'g',Hm30,Gm30,'k','linewidth',2),grid on, hold on,
%Plot modello sperimentale altezza meato portata
plot(h0+shift,G0,'bo',h10+shift,G10,'ro',h20+shift,G20,'go',h30+shift,G30,'ko','linewidth',2),grid on, hold on,
%Denominazione assi e legenda
legend('Without Valve','{\it x}_n=0 [\mum] Num.','{\it x}_n=-10 [\mum] Num.','{\it x}_n=-20 [\mum] Num.','{\it x}_n=-30 [\mum] Num.',...
    '{\it x}_n=0 [\mum] Sper.','{\it x}_n=-10 [\mum] Sper.','{\it x}_n=-20 [\mum] Sper.','{\it x}_n=-30 [\mum] Sper.','interpreter','tex','FontName','Times New Roman')
  xlabel('Air gap height {\it h} [\mum]','interpreter','tex','FontName','Times New Roman')
  ylabel('Air Mass Flow Rate {\it G} [l/min ANR 20°C]','interpreter','tex','FontName','Times New Roman')
grid on, zoom on
%set(gca,'FontSize',32)
set(gca,'FontName','Times New Roman')
xlim([6 20]),
figure
%Plot pressione media camera valvola spostamento membrana, modello numerico
plot(Pvm0,Xvm0,'b',Pvm10,Xvm10,'r',Pvm20,Xvm20,'g',Pvm30,Xvm30,'k','linewidth',2),grid on, hold on,
%Plot pressione media camera valvola spostamento membrana, modello sperimentale
plot(Pv0,Xv0,'bo',Pv10,Xv10,'ro',Pv20,Xv20,'go',Pv30,Xv30,'ko','linewidth',2),grid on, hold on,
%Denominazione assi e legenda
legend('{\it x}_n=0 [\mum] Num.','{\it x}_n=-10 [\mum] Num.','{\it x}_n=-20 [\mum] Num.','{\it x}_n=-30 [\mum] Num.',...
    '{\it x}_n=0 [\mum] Sper.','{\it x}_n=-10 [\mum] Sper.','{\it x}_n=-20 [\mum] Sper.','{\it x}_n=-30 [\mum] Sper.','interpreter','tex','FontName','Times New Roman')
legend('{\it x}_n=0 [\mum] Num.','{\it x}_n=-10 [\mum] Num.','{\it x}_n=-20 [\mum] Num.','{\it x}_n=-30 [\mum] Num.',...
    '{\it x}_n=0 [\mum] Exp.','{\it x}_n=-10 [\mum] Exp.','{\it x}_n=-20 [\mum] Exp.','{\it x}_n=-30 [\mum] Exp.','interpreter','latex','FontName','Times New Roman')
xlabel('Valve Pressure {\it P}_1 [MPa]','interpreter','tex','FontName','Times New Roman')
ylabel('Nozzle-Membrane distance {\it x} [\mum]','interpreter','tex','FontName','Times New Roman')
grid on, zoom on
%set(gca,'FontSize',32)
set(gca,'FontName','Times New Roman')
```

A5. Funzione per valutare la risposta al gradino

