POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica, Aerospaziale, dell'Autoveicolo e della Produzione

Tesi di laurea magistrale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



OTTIMIZZAZIONE DI UN SIMULATORE DI NAVICELLA AEROSPAZIALE SU SUPPORTI A GAS

RELATORE: Prof. Terenziano Raparelli *CORRELATRICE*: Prof.ssa Daniela Maffiodo

CANDIDATO:

Ruggero Erroi

Anno accademico 2017/2018

Introduzione e obiettivi	
1. Richiami sulla teoria degli ugelli	2
1.1 Ugello semplicemente convergente	2
1.2 Calcolo delle spinte	5
2. Principio di funzionamento del simulatore e circuito pneumatico	6
3. Prove in laboratorio sugli ugelli di spinta	
3.1 Circuito di prova	
3.2 Procedure della prova	9
3.3 Strumentazione utilizzata	11
3.4 Risultati ottenuti dalle prove sperimentali	14
3.5 Confronto tra caso ideale e curve sperimentali	20
3.6 Confronto tra caso reale e normativa ISO	27
3.6.1 Normativa ISO	27
3.6.2 Calcolo dei coefficienti C, b: confronto tra sperimentazione e normativa	29
4. Calcolo delle spinte reali generate dagli ugelli	34
4.1 Calcolo delle spinte reali	34
4.2 Prestazioni del simulatore	38
5. Volume minimo del serbatoio e duty cycle	40
5.1 Calcolo del volume minimo	40
5.2 Duty cycle	41
6. Riprogettazione e ottimizzazione del simulatore	43
6.1 Modello CAD	43
6.2 Prototipo reale	49
7. Analisi del comportamento dei nuovi ugelli	52
7.1 Risultati delle prove sperimentali	52
7.2 Confronto tra le due versioni di effusori utilizzate	56
7.3 Confronto con normativa ISO	59
8. Analisi del comportamento delle elettrovalvole	63
8.1 Risultati delle prove	64
8.2 Analisi dei risultati e modifiche al circuito pneumatico	66
9. Calcolo delle prestazioni del simulatore	67
9.1 Spinte	67
9.2 Prestazioni	69
10. Duty cycle e analisi dei consumi	70
11. Circuito elettronico	

Indice

12. Test di movimentazione
12.1 Banco prova
12.2 Analisi video75
12.3 Analisi dei risultati ottenuti dai test
12.3.1 Prestazioni reali
12.3.2 Traiettorie
Conclusioni
Appendice A - schede tecniche
Appendice B – curve caratteristiche degli ugelli93
1. Vecchia configurazione
2. Nuova configurazione
Appendice C – traiettorie
1. Traslazione +X
2. Traslazione +Y 100
Bibliografia

Ringraziamenti

Ringrazio il Prof. Terenziano Raparelli e la Prof.ssa Daniela Maffiodo, rispettivamente relatore e correlatore di questa tesi, per la loro continua disponibilità dimostratami nei mesi di lavoro trascorsi e per tutti i preziosi consigli che ho ricevuto da loro, senza i quali non sarei riuscito nello sviluppo di questa attività.

Ringrazio la Mager s.r.l. ed il Museo dell'astronomia e Planetario di Torino per avermi dato la grande opportunità di poter lavorare a questo progetto di tesi innovativo e molto stimolante. Vorrei sottolineare la cordialità e gentilezza dell'Ing. Giorgio Mang ed il prezioso aiuto dei dipendenti della Mager s.r.l., in particolare quello di Gianluca Rivalta, Pierfranco Bertato, Roberto Cucit, Ing. Massimo Bruno e Ing. Davide Bettin.

Ringrazio mio padre e mia madre, entrambi il mio punto di riferimento di ieri, oggi e domani. E' a loro che devo ciò che sono oggi ed è a loro che dedico questa tesi: i loro sacrifici, economici e non, mi hanno permesso di raggiungere questo traguardo, IL NOSTRO traguardo.

Un grande grazie alla mia sorellona, un pezzo fondamentale della mia vita passata e futura. Non sempre ci capiamo ma di sicuro sappiamo fare molto bene una cosa importante: volerci tremendamente bene. Oltre a dirle grazie vorrei farle anche un grande in bocca al lupo, dato che oggi conclude una parte importante della sua carriera lavorativa conseguendo un master di primo livello di scienze infermieristiche in lesioni cutanee.

Grazie ai miei zii. Grazie per avermi sempre sostenuto e grazie per avermi fatto il dono, insieme ai miei genitori, di avere una bellissima famiglia unita. Le giornate trascorse tutti insieme avranno sempre un posto speciale nel mio cuore. Grazie a zia Rossana e zia Anna per essere le mie seconde mamme e a zio Pierpaolo e zio Giuseppe per essere i miei secondi papà.

Grazie al mio angelo, Giulia, che da quasi tre anni riempie le mie giornate con la sua dolcezza e delicatezza. Grazie per essermi accanto ogni giorno, a sopportarmi e supportarmi in tutto ciò che faccio. Sei la persona migliore che potessi desiderare al mio fianco.

Grazie a Miriam, un'amica onnipresente. Grazie per essere un'amica vera e sincera, sempre pronta ad aiutarmi nel momento del bisogno.

Grazie a tutti gli amici che ho conosciuto a Torino. Grazie a Daniele, Luciano, Dassista, Paolo, Giorgio, Sofia e Michele per avermi fatto sentire un po' più a casa in questi quattro anni.

Grazie ai miei compagni di corso per aver condiviso le gioie e i dolori del Politecnico con me. Grazie quindi a Michele, Giorgio, Carlo, Fabio, Francesco, Matteo, Luca, Edoardo, Alberto, Amedeo e Valentina.

Grazie ad i miei amici di vecchia data. Grazie a Dario, Antonio, Francesco e Dilan per avermi sempre sostenuto in questi sei anni di università ma soprattutto grazie per tutte le avventure vissute insieme.

Infine grazie alla famiglia Giancane. Grazie per avermi accolto ed aiutato nei primi giorni in cui sono stato a Torino e grazie per la vostra continua disponibilità e preziosa amicizia.

Ruggero

Introduzione e obiettivi

Nella seguente tesi verrà analizzato e ottimizzato il funzionamento di un simulatore di navicella spaziale. Quest'ultimo è stato ideato dall'azienda MAGER Air Bearings di Cambiano (TO) in collaborazione con il Museo dell'astronomia e Planetario di Torino. Il prototipo è stato successivamente progettato e realizzato dall'Ing. Anna Basile nel suo lavoro di tesi di laurea magistrale in collaborazione con l'azienda MAGER (precedentemente citata) e con la supervisione del relatore Prof. Terenziano Raparelli e della correlatrice Prof.ssa Daniela Maffiodo. Lo scopo per il quale è stata idealizzata e progettata questa tecnologia è da ricercare nella natura delle attività che possono essere svolte all'interno del planetario di Torino: il museo infatti offre ai suoi visitatori la possibilità di effettuare in maniera diretta diverse esperienze, le quali possono dunque essere svolte in assoluta autonomia da parte dell'utente esterno senza l'ausilio di una continua supervisione. Il simulatore, una volta completo e ottimizzato, dovrà quindi essere fruibile con facilità agli utenti esterni, i quali potranno provare attraverso il suo utilizzo la condizione di quasi assenza di gravità (ovvero quella che viene chiamata microgravità, presente nello spazio).

Per raggiungere la condizione di microgravità nel piano vengono utilizzati dei pattini pneumostatici. Alimentando questi ultimi con aria compressa, è possibile creare un meato di pochi μm e quindi sostentare il peso proprio della struttura su cui essi sono montati. Il simulatore inoltre potrà poi muoversi su un piano in granito grazie all'utilizzo di sei ugelli di spinta: generando delle spinte lungo le 2 direzioni del piano, gli ugelli permetteranno il moto verticale e orizzontale della navicella oltre che una rotazione attorno all'asse perpendicolare al piano.

Uno degli obiettivi di questa tesi è quello di analizzare il funzionamento di questa navicella . Sono stati dunque studiati nel dettaglio i componenti del circuito pneumatico, ad esempio gli ugelli di spinta, i quali sono stati analizzati sia sperimentalmente che analiticamente al fine di calcolare le forze da essi generate e i consumi di aria. Inoltre sono stati effettuati dei test sulle elettrovalvole in modo da valutare le cadute di pressione tra monte e valle di esse e dunque stabilire con esattezza l'entità della pressione in ingresso agli effusori. Definiti i consumi degli ugelli è stato dunque necessario procedere con la stima del volume minimo del serbatoio di aria per asservire senza problemi le varie utenze (effusori e pattini).

Nelle successive fasi di ottimizzazione sono poi state definite le geometrie dei supporti necessari non solo al fissaggio degli ugelli di spinta ma anche al loro corretto posizionamento: è stato progettato un sistema di regolazione fine della posizione del singolo effusore (con meccanismo di tipo vite-madrevite) ed uno per il posizionamento angolare (con asola circolare). La possibilità di poter regolare la posizione degli ugelli è fondamentale in quanto l'obiettivo è quello di ridurre al minimo i disturbi di coppia e forza durante il moto.

L'ottimizzazione del simulatore prevede inoltre un'ulteriore fase di progettazione CAD: è importante migliorare la compattezza del design della navicella in modo da ridurre al minimo la quantità di cablaggi e tubi per l'aria compressa visibili esternamente.

Infine, dopo aver ripristinato l'elettronica del sistema, sono stati effettuati dei test atti alla valutazione delle prestazioni e delle traiettorie reali del prototipo: quest'ultima fase è necessaria per poter valutare la bontà dei risultati ottenuti dal calcolo teorico delle prestazioni e per poter constatare praticamente l'effetto delle migliorie che sono state apportate al sistema.

1. Richiami sulla teoria degli ugelli

Come detto nel capitolo introduttivo, la navicella utilizza sei ugelli di spinta per controllare il proprio moto. In ognuno dei sei condotti infatti scorre aria in pressione, la quale venendo sparata in atmosfera genera una spinta sugli ugelli e dunque sul simulatore. Quindi risulta evidente che, per comprendere al meglio il funzionamento della navicella, è opportuno analizzare gli ugelli e i fenomeni di efflusso ad essi associati.

