

# Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica  
2020/2021  
Sessione di Laurea Ottobre 2021



## Politecnico di Torino

### Studio e modellazione di un riduttore di pressione per metano: analisi e riduzione del rumore

Relatori:  
Prof. Luigi MAZZA

Candidato:  
Dario MATTIA

Prof. Terenziano RAPARELLI



## 1 Abstract

Il presente lavoro di tesi si è incentrato sull'analisi di un riduttore di pressione per metano. Il lavoro si divide in due fasi, la prima è incentrata sulla modellazione tramite software Amesim del riduttore e la seconda fase è incentrata sull'analisi del rumore del su detto prodotto. Nel particolare ci si è focalizzati sull'analisi del rumore che dei clienti hanno riscontrato sul campo.

Il software permette un'analisi uno-dimensionale della fisica del sistema, quindi, è stato necessario creare un modello semplificato del riduttore, correlando i risultati delle simulazioni con le prove sperimentali.

Grazie alle simulazioni effettuate si è notato durante il normale funzionamento dei picchi di pressione anomali che sono responsabili del problema del rumore riscontrato sul campo. Grazie al seguente lavoro si è individuato e analizzato il su detto problema e introdotto diverse soluzioni che saranno affrontati nel corso dei capitoli.

## 2 Indice

1	Abstract.....	3
2	Indice.....	4
3	Introduzione.....	8
4	Letteratura.....	11
5	Aspetto teorico.....	12
5.1	Fluidodinamica degli ugelli.....	12
5.2	Teoria dei riduttori di pressione.....	14
5.2.1	Aspetto costruttivo.....	14
5.2.2	Funzionamento di un riduttore singolo stadio con inserimento di un ugello di venturi posto alla fine del riduttore	16
5.2.3	Filtro.....	17
5.3	Cenni sulla teoria delle vibrazioni.....	18
5.3.1	Risposta libera.....	18
6	Banchi prova.....	22
6.1	Costruzione del banco.....	22
6.1.1	Banco alta pressione.....	22
6.1.2	Shaker.....	23
6.2	Tipologie di prove.....	29
6.2.1	Flussaggio.....	29
6.2.2	Test shaker.....	30
6.2.3	Altri test.....	30
6.3	Risultati sperimentali banco prova.....	32
6.3.1	P <sub>out</sub> VS P <sub>in</sub> .....	32
6.3.2	P <sub>out</sub> vs Flow.....	33
6.3.3	Inlet step.....	35
6.3.4	Flow step.....	37
6.4	Risultati sperimentali shaker.....	38
6.4.1	Valutazione compressione o-ring dinamico (Figura 3 elemento 14).....	38
6.5	Flussaggio con iniettore.....	40
7	Studio analitico tramite Amesim.....	44
7.1	Software.....	44
7.1.1	Introduzione.....	44

7.1.2	Sketch .....	45
7.1.3	Submodel .....	45
7.1.4	Parameter .....	46
7.1.5	Simulation .....	46
7.2	Librerie.....	47
7.2.1	Componenti segnali.....	47
7.2.2	1D Mechanical .....	47
7.2.3	Pneumatic .....	47
7.2.4	Pneumatic component design .....	48
7.3	Modellizzazione del riduttore ed elementi esterni.....	51
7.3.1	Modello riduttore .....	51
7.3.2	Modello del filtro .....	63
7.3.3	Camere .....	63
7.3.4	Utenza.....	64
7.4	Risultati di simulazione .....	68
7.4.1	P <sub>out</sub> vs P <sub>in</sub> a portata volumetrica costante (Q = 1500 Sl/h).....	68
7.4.2	P <sub>out</sub> VS Flow .....	69
7.4.3	Pressione in uscita con un gradino all'utenza.....	71
7.4.4	Inlet step .....	71
7.4.5	Valutazione prove riduttore con iniettore .....	72
8	Confronto risultati.....	80
8.1	Prove di caratterizzazione .....	80
8.1.1	P <sub>out</sub> VS P <sub>in</sub> .....	81
8.1.2	P <sub>out</sub> VS Flow .....	82
8.1.3	Flow e inlet step.....	83
8.2	Flussaggio con iniettore.....	84
9	Conclusione.....	86
10	Sviluppi futuri.....	89
10.1	Miglioramento del software .....	89
10.2	Collaborazione con il cliente .....	89
10.3	Altri sviluppi .....	90
11	Bibliografia.....	91
12	Indice delle figure.....	92
13	Appendice A.....	95

14 Appendice B.....97



# Capitolo 3

## 3 Introduzione

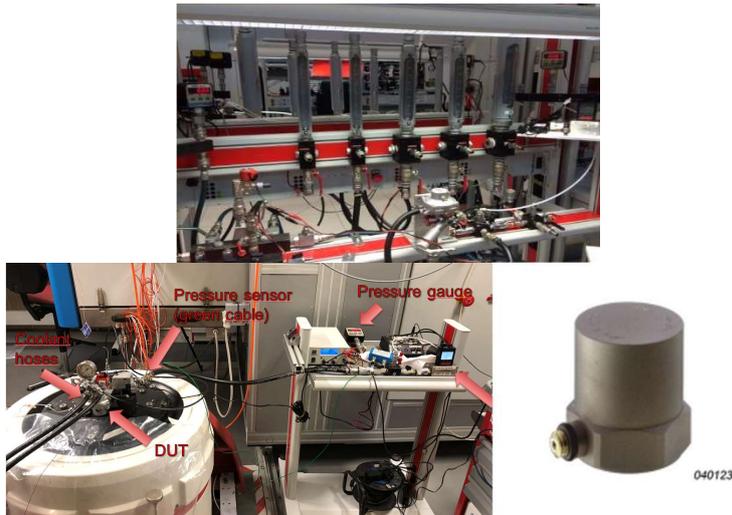
Il presente lavoro di tesi è centrato sull'analisi riduttore di pressione, per risolvere un problema di rumore, immesso in un sistema a combustibili alternativi.



Prima di poter lavorare sul pezzo stesso, si è studiato il meccanismo di funzionamento esposto nei capitoli successivi. Allo studio del meccanismo si è affiancato uno studio della fisica base cui fa riferimento l'intero sistema, infine, si è studiato la fisica delle vibrazioni per poter matematizzare il fenomeno.

A questo punto si è passati alla parte di sperimentazione: prima, però, di poter lavorare sul banco del laboratorio è stato necessaria una formazione sulla strumentazione di laboratorio di cui, più avanti, è presente una trattazione:

- Analisi nel complesso del laboratorio;
- Analisi dei singoli strumenti.



Dopo la trattazione sulla strumentazione del laboratorio si vedrà come sarà utilizzata all'interno delle prove sperimentali effettuate sul riduttore, per la determinazione di:

- prove caratteristiche: statiche e dinamiche;
- prove di vibrazioni;
- prove di simulazione del normale carico di lavoro del riduttore.

La prima parte delle prove è necessaria per creare e caratterizzare il modello le altre due invece servono a capire da cosa è scaturito il noise:

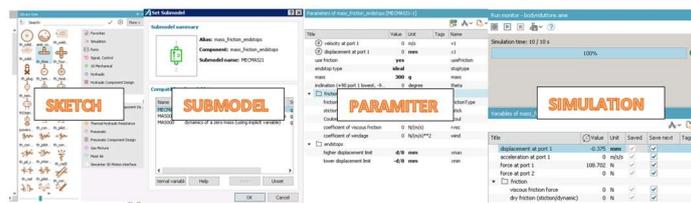
- parti a contatto in movimento;
- smorzamento del sistema.

Si è poi valutati, in forma grafica, i risultati delle simulazioni.

Chiusasi la parte sperimentazione si è passati al lato software, prima di poter modellare il riduttore è stato opportuno valutare quelle che sono le potenzialità e i limiti del software Amesim come:

- tipo di analisi effettuabile;
- rosa di fisiche e librerie utilizzabili.

Di seguito uno schema del software:



Analizzato il software si è passati alla creazione del modello: descrivendo prima ad alto livello come ogni blocco descrive un fenomeno fisico per poi descrivere nel dettaglio come ogni singolo blocchetto è stato costruito.

Costruito e validato, tramite le prove sperimentali, il modello così corretto ha permesso di studiare il fenomeno del noise. In questa fase modello e sperimentazione sono andate di pari passo andando a focalizzarsi su alcuni aspetti:

- rigidità della molla;
- diametro della sezione della sede o-ring;
- spostamento del filtro con aggiunta di nuove aree

dopo aver valutato la fattibilità delle variazioni poste in precedenza si è proceduto alla valutazione della soluzione migliore: che non possa inficiare l'efficacia del riduttore e il suo costo.

I punti introdotti in precedenza saranno trattati e separatamente per poi essere confrontati e analizzati insieme successivamente, trovando corrispondenze tra il modello e lo sperimentale. In tale analisi saranno valutati anche i limiti del modello.

Dal confronto si passerà alla conclusione dove verranno espone le soluzioni al problema benefici e contro.

# Capitolo 4

## 4 Letteratura

Il tema dei riduttori di pressione è largamente studiato in letteratura, in generale però non è presente una leva. Per questo motivo si è deciso di utilizzare prettamente materiale aziendale.

Tutti i riduttori presentano uno meccanismo simile, un otturatore che viene azionato da uno stelo legato a una membrana che viene azionata dalla pressione in uscita. Altri riduttori visionati presentano una molla di polarizzazione che riconfigura il sistema.

Il sistema precedentemente descritto è stato studiato all'interno del corso di meccanica magistrale nell'esame di automazione a fluido. Per quanto riguarda la fisica di base, è la stessa: andamento della pressione in uscita costante al variare della portata con la presenza del ginocchio e anche l'effetto dell'adeguamento dell'otturatore sulla sede. Le analogie, però, si fermano qui, tutte le altre caratteristiche del riduttore presentano differenze sostanziali che hanno portato a studiare nel particolare solo il prodotto aziendale.

# Capitolo 5

## 5 Aspetto teorico

### 5.1 Fluidodinamica degli ugelli

Ipotesi base per la teoria degli ugelli in caso di gas:

- trasformazione adiabatica  
reversibile(isoentropica);
- lavoro nullo;
- gas perfetto;
- portata massica costante;
- velocità a monte nulla.

Da cui possiamo scrivere il primo principio della termodinamica come di seguito:

$$\Delta i^0 = \Delta i + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = c_p \cdot \Delta T + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0$$

**Equazione 1 Primo principio della termodinamica**

Con il rapporto critico delle pressioni posso ricavare l'equazione di venturi per gas :

$$\frac{P_c}{P^0} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

**Equazione 2 Rapporto critico di pressione nell'ugello**

Si ricava

$$G = \begin{cases} A_u \cdot \frac{P^0}{\sqrt{R \cdot T^0}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P^0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_2}{P^0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \\ A_u \cdot \frac{P^0}{\sqrt{R \cdot T^0}} \cdot \sqrt{k \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \end{cases}$$

### Equazione 3 Equazione di venturi per ugelli critici e subcritici

Ipotesi base per la teoria degli ugelli in caso di gas:

- fluido incomprimibile;
- portata massica costante;
- punto iniziale e finale alla stessa quota.

Equazione di Bernoulli:

$$p + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho gh = costante = p + \frac{1}{2} \rho v^2$$

### Equazione 4 Equazione di Bernoulli

Considerando un ugello di venturi l'equazione di Bernoulli si modifica nell'Equazione 5

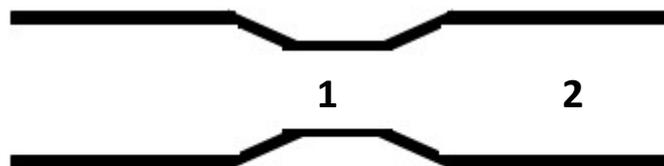


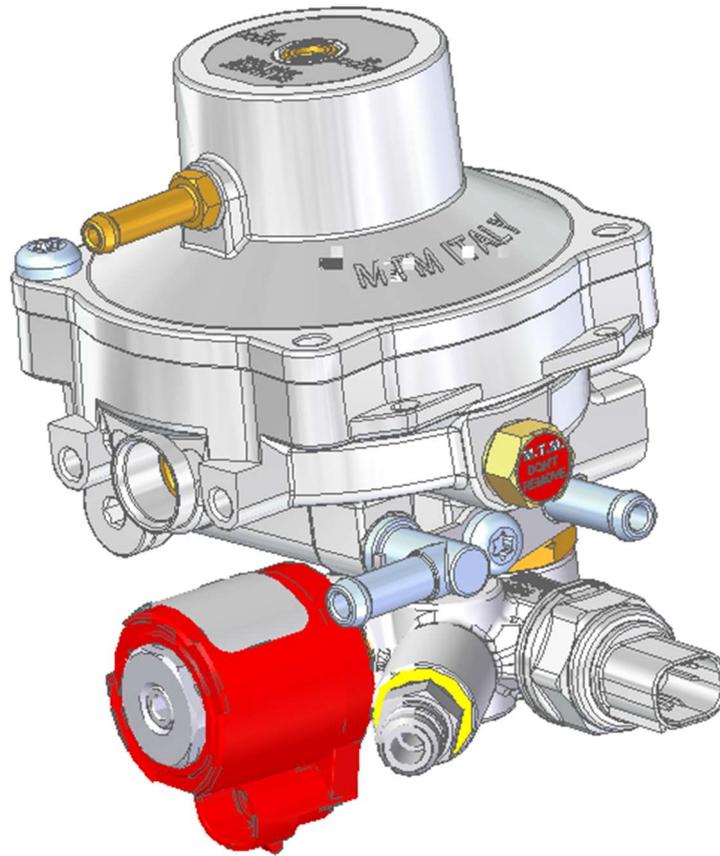
Figura 1 Ugello di Venturi

$$\dot{m} = \rho A v = \rho_1 A_1 \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\left[ \rho_1 - \rho_2 \left( \frac{A_1 \rho_1}{A_2 \rho_2} \right)^2 \right]}}$$

### Equazione 5 Equazione di Venturi

## 5.2 Teoria dei riduttori di pressione

### 5.2.1 Aspetto costruttivo



**Figura 2** Complessivo riduttore con valvola VMA3/E-BJ mini

Nel complessivo si nota, nella parte superiore, il riduttore di pressione in esame, nella parte sottostante invece una servovalvola elettrica (VMA3-mini), quest'ultima non sarà oggetto della tesi ma è di grande importanza per il riduttore: in quanto taglia il collegamento con il gas nel momento in cui il motore è spento o, in generale, non passa più corrente. In appendice B è presente un primo tentativo di modellazione della valvola ma necessita di miglioramenti e verifiche sperimentali.

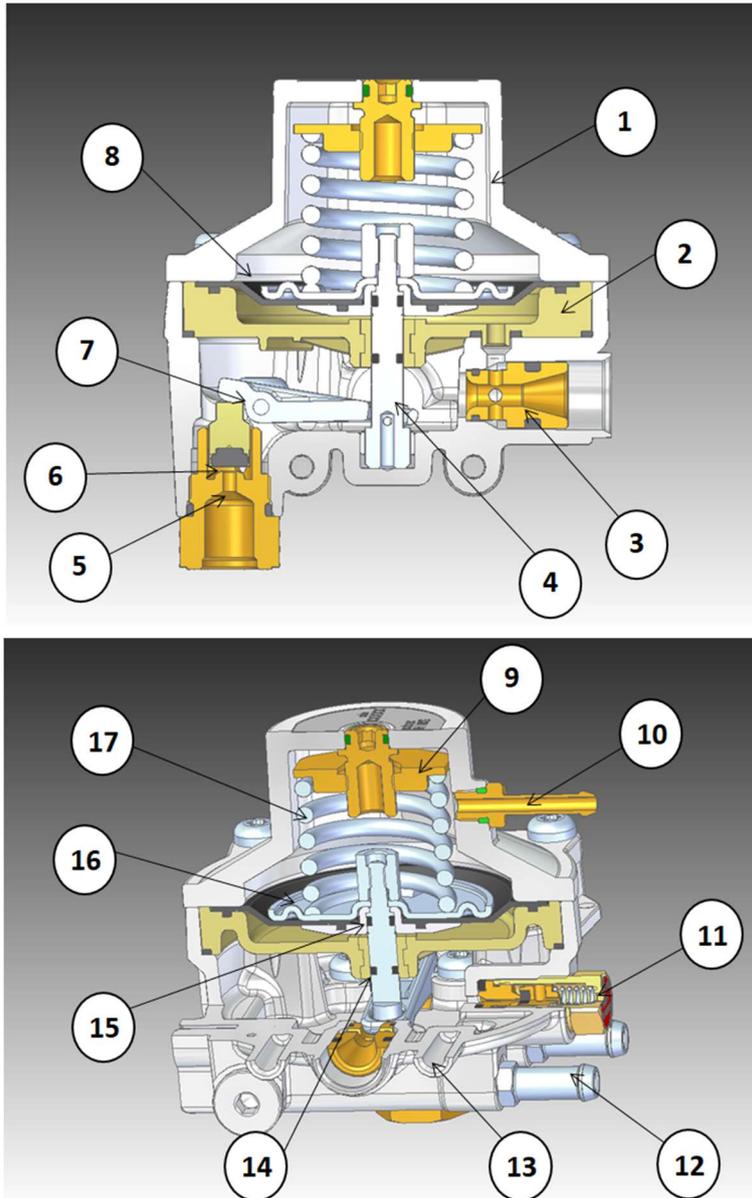


Figura 3 Sezioni riduttore di pressione

1	Corpo valvola superiore	7	leva	13	Corpo valvola inferiore
2	Disco	8	Membrana	14	o-ring dinamico
3	Venturi (GAS-OUT)	9	Piattello per precarico molla	15	o-ring statico
4	pistone	10	MAP	16	piattello
5	Vulcano (GAS-IN)	11	Valvola di sicurezza	17	molla
6	otturatore	12	coolant		

Tabella 1 Bollatura

Il riduttore di pressione è un riduttore meccanico monostadio a membrana: non presenta azionamenti elettrici ma solo elementi meccanici, la riduzione della pressione avviene in un passaggio grazie ad un parzializzatore (otturatore) che agisce su una sezione di passaggio (vulcano). Il sistema è retroazionato da una membrana che in base alla pressione in uscita aziona il parzializzatore.

### 5.2.2 Funzionamento di un riduttore singolo stadio con inserimento di un ugello di venturi posto alla fine del riduttore

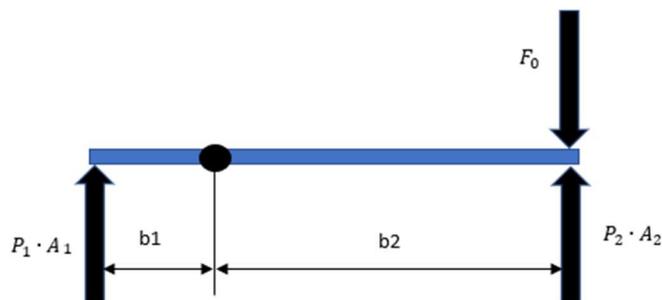
Il Metano entra dal raccordo di ingresso e viene laminato dall'otturatore che agisce su un vulcano, prosegue la corsa nella camera tra diaframma e corpo valvola inferiore per passare nel Venturi e poi va verso l'esterno. Tra diaframma e venturi vi sono quattro fori che collegano il Venturi con la camera tra membrana e disco.

Funzionamento retroazione: quando l'utenza non richiede portata la pressione nella camera tra 2 e 13 aumenta la sua pressione (perché il gas continua ad entrare da 5), così facendo grazie ai fori tra 3 e 2 aumenta la pressione nella camera tra 8 e 2. La pressione agendo su 8 fa sì che viene alzato il pistone (4) muovendo così la leva (7) che agisce su 6 e parzializzando ulteriormente 5 (facendo calare la pressione in ingresso al riduttore).

Nel caso contrario (utenza richiede portata) il funzionamento è identico a prima, in questo caso, però, la pressione sulla membrana diminuisce (perché vi è maggior portata che passa all'utenza) abbassando il pistone e alzando l'otturatore.

Il Venturi permette di abbassare ulteriormente la pressione a valle della sezione convergente del Venturi e quindi nella camera tra 2 e 8. Questo fa sì che aumenti la portata entrante nel riduttore portando a mantenere costante la pressione a portate maggiori e a una maggiore stabilità del sistema.

Il principio di regolazione è legato alla forza che la leva effettua sull'otturatore:



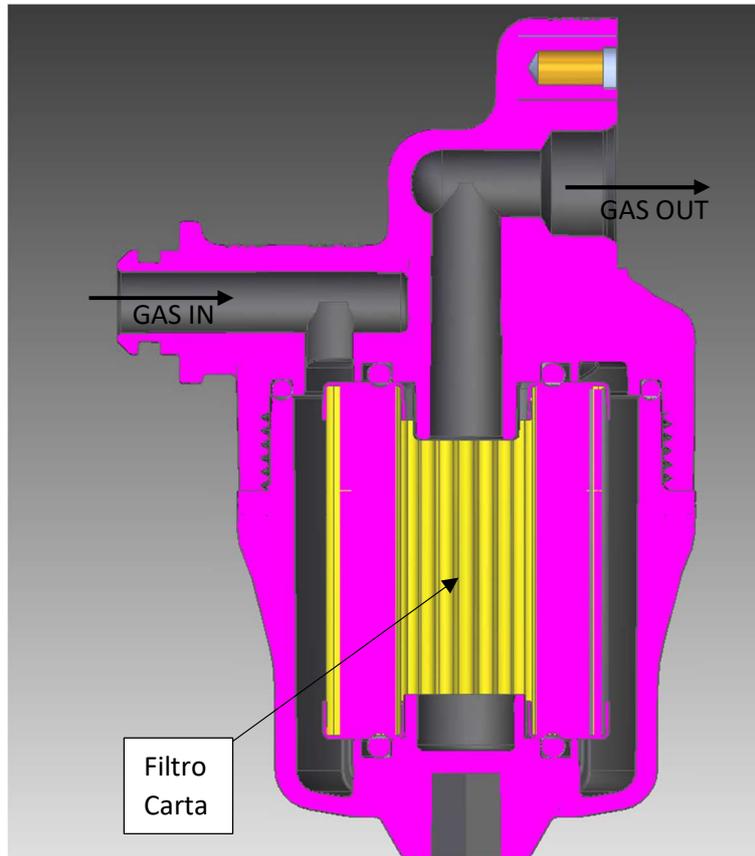
**Figura 4 Equilibrio leva**

Da cui si ricava:

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{b_1}{b_2} + \frac{F_0 - Kx}{A_2 \cdot b_2}$$

**Equazione 6 Equilibrio attorno al fulcro della leva**

### 5.2.3 Filtro



**Figura 5 Filtro**

Aspetto non di secondaria importanza è il filtro di valle, posto dopo il Venturi, esso sarà considerato all'interno della trattazione come una perdita di carico a cui andiamo ad inserire un coefficiente che parzializzerà la portata volumetrica. Il filtro è stato caratterizzato tramite datasheet.

## 5.3 Cenni sulla teoria delle vibrazioni

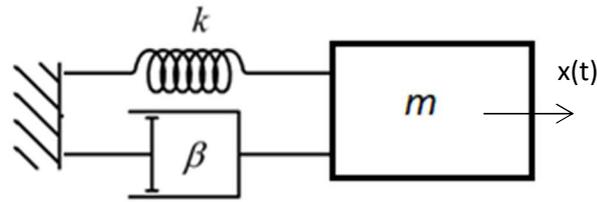


Figura 6 sistema a un grado di libertà

In generale si avrà:

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + kx = f(t)$$

Equazione 7 equazione differenziale del secondo ordine

Con  $f(t)$  una forzante generica che agisce sul sistema che dipende dal tempo ma non da  $x$ .

Il sistema risponderà diversamente a seconda delle diverse sollecitazioni esterne

### 5.3.1 Risposta libera

In questo caso la forzante è costantemente nulla nel tempo.