```
clc
clear all
close all
%Costanti fisiche
T=293;                         %Temperatura assoluta [K]
mu=1.81e-5;                    %Viscosità dinamica dell'aria a 200C [Ns/m^2]
pa=1e5;                        %Pressione ambiente [Pa]
ps=5.25e5;                     %Pressione assoluta di alimentazione valvola [Pa]
ro=1.225;                      %Densità dell'aria in condizioni normali [kg/m^3]
R=287.053;                     %Costante dell'aria [J/Kg/K]
psi=0.6855/sqrt(R·T);
mu=17.9e-6;                    %Viscosità dinamica aria [Pa s]
cost=1/(24·mu·R·T);
dt=1e-7;                       %Parametro di tempo per la soluzione statica
ck=60000/1.225;
%Geometria pattino
nfori=4;                       %Numero fori pattino
ds=1e-3;                       %Foro ingresso pattino
hg=30e-6;                      %Profondità media ragnatura
wg=0.2e-3;                     %Larghezza ragnatura
%Dimensioni pattino
L1=60e-3;
L2=30e-3;
l1=45e-3;
l2=20e-3;
lx=(L1-l1)/2;
ly=(L2-l2)/2;
A=L1·L2;
Vg=1·wg·hg·2·(l1+l2);          %Volume ragnatura
% Parametri valvola
dm=6e-3;                       %Diametro membrana metallica [m]
km=1.83e5;                     %Rigidezza membrana
dv=0.5e-3;                     %Nozzle diameter
x0m=30e-6;                     %Posizione iniziale ugello-membrana
dcon=5e-3;                     %Diametro condotti interni al pattino
Vv=(6e-3-3.75e-3)^2·pi/4·3.9e-3+(1.875e-
3)^2·pi/4·(9)·1e-3;
Vcond=pi·dcon^2/4·(60+30)·1e-3;
Vcavo=pi·(4e-3)^2/4·20e-3;
Vmonte=Vv+Vcond+Vcavo;         %Volume tra valvola e pattino
%Inizializzazione pressioni
pmonte=ps;                     %[Pa]
pc=ps;
p0=ps;
%Inizializzazione Reynolds e portate
Reav=0;
Rea=0;
%Condizioni iniziali
h0=4·1e-6;                     %Altezza pattina iniziale
Vgap=h0·l1·l2+Vg; %volume gap  %Volume gap
forza0=0;
```

```
portata0=0;
err=10;
errq=10;
x_bypass=30;%[um]                              %[µm]
l=0;
while (abs(err)>1e-6 || abs(errq_in_out)>1e-6)
l=l+1;
x=x0m+(pmonte-pa)·pi·dm^2/4/km;                %Calcolo distanza ugello-membrana
if x<x_bypass·1e-6                             %Caso bypass
  x=x_bypass·1e-6;
end
cdav=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Reav));            %Conduttanza ugello valvola (si una la sezione
                                               anulare)
csv=cdav·(pi·x·dv)·psi;                        %Conduttanza foro valvola con area anulare
%Calcolo portata ugello valvola
[gv]=FORO(csv,ps,pmonte);                      %Portata attraverso l'ugello della valvola
Reav=abs(gv)/(pi·mu·dv);                       %Numero di Reynold ugello valvola
portata1=gv;
%Conduttanza foro pattino (si una la sezione
anulare)
cda=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Rea));
cs=cda·(pi·h0·ds+2·wg·hg) ·psi;                %Conduttanza di un foro del pattino
[gf]=FORO(cs,pmonte,pc);                       %Portata attraverso un foro del pattino
heq=(pi·h0·ds+2·hg·wg)/(pi·ds);
Rea=abs(gf) h0/(pi·ds·mu·heq);                 %Numero di Reynold foro pattino
%Portate uscita meato
gx=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/lx)·l2;            %Portata in uscita direzione x
gy=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/ly)·l1;            %Portata in uscita direzione y
gout=2·(gx+gy);
%Calcolo Pressioni
pmonte=pmonte+(gv-gf·nfori)·dt·R·T/Vmonte;     %Pressione camera valvola
pc=pc+(gf·nfori-gout) ·dt·R·T/Vgap             %Pressione sotto il foro di alimentazione del
                                               pattino
af=0.14;bf=5e-6;
f=1-af^(bf/h0); p0=f·(pc-pa)+pa;
%Calcolo Forza
forza1=(l1·l2+L1·L2+0.5·(L1·l2+L2·l1))·(p0-
pa)/3;
%Verifico errore
err=(forza1-forza0)/forza1;
errq=(portata1-portata0)/portata1;
errq_in_out=(gv-gout)/gv;
portata0=portata1;
forza0=forza1;
end
% Modello con forza in ingresso
l=0;
i=0;
LOAD=[forza1:-20:forza1-160];
for i=1:length(LOAD)
   g=9.806;
   h_old=h0;
   h_new=h0;
   dt2=dt;
   err=10;
   errq=10;
```