1.1 Ugello semplicemente convergente

Per ugello convergente si intende un condotto a sezione variabile con sezione finale minore di quella iniziale. Nel caso di applicazione in analisi i sei condotti utilizzati sono di tipo (semplicemente convergente). La loro geometria ideale è rappresentata nella seguente figura:



Figura 1 - Ugello ideale semplicemente convergente

Nell'analisi che sarà effettuata in questo capitolo, verranno utilizzate le proprietà di ristagno. Esse sono definite come: *"i valori che le proprietà della corrente acquisterebbero se questa fosse decelerata diabaticamente e reversibilmente fino a velocità nulla senza scambiare lavoro"*.¹

Da quest'ultima definizione è dunque evidente come l'entalpia totale in una generica sezione sia data dalla somma dell'entalpia e il termine cinetico:

$$h^0 = h + \frac{c^2}{2}$$

ricavabile applicando l'equazione dell'energia tra lo stato locale e quello di ristagno della corrente fluida.

Per un gas perfetto si ricava facilmente la seguente:

$$T^0 = T + \frac{c^2}{2 c_p}$$

¹ Andrea Emilio Catania, "Complementi di Macchine", Levrotto & Bella, Torino 2014.

Ipotizzando quindi una trasformazione adiabatica reversibile tra la sezione a monte e quella a valle, è possibile scrivere che:

$$h = h_1 \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}$$
$$\rho = \rho_1 \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}$$

Applicando l'equazione di conservazione dell'energia:

$$L_i = \int_1^2 V \, dp + \Delta E_c + L_w$$

Ricordando che $L_w = 0$ e che $L_i = 0$ nel caso in analisi (condotti che non compiono lavoro e che non hanno perdite) si ottiene:

$$\Delta E_c = -\int_1^2 v \, dp$$
$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = -\int_1^2 v \, dp = -\int_1^2 \frac{1}{\rho} \, dp$$

Nel caso in cui $c_1 = 0$ (o comunque molto piccola rispetto al termine $h_1 - h_2$) si ricava dunque l'espressione della velocità *c* del flusso:

$$c = \sqrt{2\frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$

In una sezione generica vale dunque la seguente:

$$\rho c = \sqrt{2\frac{k}{k-1} \cdot p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Nel caso in cui c_1 non sia trascurabile, è possibile riutilizzare le equazioni precedentemente scritte utilizzando il concetto di proprietà di ristagno. Dunque sostituendo a $p_1 e \rho_1$ i valori totali corrispondenti $p^0 e \rho^0$ in una sezione generica dell'ugello si ha:

$$c = \sqrt{2\frac{k}{k-1} \cdot \frac{p^0}{\rho^0} \left[1 - \left(\frac{p}{p^0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$
$$\rho c = \sqrt{2\frac{k}{k-1} \cdot p^0 \rho^0 \left[\left(\frac{p}{p^0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p^0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

Quest'ultima equazione è fondamentale ai fini del calcolo della portata massica (kg/s). Infatti, ricordando che:

$$G = \rho A c$$

Allora sostituendo si ricava:

$$G = A \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \cdot p^0 \rho^0 \left[\left(\frac{p}{p^0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p^0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Con *p* pressione nella sezione *A*. Per un gas perfetto, sostituendo $p^0/\rho^0 = RT^0$ si ottiene:

$$G = A \frac{p^{0}}{\sqrt{RT^{0}}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p}{p^{0}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p^{0}}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

L'equazione appena ricavata descrive su un piano una forma ellittica. La portata in un ugello in realtà andrà a soddisfare in parte quest'equazione: nel tratto *subsonico* la *G* seguirà esattamente l'andamento descritto dalla precedente formula mentre da una certa p_2 in poi la portata rimarrà costante e pari al valore massimo (tratto *sonico*).

Per chiarire meglio quanto appena detto, nella figura a destra è schematizzato l'andamento della portata in un ugello semplicemente convergente (ricavabile sperimentalmente variando la pressione di valle con quella di monte costante).



Figura 2- andamento portata massica in un ugello convergente in funzione della pressione di valle

E' possibile infine ricavare un ulteriore andamento qualora sulle ascisse ci sia la pressione di monte p_1 :



Figura 3 - andamento portata massica in un ugello convergente in funzione della pressione di alimentazione²

² Guido Belforte, "Pneumatica: principi base, strumentazione,componenti, tecniche digitali e circuiti, impianti, applicazioni", Tecniche Nuove Milano 1987;

Quest'ultimo andamento è ricavabile sperimentalmente mantenendo costante la pressione di valle e variando quella di monte: nel prossimo capitolo verranno eseguite le prove sui 6 ugelli del simulatore al fine di ottenere degli andamenti simili a quello in figura 3.

1.2 Calcolo delle spinte

Avendo rivisto le formule relative al calcolo della portata in un ugello, ora è possibile proseguire con il calcolo delle spinte.

Dalla conservazione della quantità di moto³, si ha che:

$$\vec{R} = \int_{A_c} \vec{c} \rho \left(\vec{c} \cdot \vec{n} \right) \, dA$$

Dove \vec{R} è la risultante delle forze esterne applicate ad un sistema.

Nel caso di fluido comprimibile con moto stazionario, unidimensionale e peso trascurabile, l'equazione si semplifica e diventa:

$$\vec{F} - p_1 A_1 \overrightarrow{n_1} - p_2 A_2 \overrightarrow{n_2} = \dot{m} (\overrightarrow{c_2} - \overrightarrow{c_1})$$

Con \vec{F} la forza che le pareti solide esercitano complessivamente sul fluido per reazione alle forze di pressione e di attrito trasmesse dal fluido.

Nel caso di ugelli con una $\vec{c_1}$ in ingresso nulla o trascurabile, e ricordando che i versori $\vec{n_1}$ ed $\vec{n_2}$ hanno verso opposto, si giunge dunque all'equazione scalare finale:

$$F = \dot{m} \cdot c_u + (p_u - p_a)A_u$$

Dove:

- p_a pressione ambiente;
- p_u pressione nella sezione di valle dell'ugello;
- c_u velocità nella sezione di valle dell'ugello;
- A_u sezione di valle dell'ugello;
- \dot{m} (precedentemente indicata con G) portata massica che attraversa l'ugello.

³ Andrea Emilio Catania, "Complementi di Macchine", Levrotto & Bella , Torino 2014.

2. Principio di funzionamento del simulatore e circuito pneumatico

Nel lavoro di tesi svolto dall'Ing. A. Basile⁴ è stato progettato e realizzato il circuito pneumatico atto a consentire il funzionamento del simulatore. Tale circuito prevede l'utilizzo di 3 pattini pneumostatici i quali, alimentati ad aria compressa, consentono la creazione di un meato d'aria di pochi μm tra la superficie inferiore dei pattini stessi e il piano di scorrimento del simulatore. Come accennato nel capitolo introduttivo, la funzione del meato è quella di sostentare la navicella e dunque annullare la presenza di attrito con il terreno in modo tale da simulare l'ambiente di microgravità (presente nello spazio) su un piano 2D. Per generare il moto della navicella invece sono stati utilizzati 6 ugelli di spinta: essi sono governati da 6 elettrovalvole (di tipo ON/OFF) le quali consentono di gestirne l'attivazione e la disattivazione, dunque di controllare la movimentazione del simulatore. Nel circuito pneumatico sono inoltre previsti due compressori, i quali comprimono l'aria aspirata dall'ambiente esterno e la mandano nel serbatoio posto a valle: la pressione di quest'ultimo elemento è misurata da un pressostato il quale a sua volta gestisce l'accensione e lo spegnimento dei compressori. Infine a valle del contenitore di aria compressa sono posti due riduttori di pressione (uno per i pattini ed uno per gli ugelli posizionato a monte delle elettrovalvole) i quali riducono la pressione a quella desiderata.

Per chiarire quanto appena detto, di seguito è riportata l'immagine del circuito pneumatico:

Codice	Nome	Modello	Commento
L1	Riduttore di pressione	SMC IR1010-F01	Reoglazione pressione cuscinetti
P1	Serbatoio	MAGER	Alluminio 0,86 I
V1	3 vie, 2 posizioni, Elettrovalvola	SMC V114A-SG-M5	N.C., ritorno a molla
∨3	3 vie, 2 posizioni, Elettrovalvola	SMC V114A-SG-M5	N.C., ritorno a molla
V6	3 vie, 2 posizioni, Elettrovalvola	SMC V114A-SG-M5	N.C., ritorno a molla
V9	3 vie, 2 posizioni, Elettrovalvola	SMC V114A-SG-M5	N.C., ritorno a molla
V8	3 vie, 2 posizioni, Elettrovalvola	SMC V114A-SG-M5	N.C., ritorno a molla
∨7	3 vie, 2 posizioni, Elettrovalvola	SMC V114A-SG-M5	N.C., ritorno a molla
B12	Compressor i THOMAS	WOB-L 8006D DC	Compressore a pistone
L2	Riduttore di pressione	SMC IR1211-F01BG-A	Regolazione pressione ugelli di spinta
S1	Pressostato, digitale	SMC ISE 10-M5-A-GR	Controllo pressione di linea e compressore





⁴ Anna Basile, "Progettazione e realizzazione di un simulatore di navicella aerospaziale con appoggio aerostatico", tesi di laurea magistrale A.A. 2016/2017, Politecnico di Torino.

L'introduzione al circuito pneumatico appena fatta risulta necessaria per capire come e dove intervenire sul sistema al fine di ottimizzarlo. Una delle priorità è sicuramente quella di migliorare le previsioni teoriche delle prestazioni e dunque ridurne il GAP con quelle reali. A tale scopo saranno dunque svolti dei test sugli ugelli, in modo da valutarne il comportamento reale e coglierne le differenze rispetto al caso ideale. Inoltre, nella seconda versione della navicella (il nuovo layout ottimizzato che verrà discusso nei prossimi capitoli), saranno valutate le perdite di pressione causate dalle elettrovalvole e conseguentemente saranno effettuate delle modifiche al circuito pneumatico.

3. Prove in laboratorio sugli ugelli di spinta

Presa visione del lavoro di tesi svolto dall'ing. A.Basile, è stato ritenuto necessario effettuare dei test in laboratorio sui sei ugelli presenti nel simulatore. Lo scopo di tali test è quello di andare a ricavare sperimentalmente la caratteristica reale dei suddetti ugelli, la quale è utile a sua volta per studiare il comportamento della navicella e le spinte che si generano oltre che ad effettuare un'analisi accurata il fenomeno dell'efflusso degli ugelli.

3.1 Circuito di prova

Gli ugelli analizzati sono molto piccoli, infatti il diametro delle loro sezioni di uscita è dell'ordine del decimo di millimetro (0.7 mm o 0.5 mm a seconda dell'ugello testato). Tali dimensioni rendono dunque molto difficile effettuare le prove nel modo più classico (con una pressione di monte costante e andando a variare quella di valle) dato che i fenomeni di efflusso sono molto complessi e facilmente perturbabili. Per far fronte a questo problema, le prove sono state condotte con una seconda e più opportuna metodologia: è stata fatta variare la pressione a monte dell'ugello mentre la pressione a valle è stata ipotizzata costante (pari a quella ambiente).