L'Equazione 7 si modifica come segue:

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + kx = 0$$

Equazione 8 equazione differenziale del secondo ordine con forzante nulla

Prima di risolvere il sistema modifico l'equazione come segue:

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 0$$

Equazione 9

Con:

$$\omega_n = \sqrt{k/m}$$

Equazione 10

$$\zeta = \frac{c}{c_r} = \frac{c}{2\sqrt{k \cdot m}}$$

Equazione 11

Si risolve il problema tramite la trasformata di Laplace:

$$s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2 = 0$$

Equazione 12

Da cui:

$$s_{1/2} = -\zeta\omega_n \pm \omega_n\sqrt{\zeta^2 - 1}$$

Equazione 13

La soluzione al problema sarà del tipo:

$$x(t) = A_1 e^{s_1 t} - A_2 e^{s_2 t}$$

Equazione 14

$A_1$  e  $A_2$  sono determinati tramite le condizioni iniziali:

$$x(0) = x_0$$

$$\dot{x}(0) = \dot{x}_0$$

Equazione 15

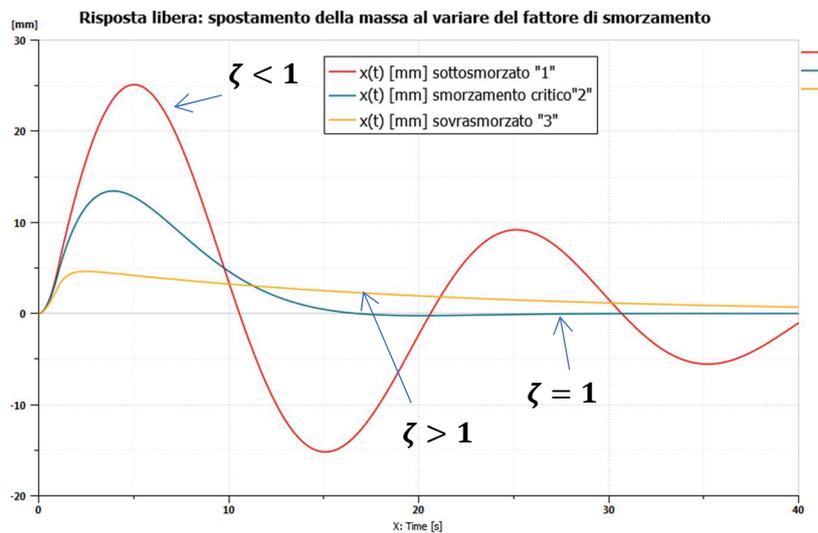


Figura 7 risposta libera del sistema

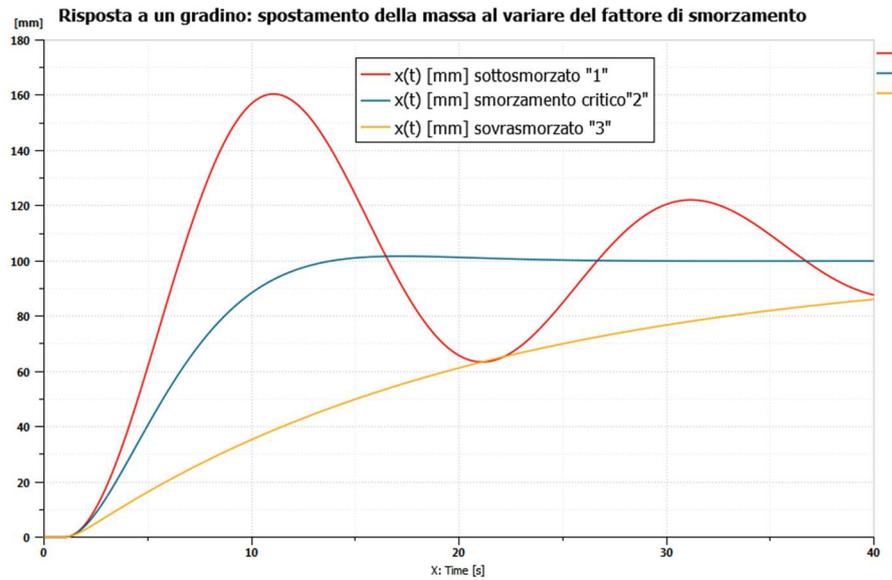
Risposta al gradino:

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + kx = f_0$$

Equazione 16 equazione differenziale del secondo ordine con forzante costante

$$x(t) = \frac{f_0}{k} + A_1 e^{-\zeta\omega_n t} (a \cos(\omega_d t) - b \sin(\omega_d t))$$

Equazione 17



**Figura 8 risposta a un gradino del sistema**

Risposta a una forzante armonica:

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + kx = f_0 \sin \omega t$$

**Equazione 18** equazione differenziale del secondo ordine con forzante armonica

Ampiezza e fase di  $x$ :

$$A = \frac{f_0/k}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}$$

$$\phi = \frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

**Equazione 19**

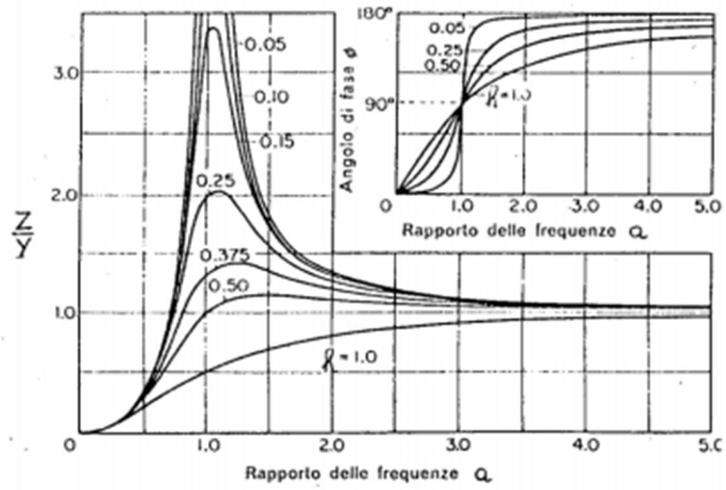


Figura 9 analisi in frequenza

# Capitolo 6

## 6 Banchi prova

### 6.1 Costruzione del banco

#### 6.1.1 Banco alta pressione

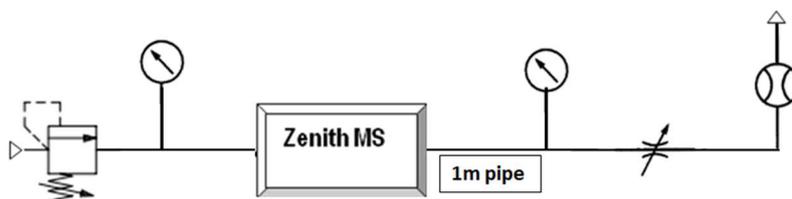


Figura 10 figura e schema del banco

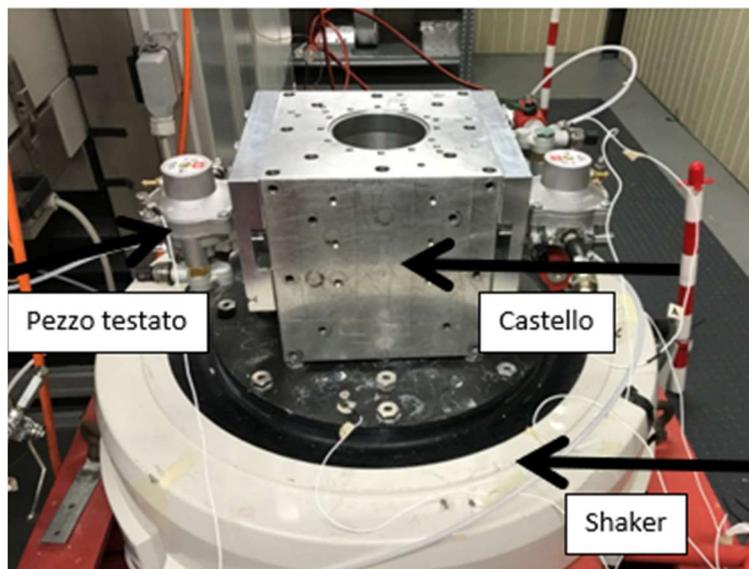
Elementi costitutivi:

- Presa di pressione: per aria;
- Regolatore di pressione (per impostare la pressione in ingresso);
- Manometri;
- Zenith MS: riduttore di pressione in studio;
- Tubazioni flessibili;
- Valvole manuali: per regolazione del flusso;

- Flussimetro.

All'ingresso dell'impianto vediamo una presa di pressione, che alimenta il circuito, seguito da un regolatore di pressione, che permette di impostare la pressione in ingresso, con relativo manometro per misurarne il valore. Il flusso entra nello Zenith MS che lo parzializza andando a diminuire la pressione, come discusso nelle pagine precedenti. Il gas così regolato passa, attraverso un tubo di lunghezza 1m e diametro 10mm, in un manometro che misura la pressione in uscita. Posto dopo il manometro di valle abbiamo una valvola manuale su cui si agirà per le diverse prove di flussaggio, in fine vi è un flussimetro per misurare la portata in uscita.

### 6.1.2 Shaker



**Figura 11 Immagine dello shaker con pezzo da testare**

Elementi costitutivi:

- Shaker;
- Castello;
- Accelerometro;
- Pezzo testato.

Lo shaker è uno strumento che permette di misurare la frequenza di risonanza di un qualsiasi elemento posto su di esso.

Si vincola il pezzo da testare a un elemento detto castello, che fungerà da sostegno e lo stesso castello viene poi montato sullo shaker tramite viti.

Dopo il preset del sistema si mette in vibrazione il pezzo ad una frequenza e ampiezza fissata. Bisogna tenere in considerazione la frequenza di risonanza di tutto il sistema di misura che deve essere maggiore del pezzo, altrimenti influirà sulla misura. La misura effettiva avviene mediante un accelerometro.

In parallelo allo shaker ci è un sistema per test in pressione con boiler.

Di seguito lo schema:

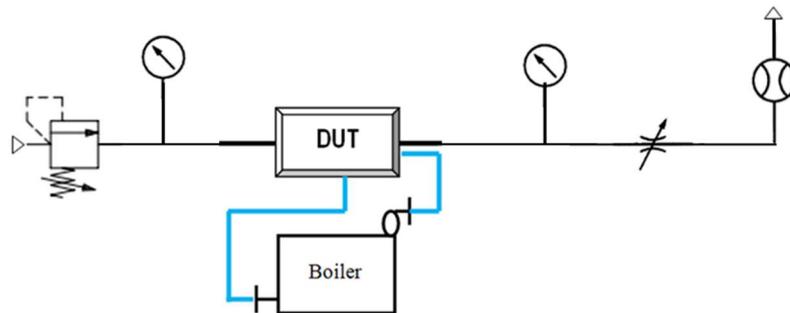


Figura 12 schema sistema di flussaggio e boiler

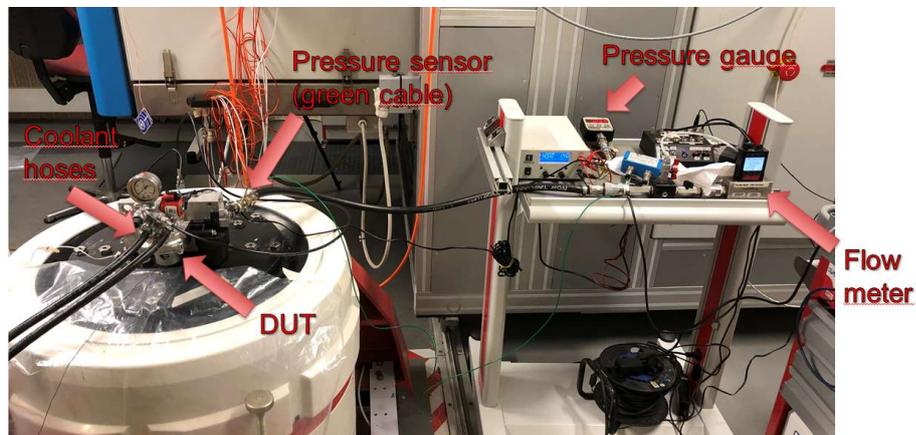


Figura 13 Immagine dello shaker con sistema di flussaggio

Elementi costitutivi:

- Presa di pressione;
- Regolatore di pressione;
- Pezzo testato (DUT);
- Sensore di pressione;
- Misuratore di pressione;

- Ugello;
- Misuratore di portata (ALICAT);
- Boiler.

Il sistema presenta una presa di pressione che alimenta tutto il circuito, successivamente vi è un regolatore di pressione con un manometro. L'aria, quindi, passa per il pezzo e prima di essere messo a scarico passa per un ugello, che parzializza il flusso, e un misuratore di portata.

Come vediamo dallo schema in Figura 12 vi è anche un boiler, che nella Figura 13 non è visibile se non la tubazione che finisce nel coolant

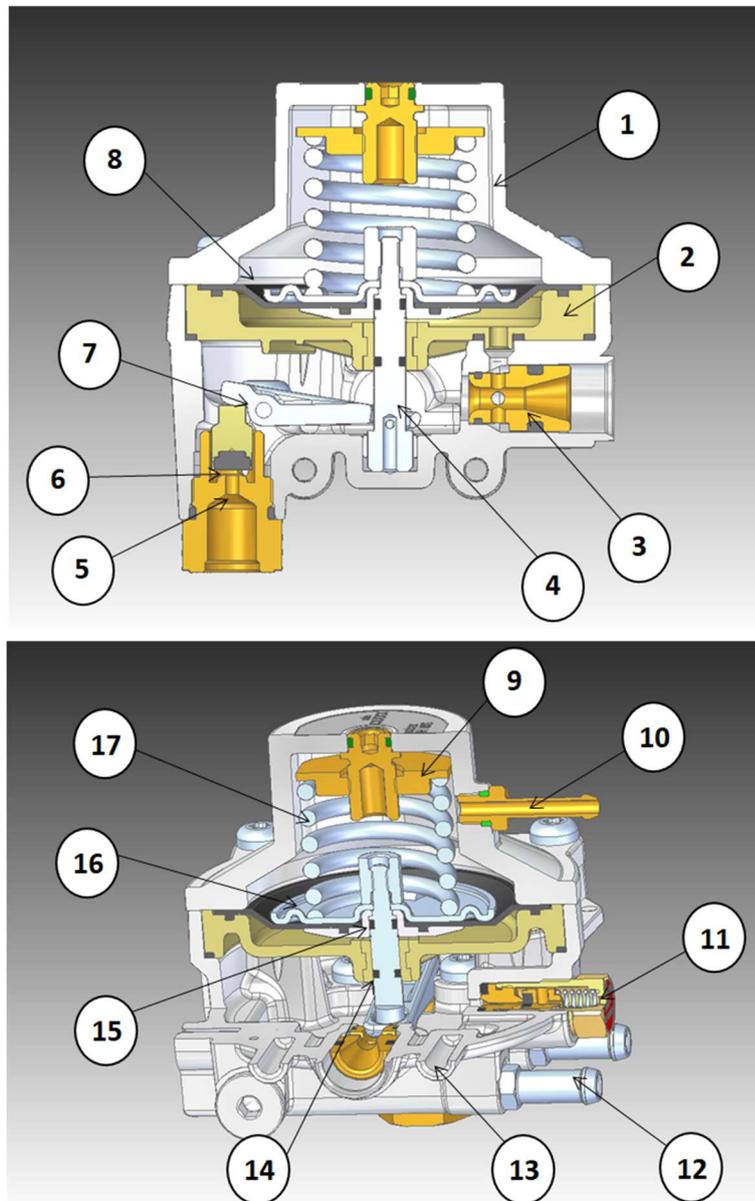


Figura 3/ numero 12). Il boiler riscalda l'acqua che passa al pezzo (riduttore di pressione) tramite due tubazioni uno di ingresso e uno di uscita. Questo sistema permette il riscaldamento di tutto il riduttore (scambio di calore tra superfici, non vi è miscelazione tra acqua e aria).

I sistemi di flussaggio e riscaldamento sono secondari al test sullo shaker (può funzionare anche in assenza) ma è necessario per valutare la risonanza del sistema durante un normale funzionamento.

#### 6.1.2.1 Accelerometro

Di seguito viene mostrato uno schema base di un accelerometro

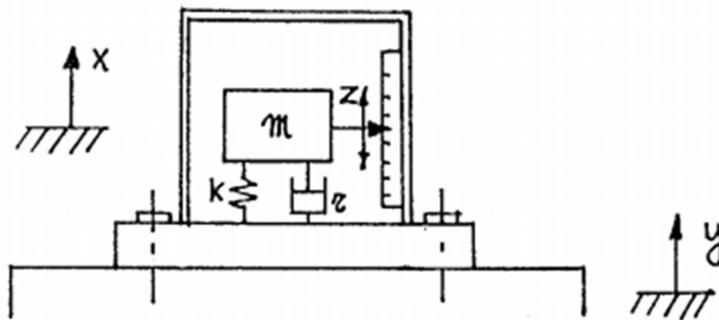
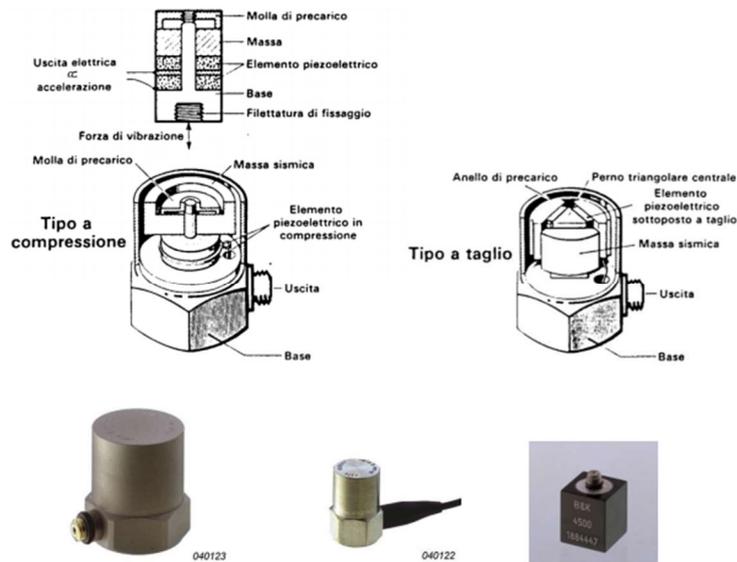


Figura 14 schema di un accelerometro

Il trasduttore in figura si può analizzare come un elemento massa molla smorzatore a cui viene applicato uno spostamento  $y$ . La dinamica del trasduttore è, dunque, del secondo ordine come segue:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -m\ddot{y}$$

Con  $z=x-y$  con  $x$  il riferimento assoluto



**Figura 15 Immagine e sezione di un accelerometro piezoelettrico monoassiale**

L'elemento piezoelettrico è disposto in modo che quando il gruppo viene fatto vibrare la massa "m" applica all'elemento piezoelettrico una forza proporzionale all'accelerazione di vibrazione. Dunque, la carica a capi del condensatore in uscita dall'accelerometro è proporzionale all'accelerazione del corpo da misurare:

$$Q = d_{ij}m\ddot{y}$$

$d_{ij}$ : sensibilità del trasduttore

m: massa trasduttore

$\ddot{y}$ : accelerazione da misurare

Q: tensione misurata

La costante di proporzionalità, detta sensibilità del trasduttore, dipende dal materiale. L'elemento piezoelettrico è generalmente una ceramica ferroelettrica polarizzata artificialmente (come il Titanato di bario, BaTiO<sub>3</sub>, o lo Zirconato Titanato di Piombo, PZT). L'accelerometro può essere di tipo mono-assiale come in Figura 15 o triassiale come di seguito:



**Figura 16 Immagine di un accelerometro piezoelettrico triassiale**

L'accelerometro piezoelettrico offre molteplici vantaggiose caratteristiche, quali:

- ha una ampia banda passante (1-30000 Hz);
- è robusto e affidabile, con caratteristiche stabili per lunghi periodi di tempo;
- può resistere a sollecitazioni di shock molto elevate;
- non contiene parti mobili soggette ad usura.

Di contro presenta alcune limitazioni di utilizzo, quali:

- impossibilità nel misurare accelerazioni statiche;
- difficoltà nelle misure a frequenza inferiore a 1 Hz (solo alcuni tipi riescono ad arrivare con specifico condizionamento a frequenze di 0.1-0.2 Hz);
- nei tipi convenzionali con uscita in carica,
- i cavi di collegamento sono un elemento critico della catena di misura.

## 6.2 Tipologie di prove

### 6.2.1 Flussaggio

I test di flussaggio, generalmente fatti in aria, permettono di valutare il passaggio di gas all'interno di un prodotto e si dividono in due macrocategorie:

- 1) Test statici:
  - a) *p.out VS p.in*: si valuta come varia la pressione di ingresso rispetto a quella di uscita;
  - b) *p.out VS Flow*: si valuta la pressione di uscita in funzione della portata volumetrica in uscita;
- 2) Test dinamici:
  - a) *Inlet step*: si valuta come si comporta il riduttore con un colpo di pressione in ingresso;
  - b) *Flow step*: gradino di portata in uscita.

La prima diversità tra i due macro-test è la velocità con cui viene dato l'input (che sia pressione o portata): lento per i test statici più veloce per quelli dinamici.

Nel caso del test *p.out VS p.in* si lavora sulla valvola manuale in uscita in modo da avere una portata volumetrica fissa generalmente tra i 1000÷1500 Sl/h (nel presente lavoro di tesi è stato considerato un test a 1500Sl/h). Dopo aver impostato la portata, viene data una rampa (lenta) di pressione da 10 a 200 bar sia in salita che in discesa e si misura la pressione di uscita.

Questo test valuta la bontà di regolazione tanto più è orizzontale tanto più il riduttore regola in modo ottimale.

Nel test *p.out VS Flow* si imposta la pressione in ingresso e la si mantiene fissa per tutta la prova, si va a variare la sezione della valvola di valle per passare da una portata volumetrica nulla fino a circa 40000 Sl/h. E si effettuano diversi test al variare della pressione di ingresso (tra 10 e 200bar).

Questi due test servono per caratterizzare il prodotto.

Nel test *inlet step* si effettua una piccola modifica all'impianto: viene aggiunta una valvola con solenoide (VMA3-mini) a monte dello Zenit MS.

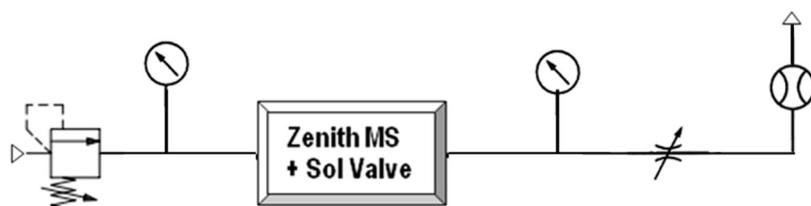


Figura 17 schema banco con valvola con solenoide

Si mantiene chiusa la valvola di valle e quella con il solenoide e si mette in pressione il circuito fatto ciò si eccita il solenoide che apre istantaneamente la VMA3-mini, a monte del riduttore. Questo genera un passaggio, da 0 bar alla pressione impostata, istantaneo quindi di fatto viene dato un colpo di pressione al riduttore. Questo tipo di test è molto gravoso e permette di valutare la pressione di chiusura della leva e valutare quanto la leva resiste a picchi improvvisi di pressione.

Anche nel test a gradino si effettua una piccola modifica al circuito: il sistema è identico alla Figura 10 ma con una valvola manuale in più posta prima del flussimetro. Questo viene fatto per avere un gradino di portata quanto più vicino possibile a un vero gradino con delle valvole manuali.

Il test simula una manovra di richiesta portata e successivo rilascio.

### 6.2.2 Test shaker

Il test viene effettuato forando il pezzo per poter inserire sullo stelo l'accelerometro. Il pezzo poi viene messo in vibrazione sul piatto dello shaker nelle modalità viste prima.

Si possono effettuare due diversi test:

- Frequenza random;
- Rampa di frequenza.

Il primo molto utile per simulare gli effetti di vibrazioni esterne non dipendenti dal funzionamento del riduttore.

Il secondo, che è la tipologia di prova valutata nel presente lavoro, permette di valutare la frequenza di risonanza così da impostare la frequenza di taglio.

### 6.2.3 Altri test

In questa sezione verranno inseriti test effettuabili sul riduttore ma che non sono oggetto di studio nel presente lavoro tesi.

### 6.2.3.1 *Test in temperatura*



**Figura 18** immagini celle climatiche

Grazie alle celle climatiche è possibile effettuare delle prove a diverse temperature: queste sono molto utili per valutare il comportamento di un riduttore in diversi regimi di temperatura.

### 6.2.3.2 *Test di corrosione*



**Figura 19** immagine cabina dell'umidità

Questa prova permette di valutare la corrosione del riduttore soggetto a diverse condizioni di umidità.

### 6.2.3.3 *Test di endurance*

Questi test vengono effettuati al fine del processo di progettazione per valutare tutto il ciclo di vita del riduttore. Infatti, vengono messi in serie diversi riduttori e testati per diversi mesi.

## 6.3 Risultati sperimentali banco prova

### 6.3.1 P<sub>out</sub> VS P<sub>in</sub>

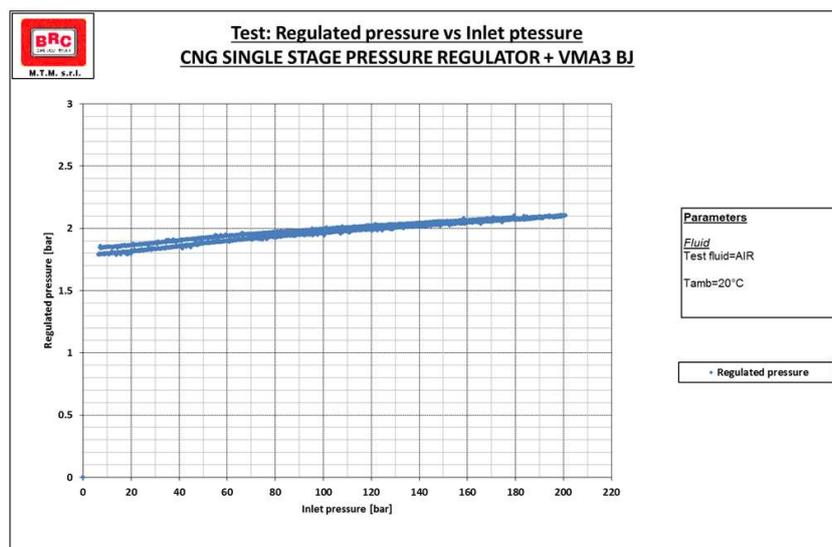


Figura 20 P<sub>out</sub> vs P<sub>in</sub>

Il grafico precedente rappresenta la caratteristica del sistema. Questo trend è dovuto a scelte progettuali in cui l'architettura del regolatore a leva, traduce l'andamento della p.out all'equazione di una retta, con un coefficiente angolare ed un termine noto.

Si nota da test sul banco lo Zenith Ms produce una curva lineare crescente che varia al variare della pressione di ingresso. Questo è sintomo del fatto che uno stesso riduttore non può lavorare in diversi regimi di pressione di ingresso per avere una determinata pressione di uscita.

Il riduttore, però deve poter lavorare all'interno di un range di pressione in uscita (imposto dal cliente). In generale il tipo di caratteristica dipende dal tipo di strategia con cui è comandato l'iniettore.

Come scritto nell'Equazione 6 dall'equilibrio alla leva è possibile ricavare l'equazione della retta  $p.out$  VS  $p.in$ . L'equazione appena citata non prende tutta la fisica che influisce sulla retta del  $p.out$  Vs  $p.in$ , infatti, essa considera una semplice leva ideale senza considerare l'effetto venturi e altri fenomeni. È possibile, però, considerare in prima approssimazione valida l'Equazione 6. Questo permette di fare alcune considerazioni:

- Se varia  $F_0$  la curva trasla verso l'alto;
- Se aumenta la sezione della membrana aumenta, la curva ruota a valori più bassi e trasla verso il basso;
- Se varia il braccio su cui agisce la molla si hanno gli stessi effetti della sezione della membrana;

- Se aumenta il braccio su cui agisce l'otturatore si ha una rotazione della curva a coefficienti angolari maggiori;
- L'effetto della rigidità della molla non è ben visibile nel *p.out VS p.in* perché in questa prova lo spostamento dello stelo è minimo, caso diverso è il *p.out VS flow*.

### 6.3.2 P\_out vs Flow

Nelle figure successive sono presenti grafici che mettono a confronto la pressione di uscita al variare della portata per diverse pressioni d'ingresso:

1. P\_out vs Flow a pressione di ingresso pari a 10 barg;
2. P\_out vs Flow a pressione di ingresso pari a 20 barg;
3. P\_out vs Flow a pressione di ingresso pari a 50 barg;
4. P\_out vs Flow a pressione di ingresso pari a 100 barg;
5. P\_out vs Flow a pressione di ingresso pari a 200 barg.

In questa sezione saranno valutati solo i casi "1." e "5." i restanti saranno inseriti in appendice.

Il *p.out VS Flow* insieme al *p.out VS p.in* sono le caratteristiche statiche del riduttore che permettono di identificare il prodotto stesso. Nella seguente sezione sarà analizzato nel dettaglio la curva del *p.out VS Flow* e quali sono gli elementi che variano la curva stessa.

Quello che si chiede a una caratteristica di questo tipo è di mantenere costante la pressione al variare della portata in uscita. Ovvero se l'utenza richiede una diversa portata nel tempo questo non deve inficiare sulla pressione del riduttore.

Cosa accade nella realtà: otturatore completamente chiuso e portata in uscita nulla, la pressione all'interno del sistema è pari a quella di regolazione che varia in base alla pressione in ingresso. Inizia ad aprirsi l'ugello di scarico (simulatore dell'utenza) e aumenta la portata in uscita, la pressione inizia a diminuire a valle del riduttore e la pressione sulla membrana diminuisce così da diminuire la forza che alza lo stelo e chiude l'otturatore. Così si alza l'otturatore per squilibrio di forze, in questo modo entra portata nel sistema in modo da bilanciare quella in uscita e riportare la pressione a quella richiesta. Il sistema continua così finché l'otturatore raggiunge la sua massima corsa, in questo caso non è più possibile aumentare la portata in ingresso e la pressione crolla, andando a vedere il classico ginocchio.

In generale all'aumentare della pressione di ingresso la pressione di uscita si mantiene a valori più alti e crolla ad alte portate.

Infatti, si nota che solo nella prova a 10barg di pressione di ingresso è presente il classico andamento costante con il crollo della pressione per alte portate. Questo perché il crollo della pressione avviene per portate maggiori a quelle misurabili in caso di pressioni maggiori.