```
   damping=5e3;                                %Coefficiente di damping
Load=LOAD(i);
   M=Load/g;
   kk=0;
   tic
while (abs(err)>1e-6 || abs(errq_in_out)>1e-6)
l=l+1;
%Calcolo distanza ugello-membrana
x=x0m+(pmonte-pa)·pi·dm^2/4/km;
%Caso bypass
if x<x_bypass·1e-6
  x=x_bypass·1e-6;
end

%Conduttanza ugello valvola (si una la sezione
anulare)
cdav=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Reav));
csv=cdav·(pi·x·dv)·psi;                     %Conduttanza foro valvola con area anulare
%Calcolo portata ugello valvola
[gv]=FORO(csv,ps,pmonte);                   %Portata attraverso l'ugello della valvola
Reav=abs(gv)/(pi·mu·dv);
portata1=gv;
%Conduttanza foro pattino (si una la sezione
anulare)
cda=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Rea));
cs=cda·(pi·h0·ds+2·wg·hg)·psi;              %Conduttanza di un foro del pattino
[gf]=FORO(cs,pmonte,pc);                    %Portata attraverso un foro del pattino
heq=(pi·h0·ds+2·hg·wg)/(pi·ds);
Rea=abs(gf)·h0/(pi·ds·mu·heq);
%Portate uscita meato
gx=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/lx)·l2;
gy=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/ly)·l1;
gout=2·(gx+gy);
%Calcolo Pressioni
pmonte=pmonte+(gv-gf·nfori)·dt·R·T/Vmonte;  %Pattino attivo
pc=pc+(gf·nfori-gout)·dt·R·T/Vgap;
af=0.14;bf=5e-6;
f=1-af^(bf/h0);
p0=f·(pc-pa)+pa;
%Calcolo forza e nuovo meato di equilibrio
forza1=(l1·l2+L1·L2+0.5·(L1·l2+L2·l1))·(p0-
pa)/3;
Fs=(h0-h_old)/dt·damping;
h_new=2·h0-h_old+(forza1-Load-Fs)/M·dt^2;
err=(forza1-Load)/Load;
errq=(portata0-portata1)/portata1;
errq_in_out=(gv-gout)/gv;
portata0=portata1;
forza0=forza1;
h_old=h0;
h0=h_new;
%Reynolds Conduttanze
  RReav(l)=Reav;
  RRea(l)=Rea;
  Cdav(l)=cdav;
  Cda(l)=cda;
```

```
  Csv(l)=csv;
  Cs(l)=cs;
%Pressioni
  Pv(l)=pmonte;
  Pc(l)=pc;
  P0(l)=p0;
%Caratteristiche pattino+valvola
  H0(l)=h_new·1e6;
  Xv(l)=x;
  Gv(l)=gv·ck;
  Gf(l)=gf·nfori·ck;
  Gout(l)=gout·ck;
  Fm(l)=forza1;
  F_s(l)=Fs;
end
toc
end
t=[1:length(H0)]·dt;
deltah=+14.63-15.13-1.3;
deltaF=0;
deltat=-1.104+4.331;
load Positive_stiffness
figure
plot(t,H0,t_step3-deltat,h_step3-
deltah,'linewidth',2),grid on, hold on,
xlabel('Time t [s]'),ylabel('Air Gap Height h
[\mum]')
grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
set(gca,'FontName','Times New Roman')
figure
plot(t,Fm,t_step3-
deltat,F_step3·1.3+deltaF,'linewidth',2),grid on,
hold on,
xlabel('Time t [s]'),ylabel('Force F [N]')
grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
set(gca,'FontName','Times New Roman')
fs=1/dt;
t=[1:length(H0)]·dt+deltat;
tm2=t(0.9·fs:1:1.3·fs);
hm2=H0(0.9·fs:1:1.3·fs);
Fm2=Fm(0.9·fs:1:1.3·fs);
Fe2=F_step3·1.3+deltaF;
he2=h_step3-deltah;
figure
plot(tm2,hm2,t_step3,he2,'linewidth',2),grid on,
hold on,
xlabel('Time t [s]'),ylabel('Air Gap Height h
[\mum]')
grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
set(gca,'FontName','Times New Roman')
xlim([4.6 4.9])
figure
```