Il circuito di prova utilizzato è il seguente:





L'aria, proveniente dalla rete di alimentazione a 7 bar, prima di essere mandata all'utenza, viene filtrata in due stadi: nel primo stadio il fluido viene fatto passare attraverso un filtro regolatore (un riduttore di pressione che effettua anche un primo filtraggio), nel secondo è mandato in un filtro ad alta efficienza per rimozione dell'olio. La prima fase dunque è dedicata alla riduzione della pressione del fluido in ingresso da 7 a 4 bar e contemporaneamente vengono inoltre rimosse le particelle di acqua di dimensioni maggiori di 40 μm . Nel secondo stadio di filtraggio invece sono rimosse tutte le particelle di olio e acqua fino a 0.01 μm . L'obiettivo di questo doppio stadio di filtraggio è quello di ottenere aria secca e libera da eventuali impurità presenti (ad esempio particelle di olio). All'uscita del gruppo filtro-riduttore è posizionata una resistenza bidirezionale: lo scopo di tale resistenza è quello di permettere una regolazione fine della pressione di monte dell'ugello. La misura di quest'ultima è effettuata con un manometro digitale posto a valle della resistenza R insieme ad un flussimetro (il quale permette di misurare la portata, in NI/min, che scorre nell'ugello).

3.2 Procedure della prova

Le prove sono state svolte con la seguente procedura:

- viene fissata la pressione in uscita dal riduttore di pressione pari a 4 bar;
- viene chiusa totalmente la resistenza R, di conseguenza nel manometro e nel flussimetro si dovrebbe leggere 0;
- nel caso in cui manometro e flussimetro misurano valori diversi da zero, allora vengono azzerati;
- Si procede dunque con la prova, aprendo via via la resistenza R a step di 0,1 bar (letto dal manometro);
- viene quindi letta la portata ad ogni step;
- la prova termina quando l'ultima p_1 rilevata è di 2,5 bar, ovvero allo step numero 25.

Tale procedimento è stato effettuato per 3 volte su ogni ugello preso in analisi. Un'accortezza che in generale è opportuno avere è quella di azzerare la pressione mandata dal riduttore tra una prova e l'altra e, se necessario, ri-azzerare la strumentazione.

Il metodo differisce da quello ISO per l'utilizzo di un tubo normato nel quale si misura la temperatura del fluido (nel caso in analisi è stata ipotizzata ambiente).

Di seguito sono riportate alcune foto del circuito di prova:



Figura 6 - foto banco prova



Figura 7



Figura 8

3.3 Strumentazione utilizzata

Al fine di eseguire tali prove sono stati utilizzati i seguenti strumenti:

• Gruppo filtro-riduttore NORGREN OLYMPIAN PLUS:



Figura 9 - gruppo filtro-riduttore

Flussostato SMC (con display integrato) PFM725 – F02

Come detto in precedenza, il gruppo filtro-riduttore provvede a filtrare l'aria, per poter quindi ottenere aria secca in uscita, e a ridurre la pressione da quella di linea della fabbrica (7 bar) a quella a monte della resistenza R (4 bar).

La riduzione e il primo stadio di filtraggio avvengono grazie al primo elemento: il filtro regolatore (a sinistra in Figura 9). Il secondo elemento invece è il filtro rimozione olio ad alta efficienza: grazie ad esso si effettua un filtraggio più accurato dell'aria, trattenendo dunque particelle dell'ordine del centesimo di micron.

In *Appendice A* sono riportati i cataloghi dei due componenti utilizzati.



Figura 10 - flussostato

Questo strumento viene utilizzato per valutare l'entità della portata passante attraverso l'ugello. Dal disegno del circuito in *Figura 5*, è evidente come il flussostato sia posto a valle del pressostato. E' bene sottolineare che normalmente è sempre preferibile misurare la pressione a valle del flussostato e non a monte, in modo da non avere errori di valutazione della pressione dovuti al Δp generato dallo strumento di misura della portata.

Dai cataloghi dei due strumenti utilizzati, è possibile notare che il flussostato genera cadute di pressione

dell'ordine di 0,1 kPa mentre il pressostato riesce a rilevare la pressione fino a 0.001 Mpa: di conseguenza sembrerebbe che il pressostato in analisi sia inadeguato per la rilevazione della pressione per questa particolare applicazione. Ricordando che le prove effettuate prevedevano una p1 a monte dell'ugello variabile, e che sono state svolte con 26 step di pressione con passo 0.1 bar, allora risulta evidente come non sia necessario ricorrere all'utilizzo di un pressostato più accurato, e conseguentemente non vi è differenza nel posizionare quest'ultimo a monte o a valle dello strumento di rilevazione della portata.

In Appendice A è riportato il catalogo del flussostato.

• Pressostato SMC digitale ISE30A-01-E



Come detto in precedenza, è stato utilizzato un pressostato per misurare la pressione P1 a monte dell'ugello. E' possibile effettuare tale misura, date le basse perdite di pressione causate dal flussostato, sia a monte che a valle di quest'ultimo: nel caso in analisi il pressostato è stato posto prima.

In Appendice A è riportato il catalogo di questo componente.

Figura 11 – pressostato

Raccordo LEGRIS a T

Questo raccordo è stato utilizzato per mandare l'aria contemporaneamente al pressostato e al manometro (*Figura 5*). La geometria di tale raccordo è riportata nella seguente figura:



Figura 12 - raccordo a T

Dove:

D = 6 mm; D1 = 6 mm; G = 10,5 mm; H = 22,5 mm; L/2 = 17,5 mm.

Adattatore LEGRIS

Questo adattatore è stato utilizzato all'uscita del flussostato per permettere il cambio di diametro del tubo.



Figura 13 - adattatore LEGRIS

Dove:

D1 = 4 mm; D2 = 6 mm; L = 37,5 mm; L1 = 23,5 mm; G = 8,5 mm.

Raccordo a gomito filettato SMC

Nella bocca di uscita del raccordo, quella in corrispondenza della filettatura, è stato inserito per interferenza un cilindro contenente l'ugello.



Figura 14 - gomito filettato ad innesto rapido SMC

Dove:

D1 = 8.2 mm; Connection thread = M5; Applicable tubing Ø=4 mm; D2 = 9.8 mm; L1 = 17,5 mm; L2 = 10,9 mm; L3= 18,4mm; A = 14,9mm; M=13,3; H=8 (width across flats).

Ugello semplicemente convergente

La geometria degli ugelli è stata ricavata per foratura:

si utilizza un cilindro di diametro pari a 3 mm, il quale viene pre-forato dal lato inferiore (foro di diametro 2 mm con svasatura finale, come si vede nella *Figura 15* e nella *Figura 16*); successivamente, il cilindro viene inserito per interferenza nella sede del raccordo a gomito ed infine viene effettuato il foro finale di diametro 0,5mm (oppure 0,7 mm se si tratta dei due ugelli utilizzati frontalmente e posteriormente nella navicella). Durante l'ultima fase di foratura, è importante dare aria in pressione all'ingresso del raccordo a gomito contente il cilindro da forare: in questo modo, l'eventuale truciolo di lavorazione che si andrebbe a creare, verrebbe subito spinto via dall'aria, evitando che esso rimanga intrappolato all'interno del raccordo.

Le sezioni dei due ugelli, al variare del diametro della bocca di uscita, sono le seguenti:



Figura 15 - sezione ugello Ø0,5



Figura 16 – sezione ugello Ø0,7

Dalle ultime due figure è possibile notare come la geometria degli ugelli utilizzati differisca da quella di un ugello ideale convergente: tali differenze di geometria saranno dunque uno dei motivi per i quali dalle prove sperimentali si otterranno portate di efflusso minori rispetto al caso ideale. Un ulteriore problema nella geometria dei suddetti ugelli è rappresentato dalla loro lavorazione: come detto in precedenza la foratura viene effettuata in due distinte fasi, dunque è probabile che siano presenti errori di allineamento tra gli assi dei due fori. Inoltre, i due fori sono stati realizzati tramite l'utilizzo di un trapano a colonna manuale: questo può dunque comportare un errore di centraggio dei due fori, in special modo quello di diametro più piccolo.

Per tali motivi dunque si preferisce svolgere le prove su tutti e 6 gli ugelli utilizzati nella navicella, 3 prove per ognuno.

3.4 Risultati ottenuti dalle prove sperimentali

Prima di procedere con la discussione e l'analisi dei risultati ottenuti dai test sperimentali, è necessario fare delle precisazioni sulla terminologia che verrà utilizzata in seguito. Nella prossima figura è rappresentato uno schema della navicella nel quale sono evidenziati i sei ugelli presenti: è evidente come gli ugelli verranno distinti con facilità in anteriore, posteriore e laterali in base alla loro collocazione.



Figura 17 - schema navicella

Come detto in precedenza, effettuando delle prove sperimentali è stato possibile ricavare le caratteristiche degli ugelli di spinta. Per ogni ugello sono stati svolti 3 test: a titolo d'esempio sono riportati di seguito gli andamenti risultanti dalle 3 prove effettuate sull'ugello frontale.



Figura 18 - prove ugello frontale

I risultati ottenuti dai 3 test su ogni ugello sono stati mediati e rappresentati graficamente in Figura 19:



Figura 19 - andamenti sperimentali

Nelle prossime figure sono invece rappresentate singolarmente le curve ottenute per ogni ugello: tracciando una tangente al tratto sonico si nota come essa vada ad incrociarsi perfettamente con l'origine degli assi, come noto dalla teoria.

In appendice B sono presenti le tabelle riassuntive dei valori ottenuti dai test.







Figura 21 - curva caratteristica ugello posteriore

Analoghi risultati si possono ottenere per gli ugelli laterali:







UGELLO LATERALE DESTRO POSTERIORE D0.5

Figura 23 - curva caratteristica ugello laterale dx posteriore







UGELLO LATERALE SINISTRO POSTERIORE D0.5

Figura 25 - curva caratteristica ugello laterale sx posteriore

3.5 Confronto tra caso ideale e curve sperimentali

Al fine di valutare la bontà degli andamenti ottenuti, questi ultimi sono stati confrontati con quelli che si avrebbero in un ugello ideale (nel quale per ipotesi il flusso è isoentropico e privo di perdite per attrito).