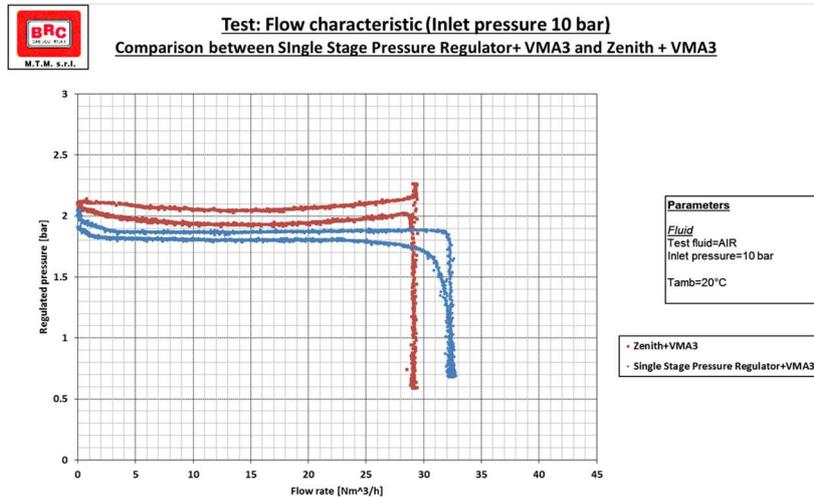


Figura 21  $p.out$  vs Flow a 10barg di  $p.in$

Decremento iniziale della pressione, poi andamento circa costante. Presenta il crollo della pressione tra 30 e 35  $Nm^3/h$ .

Decremento iniziale della pressione, poi andamento circa costante. Non presenta il crollo della pressione, per quanto detto prima

Da notare che a basse portate l'andamento non è costante: questo è dovuto all'otturatore che quando va in battuta presenta un'extra corsa, dovuta alla deformazione dello stesso sulla sede, che fa sì che la pressione cali rispetto a quella con otturatore ideale.

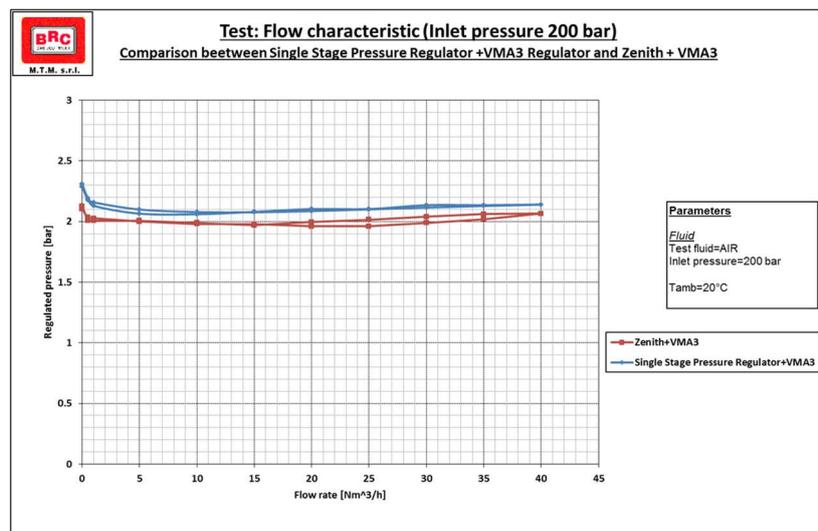


Figura 22  $p.out$  vs Flow a 200barg di  $p.in$

Decremento iniziale della pressione, poi andamento circa costante. Non presenta il crollo della pressione

### 6.3.3 Inlet step

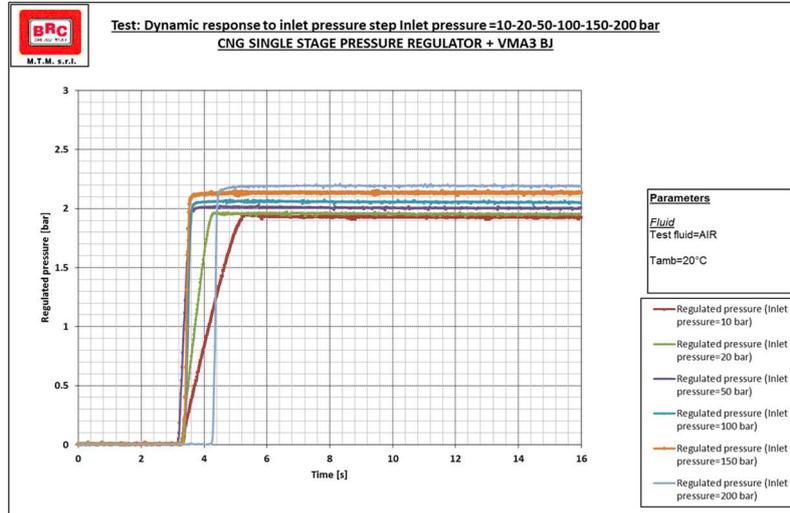


Figura 23 *Inlet step* a diverse pressioni in ingresso

Per determinare queste curve si chiude la valvola di scarico e si dà in ingresso un gradino di pressione e si valuta come varia la pressione in uscita per diverse pressioni di ingresso.

Come si nota dal grafico precedente si ha un aumento della pressione iniziale finché poi l'andamento risulta piatto questo perché l'otturatore va in posizione di chiusura.

All'aumentare della pressione di ingresso la curva si sposta sempre più a pressioni più alte, ovvero l'otturatore chiude a pressioni nella camera tra 2 e 13 (

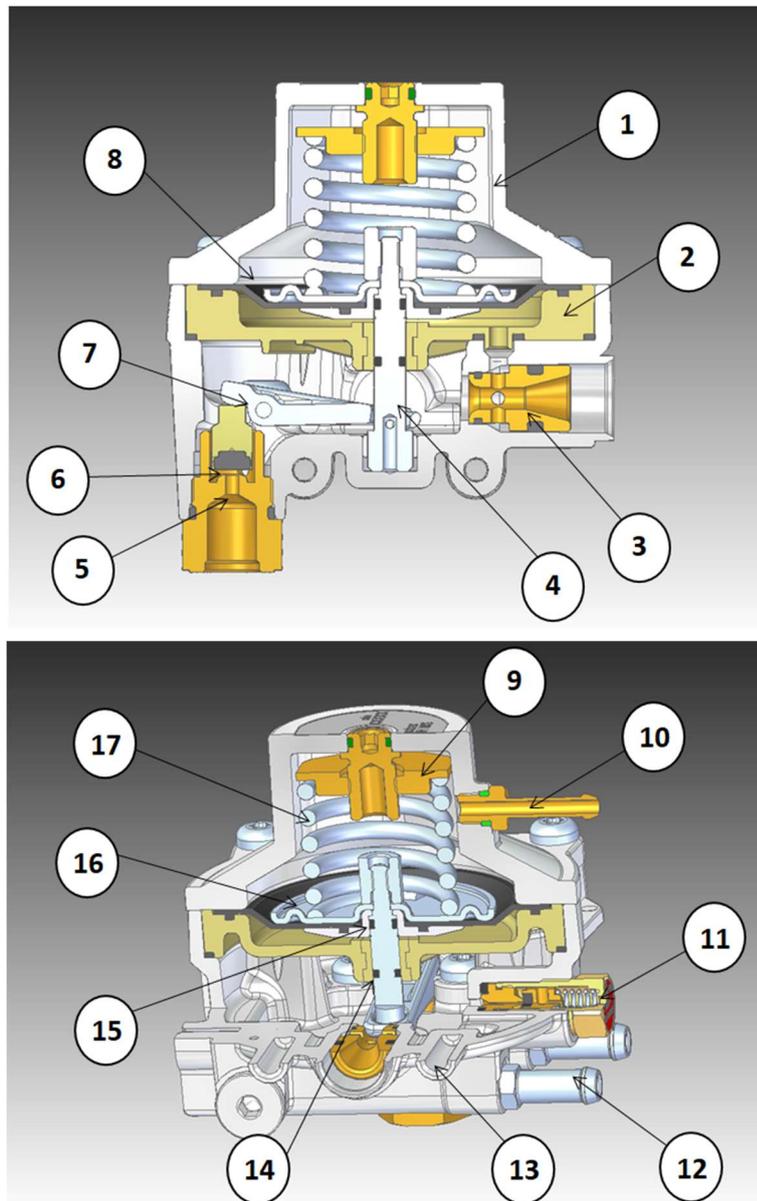
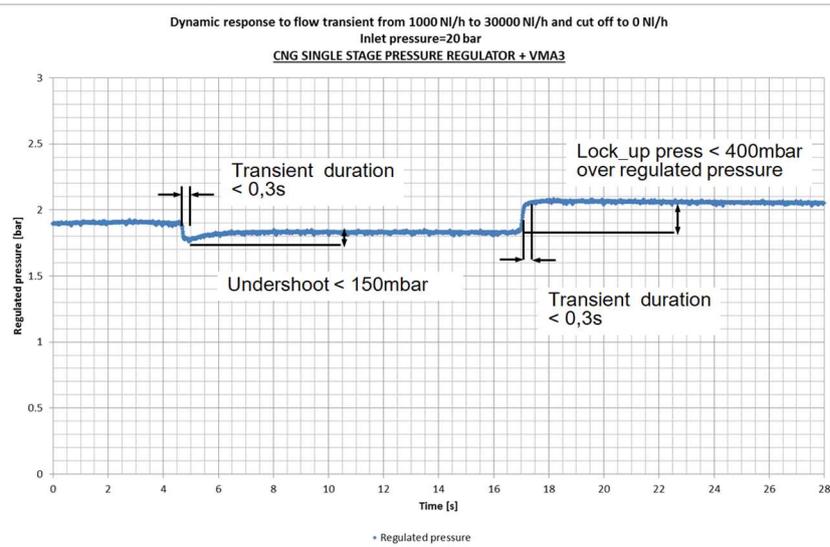


Figura 3).

Sono test lenitivi per la vita del riduttore, la leva potrebbe danneggiarsi, infatti non vengono effettuati in linea.

### 6.3.4 Flow step

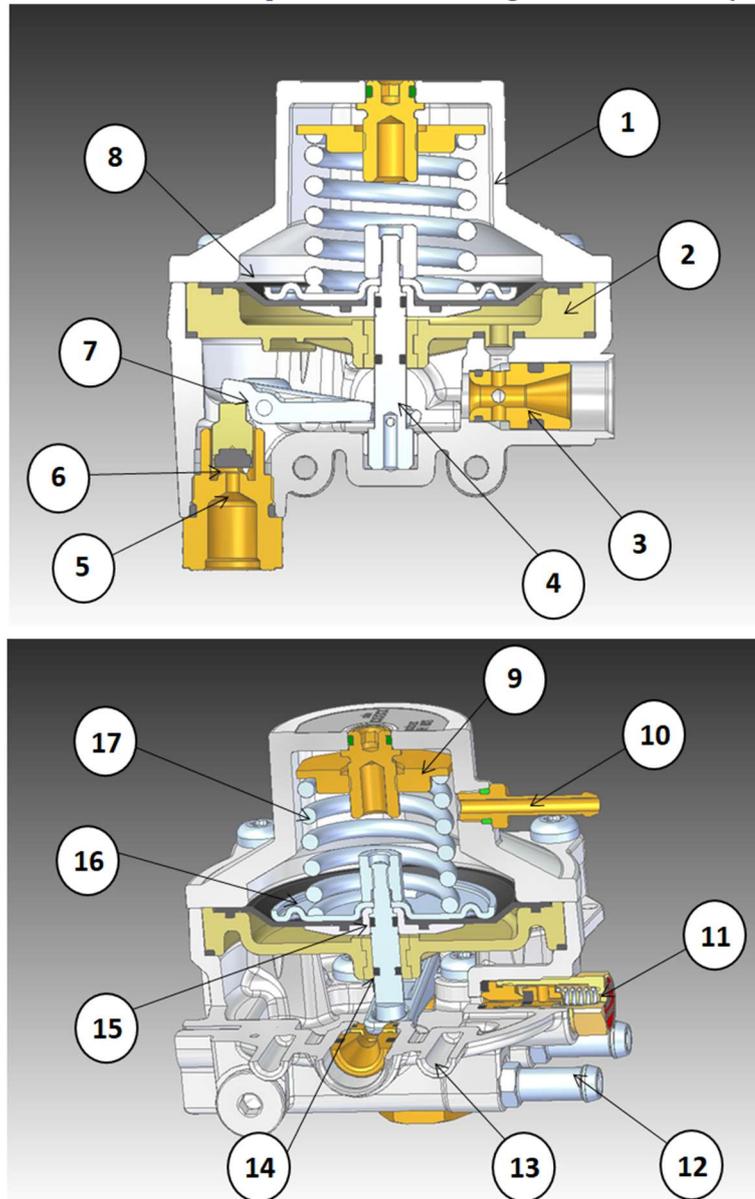


**Figura 24 gradino in uscita al variare della portata in ingresso**

Come scritto in precedenza la curva in figura è data da un gradino di portata all'uscita. Notiamo dalla curva che quando viene dato il gradino la pressione scende a trovare una stabilità a pressioni più basse. Questo è spiegato dal fatto che l'utenza richiedendo più portata fa sì che la pressione in uscita dal riduttore scenda, essendo un riduttore monostadio esso non riesce a mantenere costante la pressione al variare della portata.

## 6.4 Risultati sperimentali shaker

### 6.4.1 Valutazione compressione o-ring dinamico (



### 6.4.2 Figura 3 elemento 14)

Il test sono stati effettuati per correlare la forza di attrito tra stelo e o-ring con la frequenza di risonanza del riduttore per diverse configurazioni dello stesso. Lo schema dell'impianto è lo stesso della Figura 12.

Condizioni del test:

- Pressione in ingresso  $p_{in} = 170$  bar relativi;
- Portata volumetrica  $Q = 1000$  Sl/h (misurata con ALICAT);

- Temperatura del coolant T = 80°C.

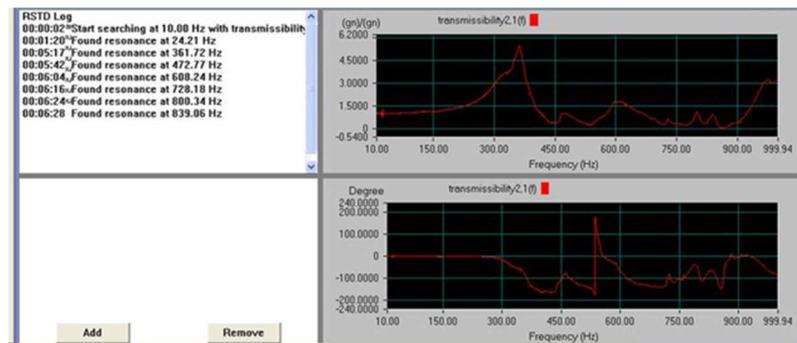


Figura 25 analisi su shaker

Come si nota dalla figura precedente grazie all'accelerometro si è potuto valutare i picchi di risonanza. Si è partiti da un valore di 10 Hz per arrivare a un massimo di 1000Hz. Il limite dello shaker superata valore (2200Hz) però, si è scelto di rimanere sufficientemente al di sotto di tale valore per evitare di inficiare la prova.

Da figura si notano a sinistra in valori di frequenze di risonanza e a destra la funzione di trasferimento e la sua fase.

Vediamo ora come si comporta il sistema al variare della sezione dell'alloggio dell'oring:

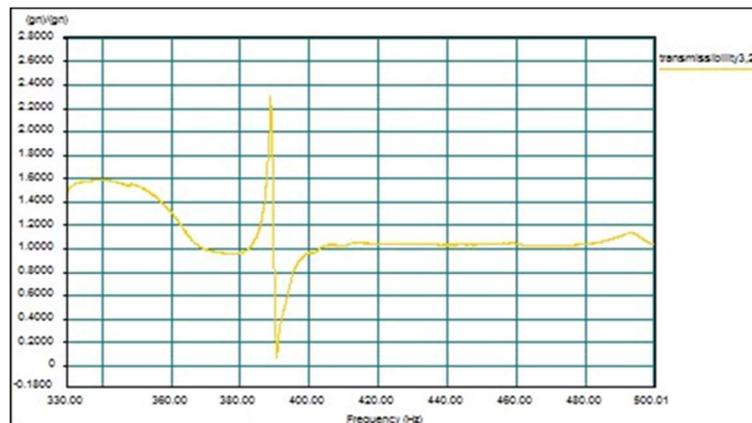
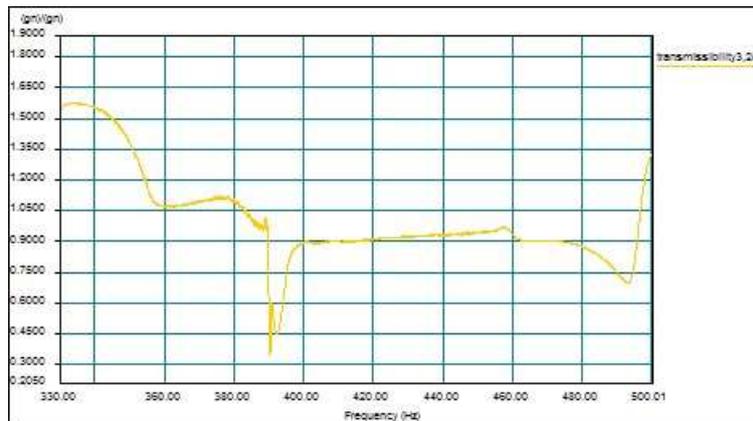


Figura 26 funzione di trasferimento con diametro sezione o-ring 3.9mm

Nel caso in esame si nota un picco di risonanza a circa 390Hz.

Il grafico in Figura 26 è il risultato di una prova con un range di valutazione ridotto (330Hz-500Hz) rispetto a quello introdotto in precedenza. Prima di questa prova se ne effettua generalmente una di primo tentativo con un range più ampio per valutare

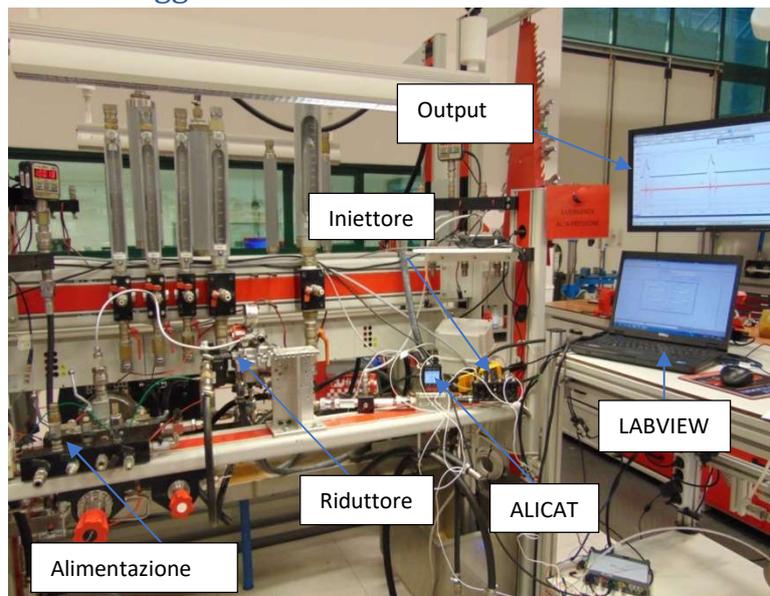
dove si trova il picco di risonanza per poi effettuare una più specifica. In appendice saranno inserite tutte le prove effettuate.



**Figura 27** funzione di trasferimento con diametro sezione o-ring 4.1mm

Si nota dalla figura precedente una forte riduzione del picco di risonanza.

### 6.5 Flussaggio con iniettore



**Figura 28** flussaggio con iniettori banco prova

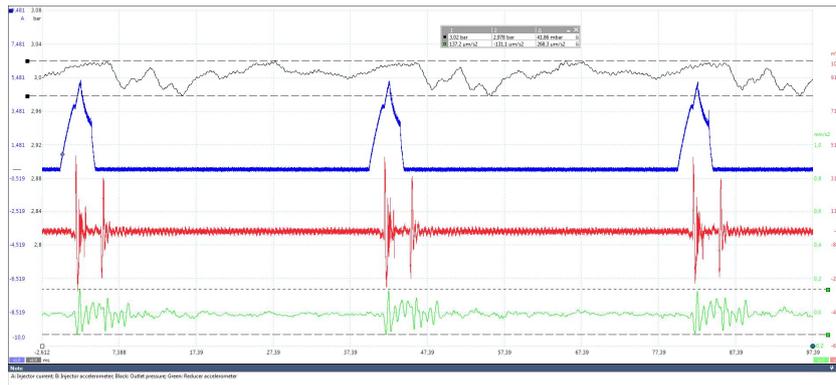
Le prove con gli iniettori sono state eseguite in parallelo con la modellazione, in questa fase si è passati da una fase di sperimentazione per costruire il modello a quella di usare il modello stesso per risolvere il problema di noise. In questa trattazione non saranno inserite tutte le prove effettuate ma solo alcune, inserendo le restanti in appendice.

L'immagine precedente raffigura il banco prova a sinistra si nota l'alimentazione, con il suo relativo manometro, successivamente notiamo il riduttore in esame. Posto dopo il riduttore si nota il

misuratore di portata (ALICAT) e in fine l'iniettore comandato tramite software.

Nelle figure successive vengo visualizzati gli output, in ordine di visualizzazione dall'alto:

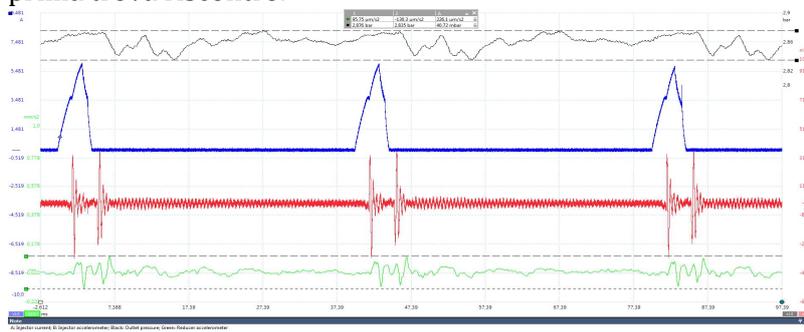
1. Pressione in uscita dal riduttore (curva nera);
2. Corrente di alimentazione degli iniettori (curva blu);
3. Accelerazione iniettori (curva rossa);
4. Accelerazione stelo del riduttore (curva verde).



**Figura 29** flussaggio con iniettori diametro sede o-ring 3.9mm

Nella figura precedente è possibile visualizzare la prova fatta con la normale sede dell'o-ring. Il funzionamento è quello tipico di un riduttore: quando l'iniettore si apre richiede portata e la pressione si riduce, con un certo ritardo. In questa fase si percepisce già a orecchio del rumore proveniente dal riduttore.

Grazie alla modellazione con Amesim si è provato ad adottare una sede dell'o-ring maggiorata e si è notato un possibile miglioramento in termini di drop di pressione, tra la fase di apertura e chiusura dell'iniettore. Di seguito un'analisi fatta in laboratorio per valutare sperimentalmente se quanto scritto prima trova riscontro.



**Figura 30** flussaggio con iniettori diametro sede o-ring 4.1mm

Come si può leggere dalla tabella posto in alto all'immagine si nota un drop di pressione più basso rispetto a quello precedente.

In laboratorio si riscontrava anche una diminuzione del rumore derivante dal riduttore.

Da notare un aumento dell'ampiezza di oscillazione dell'accelerazione dello stelo anche quando l'iniettore è chiuso, è un elemento molto importante da tenere in conto. Un aumento dell'accelerazione si traduce in un'amplificazione dei fenomeni di stick and slip, che non verranno trattati nella presente tesi.

Prima di poter effettuare una valutazione conclusiva bisogna valutare i test dal campo, di seguito sono stati inseriti due: caso standard e con sede maggiorata.

Dalle immagini sottostanti vediamo per ognuna quattro curve che si differenziano da quelle viste prima, partendo dall'alto:

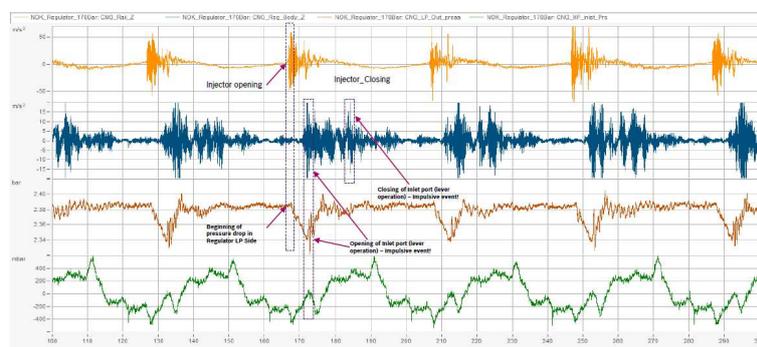
1. Accelerazione iniettore;
2. Accelerazione stelo;
3. Pressione in uscita al riduttore;
4. Pressione in ingresso al riduttore.

Prima differenza da notare è l'inserimento del grafico della pressione in ingresso che a differenza del laboratorio non è costante, inoltre, l'effetto dello stick and slip è maggiorato nei riduttori testati sul campo.

La differenza nella pressione in ingresso è dettata dal fatto che tra riduttore e serbatoio vi sono una serie di valvole che aumentano la resistenza al moto, dunque, la pressione immediatamente all'ingresso del riduttore oscilla nell'intorno di alcuni millibar.

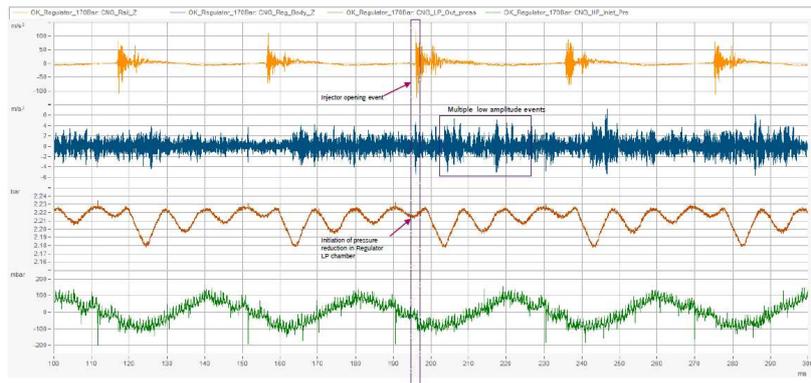
L'aumento del fenomeno dello stick and slip è da imputare alle condizioni a cui è sottoposto il riduttore non ottimali come in laboratorio.

Di seguito le curve per il caso standard:



**Figura 31** flussaggio sul campo con iniettori diametro sede o-ring 3.9mm

Di seguito le curve per il caso con sede maggiorata:



**Figura 32 flussaggio sul campo con iniettori diametro sede o-ring 4.1mm**

Anche sul campo si sono notati dei miglioramenti sia in termini di drop di pressione che poi di noise.

# Capitolo 7

## 7 Studio analitico tramite

### Amesim

#### 7.1 Software

##### 7.1.1 Introduzione

Il software amesim permette di effettuare un'analisi unidimensionale di un sistema meccanico/pneumatico. L'utilizzo di questo software permette di simulare diversi sistemi che presentano contemporaneamente diverse fisiche come il riduttore di pressione: il riduttore mette insieme la meccanica con la pneumatica.