```
plot(tm2,Fm2+56,t_step3,Fe2,'linewidth',2),grid on, hold on,
xlabel('Time t [s]'),ylabel('Force F [N]')
grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
set(gca,'FontName','Times New Roman')
```

A6. Listato per modello dinamico

```
clc
clear all
close all
%Costanti fisiche
T=293;                          %Temperatura assoluta [K]
mu=1.81e-5;                     %Viscosità dinamica dell'aria a 200C [Ns/m^2]
pa=1e5;                         %Pressione ambiente [Pa]
ps=5.25e5;                      %Pressione assoluta di alimentazione valvola [Pa]
ro=1.225;                       %Densità dell'aria in condizioni normali [kg/m^3]
R=287.053;                      %Costante dell'aria [J/Kg/K]
psi=0.6855/sqrt(R·T);
mu=17.9e-6;                     %Viscosità dinamica aria [Pa s]
cost=1/(24·mu·R·T);
dt=1e-7;                        %Parametro di tempo per la soluzione statica
ck=60000/1.225;
%Geometria pattino
nfori=4;                        %Numero fori pattino
ds=1e-3;                        %Foro ingresso pattino
hg=30e-6;                       %Profondità media ragnatura
wg=0.2e-3;                      %Larghezza ragnatura
%Dimensioni pattino
L1=60e-3;
L2=30e-3;
l1=45e-3;
l2=20e-3;
lx=(L1-l1)/2;
ly=(L2-l2)/2;
A=L1·L2;
Vg=1·wg·hg·2·(l1+l2);           %Volume ragnatura
% Parametri valvola
dm=6e-3;                        %Diametro membrana metallica [m]
km=1.83e5;                      %Rigidezza membrana
dv=0.5e-3;                      %Nozzle diameter
x0m=30e-6;                      %Posizione iniziale ugello-membrana
dcon=5e-3;                      %Diametro condotti interni al pattino
Vv=(6e-3-3.75e-3)^2·pi/4·3.9e-3+(1.875e-3)^2·pi/4·(9)·1e-3;
Vcond=pi·dcon^2/4·(60+30)·1e-3;
Vcavo=pi·(4e-3)^2/4·20e-3;
Vmonte=Vv+Vcond+Vcavo;          %Volume tra valvola e pattino
%Inizializzazione pressioni
pmonte=ps;                      %[Pa]
pc=ps;
```

```
p0=ps;
%Inizializzazione Reynolds e portate
Reav=0;
Rea=0;
%Condizioni iniziali
h0=4·1e-6;                                    %Altezza pattina iniziale
Vgap=h0·l1·l2+Vg; %volume gap                 %Volume gap
forza0=0;
portata0=0;
err=10;
errq=10;
x_bypass=30;%[um]                             %[μm]
l=0;
while (abs(err)>1e-6 || abs(errq_in_out)>1e-6)
l=l+1;
x=x0m+(pmonte-pa)·pi·dm^2/4/km;               %Calcolo distanza ugello-membrana
if x<x_bypass·1e-6                            %Caso bypass
  x=x_bypass·1e-6;
end
cdav=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Reav));           %Conduttanza ugello valvola (si una la sezione anulare)