Come visto nel *capitolo 1*, per un ugello ideale semplicemente convergente valgono le seguenti equazioni⁵:

$$G = A_u \cdot \frac{p^{\circ}}{\sqrt{R \cdot T^{\circ}}} \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad \text{nel tratto critico;}$$
[1]

$$G = A_u \cdot \frac{p^{\circ}}{\sqrt{R \cdot T^{\circ}}} \sqrt{2 \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p^{\circ}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p^{\circ}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad \text{nel tratto ellittico.}$$
[2]

Con 1 e 2 le sezioni di monte e valle dell'ugello, evidenziate in *Figura 26*⁶:

Figura 26 - schema ugello semplicemente convergente

Va inoltre ricordato che gli ugelli utilizzati avevano dei diametri pari a \emptyset =0.7 mm e \emptyset =0.5 mm, di conseguenza l'area della sezione di uscita A_u varrà rispettivamente:

$$A_u = \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 3.84845 \cdot 10^{-7} \ m^2$$
 per l'ugello con a Ø=0.7 mm
 $A_u = \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 1.9635 \cdot 10^{-7} \ m^2$ per l'ugello con a Ø=0,5 mm

Per calcolare la portata che attraversa un ugello ideale secondo la [1] e la [2] è necessario effettuare delle ipotesi:

- Si ipotizza temperatura in ingresso, sezione 1, pari a quella ambiente ($T_1 = 298.15 K$);
- Si ipotizza la condizione di ugello adattato. Come conseguenza di ciò quindi la pressione nell'ambiente a valle dell'ugello è esattamente pari alla pressione p_2 nella sezione 2.

Utilizzando queste due ipotesi e i valori delle aree precedentemente calcolati, è possibile dunque ricavare il valore delle portate G ideali utilizzando le equazioni prima citate. E' importante ricordare inoltre che, per un valore di rapporto critico $\frac{p_2}{p_1} \leq 0.528$ deve essere utilizzata l'equazione [1]; al contrario, per valori di $\frac{p_2}{p_1} > 0.528$ deve essere utilizzata la [2].



⁵ "Complementi di Macchine", Andrea Emilio Catania, Levrotto & Bella – Torino 2014.

⁶ "Complementi di Macchine", Andrea Emilio Catania, Levrotto & Bella – Torino 2014.

$p_2/p_1 > 0.528$						
p_1 (bar rel.)	$ ho_1$ (kg/m^3)	ρ ₂ (kg/m^3)	p_2/p_1	G (kg/s)	Q (I/min)	Q (I/min ANR)
0	1,168	1,168	1	0	0,000	0,000
0,1	1,285	1,200	0,909	5,86 · 10 ⁻⁵	2,737	2,960
0,2	1,402	1,231	0,833	$8,26 \cdot 10^{-5}$	3,535	4,171
0,3	1,519	1,259	0,769	$1 \cdot 10^{-4}$	3,983	5,091
0,4	1,636	1,286	0,714	$1,16 \cdot 10^{-4}$	4,255	5,858
0,5	1,752	1,312	0,667	$1,29 \cdot 10^{-4}$	4,425	6,526
0,6	1,869	1,336	0,625	$1,41 \cdot 10^{-4}$	4,529	7,125
0,7	1,986	1,359	0,588	$1,52 \cdot 10^{-4}$	4,589	7,671
0,8	2,103	1,382	0,556	$1,62 \cdot 10^{-4}$	4,618	8,173

Nelle seguenti tabelle sono riassunti i valori di G (kg/s) e Q(NI/min) calcolati per un ugello di Ø=0.7 mm:

Tabella 1 - Calcolo portata in un ugello ideale di D0.7 (tratto subsonico)

$p_2/p_1 \le \ 0.528$						
p_1 (bar rel.)	$ ho_1$ (kg/m^3)	$ ho_2$ (kg/m^3)	p_2/p_1	G (kg/s)	Q (I/min)	Q (I/min ANR)
0,9	2,220	1,403	0,526	$1,71 \cdot 10^{-4}$	4,626	8,642
1	2,336	1,424	0,500	$1,8 \cdot 10^{-4}$	4,626	9,097
1,1	2,453	1,444	0,476	1,89 · 10 ⁻⁴	4,626	9,551
1,2	2,570	1,463	0,455	$1,98 \cdot 10^{-4}$	4,626	10,006
1,3	2,687	1,482	0,435	$2,07 \cdot 10^{-4}$	4,626	10,461
1,4	2,804	1,500	0,417	$2,16 \cdot 10^{-4}$	4,626	10,916
1,5	2,921	1,518	0,400	$2,25 \cdot 10^{-4}$	4,626	11,371
1,6	3,037	1,535	0,385	$2,34 \cdot 10^{-4}$	4,626	11,826
1,7	3,154	1,552	0,370	$2,43 \cdot 10^{-4}$	4,626	12,280
1,8	3,271	1,568	0,357	$2,52 \cdot 10^{-4}$	4,626	12,735
1,9	3,388	1,584	0,345	2,61 · 10 ⁻⁴	4,626	13,190
2	3,505	1,599	0,333	$2,7 \cdot 10^{-4}$	4,626	13,645
2,1	3,622	1,614	0,323	$2,79 \cdot 10^{-4}$	4,626	14,100
2,2	3,738	1,629	0,313	$2,88 \cdot 10^{-4}$	4,626	14,554
2,3	3,855	1,643	0,303	$2,97 \cdot 10^{-4}$	4,626	15,009
2,4	3,972	1,657	0,294	$3,06 \cdot 10^{-4}$	4,626	15,464
2,5	4,089	1,671	0,286	$3,15 \cdot 10^{-4}$	4,626	15,919

Tabella 2 - Calcolo portata in un ugello ideale di D0.7 (tratto sonico)

Per un ugello di Ø=0.5 mm si ha:

$p_2/p_1 > 0.528$						
p_1 (bar rel.)	$ ho_1$ (kg/m^3)	$ ho_2$ (kg/m^3)	p_2/p_1	G (kg/s)	Q (I/min)	Q (I/min ANR)
0	1,168	1,168	1	0	0,000	0,000
0,1	1,285	1,200	0,909	$2,99 \cdot 10^{-5}$	1,396	1,510
0,2	1,402	1,231	0,833	$4,21 \cdot 10^{-5}$	1,804	2,128
0,3	1,519	1,259	0,769	$5,14 \cdot 10^{-5}$	2,032	2,597
0,4	1,636	1,286	0,714	$5,92 \cdot 10^{-5}$	2,171	2,989
0,5	1,752	1,312	0,667	$6,59 \cdot 10^{-5}$	2,258	3,330
0,6	1,869	1,336	0,625	$7,2 \cdot 10^{-5}$	2,311	3,635
0,7	1,986	1,359	0,588	$7,75 \cdot 10^{-5}$	2,341	3,914
0,8	2,103	1,382	0,556	8,25 · 10 ⁻⁵	2,356	4,170

Tabella 3 - Calcolo portata in un ugello ideale di D0.5 (tratto subsonico)

$p_2/p_1 \le 0.528$						
p_1 (bar rel.)	$ ho_1$ (kg/m^3)	$ ho_2$ (kg/m^3)	p_2/p_1	G (kg/s)	Q (I/min)	Q (I/min ANR)
0,9	2,220	1,403	0,526	$8,73 \cdot 10^{-5}$	2,360	4,409
1	2,336	1,424	0,500	9,19 · 10 ⁻⁵	2,360	4,641
1,1	2,453	1,444	0,476	9,65 · 10 ⁻⁵	2,360	4,873
1,2	2,570	1,463	0,455	$1,01 \cdot 10^{-4}$	2,360	5,105
1,3	2,687	1,482	0,435	$1,05 \cdot 10^{-4}$	2,360	5,337
1,4	2,804	1,500	0,417	$1,10 \cdot 10^{-4}$	2,360	5,569
1,5	2,921	1,518	0,400	$1,14 \cdot 10^{-4}$	2,360	5,801
1,6	3,037	1,535	0,385	$1,19 \cdot 10^{-4}$	2,360	6,033
1,7	3,154	1,552	0,370	$1,24 \cdot 10^{-4}$	2,360	6,265
1,8	3,271	1,568	0,357	$1,28 \cdot 10^{-4}$	2,360	6,498
1,9	3,388	1,584	0,345	$1,33 \cdot 10^{-4}$	2,360	6,730
2	3,505	1,599	0,333	$1,37 \cdot 10^{-4}$	2,360	6,962
2,1	3,622	1,614	0,323	$1,42 \cdot 10^{-4}$	2,360	7,194
2,2	3,738	1,629	0,313	$1,47 \cdot 10^{-4}$	2,360	7,426
2,3	3,855	1,643	0,303	$1,52 \cdot 10^{-4}$	2,360	7,658
2,4	3,972	1,657	0,294	$1,56 \cdot 10^{-4}$	2,360	7,890
2.5	4,089	1,671	0,286	$1.60 \cdot 10^{-4}$	2,360	8,122

Tabella 4 - Calcolo portata in un ugello ideale di D0.5 (tratto sonico)



Di seguito sono riportati gli andamenti ricavati per i due ugelli ideali:

Figura 27 - Andamenti dell'ugello ideale al variare del diametro

In *Figura 27* è evidente come la tangente al tratto sonico sia passante per l'origine degli assi. Ciò dunque è in linea con quello che teoricamente ci si aspetterebbe in un ugello ideale.

Trasformando le portate massiche ideali in portate volumiche, operazione effettuata nelle precedenti tabelle, è possibile effettuare un confronto in un unico grafico tra i risultati ottenuti dalle prove sperimentali e quelli teorici.

Per trasformare la portata massica (kg/s) in portata volumica normale (l/min ANR) è stata utilizzata la seguente formula:

$$Q\left[\frac{l}{min}ANR\right] = G\left[\frac{kg}{s}\right] \cdot \frac{1}{\rho_1} \left[\frac{m^3}{kg}\right] \cdot 60\left[\frac{s}{min}\right] \cdot 1000\left[\frac{mm^3}{m^3}\right] \cdot \frac{p_1}{p_{normale}} \left[\frac{bar}{bar}\right] \cdot \frac{T_{normale}}{T_1} \left[\frac{K}{K}\right]$$

dove la pressione normale di riferimento è pari ad 1 bar.