Altro vantaggio di amesim è la capacità di studiare fenomeni complessi da un punto di vista semplificato riducendo drasticamente il tempo di calcolo. Questo punto, però, è anche un aspetto negativo perché non si riesce a modellare interamente tutti i fenomeni del riduttore portando a errori di semplificazione e distacco del modello dalla realtà.

Il programma è strutturato in quattro sezioni:

- Sketch: collegamento dei blocchi per modellare ogni fenomeno;
- Submodel: per ogni blocchetto si individua il modello che più approssima il fenomeno;
- Parameter: per ogni blocco si impostano i parametri e le condizioni iniziali;
- Simulation: calcolo del modello, visualizzazione e post-processing.

## 7.1.2 Sketch

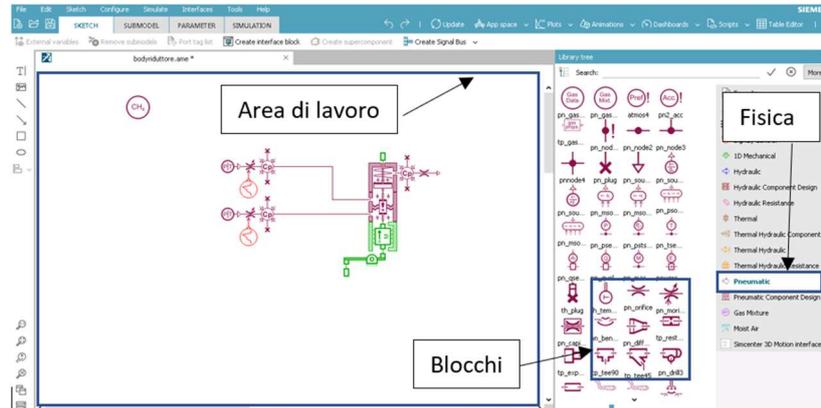


Figura 33 Area Sketch di Amesim

In quest' area permette di modellare il riduttore spostando i blocchi all'interno dell'area di lavoro.

In primo luogo si sceglie la fisica cui fare riferimento, nella parte destra della schermata. Una volta scelta la fisica, si aprirà la libreria dei blocchi corrispondenti, trascinando i blocchi nell'area di lavoro e collegandoli tra di loro è possibile costruire il modello di partenza: è possibile collegare anche blocchi scelti da fisiche diverse, è proprio il vantaggio che offre il seguente software.

## 7.1.3 Submodel



Figura 34 Area Submodel di Amesim

Entrando nell'area submodel è possibile scegliere il modello di ogni singolo blocchetto. Infatti, effettuando un doppio click sul blocchetto si aprirà una finestra in cui si potrà scegliere il modello più consono a modellare il fenomeno studiato.

## 7.1.4 Parameter

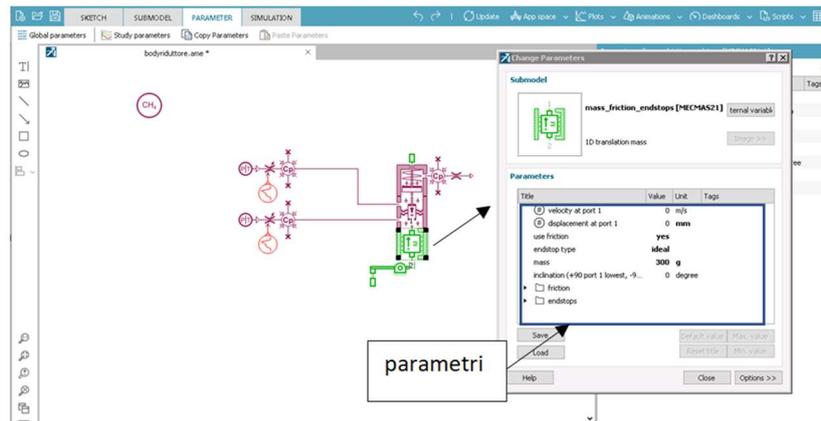


Figura 35 Area Parameter di Amesim

Entrando nell'area parameter è possibile scegliere tutti i parametri e le condizioni iniziali di ogni singolo blocchetto.

## 7.1.5 Simulation

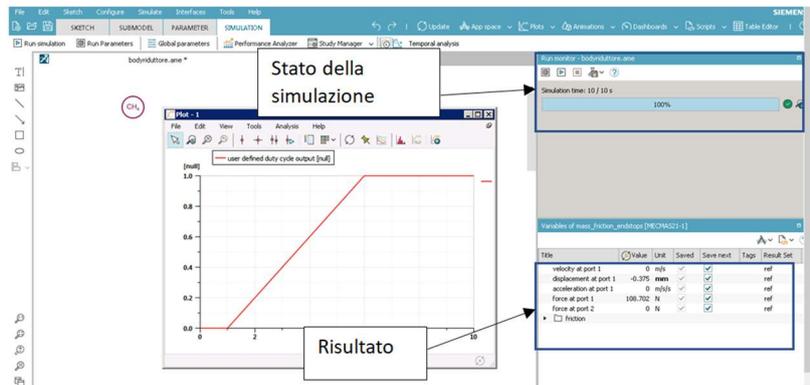


Figura 36 Area Simulation di Amesim

In quest'area è possibile effettuare il calcolo della simulazione visionando lo stato della simulazione e ottenere in forma grafica i risultati.

## 7.2 Librerie

### 7.2.1 Componenti segnali

Questi elementi sono stati usati per dare un input al sistema:



Figura 37 Segnali: a) costante; b) a intervalli generici; c) onda quadra

### 7.2.2 1D Mechanical

Elementi usati per la modellazione di componenti meccanici:

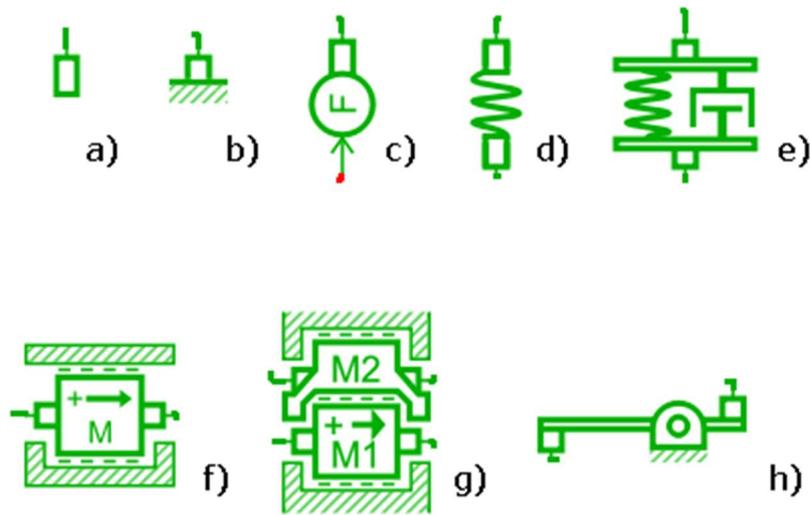


Figura 38 1D Mechanical: a) zero force; b) vincolo di incastro; c) generatore di forza; d) molla e) molla e smorzatore; f) massa con attrito; g) accoppiamento prismatico; h) leva incernierata

### 7.2.3 Pneumatic

Elementi usati per definire un impianto con un basso livello di dettaglio

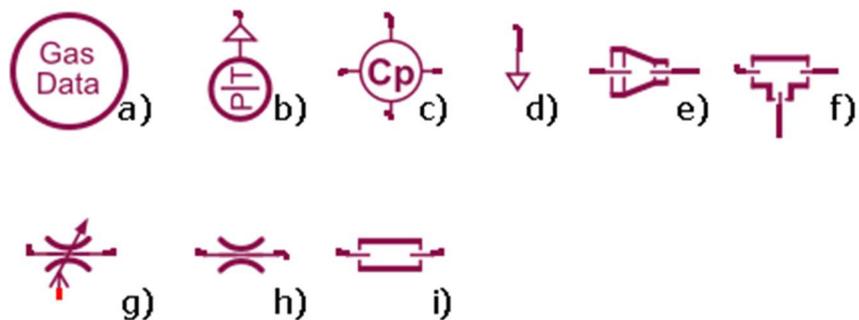


Figura 39 Pneumatic: a) Proprietà del gas; b) input di pressione e temperatura; c) camera in pressione; d) scarico ambiente; e) ugello; f) valvola

nodo pneumatico; g) strizione con area variabile; h) strizione con area costante; i) tubo

#### 7.2.4 Pneumatic component design

Permette di definire i componenti interni del sistema, aumentando il livello di dettaglio rispetto alla libreria pneumatic.

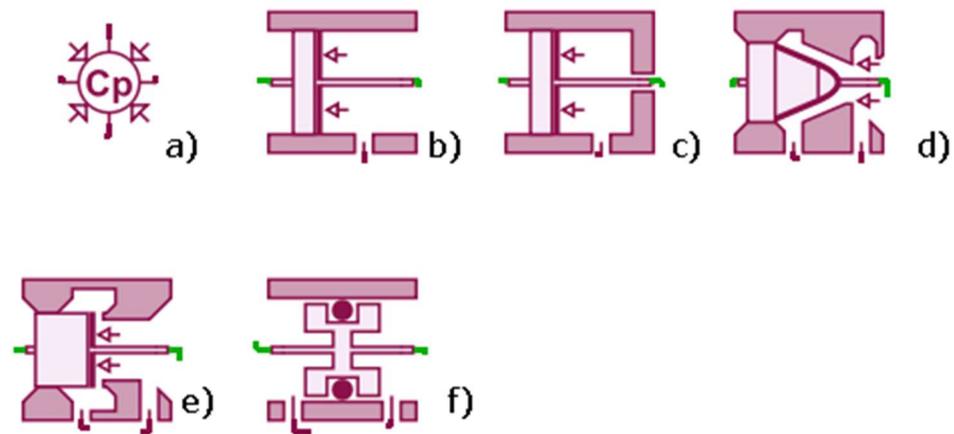


Figura 40 PCD: a) camera con volume variabile; b) pistone 1; c) pistone 2; d) otturatore conico e) otturatore piatto; f) o-ring dinamico

Modellazione otturatore piatto:

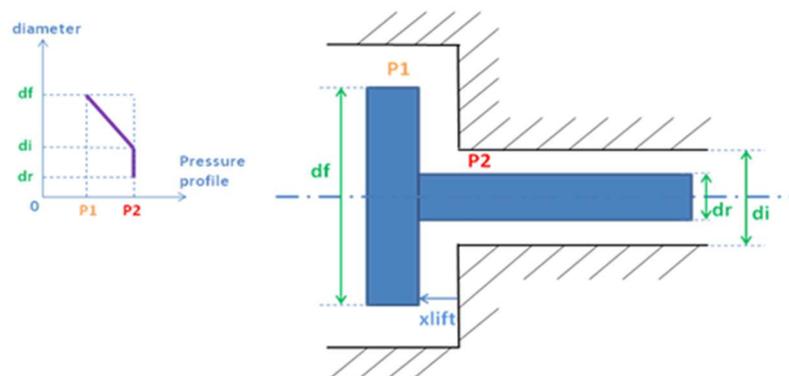


Figura 41 Modellazione otturatore blocchetto Figura 40 e)

La pressione che agisce in apertura varia linearmente in fase di apertura.

Modellazione di un otturatore conico in Amesim:

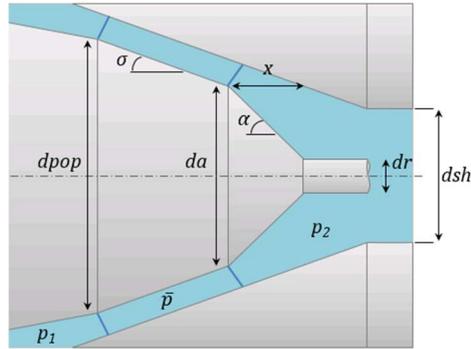


Figura 42 Modellazione otturatore blocchetto Figura 40 d)

$$\bar{p} = \frac{P1 + P2}{2} (1 - e^{-3x/tau})$$

Equazione 20 pressione nella zona di apertura

Influenza del tau:

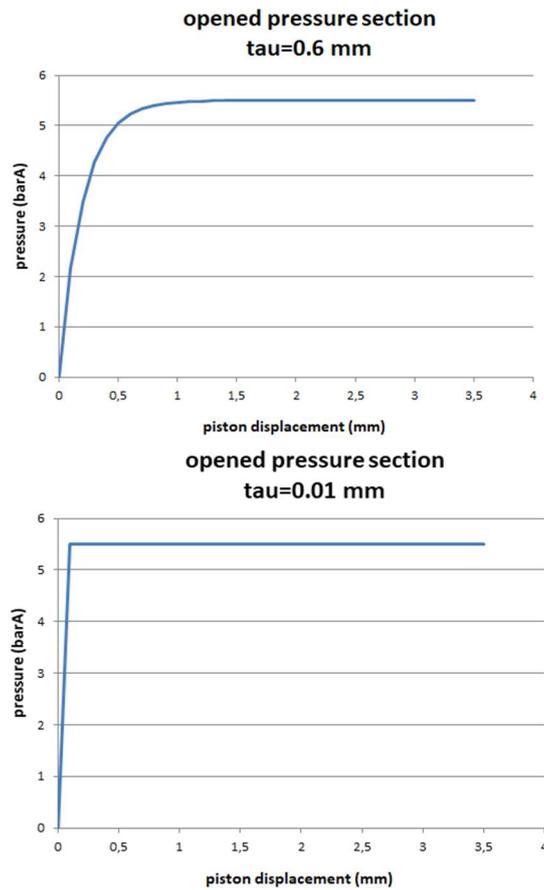


Figura 43 Curva della pressione agente sulla sezione in apertura per tau=0.6 e 0.01 mm

Come si nota dai grafici nella Figura 43 il tau è un elemento di ritardo di apertura del pistone, il ritardo però è considerato come un rallentamento della curva di pressione che raggiunge più tardi

il valore asintotico. Il valore asintotico è pari alla media aritmetica tra le pressioni di ingresso e uscita.

Modellazione o-ring:

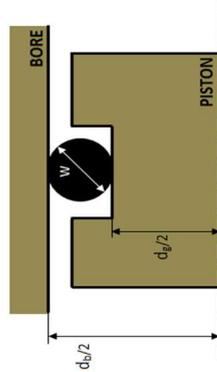


Figura 44 schema stelo con o-ring

$$F_{\text{attrito}} = \mu \cdot \pi \cdot d_g \cdot W \cdot E \cdot S \cdot \sqrt{1 - \frac{(d_b - d_g)^2}{4W^2}}$$

Equazione 21

Con:

- $\mu$ : Coulomb friction force;
- $d_g$ : diametro sede o-ring;
- $d_b$ : diametro in scorre lo stelo;
- $E$ : coefficiente di Young;
- $S$ : compressione o-ring;
- $W$ : diametro o-ring;

S viene valutata nel seguente modo:

$$S = \frac{W - \frac{d_b - d_g}{2}}{W}$$

Equazione 22

## 7.3 Modellizzazione del riduttore ed elementi esterni

### 7.3.1 Modello riduttore

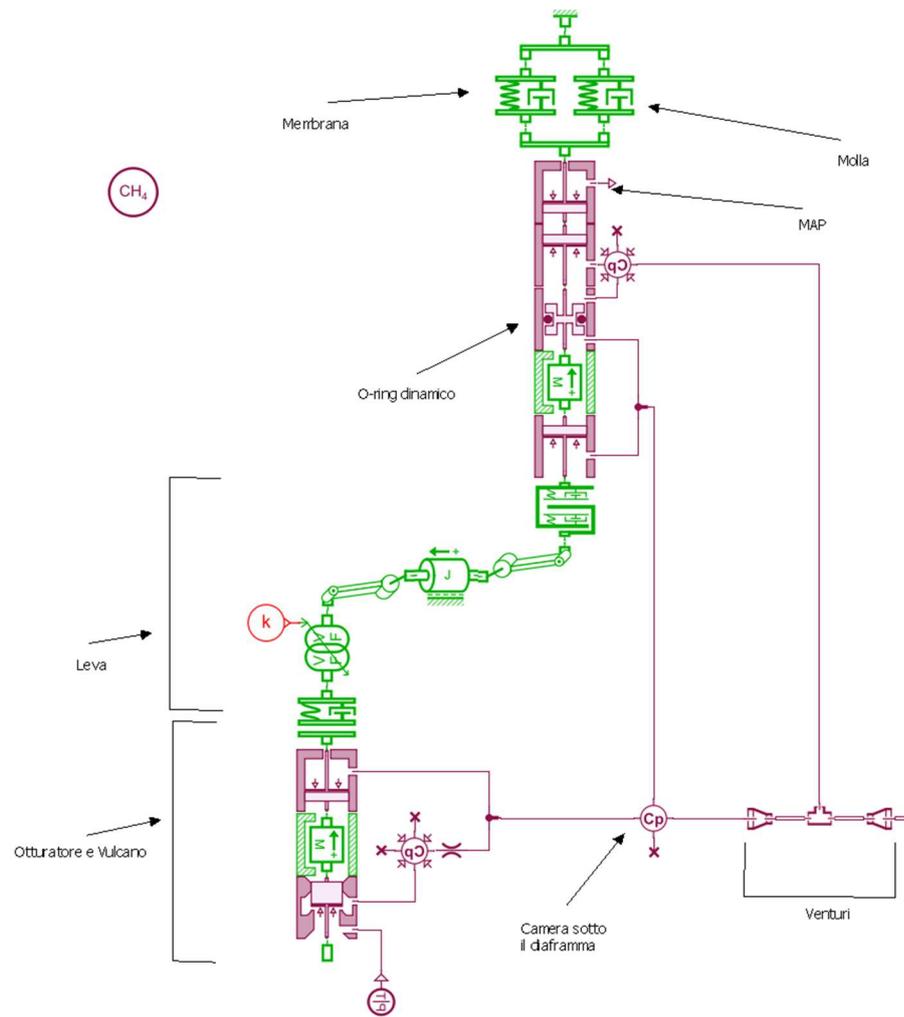
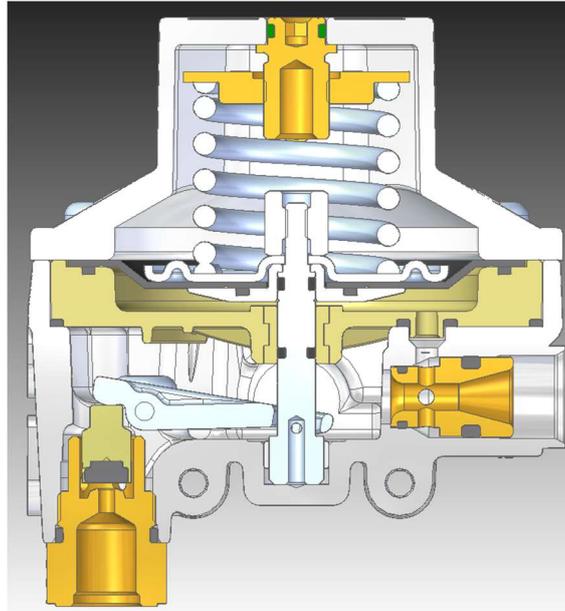


Figura 45 Modellazione del riduttore zenit MS



**Figura 46 Figura del riduttore zenit MS**

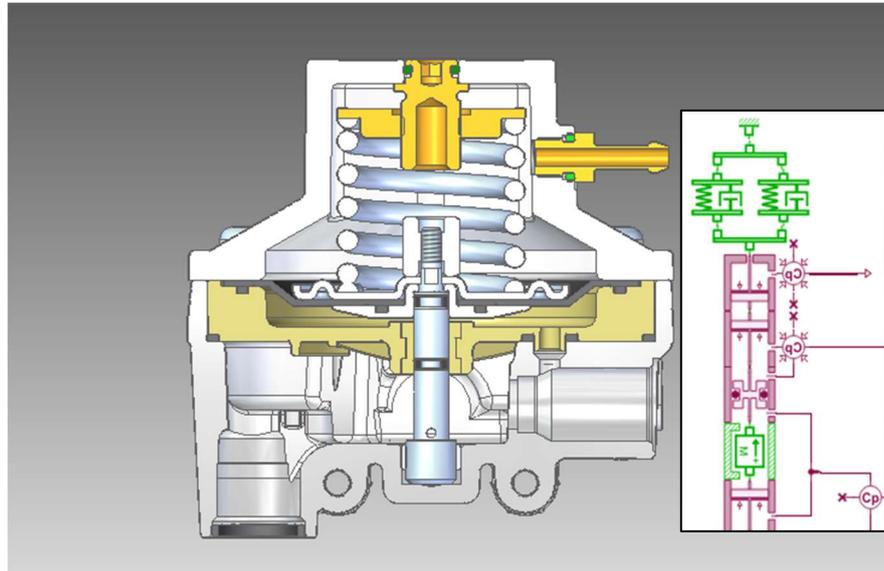
Partendo dal basso il gas parte dalla presa di pressione, entra nell'otturatore e viene parzializzato prima di entrare nella camera sotto il disco. Da questo punto in poi il flusso passa attraverso un ugello di venturi e andare poi all'utenza, nel Venturi è presente un foro che collega la camera sotto la membrana con quella sotto il disco. Il gas agisce sulla membrana che alza lo stelo conseguentemente anche la leva che chiude l'otturatore. Con la chiusura dell'otturatore diminuisce la pressione sotto la membra e abbassa lo stelo andando ad aprire l'otturatore.

L'intero modello lavora ciclicamente finché non trova l'equilibrio in base alla portata richiesta dall'utenza.

È stato deciso per semplicità di spiegazione di dividere il modello in tre parti:

- Corpo superiore con stelo;
- Gruppo otturatore;
- Venturi.

### 7.3.1.1 Corpo superiore con stelo



**Figura 47 Modellazione del corpo centrale del riduttore**

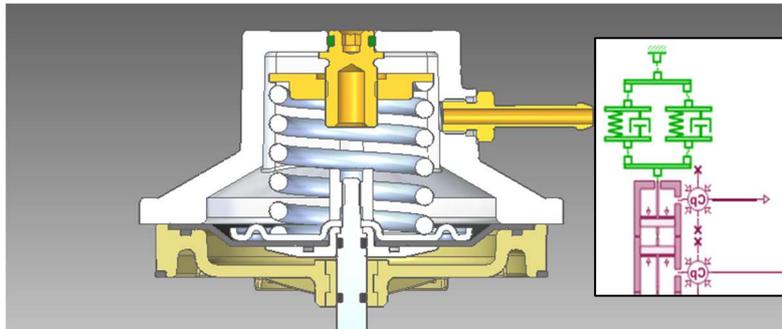
Partendo dall'alto si nota un blocchetto che indica l'incastro che va a identificare il corpo fisso del riduttore. Successivamente troviamo in parallelo due blocchetti che indicano la membrana (sinistra) e la molla (destra) descritti come elementi con una certa rigidezza e smorzamento. Successivamente è possibile notare due elementi pistone contrapposti necessari per simulare l'elemento membrana, come pistone.

Successivamente troviamo tre elementi un o-ring, una massa e un pistone: il primo modella un o-ring che scorre con lo stelo nel disco, il secondo indica l'inerzia del sistema mobile (escluso otturatore) e il terzo modella la fine dello stelo, immerso nel fluido (stelo non passante).

Le tre camere che vediamo a destra del modello indicano partendo dall'alto:

1. MAP: camera in cui è immersa la molla;
2. Camera sotto la membrana;
3. Camera sotto il disco.

Modello membrana con molla (in parallelo) e MAP:



**Figura 48 Modellazione della membrana con molla e map**

la membrana viene considerata come un pistone con uno smorzamento e una sua rigidezza. In parallelo vi è la molla. L'ugello indica il MAP, messo a scarico con l'ambiente esterno ( $p=1 \text{ atm}$ ).

Modello massa (inerzia) del sistema:



**Figura 49 Modellazione della massa dello stelo**

Rientrano diversi elementi tra nell'inerzia (massa) del sistema:

- stelo;
- O\_ring sullo stelo;
- Molla (considerata al 30%);
- Membrana;
- Leva (considerati solo i 3/4 di leva);
- Piattelli di bloccaggio membrana.

Il totale della massa si aggira intorno al 105 g.

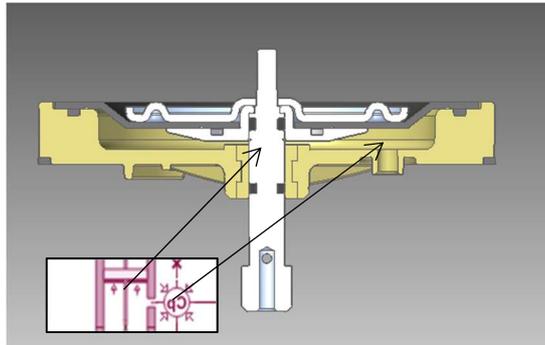
I finecorsa sono stati impostati ma sono superflui in quanto saranno limitati da quelli dell'otturatore, i due elementi sono legati dalla leva infatti:

se  $h$ : spostamento otturatore, si ha che lo spostamento dello stelo sarà  $h'$  pari a:

$$h' = 4 \cdot h$$

**Equazione 23**

Modello camera tra membrana e diaframma:



**Figura 50 Modellazione camera tra membrana e diaframma**

In questo caso vediamo un pistone (membrana) e una camera Cp ovvero la camera tra l'elemento 2 e 8 (vedere

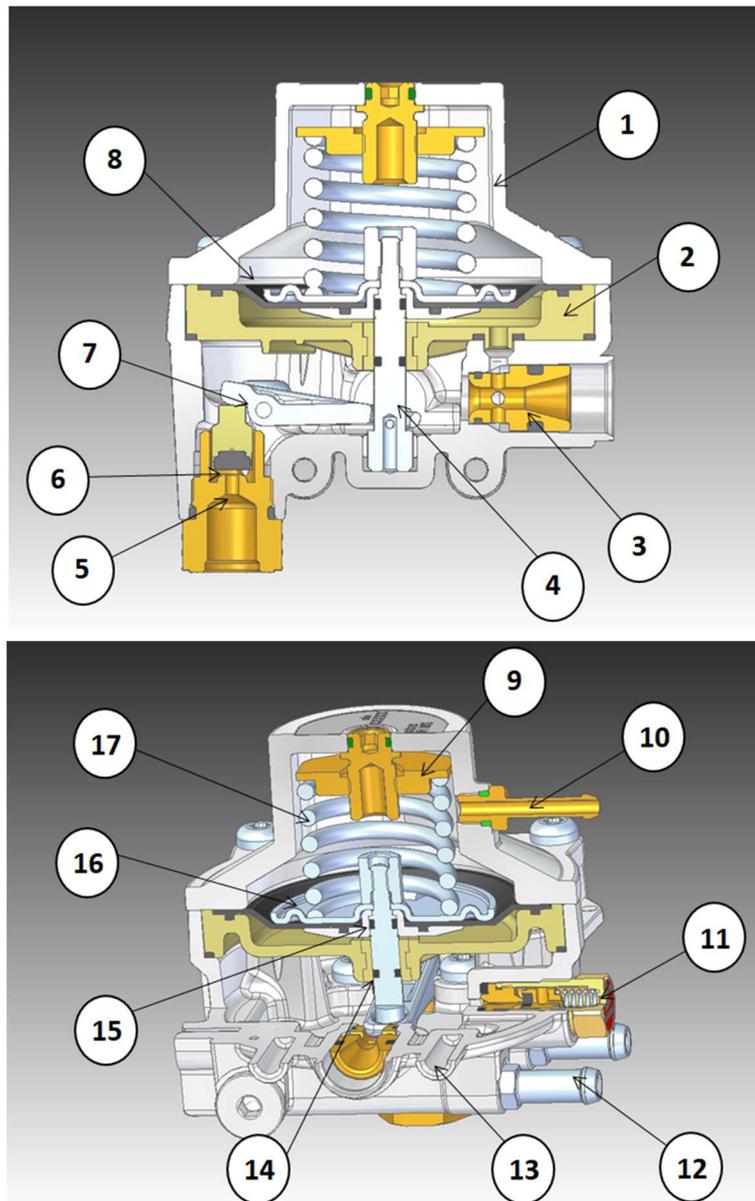


Figura 3).