csv=cdav·(pi·x·dv)·psi;                       %Conduttanza foro valvola con area anulare
%Calcolo portata ugello valvola
[gv]=FORO(csv,ps,pmonte);                     %Portata attraverso l'ugello della valvola
Reav=abs(gv)/(pi·mu·dv);                      %Numero di Reynold ugello valvola
portata1=gv;
%Conduttanza foro pattino (si una la sezione anulare)
cda=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Rea));
cs=cda·(pi·h0·ds+2·wg·hg) ·psi;               %Conduttanza di un foro del pattino
[gf]=FORO(cs,pmonte,pc);                      %Portata attraverso un foro del pattino
heq=(pi·h0·ds+2·hg·wg)/(pi·ds);
Rea=abs(gf) h0/(pi·ds·mu·heq);                %Numero di Reynold foro pattino
%Portate uscita meato
gx=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/lx)·l2;           %Portata in uscita direzione x
gy=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/ly)·l1;           %Portata in uscita direzione y
gout=2·(gx+gy);
%Calcolo Pressioni
pmonte=pmonte+(gv-gf·nfori)·dt·R·T/Vmonte;    %Pressione camera valvola
pc=pc+(gf·nfori-gout) ·dt·R·T/Vgap            %Pressione sotto il foro di alimentazione del pattino

af=0.14;bf=5e-6;
f=1-af^(bf/h0); p0=f·(pc-pa)+pa;
%Calcolo Forza
forza1=(l1·l2+L1·L2+0.5·(L1·l2+L2·l1))·(p0-
pa)/3;
%Verifico errore
err=(forza1-forza0)/forza1;
errq=(portata1-portata0)/portata1;
errq_in_out=(gv-gout)/gv;
portata0=portata1;
forza0=forza1;
end
% Modello con forza in ingresso
l=0;
i=0;
```

```
LOAD=[forza1:-20:forza1-160];
for i=1:length(LOAD)
    g=9.806;
    h_old=h0;
    h_new=h0;
    dt2=dt;
    err=10;
    errq=10;
    damping=5e3;                                    %Coefficiente di damping
Load=LOAD(i);
    M=Load/g;
    kk=0;
    tic
while (abs(err)>1e-6 || abs(errq_in_out)>1e-6)
l=l+1;
%Calcolo distanza ugello-membrana
x=x0m+(pmonte-pa)·pi·dm^2/4/km;
%Caso bypass
if x<x_bypass·1e-6
   x=x_bypass·1e-6;
end

%Conduttanza ugello valvola (si una la sezione
anulare)
cdav=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Reav));
csv=cdav·(pi·x·dv)·psi;                         %Conduttanza foro valvola con area anulare
%Calcolo portata ugello valvola
[gv]=FORO(csv,ps,pmonte);                       %Portata attraverso l'ugello della valvola
Reav=abs(gv)/(pi·mu·dv);
portata1=gv;
%Conduttanza foro pattino (si una la sezione
anulare)
cda=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Rea));
cs=cda·(pi·h0·ds+2·wg·hg)·psi;                  %Conduttanza di un foro del pattino
[gf]=FORO(cs,pmonte,pc);                        %Portata attraverso un foro del pattino
heq=(pi·h0·ds+2·hg·wg)/(pi·ds);
Rea=abs(gf)·h0/(pi·ds·mu·heq);
%Portate uscita meato
gx=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/lx)·l2;
gy=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/ly)·l1;
gout=2·(gx+gy);
%Calcolo Pressioni
pmonte=pmonte+(gv-gf·nfori)·dt·R·T/Vmonte;      %Pattino attivo
pc=pc+(gf·nfori-gout)·dt·R·T/Vgap;
af=0.14;bf=5e-6;
f=1-af^(bf/h0);
p0=f·(pc-pa)+pa;
%Calcolo forza e nuovo meato di equilibrio
forza1=(l1·l2+L1·L2+0.5·(L1·l2+L2·l1))·(p0-
pa)/3;
Fs=(h0-h_old)/dt·damping;
h_new=2·h0-h_old+(forza1-Load-Fs)/M·dt^2;
err=(forza1-Load)/Load;
errq=(portata0-portata1)/portata1;
errq_in_out=(gv-gout)/gv;
portata0=portata1;
```