Figura 28 - Confronto tra caso ideale e reale per l'ugello frontale di diametro 0,7 mm

Dagli andamenti in *Figura 28* risulta evidente come il caso reale tenda a discostarsi sempre più da quello ideale all'aumentare della pressione di monte (c'è circa il 10% di differenza nel caso di P_1 = 3.5 bar). Ciò è probabilmente dovuto a diversi fattori:

- La differente geometria dei due ugelli (ideale e reale), apprezzabile confrontando la *Figura 16* con la *Figura 26*, non permette una corretta espansione del fluido. Quest'ultimo infatti non viene guidato correttamente dall'ugello durante la sua trasformazione;
- Possibili fenomeni di disturbo presenti, ad esempio turbolenze, le quali si generano a causa dell'imprecisione della geometria;
- Superficie interna dell'ugello non perfettamente liscia, rugosità non trascurabile. Ciò è dovuto essenzialmente al fatto che, la geometria dell'ugello è stata ricavata mediante semplici operazioni di foratura, senza effettuare la lavorazione finale di rettifica. Quest'ultima operazione infatti è di difficile applicazione nel caso in analisi, date le piccole geometrie dei condotti;
- Inoltre, ricordando che vi è un imprecisione legata agli assi dei fori (i fori di ingresso e di uscita sono stati effettuati in due passate, quello di uscita su un trapano a colonna manuale, di conseguenza i due assi non saranno perfettamente coincidenti) è possibile concludere che anche questo fattore inciderà sulle perdite;
- Infine, analizzando la seconda ipotesi effettuata nel calcolo ideale, P₂ = 1 bar = P_{sezione di valle}, si può notare come essa diventa tanto più forte quanto più si è a pressioni di monte maggiori: per p₁ elevate è sempre più probabile che l'ugello smetta di essere *adattato*, dunque la pressione nella sezione di valle sarà diversa di quella nell'ambiente esterno.

Di seguito sono riportati gli andamenti ottenuti per gli altri 5 ugelli presenti sulla navicella. Le considerazioni effettuate in precedenza saranno dunque valide anche nei prossimi casi.



Figura 29 - Confronto tra caso ideale e reale per l'ugello posteriore di diametro 0,7 mm



Figura 30 - Confronto tra caso ideale e reale per l'ugello laterale destro anteriore D0,5 mm



Confronto ugello laterale sinstro anteriore ideale e reale D0.5

Figura 31 - Confronto tra caso ideale e reale per l'ugello laterale sinistro anteriore D0,5 mm



Confronto ugello laterale destro posteriore ideale e reale D0.5

Figura 32 - Confronto tra caso ideale e reale per l'ugello laterale destro posteriore D0,5 mm



Confronto ugello laterale sinistro posteriore ideale e reale D0.5

Figura 33 - Confronto tra caso ideale e reale per l'ugello laterale sinistro posteriore D0,5 mm

3.6 Confronto tra caso reale e normativa ISO

3.6.1 Normativa ISO

Prima di procedere con il calcolo delle spinte generate dagli ugelli, è utile caratterizzarli utilizzando la norma ISO. In particolare la norma di riferimento utilizzata è la ISO 6358⁷, la quale si prepone come scopo quello di determinare le caratteristiche di efflusso per dei componenti attraversati da un fluido compressibile.

La norma dunque prevede l'utilizzo di due coefficienti, C (conduttanza) e b (rapporto critico) i quali permettono di calcolare in modo accurato la portata attraversante il componente sotto analisi. Da quanto appena detto si capisce dunque l'importanza di questi due parametri: grazie ad essi è possibile calcolare la caratteristica di efflusso e, tale curva sarà tanto più vicina a quella reale tanto più i parametri C e b saranno precisi. Questi ultimi due saranno dunque ricavati in modo sperimentale sottoponendo il componente che si vuole studiare (nel caso particolare, gli ugelli) ad un test, il quale prevede l'utilizzo di un circuito di prova normato.

Uno schema del banco prova ISO, per componenti con scarico diretto in atmosfera, è presente in Figura 34:

⁷ UNI-ISO 6358 "Pneumatica. Componenti attraversati da un fluido compressibile. Determinazione delle caratteristiche di flusso."



Figura 34 - Schema del banco di prova ISO

Dove:

- A. Gruppo di alimentazione e filtro;
- B. Regolatore di pressione registrabile (preferibilmente con direzione di flusso rettilinea);
- C. Valvola di esclusione;
- D. Tubo di misura della temperatura;
- E. Strumento di misura della temperatura;
- F. Tubo di misura della pressione a monte;
- G. Componente in prova;
- I. Strumento di misura della pressione di monte;
- L. Dispositivo di misura della portata.

Confrontando lo schema in Figura 34 con quello in Figura 5 si notano dunque alcune differenze:

- Durante la prova, non sono state rilevate le temperature in ingresso T_1 per ogni p_1 : la temperatura a monte, come detto in precedenza, è stata ipotizzata costante e pari a $T_1 = 298.15 K$;
- Non è stato utilizzato un tubo normato CETOP;
- Il flussimetro è stato posto a valle dello strumento di misura di pressione: ciò però non risulta essere un problema dato che il flussimetro genera delle perdite di carico molto basse, non apprezzabili dallo strumento di misura utilizzato. Inoltre tali perdite, essendo troppo basse, non vanno ad influenzare la bontà dei risultati ottenuti (vedi *capitolo 3.3* nella sezione flussostato e pressostato).

E' evidente dunque che la differenza più forte tra il banco ISO e quello utilizzato nella sperimentazione è relativa alla misura della temperatura: tale discrepanza andrà dunque ad influenzare i risultati finali ottenuti, seppur non in modo deciso.

Come detto in precedenza, la normativa permette di calcolare la portata massica attraversante l'elemento sotto test. Le formule per il calcolo sono le seguenti:

•
$$G = C \cdot p_1 \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}}$$
 utilizzata in condizioni di flusso sonico, per $p_2/p_1 \le b$;

•
$$G = C \cdot p_1 \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_2/p_1 - b}{1 - b}\right)^2}$$
 in condizioni di flusso subsonico, per $p_2/p_1 > b$.

Con:

$$b = 1 - \frac{\frac{\Delta p}{p_1}}{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{q_V}{Cp_1}, \sqrt{\frac{T}{T_0}}\right)^2}} \quad \text{rapporto critico di pressione;}$$

$$C = rac{q_V^*}{p_1^*} \cdot \sqrt{rac{T^*}{T_0}}$$
 Conduttanza sonica [s · m⁴/kg];

 q_V = portata in volume alle condizioni di riferimento [m³/s];

- p_1 = pressione assoluta di monte [Pa];
- T_1 = temperatura di monte [K];
- p_2 = pressione assoluta di valle [Pa];

 $p_0 = 1$ bar = pressione in condizioni di riferimento con il 65% di umidità relativa;

 T_0 = Temperatura alle condizioni di riferimento = 293.15 K

* = condizioni in presenza di flusso sonico.

Infine va sottolineata un ultima cosa a riguardo del calcolo del rapporto critico di pressione: il valore di **b** va calcolato, utilizzando le formule precedentemente viste, per ogni valore di portata massica G. Il rapporto critico di pressione sarà dunque poi definito come media di tutti i valori di **b** ottenuti.

3.6.2 Calcolo dei coefficienti C, b: confronto tra sperimentazione e normativa

A questo punto della trattazione, avendo dunque svolto le prove e chiarito le disposizioni della normativa, si procede ad un confronto tra la quest'ultima ed il caso sperimentale, al fine di calcolare il valore dei parametri $C \in b$.

Per confrontare le due portate massiche, quella ISO e quella delle prove, è necessario convertire queste ultime da portata volumica in portata massica. E' possibile effettuare dunque tale conversione utilizzando la formula vista nel *capitolo 3.5* (ai fini del calcolo va ricordato che T₁ è stata ipotizzata pari a 298.15*K* e che p_1 è una variabile nota, di conseguenza è facile calcolare ρ_1 utilizzando l'equazione di stato dei gas perfetti).

Utilizzando dunque le formule ISO, si ricavano i seguenti valori di **C** e **b** per gli ugelli di spinta analizzati:

	b _{medio} (rapporto critico)	C (conduttanza) $[s \cdot m^4/kg]$
Ugello frontale Ø0.7	0,318	$6,77 \cdot 10^{-10}$
Ugello posteriore Ø0.7	0,322	$6,77 \cdot 10^{-10}$
Ugello lat. dx anteriore Ø0.5	0,2	$3,44 \cdot 10^{-10}$
Ugello lat. sx anteriore Ø0.5	0,262	$3,55 \cdot 10^{-10}$
Ugello lat. dx posteriore Ø0.5	0,223	$3,46 \cdot 10^{-10}$
Ugello lat. sx posteriore Ø0.5	0,273	$3,57 \cdot 10^{-10}$

Tabella 5 – coefficienti ISO

Dalla precedente tabella è evidente come ugelli con diametri maggiori danno rapporti critici e conduttanze maggiori: per diametri maggiori, a parità di pressione di monte, ci saranno portate maggiori, dunque dalle precedenti equazioni risulta evidente come i parametri $C e b_{medio}$ tendano ad aumentare.

Un'ulteriore considerazione che si può fare è relativa al valore di b_{medio} : tale parametro è di entità minore rispetto a quello ideale ma è comunque positivo. Questa è probabilmente una conseguenza della geometria dell'ugello reale e quindi dell'efflusso che ne consegue.

Di seguito sono invece riportati i grafici di confronto tra la portata sperimentale e quella ISO:







Figura 36 - ugello posteriore D0.7, confronto sperimentale – ISO



Figura 37 - ugello laterale destro anteriore D0.5, confronto sperimentale – ISO



10⁻⁴ G sperimentale e ISO (ugello lat. sx anteriore D0.5)

Figura 38 - ugello laterale sinistro anteriore D0.5, confronto sperimentale – ISO






Figura 40 - ugello laterale sinistro posteriore D0.5, confronto sperimentale – ISO

Dagli andamenti nelle precedenti figure risulta evidente come la curva ISO riesca a rappresentare in modo fedele i risultati sperimentali. Ciò è dunque un vantaggio: conoscere i parametri **b** e **C** permette al progettista di poter ricavare un andamento della curva caratteristica più simile possibile a quello reale. Noti dunque i valori corretti di **b** e **C** è possibile stimare correttamente i valori di portata per pressioni diverse da quelle testate.

4. Calcolo delle spinte reali generate dagli ugelli

4.1 Calcolo delle spinte reali

Prima di poter procedere con il calcolo delle spinte, è utile analizzare osservare una volta lo schema del circuito pneumatico presente in *Figura 4*: oltre agli ugelli di spinta, anche le elettrovalvole comportano una perdita di pressione tra monte e valle di esse. Quindi, per poter tenere in considerazione tale fenomeno, è stata ipotizzata una perdita del 10% circa. Nota la pressione a valle del riduttore di pressione (monte delle elettrovalvole), risulta facile ricavare la pressione di monte degli effusori:

$$p_{ugelli} = 0.9 \cdot p_{IN \ elettrovalvole} = 1.08 \ bar$$

A questo punto della trattazione, avendo analizzato tutte le prove sperimentali e il Δp generato dalle elettrovalvole, si procede con la valutazione delle spinte esercitate dal fluido.