Sulla membrana si è fatto un'analisi ulteriore su come modellizzarla.

Nella Figura 48 è possibile notare com'è stata modellizzata la membrana ovvero come un pistone con una rigidità e smorzamento. Nel presente lavoro di tesi ci si è focalizzati sull'aspetto del pistone. Il diametro della membrana a lavoro è di 67 mm, è ragionevole pensare che il diametro del pistone nel modello sia pari a quello di tutta la membrana. Questo però non è vero perché da analisi sperimentali si è notato che la membrana lavora come un pistone ma con diametro minore. Stesso risultato è stato ottenuto con il modello Amesim.

In appendice sono stati inseriti alcuni grafici *p.out VS p.in* al variare del diametro della membrana

Si ipotizzi la curva *P\_out VS P\_in* come una retta del tipo:

$$y = mx + q$$

**Equazione 24**

Come si nota dall'Equazione 6 all'aumentare del diametro del pistone la retta trasla e ruota verso pressioni più basse.

Di seguito alcuni risultati di simulazione al variare del diametro della membrana:

diaphragm diameter (mm)	P_in (barg)	P_out (barg)	$\Delta P$ (barg) m	q (barg)
56	10	1,726	0,633	0,003332
56	200	2,359		1,693
58	10	1,604	0,594	0,003129
58	200	2,199		1,573
60	10	1,508	0,547	0,002879
60	200	2,055		1,479
62	10	1,412	0,512	0,002693
62	200	1,924		1,385
64	10	1,325	0,481	0,002532
64	200	1,806		1,300

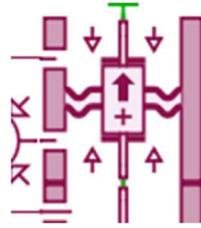
**Tabella 2**

Come si nota da tabella si è confermato quanto detto prima, all'aumentare del diametro i valori di *q* e *m* diminuiscono dunque la retta diminuisce la sua pendenza e trasla verso il basso.

In prima analisi si è scelto un diametro pari a 62 mm, tale da correlare al meglio le simulazioni con i test sperimentali.

In seconda analisi si è notato che mantenendo costante il su detto diametro ad alte portate e basse pressioni di ingresso le curve non danno risultati ottimali (la pressione scende in maniera anomala). A seguito di ciò si è ipotizzato di far variare il valore del diametro effettivo del pistone con lo spostamento dello

stesso. Così, però, si è dovuto modificare il modello della membrana come di seguito:



**Figura 51 nuovo bloccetto membrana**

Questo elemento ha permesso di introdurre il concetto di diametro effettivo del pistone variabile, la formulazione la troviamo di seguito:

$$d_{effettivo} = d_0 + a \cdot |x|$$

**Equazione 25**

Il valore di  $d_0$  è il diametro effettivo quando  $x$  è nullo dunque nelle condizioni iniziali. Nelle condizioni iniziali l'otturatore è chiuso e lo stelo è completamente sollevato. Questa situazione si ha quando la portata in uscita è nulla. Da quanto detto prima il valore ottimale ottenuto a basse portate e alte pressioni è di 62 mm dunque è ragionevole pensare che  $d_0$  sia pari a 62 mm, perché nelle condizioni sopra scritte (basse portate- alte pressioni) lo spostamento del pistone tende a zero.

Analizzando il segno di "a":

- $a > 0$  : il valore di  $d_{effettivo}$  aumenta con il modulo di  $x$ , questa soluzione non è accettabile perché il valore di pressione diminuirebbe con l'aumentare di  $d_{effettivo}$ ;
- $a < 0$  : il valore di  $d_{effettivo}$  diminuisce con il modulo di  $x$ , questa soluzione è accettabile perché il valore di pressione aumenterebbe con il diminuire di  $d_{effettivo}$ .

Il modulo di "a" è un punto molto delicato in quanto al variare di esso il sistema potrebbe diventare instabile, attraverso alcune prove si è scelto di impostarlo a 4/3. Il valore è stato ottenuto così da avere il valore di 58 mm come diametro effettivo, quando  $x$  è massimo. Questo valore risulta essere ottimale alle alte portate e basse pressioni.

### 7.3.1.2 Modello leva

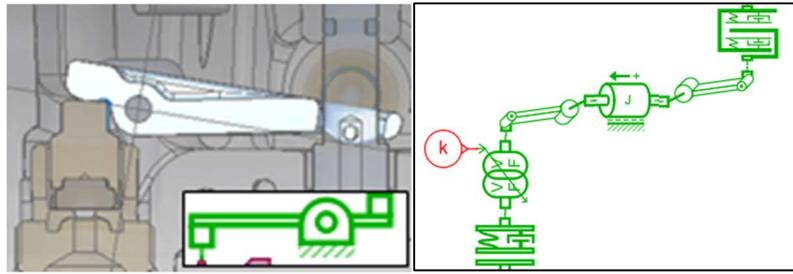


Figura 52 figura e modello della leva

Il modello della leva nella Figura 52 permette di valutare diversi aspetti della leva:

- Il primo elemento posto in alto permette di valutare un contatto tra pistone e leva non rigido (la leva può scorrere nel pistone);
- L'elemento centrale indica l'inerzia alla rotazione attorno al fulcro;
- Le leve indicano i due bracci;
- L'ultimo permette invece un contatto con possibilità di rimbalzo tra otturatore e leva.

### 7.3.1.3 Modellazione Gruppo otturatore

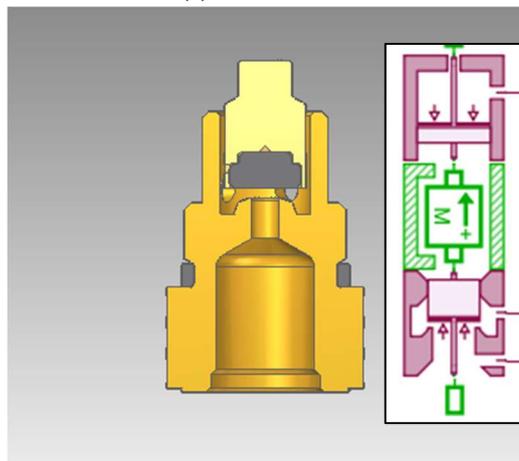


Figura 53 Modellazione otturatore

L'aria entra dal basso nel blocchetto otturatore viene parzializzata e passa nella camera sotto il disco. Come è possibile vedere dalla Figura 53 sopra l'otturatore vi sono altri due blocchetti:

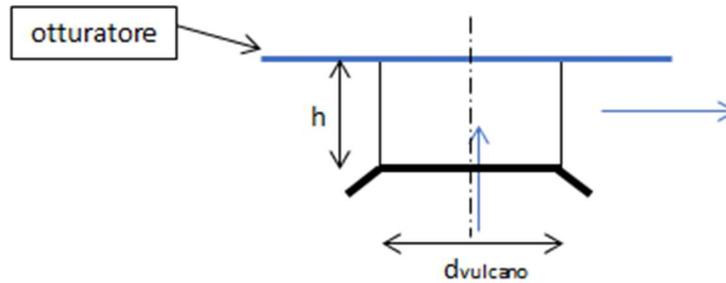
- massa mobile (diversa dalla massa sullo stelo): otturatore più porta-otturatore;
- pistone: indicante la pressione agente su tutta la sezione del porta-otturatore.

Grazie al blocchetto massa è stato possibile inserire i finecorsa, essi sono impostati dalla sezione del vulcano, infatti:

$$h_{max} = d_{vulcano}/2$$

**Equazione 26**

Questa relazione viene fuori da un equilibrio di aree, infatti, l'otturatore potrà alzarsi fintanto che la sezione di uscita del vulcano sia uguale alla sezione di uscita dall'otturatore.



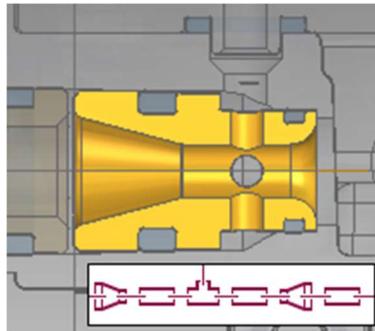
**Figura 54 Modello filtro con venturi e portagomma**

$$2 \cdot h_{max} \cdot \pi \cdot d_{vulcano} = d_{vulcano}^2 \cdot \pi/4$$

**Equazione 27**

Effettuando alcune semplificazioni è possibile ricavare, dall'Equazione 27, l'Equazione 26.

#### 7.3.1.4 Modello dell'ugello di Venturi:



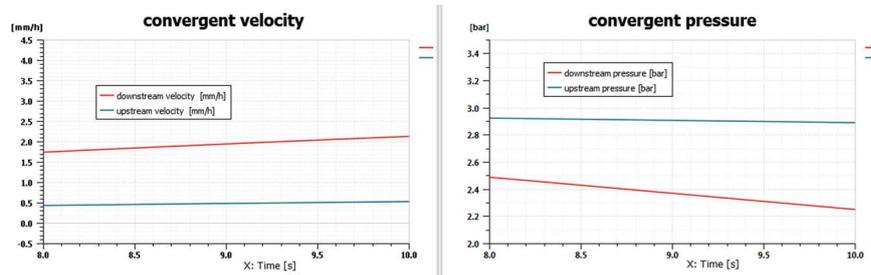
**Figura 55 Figura e modello del venturi**

L'ugello di venturi si scompone in cinque elementi due ugelli (convergente e divergente), due tratti lineari e un nodo (giunzione T). L'intero sistema è posizionato a valle della camera sotto il disco.

Tratto convergente/divergente:

Partendo da sinistra l'aria entra nel primo ugello convergente e subirà l'effetto venturi, ovvero, nel tratto convergente la pressione a valle dell'ugello diminuisce a fronte di un aumento della velocità del fluido stesso. Possiamo notare, infatti,

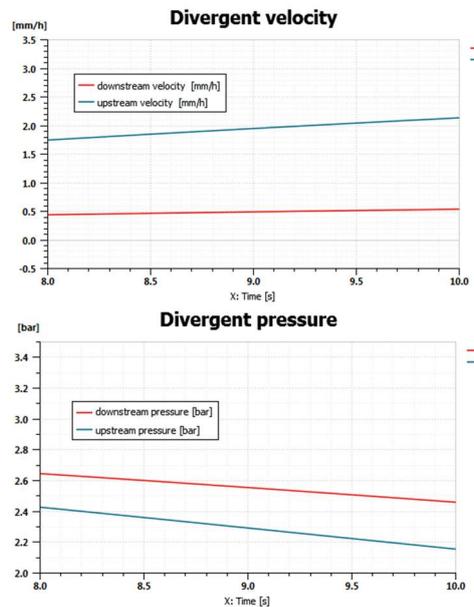
nell'immagine seguente l'andamento delle pressioni e delle velocità a monte e a valle dell'ugello:



**Figura 56** andamento della velocità e della pressione nel convergente

Questo abbassamento della pressione permette di avere una pressione sotto la membrana più bassa, di conseguenza diminuisce la forza che tende a far salire lo stelo e chiudere l'otturatore. In questo modo si riesce a far passare più portata nel all'utenza. Questo aiuta molto quando l'utenza chiede una portata elevata e la pressione nel serbatoio è bassa.

Nel tratto divergente si ha lo stesso effetto del convergente ma opposto: a valle dell'ugello si ha un aumento di pressione a fronte di una diminuzione di velocità. Di seguito riporto gli andamenti delle pressioni e velocità nel divergente.



**Figura 57** andamento della velocità e della pressione nel divergente

Questo permette di recuperare la pressione persa nel convergente.

Le due tubazioni invece permettono di modellare il tratto orizzontale del venturi, prima e dopo il nodo. Esse sono considerate come una serie di capacità e resistenze con

un'inerzia, quest'ultima permette di valutare le onde di pressione all'interno dell'ugello.

Infine, viene utilizzato un nodo per modellare il collegamento tra il Venturi e la camera sotto la membrana. Esso un semplice nodo a T, a differenza di un nodo ideale permette di valutare la perdita di carico dovuta alla curvatura del flusso di 90°.

I grafici in Figura 56 e Figura 57 sono stati ottenuti effettuando una simulazione del solo ugello di venturi. Più avanti un'analisi *p.out VS Flow* per capire come varia l'effetto venturi in una delle prove caratteristiche, per testare così il vero funzionamento del Venturi.

Di seguito si propone una simulazione del *p.out VS Flow* a 10bar valutando tre curve:

1. pressione prima del Venturi (all'ingresso dell'ugello convergente);
2. pressione sotto membrana;
3. pressione dopo il Venturi (all'uscita dell'ugello divergente).

Tutte e tre al variare della portata.

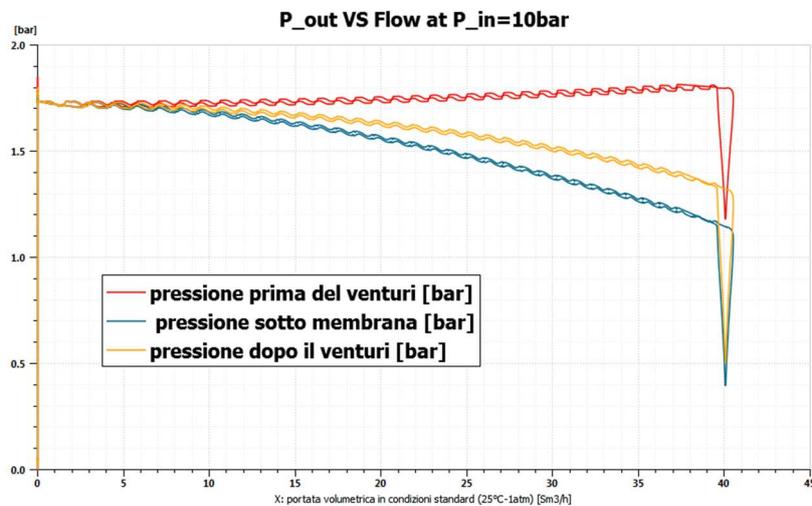
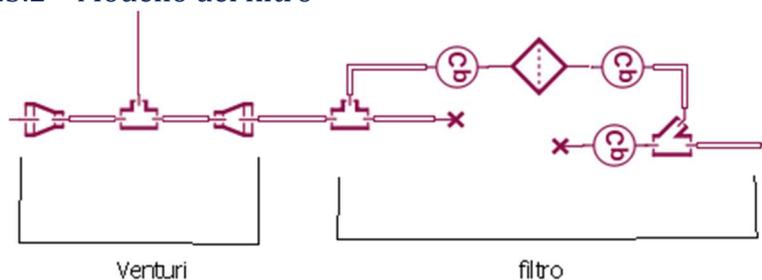


Figura 58

Come si nota dalla Figura 58 le tre pressioni partono da uno stesso punto per poi divergere all'aumentare della portata in uscita. In generale risulta che la curva "1." è sempre più alta delle altre due questo è sintomo del fatto che il tratto convergente sta funzionando. Per valutare il funzionamento del tratto divergente bisogna confrontare la curva "2." con la "3.", affinché il Venturi lavori bene la pressione dopo il divergente deve essere la più alta tra le due. Infatti, è proprio quello che si nota dalla su detta figura.

### 7.3.2 Modello del filtro



**Figura 59 Modello filtro con venturi e portagomma**

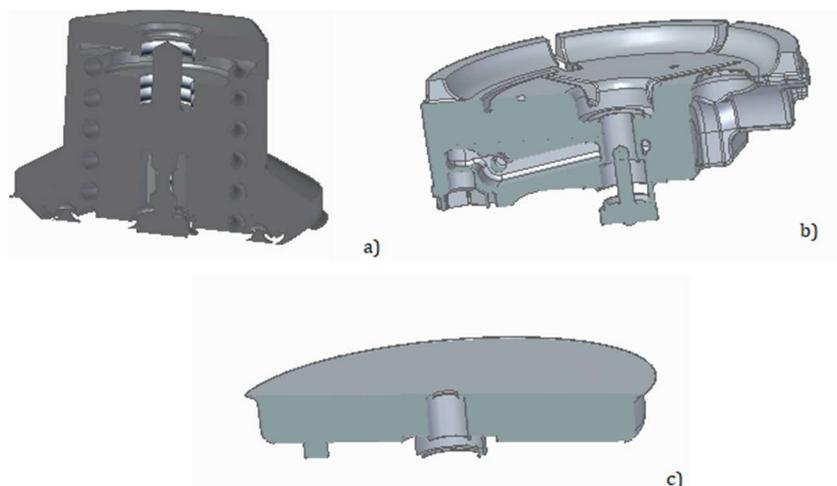
Il filtro che vediamo nella Figura 5 a pagina 17 è modellizzato nella parte destra della Figura 59, posizionato dopo l'ugello di Venturi. Il filtro è modellizzato con un iniziale tubo una giunzione a T che devia il flusso di 90° entra in una camera di prefiltraggio e passa per il filtro carta (il rombo centrale). Il filtro carta è semplicemente un ugello che parzializza il flusso di gas.

### 7.3.3 Camere

Elementi molto importanti sono le camere, i blocchetti usati sono del tipo Figura 39 c) per indicare un volume fisso e Figura 40 a) per indicare un volume variabile.

Per valutare il volume della camera sotto il disco è stata utilizzata una camera fissa. Per valutare le camere sotto la membrana e quella del MAP si è utilizzata una camera variabile.

In entrambi i casi bisogna inizializzare i volumi interni delle camere, per fare ciò si è utilizzato il software Solid Edge: grazie al quale si è partiti dal pezzo reale e si è determinato il negativo (volumi interni alle camere). Di seguito un'immagine dei volumi ricavati:



**Figura 60 volumi camere: a) volume Map; b) volume sotto il disco; c) volume sotto la membrana**

### 7.3.4 Utenza



Figura 61 Modellazione utenza

L'utenza in questo progetto di tesi può essere considerata come un elemento che richiede una determinata portata. Per simulare quanto detto bisogna inserire alla fine del circuito un ugello. Affinché la portata possa variare la sezione dell'ugello deve variare di conseguenza, infatti, in Figura 61 si notano tre elementi il primo un ugello con sezione variabile, impostata dal secondo elemento, un segnale e un terzo elemento lo scarico in ambiente esterno (1 Atm; 20°C).

A seconda del tipo di test da eseguire sul riduttore è possibile cambiare il blocchetto del segnale:

- a) Costante:  $P_{out}$  VS  $P_{in}$ ;
- b) A rampa:  $P_{out}$  VS Flow;
- c) A gradino: Flow step;
- d) Onda quadra: utenza reale dell'iniettore.

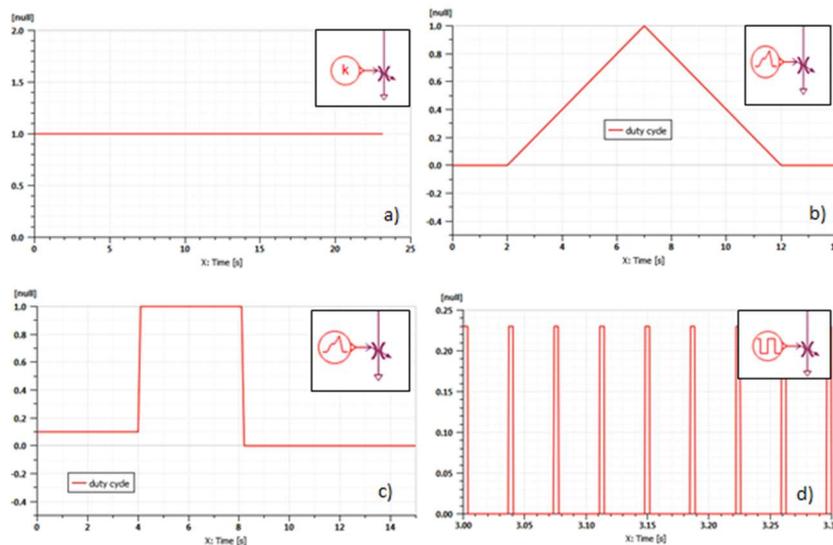


Figura 62 Modellazione utenza: a) b) c) d)

Caso a)

Si imposta un valore della sezione di uscita in modo da impostare una portata in uscita, nel caso in questione si impostata una sezione in modo d'avere una portata volumetrica di circa 1500 NI/h. Al variare della pressione in ingresso e dunque in uscita, la portata non sarà costante ma varierà nell'intorno del valore imposto (come si nota dalla Figura 63 la portata non è costante ma varia nel tempo perché sta variando la pressione in ingresso).

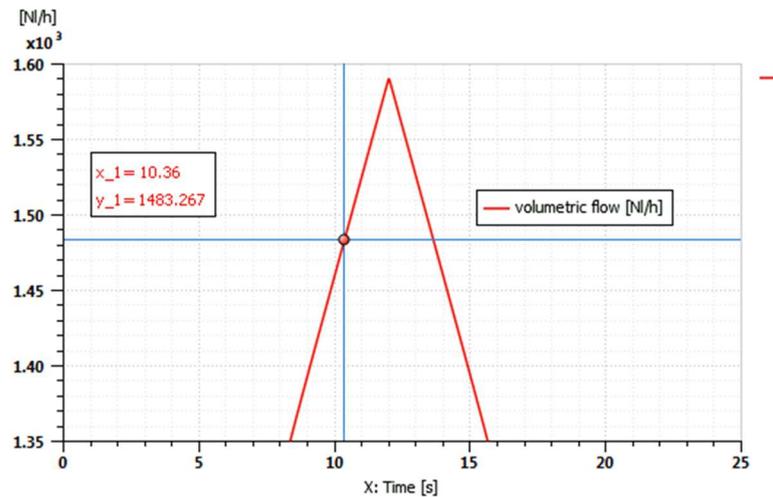


Figura 63 Portata in uscita nel P\_out VS P\_in

Caso b)

In questo caso abbiamo una rampa sia in salita che in discesa per valutare come varia la pressione in uscita al variare della portata volumetrica sempre in uscita.

Caso c)

In questo caso si nota un valore iniziale non nullo di *duty cycle* un gradino e poi portato a zero. Qui si è voluto simulare il test del *flow step* dove si da una portata iniziale di 1500 NI/h la si porta a 21000 NI/h con un gradino e dopo tre secondi la si porta a 0 NI/h.

Caso d)

Il seguente caso valuta il normale funzionamento del riduttore sotto il carico dell'iniettore. Il carico dell'iniettore è pensato come un'onda quadra cui valori sono stati ottenuti tramite uno studio dell'iniettore e attraverso alcuni test.

L'iniettore è costituito da un otturatore mosso da una forza elettromotrice generata da un solenoide: il sistema può essere modellato come un circuito RL con induttanza variabile (per lo spostamento dell'otturatore):

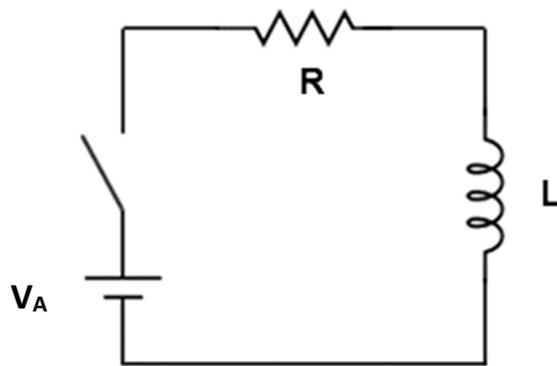


Figura 64 circuito RL

Di seguito l'equazione differenziale di riferimento:

$$V_A = R \cdot i + L \cdot \frac{di}{dt} + \dot{x} \cdot i \cdot \frac{dL}{dx}$$

Equazione 28

Il solenoide viene attivato con una strategia di pick and hold ovvero fornisco una tensione di picco per aprire l'iniettore e una più bassa per mantenerlo aperto. Analizziamo dunque andamento della corrente nel solenoide nel tempo:

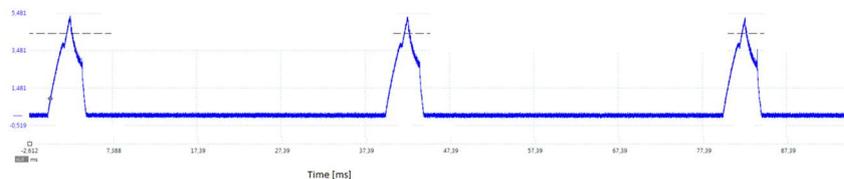


Figura 65 carico dell'iniettore

Data la tensione di speed up (di picco) la corrente, nel solenoide, inizia ad aumentare conseguentemente l'iniettore inizia ad aprirsi fino ad arrivare alla sua apertura massima in questo punto vediamo un rapido abbassamento e successivo innalzamento della corrente:

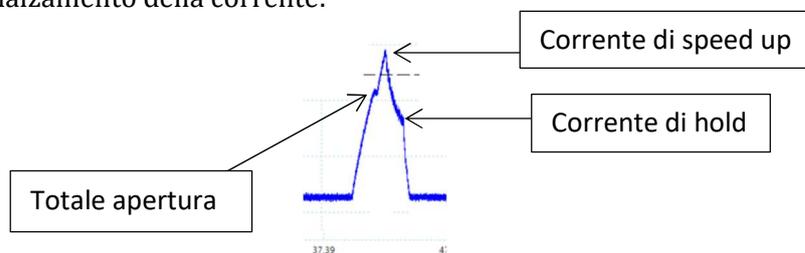


Figura 66 carico dell'iniettore

A un certo istante dopo l'apertura viene abbassata la tensione del solenoide per tutta la durata dell'apertura impostata, eliminata la tensione di mantenimento l'iniettore si chiude.



## 7.4 Risultati di simulazione

### 7.4.1 $P_{out}$ vs $P_{in}$ a portata volumetrica costante ( $Q = 1500$ SI/h)

Con questa prova si valuta l'andamento della pressione in uscita dal riduttore di pressione in funzione della pressione in ingresso.

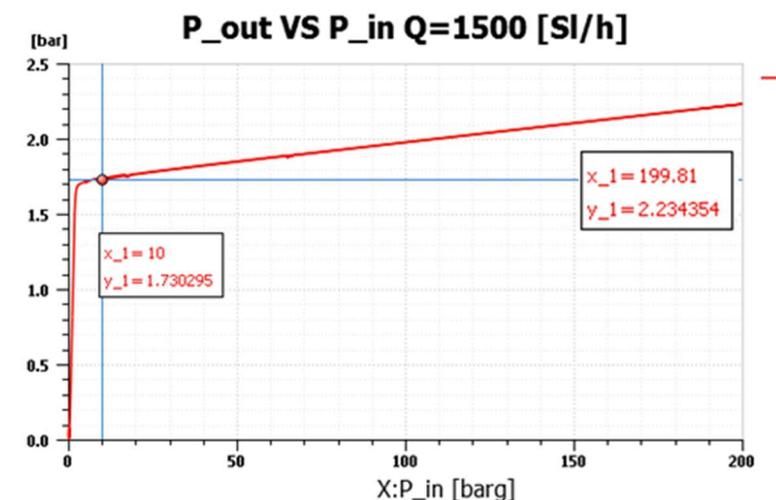


Figura 67 andamento della pressione di uscita in funzione di quella in entrata

Dalla Figura 67 si nota come nel modello la pressione di uscita segue un andamento lineare crescente al variare della pressione in ingresso. Questo tipo di andamento è quello che ci si aspetterebbe dal reale riduttore.