```
forza0=forza1;
h_old=h0;
h0=h_new;
end
g=9.806;
h_old=h0;
h_new=h0;
err=10;
errq=10;
dF=forza1·0.05;
Fst=forza1;
n_per=8;                                    %Number of periods to simulate
M=forza1/g;
tic
l=0;
t=0;
while (t<n_per/f0)
l=l+1;
t=t+dt;
% iter=iter+1;
Load=Fst+dF·sin(2·pi·f0·t);
%Calcolo distanza ugello-membrana
x=x0m+(pmonte-pa)·pi·dm^2/4/km;
%Caso bypass
if x<x_bypass·1e-6
   x=x_bypass·1e-6;
end
%Conduttanza ugello valvola (si una la sezione anulare)
cdav=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Reav));
csv=cdav·(pi·x·dv)·psi;                     %Conduttanza foro valvola con area anulare
%Calcolo portata ugello valvola
[gv]=FORO(csv,ps,pmonte);                   %Portata attraverso l'ugello della valvola
Reav=abs(gv)/(pi·mu·dv);
portata1=gv;
%Conduttanza foro pattino (si una la sezione anulare)
cda=1.05·(1-0.3·exp(-0.005·Rea));
cs=cda·(pi·h0·ds+2·wg·hg)·psi;              %Conduttanza di un foro del pattino
[gf]=FORO(cs,pmonte,pc);                    %Portata attraverso un foro del pattino
heq=(pi·h0·ds+2·hg·wg)/(pi·ds);
Rea=abs(gf)·h0/(pi·ds·mu·heq);
%Portate uscita meato
gx=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/lx)·l2;
gy=cost·(h0)^3·((p0^2-pa^2)/ly)·l1;
gout=2·(gx+gy);
%Calcolo Pressioni
pmonte=pmonte+(gv-gf·nfori)·dt·R·T/Vmonte;  %Pattino attivo
pc=pc+((gf·nfori-gout)-(h0-
h_old)/dt·A·pc/(R·T))·dt·R·T/Vgap;
af=0.14;bf=5e-6;
f=1-af^(bf/h0);
p0=f·(pc-pa)+pa;
%Calcolo forza e nuovo meato di equilibrio
forza1=(l1·l2+L1·L2+0.5·(L1·l2+L2·l1))·(p0-
pa)/3;
```

```
 h_new=2·h0-h_old+(forza1-Load)/M·dt^2;
 err=(forza1-Load)/Load;
 errq=(portata0-portata1)/portata1;
 errq_in_out=(gv-gout)/gv;
 portata0=portata1;
 forza0=forza1;
 h_old=h0;
 h0=h_new;
 Pc(l)=pc;
 %Caratteristiche pattino+valvola oscillazione
 H0(l)=h_new;
 Xv(l)=x;
 Gv(l)=gv·ck;
 Gf(l)=gf·nfori·ck;
 Gout(l)=gout·ck;
 Fm(l)=forza1;
 Fe(l)=Load;
 time(l)=t;
 end
 Airgap(i)=h_new;
 Force(i)=forza1;
 N=2^(nextpow2(length(time))-1);
 X = 1/N·fftshift(fft(Fm-mean(Fm),N));          %N-point complex DFT
 Y = 1/N·fftshift(fft(H0-mean(H0),N));
 fs=1/dt;
 df=fs/N;                                         %Frequency resolution
 sampleIndex = -N/2:N/2-1;                        %Ordered index for FFT plot
 f=sampleIndex·df;                                %X-axis index converted to ordered
                                                  frequencies
 phase1=atan2(imag(X),real(X));                   %Phase information
 phase2=atan2(imag(Y),real(Y));                   %Phase information
 fss=f(N/2+1:end);
 Xss=X(N/2+1:end);phaseXss=phase1(N/2+1:end);
 Yss=Y(N/2+1:end);phaseYss=phase2(N/2+1:end);
 [Xmax,picco1]=max(abs(Xss));
 Kc=max(-abs(Xss(picco1)./Yss(picco1)));
 phi1=phaseXss(picco1);
 phi2=phaseYss(picco1);
 teta=-(phi1-phi2);
 K_freq(i)=(Kc·cos(teta))/1e6;
 Damp_freq(i)=Kc·sin(teta)/1e6/(2·pi·f0);
 Phi1(i)=phi1;
 Phi2(i)=phi2;
 Teta(i)=teta;
 KC(i)=Kc;
 toc
 end
% Grafici Sinusoidali
Legendstr=['freq= ' num2str(f0),' Hz'];
figure
hold all
plot(time,Fe,'r','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(time,Fm,'b','linewidth',2),grid on, hold on,
legend('Input force','Output force')
xlabel('Time [s] '),ylabel('Amplitude ')
grid on, zoom on
```