Dal capitolo 1 è nota la formula:

$$F = G \cdot c_u + (p_u - p_a)A_u$$

Tale formula risulta applicabile nel caso in analisi dato che è stata ipotizzata una $\vec{c_1}$ in ingresso agli ugelli nulla.

Per calcolare le spinte effettive che si generano è necessario ricordare che gli ugelli di spinta lavorano con una pressione di monte fissata pari a 2,2 bar assoluti. A tale pressione, avendo effettuato i test in precedenza, sono dunque note le caratteristiche di efflusso dell'ugello. Al contrario non è nota la velocità di efflusso c_u , la quale va quindi calcolata.

N.B. il termine $(p_u - p_a)$ è nullo nel caso di ugello adattato (pressione nella sezione di uscita pari a quella ambiente). Se ciò non fosse vero allora sarebbe necessario tenere conto di tale differenza in quanto essa andrebbe a variare il valore di *F* in modulo.

La velocità in uscita è calcolabile facilmente come:

$$c_u = \frac{G}{A_u \cdot \rho_u}$$

Con:

- ho_u densità del fluido nella sezione di uscita;
- A_u sezione di uscita del fluido (nota a priori);
- *G* portata massica che scorre nell'ugello (nota dalla sperimentazione).

In questa equazione l'unico parametro non noto è ρ_u : è possibile ricavarlo agevolmente ipotizzando un espansione politropica, vicina ad un adiabatica, con esponente 1.3 tra monte e valle dell'ugello. Dunque:

$$\rho_{\rm u} = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{1.3}} \qquad \text{con } p_2 \text{ pari a pressione ambiente.}$$

Ricordando che è stata ipotizzata una $T_1 = 298,15$ K allora dall'equazione di stato dei gas si ricava la densità ρ_1 (per $p_1 = 2.08$ bar).

Dunque dai calcoli, nel caso di ugello frontale di diametro 0.7 mm, si ottiene:

$\rho_u (kg/m^3)$	$c_u(m/s)$
1,401	338,25

Osservando la *Tabella* 6 si nota come il valore di c_u calcolato non sia realistico. Esso infatti supera la velocità del suono, cosa impossibile a priori in un ugello semplicemente convergente (al limite si può raggiungere il sonico ma non il supersonico). Questo errore è probabilmente causato da un errata ipotesi: il valore della pressione nella sezione di valle p_u è diverso da quello ambiente a causa di probabili fenomeni di post-espansione. Nella sua espansione il flusso, una volta divenuto critico, non riesce a raggiungere una p_u pari a quella ambiente (il rapporto critico è bloccato), dunque si genera una differenza di pressione tra $p_u e p_a$, la quale viene poi azzerata con una successiva post-espansione a valle della sezione di uscita dell'ugello (ambiente esterno).

Per calcolare quindi adeguatamente le spinte, risulta necessario ricalcolare il valore della pressione p_u . Tale calcolo non è banale, dunque per stimare la pressione nella sezione di valle si ricorre al seguente metodo iterativo semplificato:

- 1) Si ipotizza il valore di p_u di primo tentativo;
- 2) Viene calcolata la densità ρ_u utilizzando la formula precedentemente vista;
- 3) Dall'equazione di stato dei gas ideali, nota la densità e la pressione in uscita, si ricava la temperatura;
- 4) A questo punto è possibile calcolare il valore della velocità del suono isoentropica come $\sqrt{k \cdot R \cdot T}$ con k=1,4 esponente dell'isoentropica;
- 5) Bisogna quindi verificare che la c_u (da calcolare con la p_u ipotizzata) sia minore o uguale al valore di velocità del suono isoentropica calcolata: se c_u è superiore a quella del suono, allora è necessario ricominciare dal punto 1) l'iterazione cambiando il valore di pressione di valle ipotizzata.

Dalle iterazioni si ricavano i seguenti valori:

p _u (bar assoluti)	$\rho_u (kg/m^3)$	c _{suono} (m/s)	c _u (<i>m/s</i>)
1,02	1,40	318,501	318,019
T - 1 - 11 - T	second and all the second and a second	and Record to Accurate to all DA	

Tabella 7 – valori di pu e cu calcolati per l'ugello frontale di D0.7

A questo punto, note velocità e pressione nella sezione di valle, è possibile calcolare la spinta data dall'ugello frontale:

$$F = G \cdot c_u + (p_u - p_a)A_u = 0,0555 N$$

Ripetendo il procedimento per i restanti 5 ugelli, si ottengono i seguenti valori di spinte e di pressioni:

	F (N)	P _u (bar assoluti)
Ugello frontale Ø0.7	0,0555	1,02
Ugello posteriore Ø0.7	0,0555	1,02
Ugello lat. dx anteriore Ø0.5	0,0254	1
Ugello lat. sx anteriore Ø0.5	0,0291	1,035
Ugello lat. dx posteriore Ø0.5	0,0266	1
Ugello lat. sx posteriore Ø0.5	0,0290	1,036

Tabella 8 - spinte generate dagli ugelli

I valori delle spinte dati dagli ugelli laterali corrispondono ai valori di spinta che la navicella subisce e che quindi ne causa il moto. Nel caso di ugello frontale e posteriore ciò non risulta essere necessariamente vero: bisogna considerare anche il caso in cui i due compressori presenti sul simulatore siano attivi. In quest'ultimo caso infatti essi aspirando aria dall'esterno andranno a far variare la quantità di moto della navicella, dunque la spinta. Per completezza di trattazione risulta evidente che bisogna analizzare la possibile spinta generata dai due compressori oltre che valutarne il verso (essa infatti potrebbe sommarsi o sottrarsi alla spinta data dagli ugelli).

Per calcolare la spinta generata dalle due macchine è necessario rivedere le loro curve di flusso. I due compressori montati sulla navicella sono identici e sono di tipo a stantuffo (compressore Thomas WOB-L Piston Compressor 8006 DC). Di seguito è riportata la loro scheda tecnica:

WOB-L Piston Compressor 8006D DC



-		_	-
	C E		COLUMN S

General Data		
Ambient temperature	10 to 40 °C	10 to 40 °C
Media temperature	10 to 60 °C	10 to 60 °C
Weight	1,2 kg	1,2 kg
Port direction	D	D

All listed values measured at standard atmospheric conditions.

Figura 41 - Scheda tecnica compressore Thomas



Figura 42 - curva di flusso compressore

Ricordando che i compressori si attivano quando la pressione nel serbatoio scende a 1,4 bar (rel) e si disattivano quando si raggiungono i 1,9 bar (rel), allora dalla curva di flusso è evidente come nel caso di pressione minima ci sia una portata mandata maggiore (pari a 7,65 l/min ANR).

Il flusso di quantità di moto generato dai due compressori in aspirazione è pari a:

$$F_{compressori} = 2 \cdot G_{aspirazione} \cdot c_{aspirazione}$$

Sapendo che:

 $Q_{mandata} = 7,65 \ l/min \ ANR$

Allora per una $p_{mandata} = 2,4 \ bar$ si ha una densità pari a:

$$\rho_{mandata} = \left(\frac{p_{mandata}}{p_{aspirazione}}\right)^{\frac{1}{1,3}} \cdot \rho_{aspirazione}$$

Avendo ipotizzato una politropica di esponente 1,3 tra aspirazione e mandata del compressore si ricava $\rho_{mandata} = 2,402 \ kg/m^3$.

Sapendo che:

$$G_{mandata} = G_{aspirazione} = \rho_{mandata} \cdot Q_{mandata} = 0,000127 \ kg/s$$

Allora risulta possibile calcolare $c_{aspirazione}$ come:

$$c_{aspirazione} = \frac{G_{aspirazione}}{\rho_{aspirazione} \cdot A_{aspirazione}} = 3,139 \text{ m/s}$$

Con:

- $A_{aspirazione} = \pi \cdot D^2/4$ con diametro pari a 6,5 mm;
- $\rho_{aspirazione} = \rho_{ambiente} = 1,225 \ kg/m^3.$

Dunque la spinta data dai due compressori sarà:

$$F_{compressori} = 2 \cdot G_{aspirazione} \cdot c_{aspirazione} = 8,013 \cdot 10^{-4} N$$

Tale valore risulta essere pari a circa 1,5% del valore delle spinte date dagli ugelli in analisi. Dunque per semplicità di trattazione non si commetterebbe un grosso errore nel trascurare tale valore ma, per completezza e rigorosità, tale valore verrà incluso nei calcoli.

Nota $F_{compressori}$ è possibile calcolare le spinte totali S attive sulla navicella andando a sommare (o sottrarre) tale valore a quello dato dall'ugello frontale (o posteriore). Nella prossima tabella sono riassunte le spinte totali attive sul simulatore.

	$S_{compressore\ spento}(N)$	$S_{compressore\ attivo}\left(N ight)$
Ugello frontale Ø0.7	0,0555	0,0563
Ugello posteriore Ø0.7	0,0555	0,0548
Ugello lat. dx anteriore Ø0.5	0,0254	
Ugello lat. sx anteriore Ø0.5	0,0291	
Ugello lat. dx posteriore Ø0.5	0,0266	
Ugello lat. sx posteriore Ø0.5	0,0290	

Tabella 9 – Spinte

4.2 Prestazioni del simulatore

Avendo ricavato le spinte, è possibile dunque ricavare l'accelerazione della navicella nota la sua massa (m = 5,3 kg):

	$a_{compressore\ spento}\ (m/s^2)$	$a_{compressore\ attivo}\ (m/s^2)$
Ugello frontale Ø0.7	0,0105	0,0106
Ugello posteriore Ø0.7	0,0104	0,0103
Ugello lat. dx anteriore Ø0.5	0,0048	
Ugello lat. sx anteriore Ø0.5	0,0055	
Ugello lat. dx posteriore Ø0.5	0,0050	
Ugello lat. sx posteriore Ø0.5	0,0055	

Tabella 10 – accelerazioni

Le accelerazioni sono state calcolate semplicemente come:

Accelerazione = Spinta/Massa

Ipotizzando che il moto della navicella sia del tipo uniformemente accelerato si ricavano le seguenti stime di prestazioni:

	distanza percorsa (m)	tempo stimato (s)
Traslazione X (positiva)	0,4	8,537
Traslazione X (negativa)	0,4	9,025
Traslazione Y (positiva)	0,4	8,799
Traslazione Y (negativa)	0,4	8,673
	angolo percorso (°)	tempo stimato (s)
Rotazione oraria	180	8,143
Rotazione antioraria	180	8,236

Tabella 11 - stime prestazioni in moto uniformemente accelerato

A questo punto, è però importante sottolineare che il codice Arduino che governa l'elettronica è stato impostato in modo tale da far corrispondere 3 secondi di azione e successivamente due di pausa ad ogni comando esterno di apertura degli ugelli di spinta. Quindi a livello teorico risulta facile ipotizzare che per i primi 3 secondi la navicella si muove con moto uniformemente accelerato, mentre successivamente il moto può essere considerato come rettilineo e uniforme a causa di un attrito con il terreno quasi nullo.