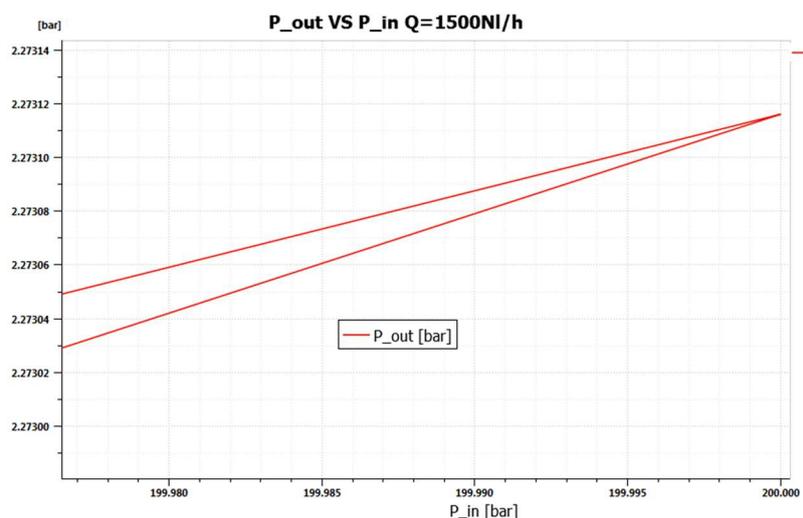


Figura 68 Ingrandimento  $P_{out}$  VS  $P_{in}$  per vedere l'isteresi tra salita e discesa

Come si nota dal grafico in Figura 68 è possibile vedere un isteresi della curva  $P_{out}$  VS  $P_{in}$ , questo è dovuto da un

fenomeno di stick and slip considerato nel blocchetto dell'o-ring. Anche nella realtà è visibile un'isteresi ma molto più accentuato, il modello non vede correttamente il su detto fenomeno.

#### 7.4.2 P\_out VS Flow

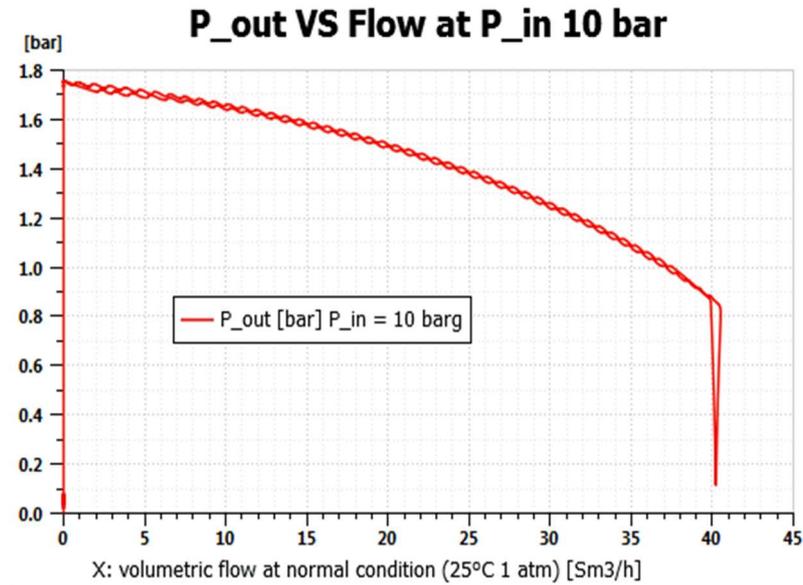


Figura 69 pressione di uscita al variare della portata in uscita per P\_in 10 bar

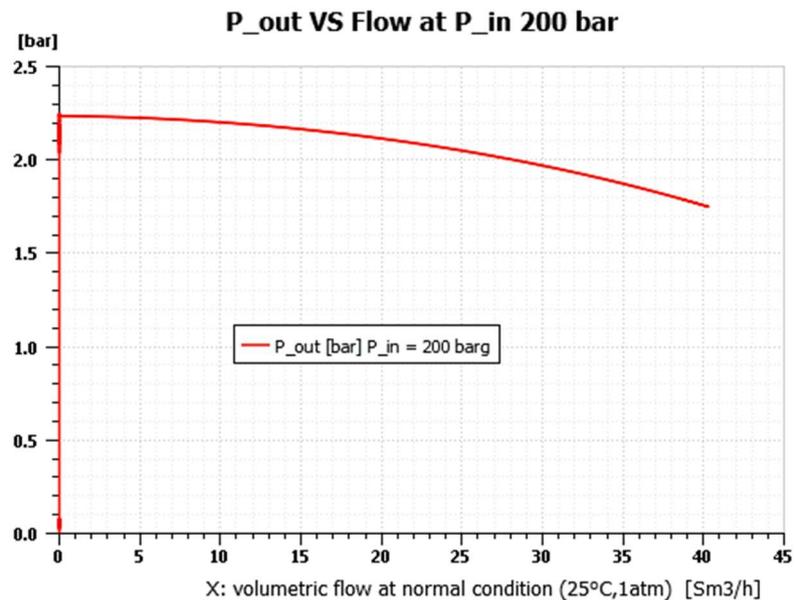
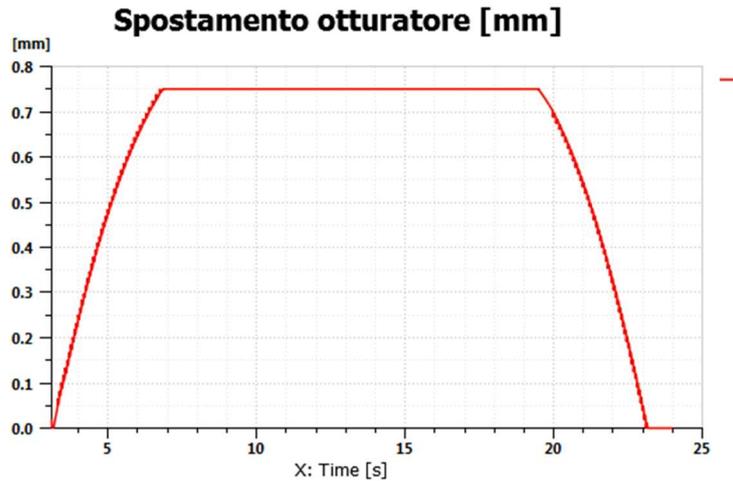


Figura 70 pressione di uscita al variare della portata in uscita per P\_in 200 bar

Nella Figura 69 e Figura 70 vediamo l'andamento della pressione di uscita al variare della portata.

Un importante valutazione riguarda la salita e la discesa dell'otturatore durante questa prova di seguito valutiamo il grafico a per prove a 10 bar e 200 bar relativi.



**Figura 71 P\_out VS Flow a 10barg: Spostamento otturatore**

Si può notare dal grafico in Figura 71 un iniziale spostamento dell'otturatore causato dal fatto che la portata in uscita sta aumentando dunque il riduttore deve erogare più portata per raggiungere un determinato valore di pressione.

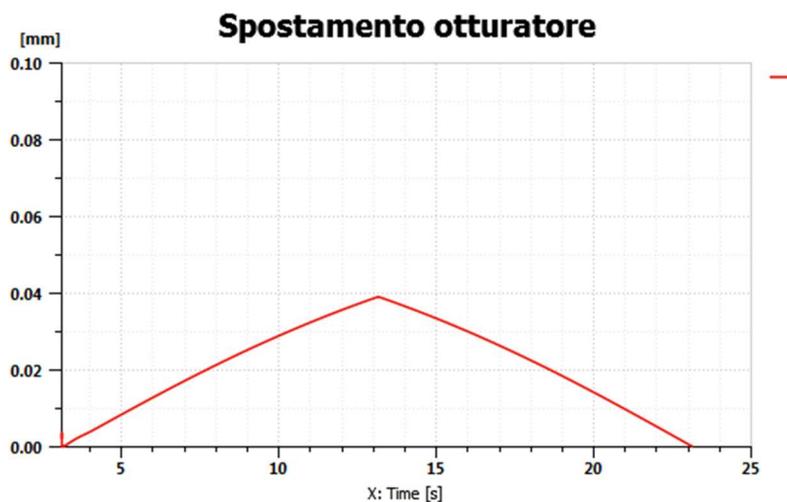
L'alzata dell'otturatore ha un limite impostato dalla sezione del vulcano come segue:

$$h_{max} = \frac{d_{vulcano}}{4}$$

**Equazione 29**

Raggiunta l'alzata massima l'otturatore non ha più la possibilità di aumentare la portata in ingresso e per questo la curva crolla con il classico ginocchio.

Nella fase di ritorno si ha lo stesso andamento di quello di andata.



**Figura 72 P\_out VS Flow a 200barg: Spostamento otturatore**

Anche in questo caso l'aumento di portata fa alzare l'otturatore ma con pendenza diversa rispetto al caso precedente senza raggiungere l'alzata massima. Ciò è giustificato dal fatto che la prova a 200 bar non raggiunge il classico ginocchio, che raggiungerà a elevate portate.

Nella Figura 72 è possibile vedere delle differenze rispetto alla Figura 71. In primo luogo la curva non raggiunge la quota massima (0.75 mm), questo si spiega dal fatto che la prova viene fermata prima che la curva P\_out VS Flow raggiunga il ginocchio.

### 7.4.3 Pressione in uscita con un gradino all'utenza

Viene valutata la pressione di uscita al filtro di valle andando a variare la sezione di un ugello di uscita (un rubinetto) con un gradino

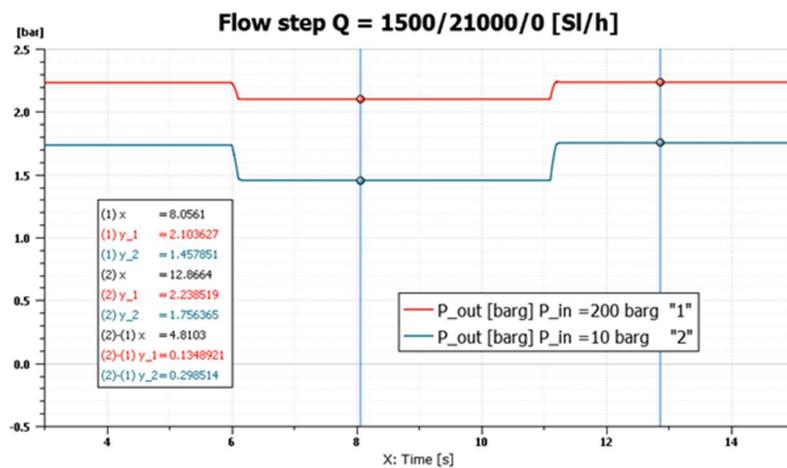


Figura 73 P\_out con un gradino in uscita a pin=200/100/20 barg

Anche in questo caso da valutare i primi secondi di analisi. Per il resto segue la teoria

### 7.4.4 Inlet step

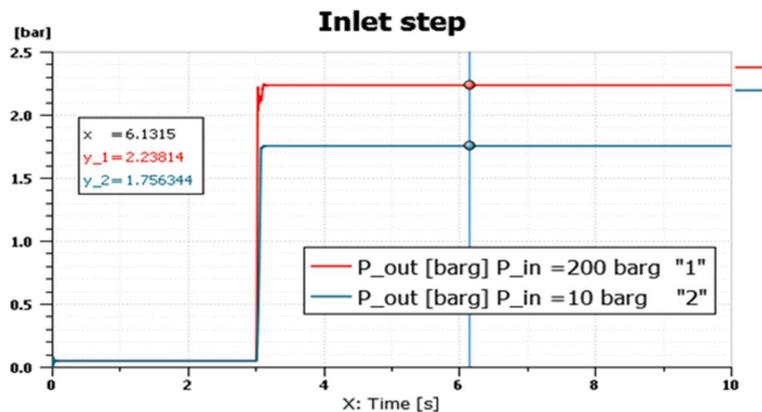


Figura 74 inlet step a p\_in

#### 7.4.5 Valutazione prove riduttore con iniettore

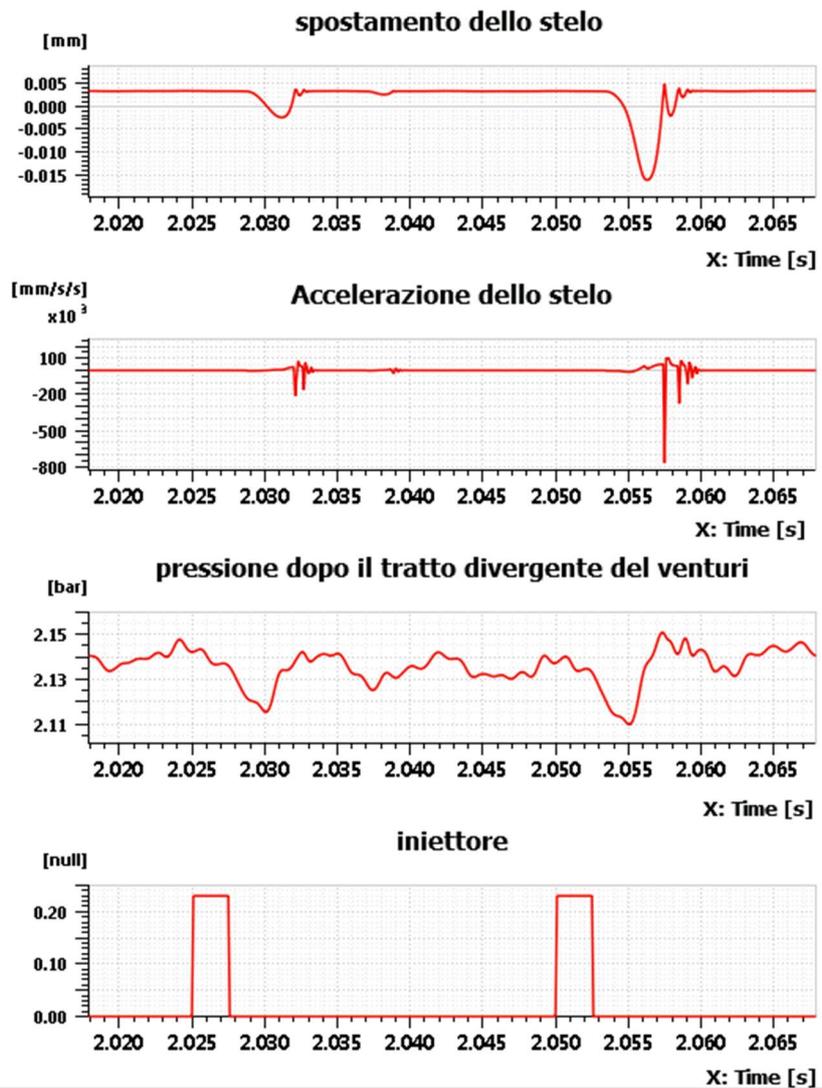


Figura 75

Dopo aver valutato le prove caratteristiche del riduttore si è passati all'analisi del funzionamento dello stesso con gli iniettori, analisi fondamentale per la valutazione delle vibrazioni e del noise.

Punto focale dell'analisi è andare a individuare quali possono essere le cause del rumore e valutare possibili soluzioni. Saranno calcolati in particolare:

- spostamento dello stelo;
- accelerazione dello stelo;
- pressione tra filtro e venturi;
- iniettata dell'iniettore.

Facendo riferimento alla Figura 1Figura 75 si nota come si comporta il riduttore quando risente dell'iniettata dell'iniettore.

In figura sono presenti solo due iniettate perché sufficienti per la spiegazione del fenomeno, bisogna tenere conto, però, che vi è più di un iniettore, dunque, iniettate successive indicano che i diversi iniettori si aprono e si chiudono in successione. Per esempio, se consideriamo due iniettori e nel grafico visualizziamo due picchi: il primo picco sarà relativo al primo iniettore e il secondo al secondo.

Partendo dall'iniettata come si è spiegato nel paragrafo relativo all'utenza, essa è individuata dall'apertura e chiusura di un ugello, fatto con una certa frequenza. Il risultato è ciò che si nota nel quarto grafico della su detta figura.

Alla prima iniettata si apre l'ugello e l'utenza richiede portata: a ciò consegue una diminuzione della pressione a valle del riduttore, Infatti, nel terzo grafico della Figura 75 si nota che al secondo 2.03 la pressione presenta una forte diminuzione. Questo accade perché la portata in uscita aumenta e la pressione in uscita al riduttore diminuisce. L'abbassamento, però, è in ritardo con l'apertura dell'iniettore dimostrato dalle passività tra uscita e riduttore, dunque la pressione ha bisogno di un certo istante di tempo per adeguarsi a variazioni esterne.

Vedendosi ridotta la pressione del sistema e quindi quella sotto la membrana, la forza che spinge lo stelo verso l'alto, diminuisce. Di conseguenza lo stelo si abbassa, infatti, nel primo grafico si nota uno spostamento dello stelo a valori più piccoli (tenendo presente che lo spostamento è positivo se verso l'alto e il viceversa negativo, rispetto la condizione di zero).

Ad uno spostamento dello stelo corrisponde un aumento dell'accelerazione e avendo il sistema una certa massa aumenta conseguentemente l'inerzia del sistema. A questo consegue un certo ritardo infatti si nota che tutti gli andamenti sono traslati a tempi maggiori rispetto all'apertura e chiusura dell'iniettore.

Una particolare attenzione si può dare all'andamento dello spostamento e accelerazione tra i due picchi. Come si nota l'andamento tra i due picchi risulta costante, mentre la pressione varia. In realtà questo è solo un risultato della scala scelta infatti scalando ulteriormente il grafico si nota una variazione anche nell'accelerazione e spostamento. Di seguito a titolo di esempio l'andamento dello spostamento tra i due picchi:

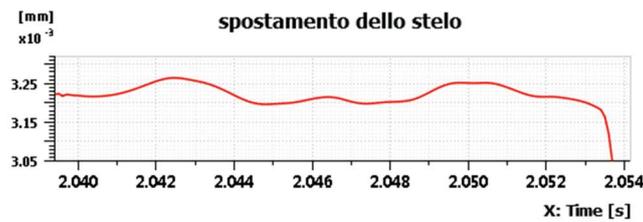


Figura 76

Ultima osservazione che si può fare consiste nella diversità tra la prima e seconda iniettata, infatti, la seconda iniettata produce un abbassamento di pressione maggiore della prima. Questo è proprio il problema che si nota sperimentalmente. Infatti, in corrispondenza della seconda iniettata si nota rumore proveniente dal riduttore. Il problema che il rumore non spiega è il perché i due avvallamenti sono diversi. Di seguito saranno valutate alcune prove che spiegheranno il problema e sarà dato una o più possibili soluzioni.

Prima di analizzare le prove si è provato a capire il perché della instabilità e queste valutazioni porteranno a valutare solo determinate cause del problema in modo da diminuire il numero di prove e andare più mirati sul problema.

La prima valutazione è fatta sulla combinazione della reattività del sistema con l'inerzia dello stesso. Un sistema più reattivo permette di avere una migliore regolazione, perché il sistema riesce ad adeguarsi meglio alle variazioni esterne; una conseguenza di ciò è l'aumento dell'accelerazione e dunque dell'inerzia e questo implica che lo stelo percorre un'extra-corsa che si riduce solo a iniettate alterne.

Fatta questa valutazione si deve capire cosa determina la rapidità del sistema o meglio cosa riduce la rapidità del sistema. Ciò che può influire sulla reattività del sistema è l'attrito, elementi di attrito sono due:

- attrito viscoso tra gas e stelo;
- attrito dato dall'o-ring dinamico.

L'attrito viscoso non può dare soluzioni al problema perché è un elemento che non è possibile modificare, sarà considerato come costante nel sistema.

L'attrito radente tra disco e o-ring dinamico invece può essere valutato, infatti, aumentando la compressione dell'o-ring l'attrito aumenta e si riduce la rapidità del sistema. Aumentando la dimensione della sede dell'o-ring lo stesso sarà più compresso e da questo punto si sono fatte delle simulazioni per vedere come si comporta il riduttore al variare della sede dell'o-ring.

Dopo l'attrito l'attenzione è stata posta sulle perdite esterne al sistema ovvero al tubo finale che lega il filtro all'utenza e la posizione del filtro stesso rispetto al riduttore. Infatti, si è scelto di fare un'analisi con un tubo più corto e spostare il filtro aggiungendo la parte del tubo eliminato tra filtro e riduttore (in modo da non variare la lunghezza del sistema).

Si è voluto analizzare questo aspetto perché si è notato una influenza molto elevata (durante le simulazioni e prove sperimentali) del tubo finale, aumenta notevolmente il ritardo del sistema e quindi un tubo più corto dovrebbe aumentare la reattività del sistema.

Ultimo elemento di prova è la rigidità della molla: avere una molla meno rigida permetterà al sistema di essere più rapido, di conseguenza più instabile

#### 7.4.5.1 Simulazione 1: senza o-ring

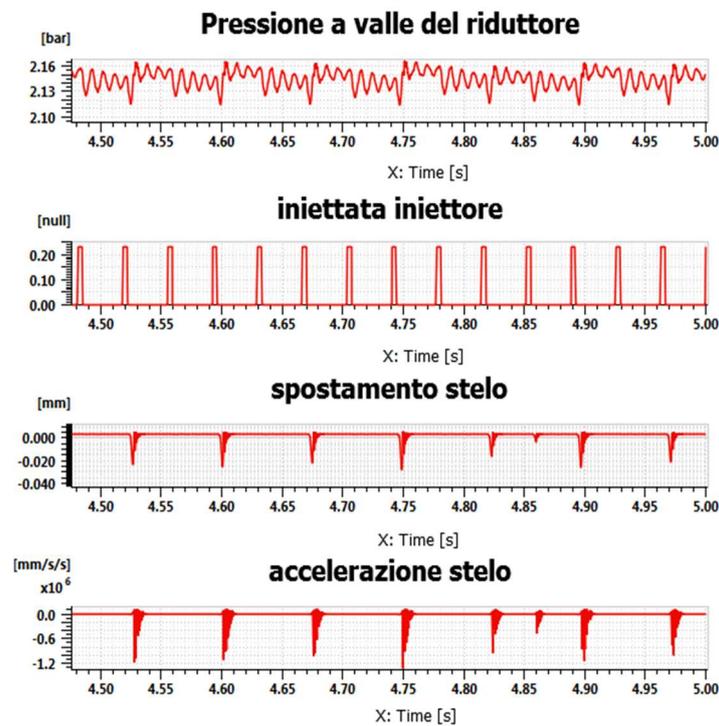


Figura 77

Come è possibile notare dalla figura precedente il sistema è molto instabile senza o-ring, questo conferma l'effetto dell'attrito di strisciamento sul sistema. Dunque, puntare su questa strada potrebbe essere una possibile soluzione al problema.

#### 7.4.5.2 Simulazione 2: riduttore con sede maggiorata

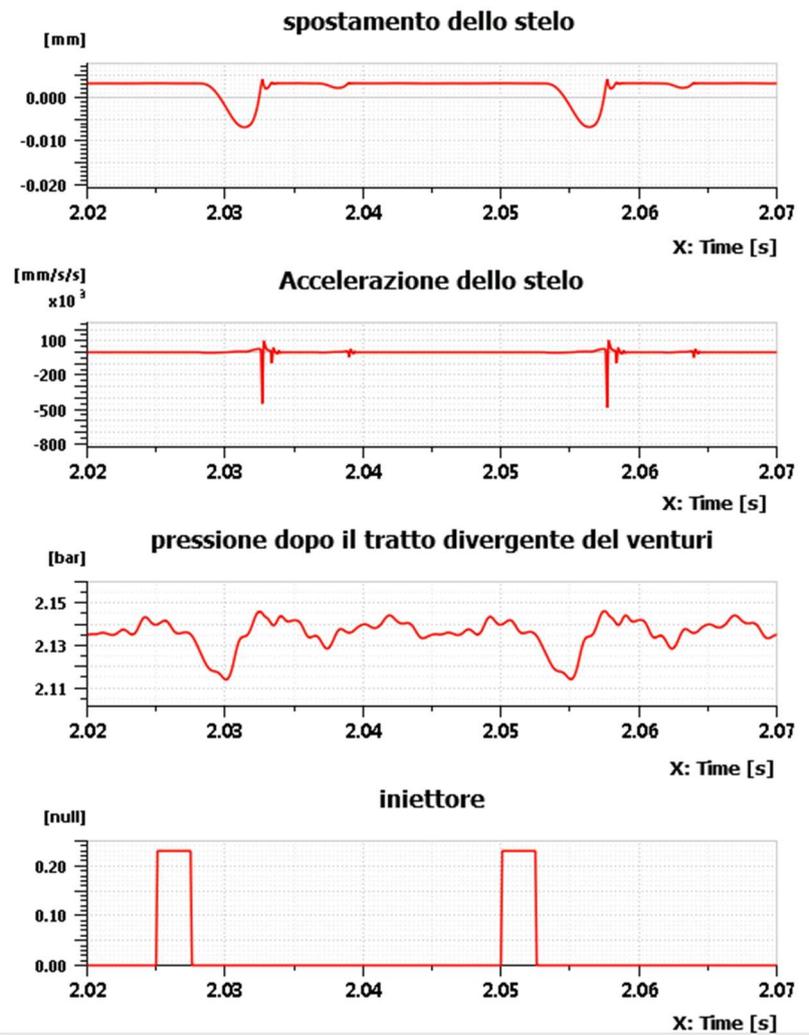


Figura 78

Si nota un forte miglioramento: il sistema non presenta più l'instabilità che si notava in precedenza. Di seguito si propone un grafico con la sovrapposizione delle pressioni in due casi di sede:

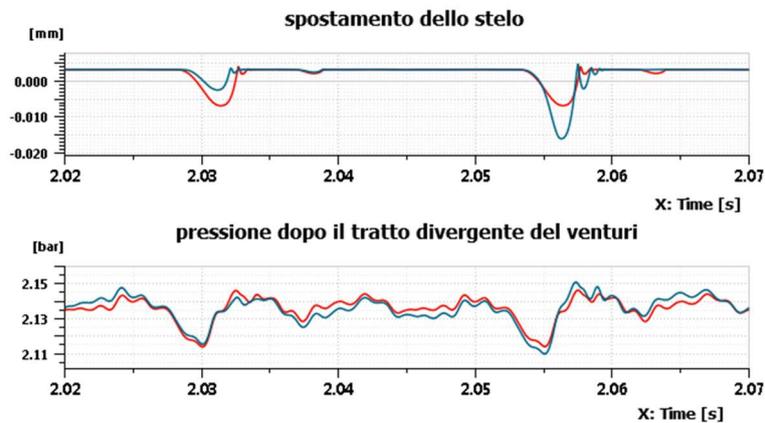


Figura 79

Di seguito una tabella con le pressioni dopo il Venturi

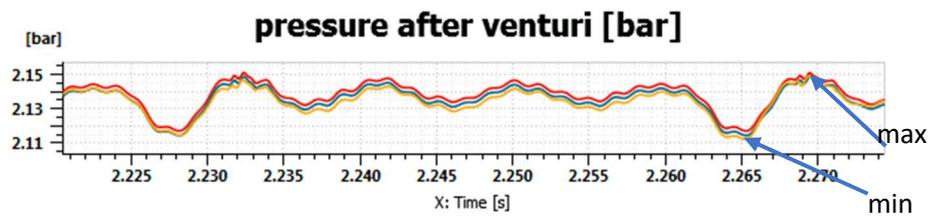


Figura 80

Pres. Venturi	Massimo (bar)	Minimo (bar)	Delta (mbar)
Sede 3.9 mm	2.150	2.112	38
Sede 4 mm	2.150	2.114	36
Sede 4.1 mm	2.152	2.117	35

Tabella 3

#### 7.4.5.3 Prova 3: cambio della posizione del filtro

Schema iniziale:

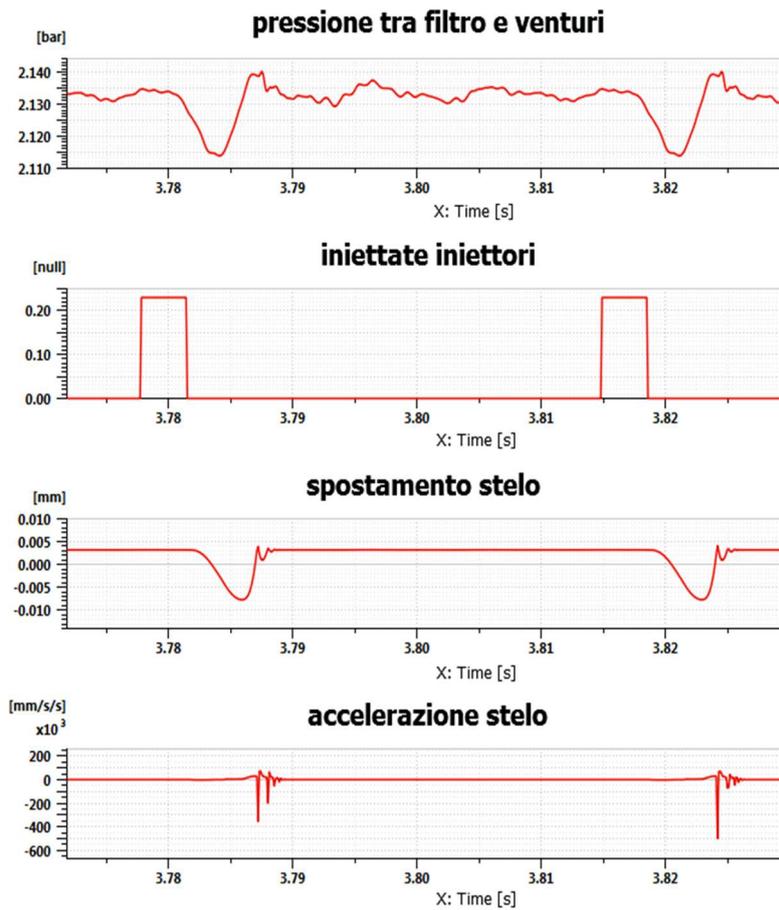


Figura 81

Schema con filtro spostato:



Figura 82



**Figura 83**

Come si nota dalla figura precedente spostare il filtro permette di avere un grande beneficio sia sui salti di pressione e anche sulla stabilità del sistema.