```
set(gca,'FontSize',32)
title(Legendstr)
figure
hold all
plot(time,H0·1e6,'r','linewidth',2),grid on, hold on
legend('spostamento h')
xlabel('Time [s] '),ylabel('Amplitude ')
grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
title(Legendstr)
figure
hold all
plot(time,Pc,'r','linewidth',2),grid on, hold on
legend('pressione')
xlabel('Time [s] '),ylabel('Amplitude ')
grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
title(Legendstr)
figure
plot(time,Gv,'r','linewidth',2),grid on, hold on,
plot(time,Gout,'b·','linewidth',2),grid on, hold on,
legend('Input Flow','Out Flow')
xlabel('Time [s] '),ylabel('Amplitude ')
grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
title(Legendstr)
%Curve in funzione del meato
figure
hold all
plot(Airgap·1e6,K_freq,'linewidth',2),grid on, hold on,
xlabel('Air gap height [\mum] '),ylabel('Dynamic Stiffness [N/\mum]')
grid on, zoom on,xlim([3 15])
set(gca,'FontSize',32)
title(Legendstr)
figure
hold all
plot(Airgap·1e6,Damp_freq,'linewidth',2),grid on, hold on,
xlabel('Air gap height [\mum] '),ylabel('Damping [Ns/\mum]')
grid on, zoom on
set(gca,'FontSize',32)
title(Legendstr)
%Salvataggio
stringaK=['K_x' num2str(abs(x0m·1e6+0.5)) '_f' num2str(f0) '=K_freq;'];
stringac=['c_x' num2str(abs(x0m·1e6+0.5)) '_f' num2str(f0) '=Damp_freq;'];
stringah=['h_x' num2str(abs(x0m·1e6+0.5)) '_f' num2str(f0) '=Airgap;'];
stringaF=['F_x' num2str(abs(x0m·1e6+0.5)) '_f' num2str(f0) '=Force;'];
stringa=['save Simulazione_x' num2str(abs(x0m·1e6+0.5)) '_f' num2str(f0) ' K_x'
num2str(abs(x0m·1e6+0.5)) '_f' num2str(f0) ' c_x' num2str(abs(x0m·1e6+0.5)) '_f' num2str(f0) ' F_x'
num2str(abs(x0m·1e6+0.5)) '_f' num2str(f0) ' K_x' num2str(abs(x0m·1e6+0.5)) '_f' num2str(f0) ' c_x'
num2str(abs(x0m·1e6+0.5)) '_f' num2str(f0) ' h_x' num2str(abs(x0m·1e6+0.5)) '_f' num2str(f0) ' F_x'
num2str(abs(x0m·1e6+0.5)) '_f' num2str(f0)];
eval(stringaK)
eval(stringac)
eval(stringah)
eval(stringaF)
eval(stringa)
```