Dai calcoli si ottengono i seguenti risultati (per semplicità di calcolo è stato analizzato solo il caso con compressore attivo):

	distanza percorsa (m)	tempo stimato (s)
Traslazione X (positiva)	0,4	13,648
Traslazione X (negativa)	0,4	15,077
Traslazione Y (positiva)	0,4	14,405
Traslazione Y (negativa)	0,4	14,038
	angolo percorso (°)	tempo stimato (s)
Rotazione oraria	180	12,552
Rotazione antioraria	180	12,805

Tabella 12 – prestazioni del simulatore con un solo impulso

I calcoli nella precedente tabella sono veritieri nel caso in cui gli ugelli di spinta vengono azionati un'unica volta durante il moto del simulatore. Nel caso in cui si volesse tenere sempre premuto il pulsante esterno di attivazione degli ugelli, allora il funzionamento sarebbe quello ciclico imposto dal codice Arduino: 3 secondi di spinta, 2 di pausa, 3 di spinta e così via. In questa ultima modalità di funzionamento, le prestazioni stimate sono le seguenti:

	distanza percorsa (m)	tempo stimato (s)
Traslazione X (positiva)	0,4	10,07
Traslazione X (negativa)	0,4	10,74
Traslazione Y (positiva)	0,4	10,43
Traslazione Y (negativa)	0,4	10,26
	angolo percorso (°)	tempo stimato (s)
Rotazione oraria	180	9,526
Rotazione antioraria	180	9,653

Tabella 13 - prestazioni del simulatore con più impulsi

5. Volume minimo del serbatoio e duty cycle

In questo capitolo verrà affrontato il tema dei consumi: questi ultimi saranno analizzati nel dettaglio con l'obiettivo di poter calcolare quali sono i tempi di carica e scarica del serbatoio, oltre che al suo volume minimo.

5.1 Calcolo del volume minimo

Prima di calcolare i tempi di carica e scarica per il serbatoio attualmente installato sulla navicella, è opportuno fare una breve analisi sul calcolo del volume minimo che dovrebbe avere il recipiente d'aria compressa. Per poter fare questa analisi, è importante capire per quanto tempo (in secondi) il serbatoio può far fronte alle necessità della navicella: scegliendo ad esempio un $\Delta t = 2 s$, allora dai calcoli sarà nota la dimensione del recipiente che può sopperire ai consumi della navicella, per l'intervallo di tempo stabilito, senza l'ausilio dei compressori.

Dalle prove effettuate sugli ugelli di spinta, discusse nel *capitolo 3*, sono noti i seguenti dati sui consumi per pressione di esercizio presente a monte degli ugelli: 2,1 bar (assoluti).

	Q (I/min ANR)
Ugello frontale Ø0.7	8,7
Ugello posteriore Ø0.7	8,7
Ugello lat. dx anteriore Ø0.5	4,2
Ugello lat. sx anteriore Ø0.5	4,5
Ugello lat. dx posteriore Ø0.5	4,3
Ugello lat. sx posteriore Ø0.5	4,5

Tabella 14 - consumi ugelli di spinta a 2,2 bar

Ricordando inoltre che sulla base inferiore del simulatore vi sono 3 pattini che consumano 0,5 l/min ANR (alimentati a 1,2 bar), è dunque possibile riassumere i consumi come fatto nella seguente tabella:

	Q (I/min ANR)	Q (I/min)
Ugello frontale Ø0.7	8,7	4,142
Ugello posteriore Ø0.7	8,7	4,142
Due ugelli laterali dx Ø0.5	8,5	4,047
Due ugelli laterali sx Ø0.5	9	4,285
Consumo dei 3 pattini	1,5	1,25

Tabella 15 - consumi della navicella

Confrontando i consumi in tabella, è evidente come il caso peggiore sia rappresentato dall'utilizzo dei due ugelli laterali a sinistra più i 3 pattini. Considerando quindi la condizione di utilizzo più critica, i consumi totali risultano essere:

Q (I/min ANR)	Q (I/min)	Q (I/s ANR)
10,5	5,536	0,175
	Tabella 16	

Per un $\Delta t = 2 s$, durante il quale i compressori rimangono spenti, si ottiene dunque il seguente valore di volume minimo (in litri ANR):

$$V_{ANR} = Q \cdot \Delta t = 0,175 * 2 = 0,350 \ l \ ANR$$

Dall'equazione di stato dei gas perfetti si ricava facilmente la seguente uguaglianza:

$$\Delta V_{litri} \cdot \Delta p = \Delta V_{ANR} \cdot p_{ANR}$$

Sapendo che il serbatoio lavora in un range di pressione che va da 2,9 bar a 2,4 bar (limite massimo e minimo a cui corrispondono la disattivazione e l'attivazione dei compressori), allora è possibile ricavare il volume minimo del recipiente di aria in pressione come segue:

$$\Delta V = \frac{\Delta V_{ANR}}{\Delta p} = \frac{0,366}{2,9-2,4} = 0,7 \ l$$

5.2 Duty cycle

Calcolato il volume minimo del serbatoio, è ora opportuno valutare il comportamento del contenitore di aria in pressione presente sul simulatore. Su quest'ultimo ne è stato montato uno avente forma cilindrica (diametro 67 mm e altezza 200 mm) il cui volume è a 0,705 *l*, circa uguale al valore di volume minimo ricavato in precedenza.

Ipotizzando che il fluido contenuto nel serbatoio compia una trasformazione di tipo isotermo, si può dunque calcolare la quantità di aria in compressa in condizioni normali che viene consumata dalle utenze nel range di pressione scelto per l'attivazione/disattivazione dei compressori (ovvero 2,4 bar a 2,9 bar).

Dunque:

$$V_{MAX} = \frac{p_{MAX}}{p_{ANR}} * V_{serbatoio} = \frac{2,9}{1} * 0,705 = 1,692 \ l \ ANR$$
$$V_{MIN} = \frac{p_{MIN}}{p_{ANR}} * V_{serbatoio} = \frac{2,4}{1} * 0,705 = 2,045 \ l \ ANR$$

Ovvero la quantità di volume di aria in condizioni normali consumata dalle utenze è pari a:

$$\Delta V = V_{MAX} - V_{MIN} = 0,353 \, l \, ANR$$

Ricavato il ΔV , è possibile ora procedere con l'analisi dei tempi di carica/scarica del serbatoio nel caso in cui gli ugelli attivi siano da 0,7 mm o da 0,5 mm.

Caso con ugelli di spinta da 0,7 mm

Dalla Tabella 15 sui consumi è noto che per un ugello di diametro 0,7 mm i consumi sono pari a 8,7 l/min ANR. A tali valori andranno aggiunti, come detto in precedenza, i consumi dei 3 pattini presenti sul lato inferiore della navicella: ognuno di essi consuma 0,5 l/min ANR, dunque in totale i consumi d'aria sul simulatore saranno pari a 10,2 l/min ANR.

Noti i consumi e nota la quantità di volume d'aria consumato, è dunque facile calcolare il tempo impiegato per consumare il ΔV :

$$t_{\Delta V} = \frac{\Delta V}{Consumi} * 60 = \frac{0,353}{10,2} * 60 = 2,074 s$$

Dal catalogo dei compressori, curva di flusso (*Figura 42*), è noto l'apporto d'aria in pressione di ogni singola macchina. Ricordando che i compressori utilizzati sono due, e ipotizzando dunque il caso di funzionamento continuo di questi ultimi (condizione più severa), dal grafico si ricava che la portata media mandata è pari a 13 *l/min ANR*. E' importante sottolineare che, per semplicità di calcolo, viene ora analizzato il caso in cui durante la ricarica del serbatoio le uniche utenze attive siano rappresentate dai tre pattini (gli ugelli di spinta dunque lavorano solo a compressore spento).

Per sottrazione si ricava dunque che la portata che riempie il serbatoio sarà pari a 11,5 *l/min ANR*.

Dunque il tempo utile per ricaricare il ΔV sarà:

$$t_{ricarica \ \Delta V} = \frac{\Delta V}{Portata \ dei \ compressori} * 60 = \frac{0,353}{11,5} * 60 = 1,84 \ s$$

Noti i tempi di carica e scarica del serbatoio, è possibile infine calcolare il duty cycle:

$$DC = \frac{t_{ricarica\ \Delta V}}{t_{ricarica\ \Delta V} + t_{\Delta V}} = \frac{1,84}{1,84 + 2,074} = 0,47\ cio\ e\ circa\ il\ 47\%$$

Caso con ugelli di spinta da 0,5 mm

Nel caso in cui gli ugelli di spinta utilizzati siano quelli laterali, è opportuno analizzare la condizione peggiore di funzionamento: come detto in precedenza, dalla Tabella 15 è possibile notare come il consumo maggiore sia rappresentato dalla coppia di effusori laterali a sinistra. Dunque, sommando il consumo dei pattini a quello degli ugelli si ottiene un consumo totale pari a 10,5 l/min ANR. Analogamente a quanto fatto per gli ugelli di diametro maggiore, viene calcolato dunque il tempo $t_{\Delta V}$:

$$t_{\Delta V} = \frac{\Delta V}{Consumi} * 60 = \frac{0,353}{10,5} * 60 = 2,01 s$$

Sapendo che il tempo di ricarica del ΔV rimane costante sia nel caso di ugello di diametro 0,7 mm che da 0,5 mm (in quanto, da ipotesi fatte, il tempo di ricarica è dovuto univocamente dalla presenza di portata dei compressori e dal consumo dei 3 pattini), facilmente si giunge ancora una volta al calcolo del duty cycle:

$$DC = \frac{t_{ricarica\ \Delta V}}{t_{ricarica\ \Delta V} + t_{\Delta V}} = \frac{1,84}{1,84+2,01} = 0,488\ cioe\ circa\ il\ 47,73\%$$

Di seguito è riportata una tabella nella quale sono riassunti i risultati ottenuti:

	Ugelli Ø0.5 mm	Ugello Ø0.7 mm
Consumi totali (l/min ANR)	10,5	10,2
Portata in ingresso al serbatoio	11,5	11,5
(l/min ANR)		
Tempo di scarica $m{t}_{\Delta V}\left(s ight)$	2,01	2,074
Tempo di ricarica $t_{ricarica \Delta V}(s)$	1,84	1,84
Duty Cycle	47,73%	47%
	Tabella 17	

6. Riprogettazione e ottimizzazione del simulatore

6.1 Modello CAD

Il simulatore, così come è stato concepito, presenta diversi problemi:

- gli ugelli di spinta non sono ben fissati sulla struttura, dunque durante il loro azionamento essi potrebbero compiere dei piccoli movimenti che andrebbero a disturbare la dinamica della navicella (potrebbero nascere delle coppie non desiderate);
- gli ugelli laterali non sono equidistanti rispetto baricentro del simulatore: tale condizione geometrica è importante perché permette di evitare la possibile nascita di coppie attorno all'asse Z durante lo spostamento laterale della navicella.