Pressioni	Massimo (barg)	Minimo (barg)	Delta (mbar)
Sede 3.9 mm	2.140	2.114	26.0
Sede 4 mm	2.142	2.116	26.2
Sede 4.1 mm	2.145	2.119	26.5

**Tabella 4**

Nella Tabella 4 vediamo una forte diminuzione dei salti di pressione rispetto alla Tabella 3 questo fa pensare a una possibile soluzione che non impatterebbe molto dal punto di vista delle dimensioni e costi.

7.4.5.4 Prova 4: cambio della rigidezza della molla

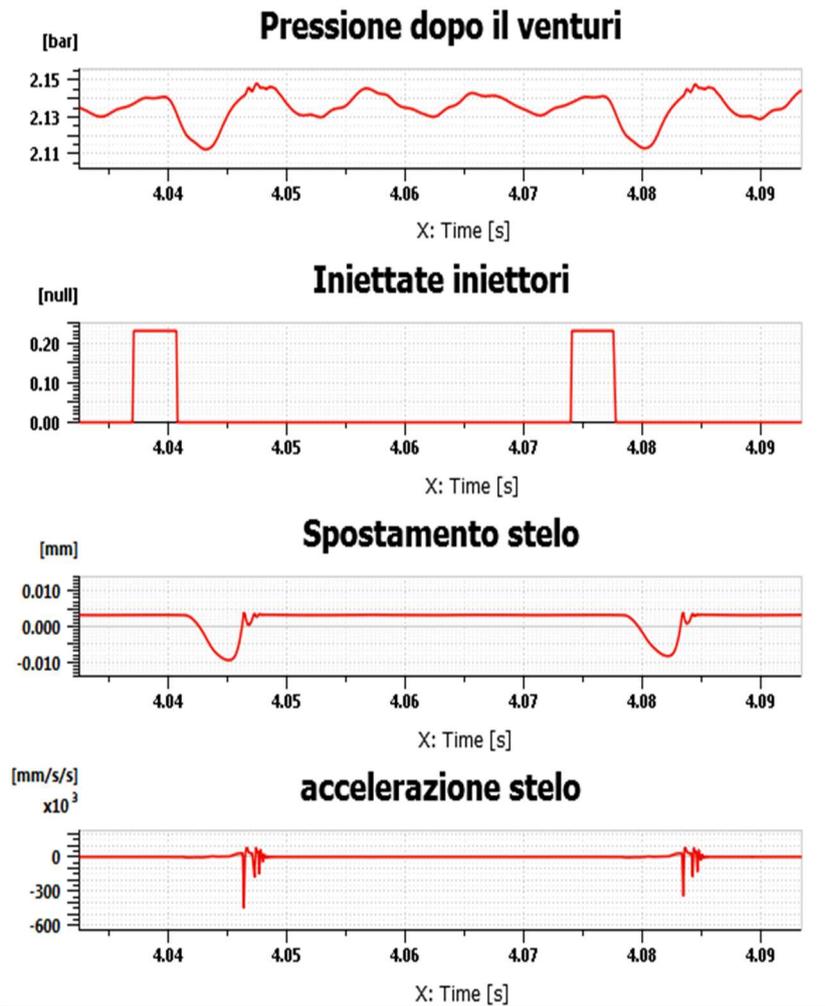


Figura 84

Anche in questo caso si nota un miglioramento nelle pressioni nella stabilità delle curve. Inserisco di seguito una tabella con le pressioni ricavate con la nuova molla per diverse sedi di o-ring

Pressioni	Massimo (bar)	Minimo (bar)	Delta (mbar)
Sede 3.9 mm	2.146	2.113	33
Sede 4 mm	2.146	2.115	32
Sede 4.1 mm	2.149	2.117	31

Tabella 5

In appendice le caratteristiche del riduttore con la nuova molla.

# Capitolo 8

## 8 Confronto risultati

All'interno del percorso di tesi si è studiato il riduttore su due fronti:

- Sperimentale;
- Modello.

In questo capitolo saranno messi a confronto.

### 8.1 Prove di caratterizzazione

Le prove di caratterizzazione hanno permesso di valutare e correggere il funzionamento del modello, rispetto alle prove sperimentali. Infatti, da un confronto dei grafici si è riusciti a modellare la membrana e gli attriti per ottenere un modello quanto più affidabile possibile.

### 8.1.1 P<sub>out</sub> VS P<sub>in</sub>

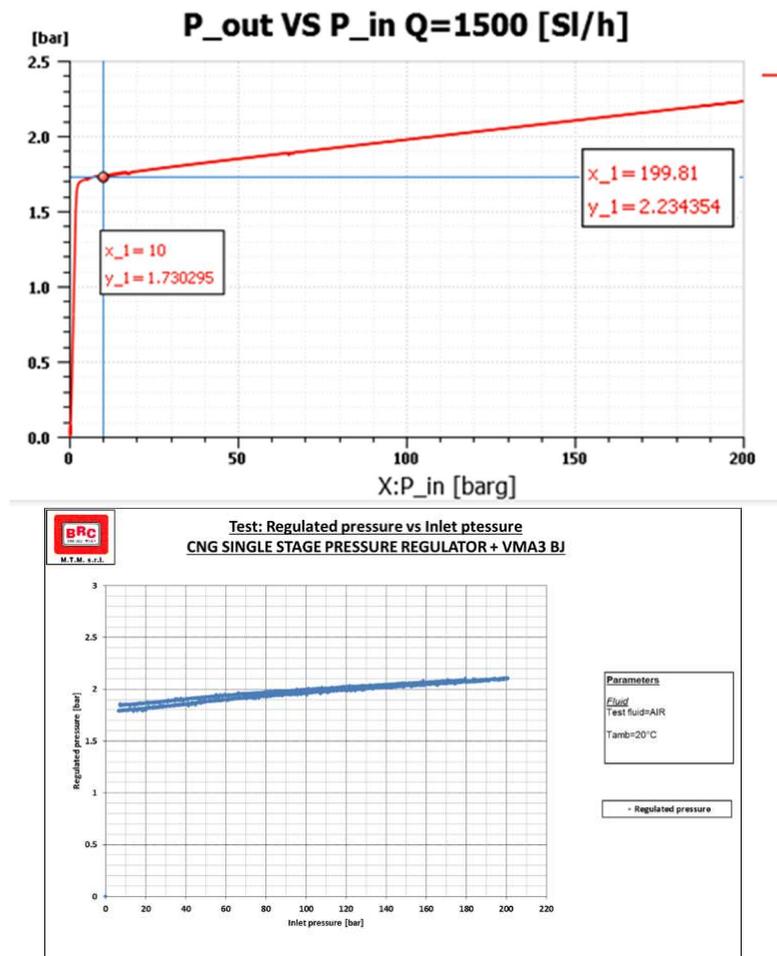
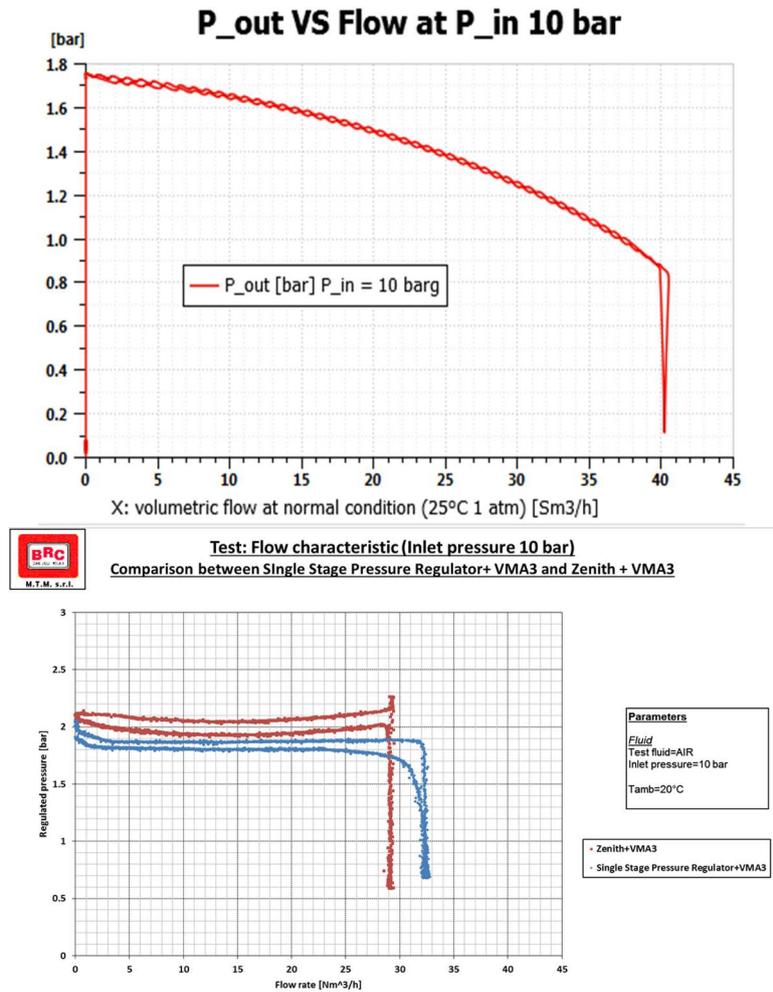


Figura 85 P<sub>out</sub> VS P<sub>in</sub> confronto tra modello e reale

Entrambe le curve presentano un andamento lineare e i valori di pressioni sono molto vicini con una piccola differenza errore accettabile. Questo ci ha permesso di valutare il precarico del riduttore e il valore della sezione utile della membrana che dovranno essere convalidati con le prove di P<sub>out</sub> VS Flow, fatte sempre tramite software.

Di contro non si riesce ad apprezzare l'isteresi che è presente nella realtà.

### 8.1.2 P\_out VS Flow



**Figura 86 P\_out VS Flow confronto tra modello e reale**

Confrontando queste due curve da prima analisi notiamo che il modello non presenta un andamento costante che si nota, invece, nella curva reale. Si è riusciti a correggere il problema variando il tipo di modello della membrana ma non si è riusciti a ottenere una curva perfettamente orizzontale fino al ginocchio.

Dal punto di vista numerico i valori di pressioni fino a 21 Sm<sup>3</sup>/h sono confrontabili con la realtà.

Il ginocchio nello sperimentale si vede prima rispetto al modello perché nella prova vi era una valvola che laminava ad alte portate.

### 8.1.3 Flow e inlet step

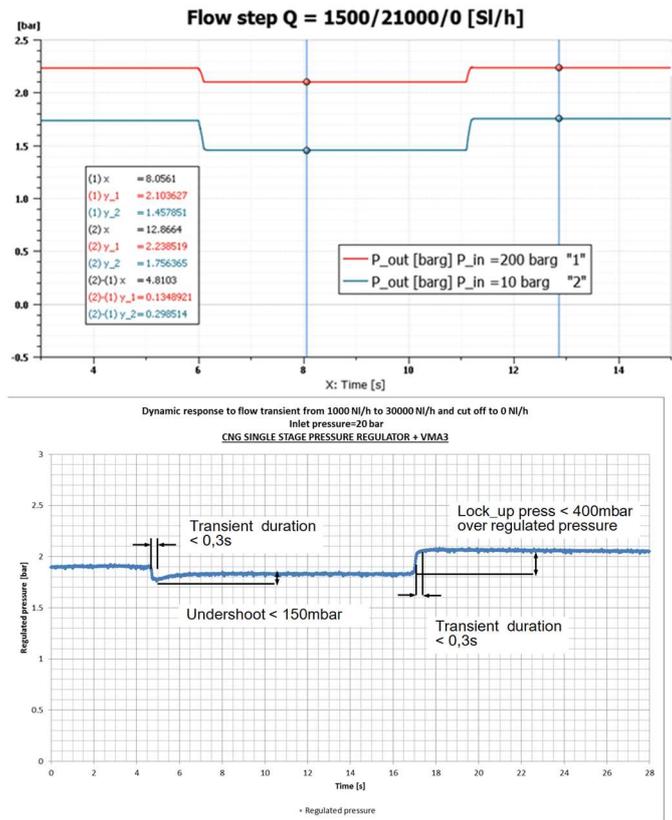
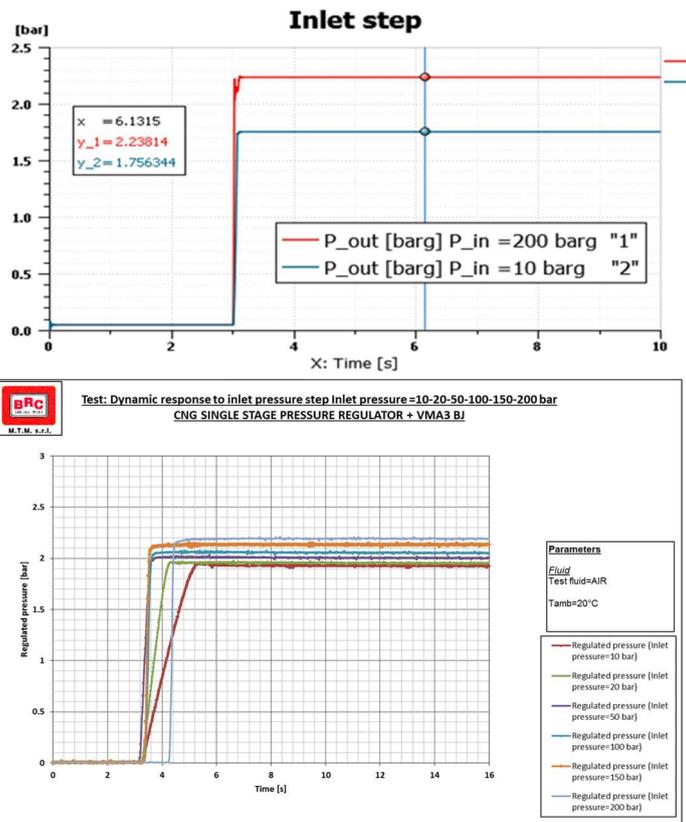


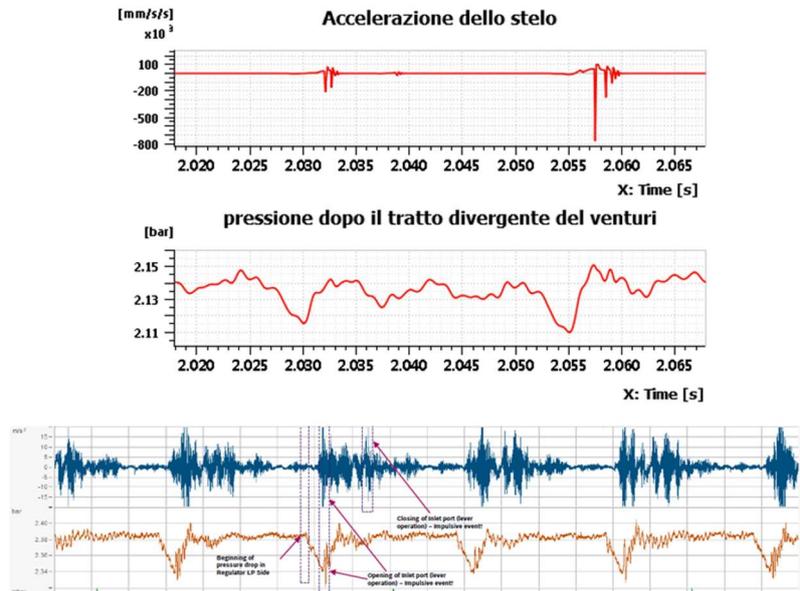
Figura 87 Flow step confronto tra modello e reale



**Figura 88 Flow step confronto tra modello e reale**

Per completare il confronto delle prove di caratterizzazione si è valutato le prove dinamiche che confermano l'efficacia del modello.

## 8.2 Flussaggio con iniettore



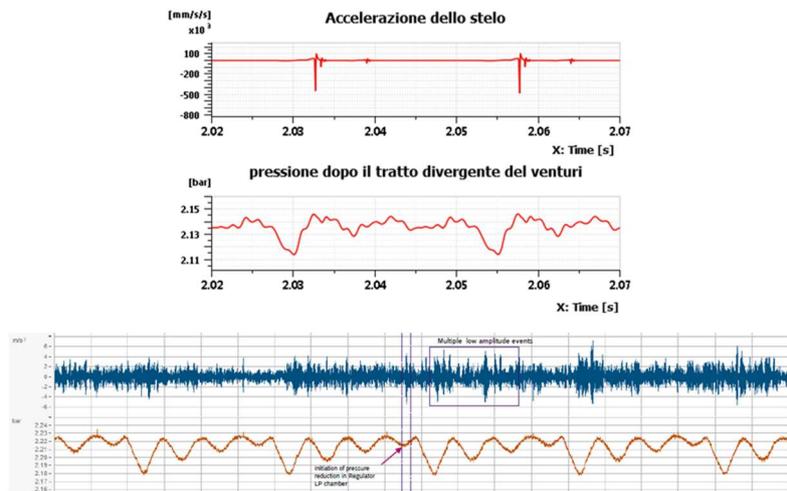
**Figura 89 Flussaggio con iniettore confronto modello con il reale: sede o-ring 3.9mm**

Dal confronto del modello con le curve reali si nota che dal punto di vista qualitativo le curve presentano gli stessi andamenti. Confrontando la curva dell'accelerazione si nota una variazione nel momento dell'apertura dell'iniettore e poi un'attenuazione alla chiusura, stesso andamento che notiamo nel modello.

Prendendo come riferimento la curva della pressione reale si nota la presenza di overshoot alla chiusura dell'iniettore, inoltre, la curva si presenta più nervosa. Nel modello si nota un atteggiamento simile: il salto di pressione risulta essere anomalo con un overshoot e la curva è instabile.

Si notano delle differenze tra modello e reale come, ad esempio, la presenza del fenomeno di stick and slip che non notiamo nel modello. Questo si spiega dal fatto che il blocco relativo all'o-ring non valuta in modo corretto o affatto il suddetto fenomeno. Per questo motivo si è preso il modello come riferimento qualitativo.

Il fenomeno del noise è stato imputato alla presenza di overshoot e quindi da una differenza di pressione, tra fase di apertura e fase di chiusura dell'iniettore, eccessivamente alta. Si è provato a ridurre tale fenomeno aumentando la sede dell'o-ring posizionato sullo stelo.



**Figura 90 Flussaggio con iniettore confronto modello con il reale o-ring 4.1mm**

Passando a un diametro di sede pari a 4.1 mm si nota un miglioramento lato pressione, infatti, la curva risulta più stabile con un'attenuazione più lenta della stessa dopo la chiusura dell'iniettore. Questo ha permesso di diminuire il salto di pressione tra apertura e chiusura dell'iniettore.

Aumentando il diametro della sede, però, si aumenta anche la compressione dell'o-ring con il consecutivo aumento delle forze di attrito, dunque, potrebbe aumentare il fenomeno di stick and slip, infatti, la curva dell'accelerazione cambia rispetto a prima, la variazione dell'accelerazione si ha per tutto il tempo di ispezione.

# Capitolo 9

## 9 Conclusione

Il presente lavoro di tesi si è incentrata sullo sviluppo di un modello Amesim di un riduttore ottimizzato e validato sperimentalmente atto a valutare e proporre una soluzione a un problema di noise.

Grazie al laboratorio aziendale è stato possibile inserire in parallelo alla modellazione anche un lavoro di sperimentazione.

Il percorso di tesi si può dividere in quattro fasi:

1. Studio e analisi del riduttore e del problema;
2. Sperimentazione per determinare le caratteristiche del riduttore;
3. Modellazione del riduttore sulla base della fase 2;
4. Sperimentazione in parallelo all'analisi software per risolvere il problema di noise.

La prima fase ha permesso incrementare la conoscenza sul riduttore e sul noise, infatti, si è riusciti a capire che quest'ultimo fenomeno è prodotto dal drop di pressione che si instaura tra l'apertura dell'iniettore e la sua chiusura, nella pressione dopo il riduttore. Nella seconda fase si è ottenuto grafici per caratterizzare il modello, costruito nella terza fase. Grazie alle prime tre fasi si è riuscito a risolvere il problema entrando così nella quarta e ultima fase.

Dalle diverse analisi eseguite si è giunti alla conclusione che tre cambiamenti avrebbero potuto risolvere il problema di vibrazione del riduttore e quindi rumore (noise), questi si possono tradurre in:

- Aumento della rigidità della molla del riduttore (da 25.43N/mm a 35N/mm);
- Aumento sede dell'o-ring dinamico;
- Spostamento del filtro con aggiunta di camere.

Tutte e tre le soluzioni vanno ad aumentare lo smorzamento delle vibrazioni ma allo stesso tempo hanno effetti diversi sull'efficienza del riduttore. Di queste solo una è stato possibile testare ovvero la variazione della sede dell'o-ring.

Analizzando l'aumento della sede dell'o-ring si è notato una diminuzione del, precedentemente descritto, drop di pressione. Di seguito una tabella riassuntiva dei valori:

Pres. Venturi	Massimo (bar)	Minimo (bar)	Delta (mbar)
Sede 3.9 mm	2.150	2.112	38
Sede 4 mm	2.150	2.114	36
Sede 4.1 mm	2.152	2.117	35

Tabella 6

Dalla tabella si nota una diminuzione del drop di circa 3 mbar che dalle prove sperimentali si è tramutato in una riduzione delle vibrazioni e dunque del rumore.

Analizzando l'aumento della molla si è scelto di non considerare questa possibilità perché inficia, anche se lievemente, le prestazioni del riduttore. Inoltre, considerando quanto appena detto non si è ritenuto opportuno investire sulla sperimentazione in laboratorio per l'elevato costo. Riporto in tabella l'analisi software:

Pressioni	Massimo (bar)	Minimo (bar)	Delta (mbar)
Sede 3.9 mm	2.146	2.113	33
Sede 4 mm	2.146	2.115	32
Sede 4.1 mm	2.149	2.117	31

Tabella 7

Il miglioramento è presente e risulta essere consistente infatti rispetto al caso con molla standard, vedi Tabella 6, si ha un miglioramento di circa 4-5 mbar maggiore rispetto al caso precedente, però, come detto precedentemente non è valida.

Come ultima alternativa è stato proposto uno spostamento del filtro di seguito uno schema delle due installazioni:

Schema iniziale:

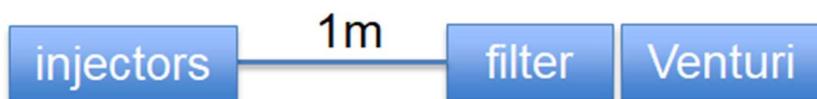


Figura 91

Schema con filtro spostato:



Figura 92

Tramite alcune analisi si è notato che il filtro smorza consistentemente le vibrazioni con un maggiore entità quanto maggiori sono le vibrazioni per questo si è pensato di inserirlo

più vicino all'iniettore. Di seguito in forma tabellare i risultati della simulazione:

Pressioni	Massimo (bar)	Minimo (bar)	Delta (mbar)
Sede 3.9 mm	2.140	2.114	26.0
Sede 4 mm	2.142	2.116	26.2
Sede 4.1 mm	2.145	2.119	26.5

**Tabella 8**

Questo cambiamento è quello che porta a risultati migliori rispetto a prima ma è anche la soluzione più difficile da implementare. La suddetta soluzione necessita di una fase di progettazione ulteriore, dovendo manipolare gli elementi di serraggio del filtro.

In definitiva tra le tre soluzioni cambiare la molla è quella che è stata scartata, perché va a peggiorare le caratteristiche di regolazione e non presenta un buon miglioramento. Per le altre due invece il cambio della sede dell'o-ring porta a buoni risultati come confermato dal cliente. L'ultima soluzione richiede uno studio ulteriore e un lavoro a stretto contatto con il cliente perché bisognerebbe ridefinire il layout dell'impianto. La soluzione adottata è stata quella con la sede dell'o-ring maggiorata a 4.1mm che ha un impatto minimo sui costi e ha un minimo impatto sulle caratteristiche del riduttore.

# Capitolo 10

## 10 Sviluppi futuri

Il rumore all'interno del riduttore è un problema di difficile individuazione e risoluzione. Gli strumenti a disposizione hanno permesso di individuare il problema ma la risoluzione utilizzata permette solo un'attenuazione dello stesso e non la totale rimozione.

La prima causa di ciò è data dal software che permette solo uno studio uni-dimensionale del sistema e non riesce a toccare tutti i fenomeni e modellarli correttamente.

Altra causa è da imputare alla poca flessibilità del layout del sistema difficilmente modificabile per trovare una soluzione migliore.

A questo punto si possono introdurre due possibili sviluppi:

- Miglioramento del software;
- Collaborazione con il cliente.

### 10.1 Miglioramento del software

Il software utilizzato è la versione 17 di Amesim quest'ultima presenta un numero limitato di librerie e di fisiche che non permette una buona modellazione del riduttore.

Uno sviluppo sarebbe passare alla versione 21 più aggiornata del software che permette di implementare la meccanica 3D, molto utile per valutare possibili spostamenti nelle tre dimensioni che causerebbero il rumore.

In ultimo potrebbe essere utile avere la libreria relativa all'elettrotecnica per modellare correttamente anche la valvola VMA3-mini.

### 10.2 Collaborazione con il cliente

Una delle soluzioni proposte e scartate riguarda la modifica del layout dell'impianto, questa è stata messa da parte per possibili costi aggiuntivi che il cliente potrebbe riscontrare. Per ovviare a questo problema si potrebbe collaborare con il cliente per ottenere possibili altre configurazioni che permetterebbero di sfruttare la soluzione precedentemente detta.

Per questo servirebbe, però, dispendio di tempo per ulteriori prove e confronto di idee.

### 10.3 Altri sviluppi

Proseguire in modo più dettagliato l'analisi delle frequenze proprie del sistema abbinata ai test sperimentali su shaker.

## 11 Bibliografia

A.Mittica. (s.d.). *Materiale didattico- Macchine*. Torino.

Dinamica dei fluidi. (s.d.).

Norma Progettazione sedi OR R&S NP 0002. (s.d.).

G.Belforte, Manuale di Pneumatica, II Edizione, Tecniche Nuove, Milano, 2005.

G. Belforte, A. Manuello Bertetto, L. Mazza, Pneumatica: corso completo, Tecniche Nuove, Milano, 1998.

FASANA, MARCHESIELLO, Meccanica delle vibrazioni, Cult

A.E. Catania, Complementi di Macchine, Ed. Levrotto & Bella, Torino, 1979.

G. Ferrari, Motori a combustione interna, Il Capitello, 1995.

A.Mittica. (s.d.). *Materiale didattico- Macchine*. Torino.

Norma Progettazione sedi OR R&S NP 0002. (s.d.).

T.Raparelli. (s.d.). *Materiale didattico-Autmomazione a fluido*.  
Torino.

## 12 Indice delle figure

Figura 1 Ugello di Venturi.....	13
Figura 2 Complessivo riduttore con valvola VMA3-mini .....	14
Figura 3 Sezioni riduttore di pressione .....	15
Figura 4 Equilibrio leva .....	17
Figura 5 Filtro .....	17
Figura 6 sistema a un grado di libertà .....	18
Figura 7 risposta libera del sistema.....	19
Figura 8 risposta a un gradino del sistema .....	20
Figura 9 analisi in frequenza .....	21
Figura 10 figura e schema del banco .....	22
Figura 11 Immagine dello shaker con pezzo da testare.....	23
Figura 12 schema sistema di flussaggio e boiler .....	24
Figura 13 Immagine dello shaker con sistema di flussaggio .....	24
Figura 14 schema di un accelerometro .....	26
Figura 15 Immagine e sezione di un accelerometro piezoelettrico monoassiale .....	27
Figura 16 Immagine di un accelerometro piezoelettrico triassiale .....	28
Figura 17 schema banco con valvola con solenoide.....	30
Figura 18 immagini celle climatiche .....	31
Figura 19 immagine cabina dell'umidità.....	31
Figura 20 $P_{out}$ vs $P_{in}$ .....	32
Figura 21 $p_{out}$ vs $Flow$ a 10barg di $p_{in}$ .....	34
Figura 22 $p_{out}$ vs $Flow$ a 200barg di $p_{in}$ .....	35
Figura 23 <i>Inlet step</i> a diverse pressioni in ingresso .....	35
Figura 24 gradino in uscita al variare della portata in ingresso..	37
Figura 25 analisi su shaker .....	39
Figura 26 funzione di trasferimento con diametro sezione o-ring 3.9mm .....	39
Figura 27 funzione di trasferimento con diametro sezione o-ring 4.1mm .....	40
Figura 28 flussaggio con iniettori banco prova .....	40
Figura 29 flussaggio con iniettori diametro sede o-ring 3.9mm .	41
Figura 30 flussaggio con iniettori diametro sede o-ring 4.1mm .	41
Figura 31 flussaggio sul campo con iniettori diametro sede o-ring 3.9mm .....	42
Figura 32 flussaggio sul campo con iniettori diametro sede o-ring 4.1mm .....	43
Figura 33 Area Sketch di Amesim .....	45
Figura 34 Area Submodel di Amesim .....	45
Figura 35 Area Parameter di Amesim .....	46
Figura 36 Area Simulation di Amesim.....	46
Figura 37 Segnali: a)costante; b)a intervalli generici; c)onda quadra .....	47

Figura 38 1D Mechanical: a) zero force; b) vincolo di incastro; c) generatore di forza; d) molla e) molla e smorzatore; f) massa con attrito; g) accoppiamento prismatico; h) leva incernierata.....	47
Figura 39 Pneumatic: a) Proprietà del gas; b) input di pressione e temperatura; c) camera in pressione; d) scarico ambiente; e) ugello; f) nodo pneumatico; g) strizione con area variabile; h) strizione con area costante; i) tubo .....	47
Figura 40 PCD: a) camera con volume variabile; b) pistone 1; c) pistone 2; d) otturatore conico e) otturatore piatto; f)o-ring dinamico.....	48
Figura 41 Modellazione otturatore blocchetto Figura 40 e).....	48
Figura 42 Modellazione otturatore blocchetto Figura 40 d) .....	49
Figura 43 Curva della pressione agente sulla sezione in apertura per $\tau=0.6$ e $0.01$ mm .....	49
Figura 44 schema stelo con o-ring.....	50
Figura 45 Modellazione del riduttore zenit MS .....	51
Figura 46 Figura del riduttore zenit MS .....	52
Figura 47 Modellazione del corpo centrale del riduttore .....	53
Figura 48 Modellazione della membrana con molla e map .....	54
Figura 49 Modellazione della massa dello stelo .....	54
Figura 50 Modellazione camera tra membrana e diaframma .....	55
Figura 51 nuovo blocchetto membrana .....	58
Figura 52 figura e modello della leva.....	59
Figura 53 Modellazione otturatore.....	59
Figura 54 Modello filtro con venturi e portagomma .....	60
Figura 55 Figura e modello del venturi .....	60
Figura 56 andamento della velocità e della pressione nel convergente .....	61
Figura 57 andamento della velocità e della pressione nel divergente .....	61
Figura 58.....	62
Figura 59 Modello filtro con venturi e portagomma .....	63
Figura 60 volumi camere: a) volume Map; b) volume sotto il disco; c) volume sotto la membrana.....	63
Figura 61 Modellazione utenza.....	64
Figura 62 Modellazione utenza: a) b) c) d) .....	64
Figura 63 Portata in uscita nel $P_{out}$ VS $P_{in}$ .....	65
Figura 64 circuito RL.....	66
Figura 65 carico dell'iniettore .....	66
Figura 66 carico dell'iniettore .....	66
Figura 67 andamento della pressione di uscita in funzione di quella in entrata .....	68
Figura 68 Ingrandimento $P_{out}$ VS $P_{in}$ per vedere l'isteresi tra salita e discesa .....	68
Figura 69 pressione di uscita al variare della portata in uscita per $P_{in}$ 10 bar .....	69

Figura 70 pressione di uscita al variare della portata in uscita per P_in 200 bar .....	69
Figura 71 P_out VS Flow a 10barg: Spostamento otturatore.....	70
Figura 72 P_out VS Flow a 200barg: Spostamento otturatore ....	70
Figura 73 P_out con un gradino in uscita a pin=200/100/20 barg .....	71
Figura 74 inlet step a p_in.....	71
Figura 75 .....	72
Figura 76 .....	74
Figura 77 .....	75
Figura 78 .....	76
Figura 79 .....	76
Figura 80 .....	77
Figura 81 .....	77
Figura 82 .....	77
Figura 83 .....	78
Figura 84 .....	79
Figura 85 P_out VS P_in confronto tra modello e reale .....	81
Figura 86 P_out VS Flow confronto tra modello e reale.....	82
Figura 87 Flow step confronto tra modello e reale .....	83
Figura 88 Flow step confronto tra modello e reale .....	84
Figura 89 Flussaggio con iniettore confronto modello con il reale: sede o-ring 3.9mm.....	84
Figura 90 Flussaggio con iniettore confronto modello con il reale o-ring 4.1mm .....	85
Figura 91 .....	87
Figura 92 .....	87
Figura 93 P_out vs Flow a 50barg di P_in.....	95
Figura 94 P_out vs Flow a 100barg di P_in.....	95
Figura 95 P_out vs Flow a 20barg di P_in.....	95
Figura 96 analisi shaker con sede o-ring 3.9mm (bassa risoluzione).....	96
Figura 97 analisi shaker con sede o-ring 4.1mm (bassa risoluzione).....	96
Figura 98 modello con nuovo blocchetto di membrana .....	97
Figura 99 andamento della pressione di uscita in funzione di quella in entrata con diametro membrana 64mm.....	98
Figura 100 andamento della pressione di uscita in funzione di quella in entrata con diametro membrana 62mm.....	98
Figura 101 andamento della pressione di uscita in funzione di quella in entrata con diametro membrana 58mm.....	98
Figura 102 P_out VS Flow a 10 bar di pressione di ingresso e rigidezza molla 35 N/mm .....	99
Figura 103 P_out VS Flow a 200 bar di pressione di ingresso e rigidezza molla 35 N/mm .....	99
Figura 104 modello valvola VMA3-mini.....	100

# 13 Appendice A

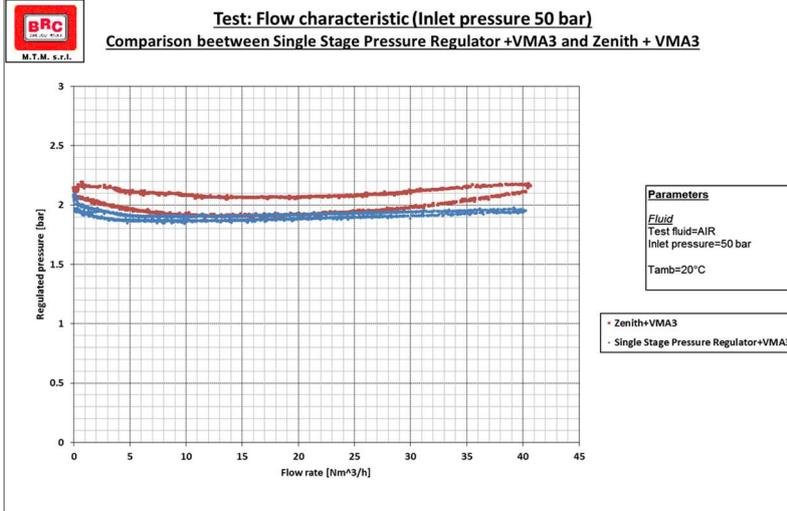


Figura 93 P\_out vs Flow a 50barg di P\_in

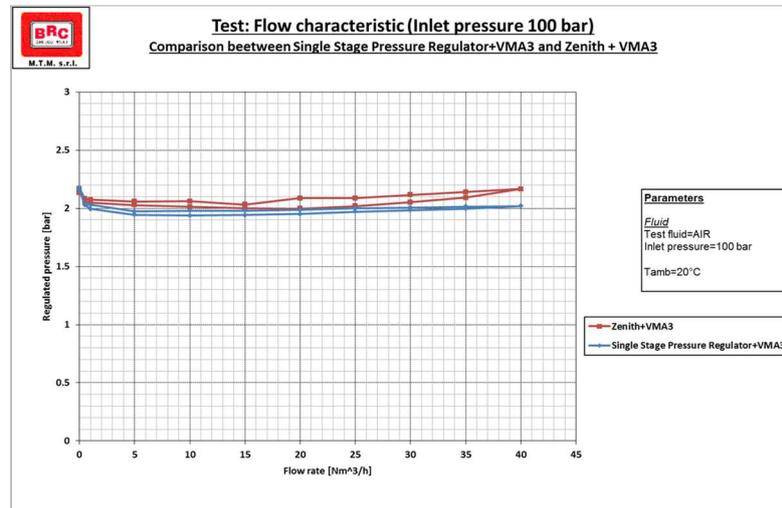


Figura 94 P\_out vs Flow a 100barg di P\_in

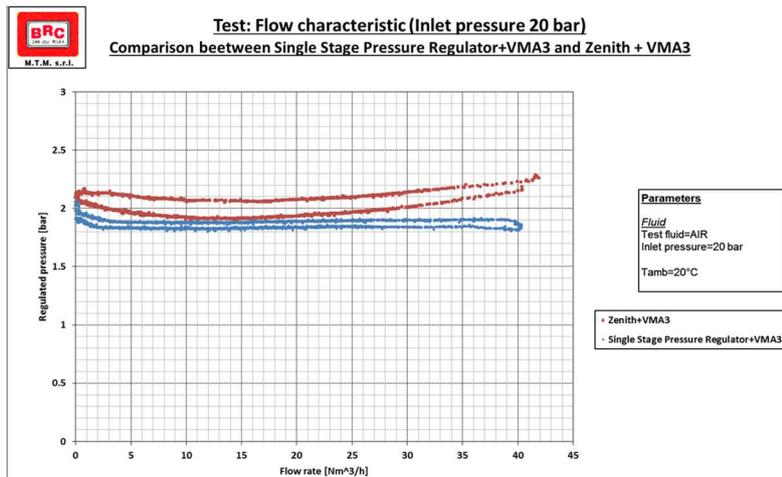
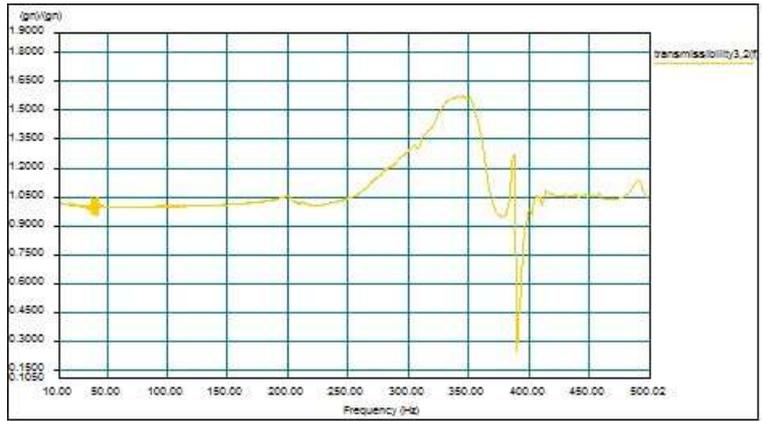
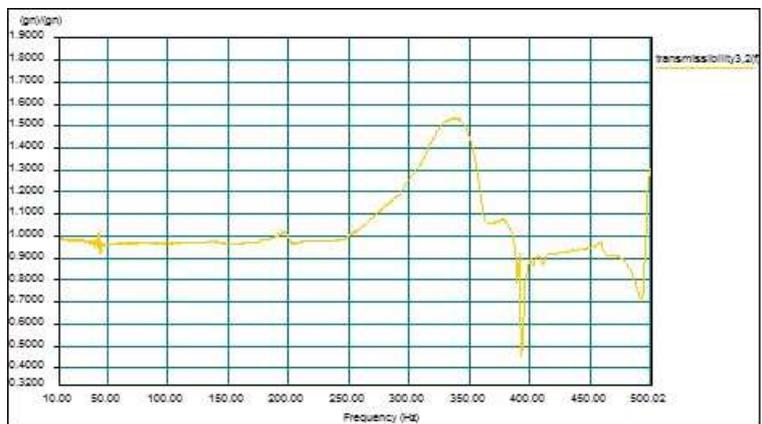


Figura 95 P\_out vs Flow a 20barg di P\_in



**Figura 96 analisi shaker con sede o-ring 3.9mm (bassa risoluzione)**



**Figura 97 analisi shaker con sede o-ring 4.1mm (bassa risoluzione)**

## 14 Appendice B

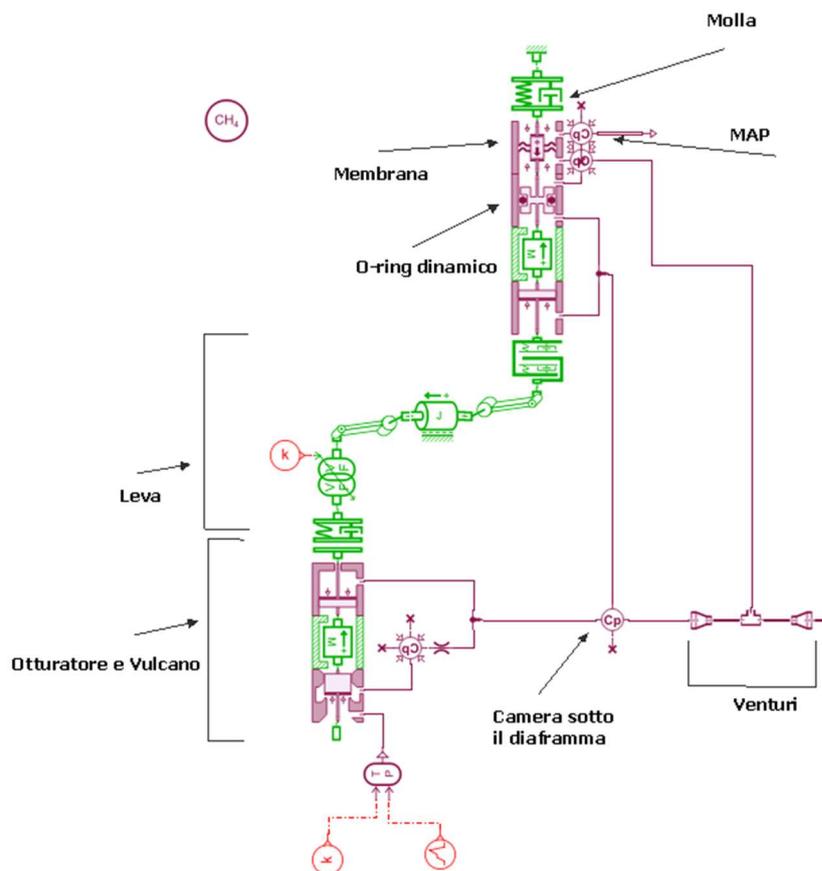


Figura 98 modello con nuovo blocchetto di membrana

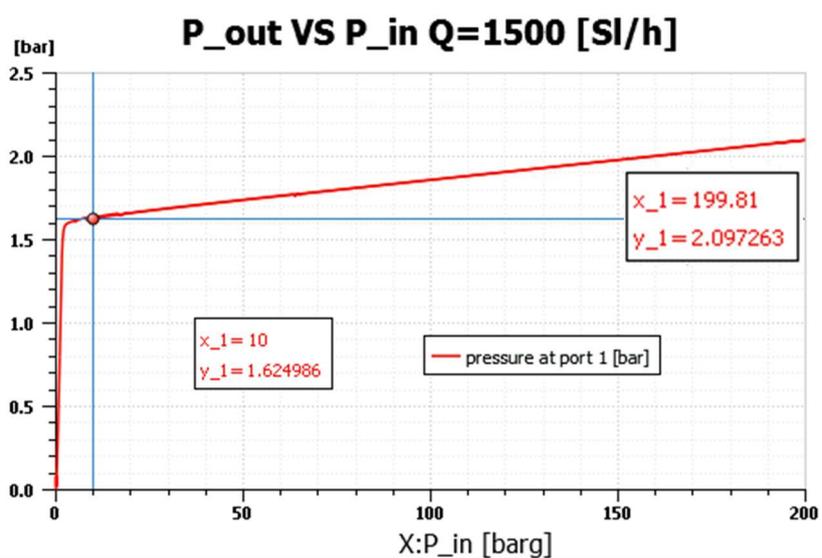


Figura 99 andamento della pressione di uscita in funzione di quella in entrata con diametro membrana 64mm

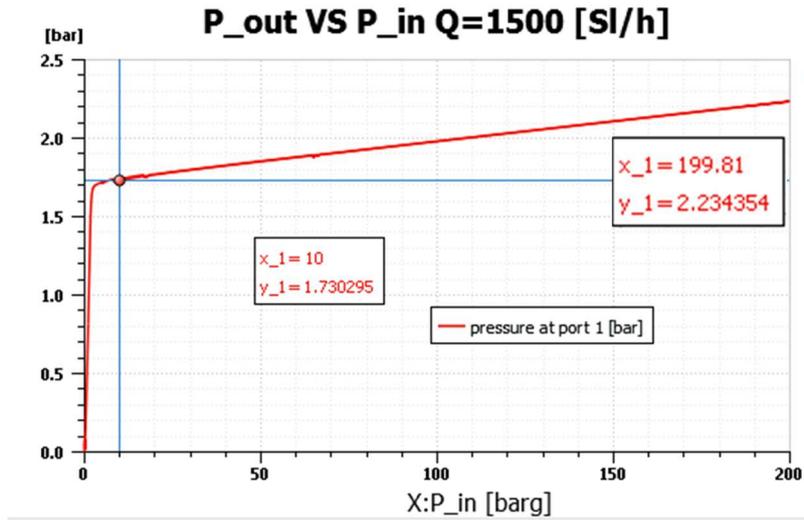


Figura 100 andamento della pressione di uscita in funzione di quella in entrata con diametro membrana 62mm

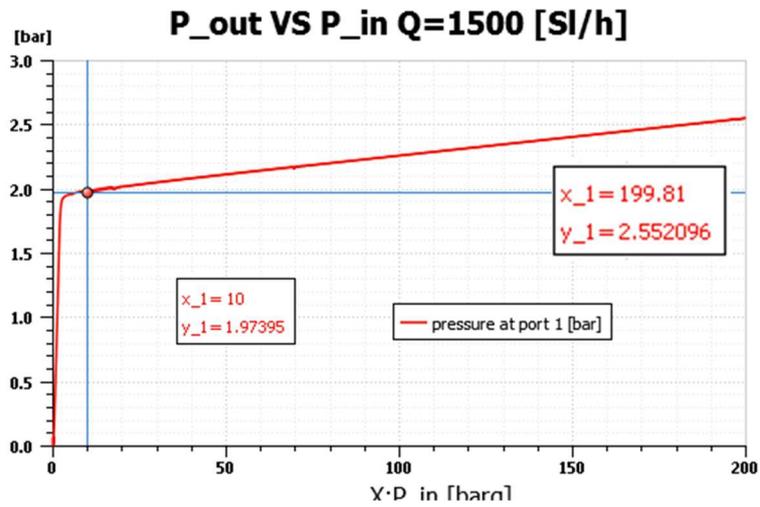


Figura 101 andamento della pressione di uscita in funzione di quella in entrata con diametro membrana 58mm

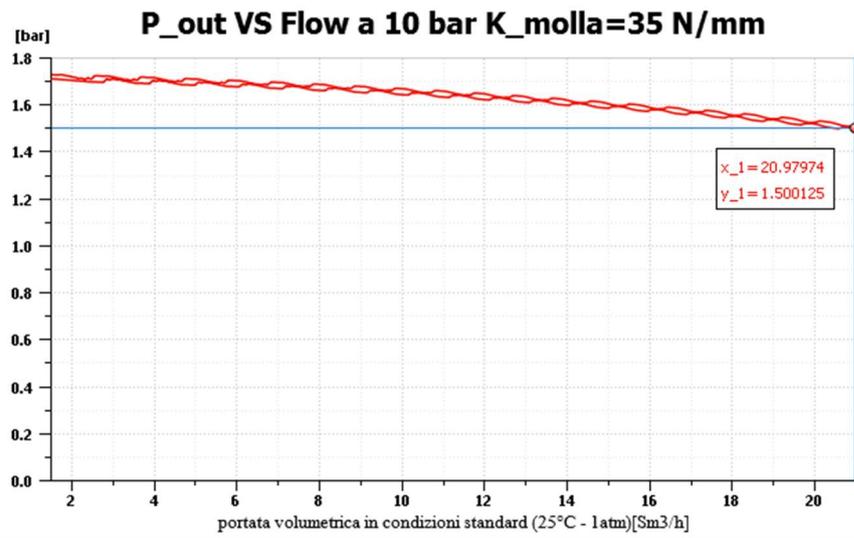


Figura 102 P\_out VS Flow a 10 bar di pressione di ingresso e rigidezza molla 35 N/mm

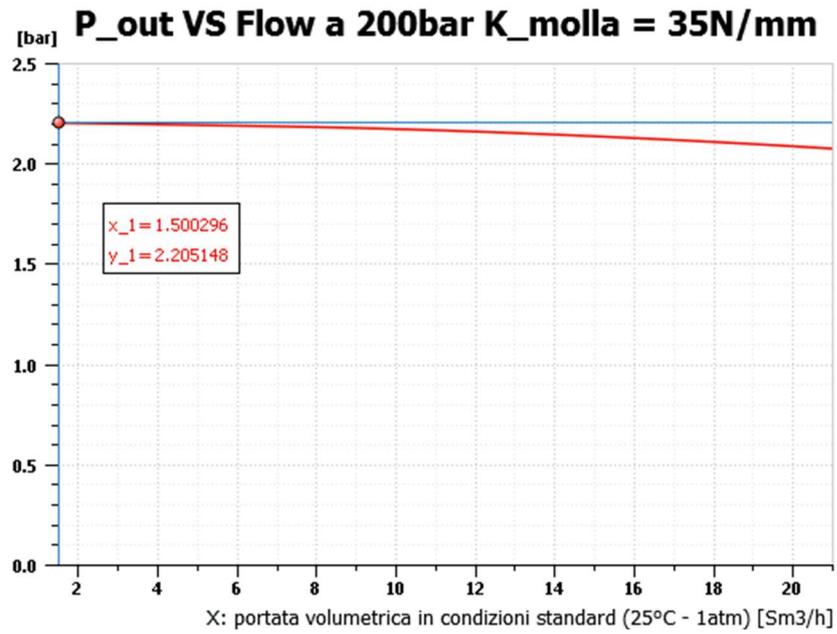


Figura 103 P\_out VS Flow a 200 bar di pressione di ingresso e rigidezza molla 35 N/mm

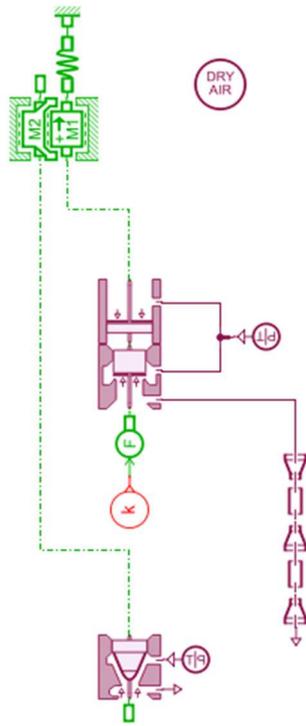


Figura 104 modello valvola VMA3-mini