La necessità di risolvere i problemi appena citati ha comportato una fase di riprogettazione su CAD del simulatore. Questo step ha dunque consentito l'apporto di ulteriori novità e migliorie: tramite l'utilizzo di un meccanismo di tipo vite-madrevite e di un'asola circolare, è stata introdotta la possibilità di poter regolare la posizione degli ugelli di spinta e di consentirne il fissaggio sulla base della navicella.



Figura 43 - meccanismo vite-madrevite

Dalla *Figura 43* è possibile notare come l'ugello di spinta sia posizionato al centro di una madrevite: quest'ultima (larga 20mm) può scorrere in un cassetto (lungo 26 mm) permettendo dunque una regolazione fine della posizione dell'ugello (lo spostamento permesso è di 6mm). Noto il passo della vite (0,7 mm), è dunque facile calcolare lo spostamento effettuato dalla madrevite per ogni angolo di rotazione imposto utilizzando la seguente formula:



Figura 44 - geometria madrevite

$$x = \frac{\theta \cdot p}{2\pi}$$
 ad esempio per $\theta = \pi/2$ allora $x = 0,175 mm$

Infine, sulla parte superiore del meccanismo, è presente un'asola circolare la quale permette a tutto il meccanismo di ruotare di $\pm 40^{\circ}$ attorno ad un perno, posto alla base del meccanismo. Un ultimo importante dettaglio, visibile in *Figura 43*, è la presenza di un raccordo di tipo resca, necessario per poter collegare la madrevite al tubo con aria in pressione.

A sinistra è riportata, per completezza di trattazione, un'immagine della geometria dei condotti interni della madrevite. Per poter fissare correttamente sulla base del simulatore i meccanismi citati in precedenza, è stato necessario ampliare la superficie d'appoggio disponibile mediante l'utilizzo di tre staffe: in questo modo è possibile garantire non solo il corretto fissaggio di tali dispositivi, ma anche la loro equidistanza rispetto al baricentro della navicella.



Di seguito sono riportate le immagini delle tre staffe utilizzate:

Figura 45 - staffa d'appoggio frontale



Figura 46 - staffa d'appoggio posteriore laterale sinistra



Figura 47 - staffa d'appoggio posteriore laterale destra

Analizzando le precedenti figure, risulta evidente come i pezzi fino ad ora citati non sono stati progettati per essere costruiti in acciaio o alluminio: le lavorazioni di asportazione di truciolo sarebbero eccessive, dunque si sprecherebbe troppo materiale.

Per ovviare al suddetto problema, tutti i pezzi, ad eccezione della madrevite, sono dunque stati costruiti mediante stampa 3D: è stata utilizzata una Prusa I3 MK3⁸ per la produzione in PLA di tutti i nuovi elementi. L'unico elemento in alluminio è la madrevite; infatti ricordando che al suo interno dovrà scorrere dell'aria in pressione, si rende evidente come la produzione di tali elementi non sia possibile in stampa 3D: ci sarebbero elevate perdite di aria dato che quest'ultima si andrebbe ad infilare nei microfori presenti tra i vari strati di stampa.

Per completare la riprogettazione del simulatore, sono stati prodotti in stampa 3D altri pezzi. Uno di essi è una nuova base d'appoggio per l'elettronica (di seguito sono riportate le immagini).





Figura 48 - supporto per l'elettronica

Dalla *Figura 48* si nota come il supporto per l'elettronica sia costituito essenzialmente da due pezzi: il coperchio, sul quale verrà alloggiata l'elettronica, e il pezzo inferiore, il quale presenta un'apertura frontale che permette l'inserimento al suo interno dei cilindri dei due compressori utilizzati nel simulatore. Un'ulteriore funzionalità di questo oggetto è quella di alloggiamento della batteria: all'interno della parte inferiore del supporto è stato ricavato uno spazio che rende possibile il posizionamento e il fissaggio dell'accumulatore in sicurezza (vedi *Figura 55*). Infine, con lo scopo estetico di ridurre la quantità di cablaggi a vista, è stata prevista una tasca rettangolare sul coperchio la quale permette di inserire parte dei collegamenti elettrici all'interno del supporto.

⁸ https://www.prusa3d.it/original-prusa-i3-mk3-it/



Figura 49 - climp fissaggio serbatoio

Osservando ancora una volta la precedente figura è possibile notare la presenza di due fori posizionati nel centro del coperchio: la loro funzione è quella di permettere il fissaggio di due climp (esempio nell'immagine a sinistra), prodotti in stampa 3D. L'importanza di questi due elementi risiede nel fatto che essi garantiscono il posizionamento ed il fissaggio del serbatoio sulla navicella.

Le prossime figure hanno lo scopo di chiarire come verranno posizionati i nuovi elementi sulla navicella, nonché di rivelare il nuovo design di quest'ultima.



Figura 50 - Vista iniziale del modello



Figura 51 - vista laterale



Figura 52 - vista dall'alto



Figura 53 - vista dal basso



Figura 54 - vista posteriore



Figura 55 - vista in trasparenza del supporto per l'elettronica

Rispetto alla precedente versione del simulatore, quest'ultima ha un ingombro maggiore (circa 370 mm in lunghezza e 275 in larghezza) il quale, come detto in precedenza, è causato dalla necessità di ampliare la superficie d'appoggio (per poter fissare correttamente gli ugelli e garantirne l'equidistanza dal baricentro). Nonostante la maggior dimensione, il nuovo design può contare su una maggior compattezza:

- la batteria è stata correttamente fissata in un apposito spazio ricavato all'interno del supporto per l'elettronica;
- il serbatoio è posizionato longitudinalmente, dunque non essendo più disteso in orizzontale (come nella precedente versione), consente di risparmiare spazio sui lati esterni del simulatore. Inoltre in questo modo il suo peso è distribuito con maggiore uniformità su tutta la navicella;
- I dispositivi pneumatici (riduttore di pressione, elettrovalvole etc.) sono stati raggruppati e posizionati tutti su un'unica staffa ancorata sul serbatoio: la vicinanza di tali elementi al serbatoio, oltre che ad ugelli e compressori, è fondamentale per ridurre la lunghezza dei tubi di collegamento utilizzati;
- L'elettronica, precedentemente posizionata sulla parte superiore della navicella, è ora situata nello spazio che intercorre tra serbatoio e compressori: in questo modo l'elettronica risulta maggiormente protetta da possibili urti con l'ambiente esterno ed inoltre i cablaggi sono meno evidenti all'esterno. Dunque anche in questo caso è stata ricercata una soluzione con maggior compattezza.

Una criticità della nuova configurazione è l'aumento del peso proprio della struttura: la navicella pesa circa 6,2 Kg, quasi 1 Kg in più della precedente versione. Tale aumento di peso implica maggiori inerzie, le quali andranno dunque ad influenzare le prestazioni del simulatore: per attenuare questo effetto nelle rotazioni è stato aumentato il braccio delle forze agenti da 0,075 m a 0,12 m. Nel prossimo capitolo saranno analizzate nel dettaglio le curve caratteristiche dei nuovi ugelli utilizzati al fine di stimare le attuali prestazioni del simulatore.

6.2 Prototipo reale

Nella prossima figura è rappresentato il sistema reale. Sono facilmente distinguibili i vari elementi discussi in precedenza: i sei meccanismi di tipo vite-madrevite per il fissaggio degli ugelli, il supporto per l'elettronica, la circuiteria pneumatica, le tre staffe d'appoggio ecc.



Figura 56 - prima vista laterale del sistema reale

In *Figura 56* sono evidenziati alcuni dei componenti presenti sul sistema. In particolare ci sono due novità: led di posizione e sensore IR. La presenza di questi due elementi in realtà non è imputabile al corretto funzionamento del sistema complessivo, bensì la loro utilità risiede nella possibilità di effettuare dei test sperimentali del prototipo ed analizzare al PC i video ottenuti dalle prove (nel *capitolo 12* saranno analizzati nel dettaglio i test effettuati ed i risultati ottenuti).

Di seguito sono riportate altre immagini del simulatore in viste differenti.



Figura 57 - seconda vista laterale del sistema reale



Figura 58 - vista frontale del sistema reale





Figura 59 - vista posteriore

Un'ultima modifica che è stata effettuata in questa versione del prototipo riguarda la possibilità di ricaricare facilmente la batteria: è stato effettuato un foro sul lato destro del supporto per l'elettronica in modo da permettere la fuoriuscita verso l'esterno dei suoi cavi di alimentazione (*Figura 57*). In questo modo viene facilitata la ricarica della batteria senza dover necessariamente ricorrere all'apertura del coperchio del supporto dell'elettronica. Inoltre, sempre all'esterno della scatola su cui sono montate le schede elettroniche, è presente un display il quale è connesso alla batteria mediante il cavo di bilanciamento di quest'ultima. Tale dispositivo permette di valutare lo stato di carica in modo semplice (nel caso in cui la batteria si dovesse scaricare, il dispositivo per il monitoraggio emetterebbe un segnale acustico di avvertimento). Infine, sempre all'esterno del lato destro del supporto per l'elettronica, oltre ai cavi di bilanciamento e di alimentazione della batteria è presente un terzo cavo: il cavo di alimentazione del circuito elettrico del prototipo. La scelta di far fuoriuscire tale cavo è stata fatta in via precauzionale, in modo da poter permettere di staccare completamente l'alimentazione elettrica del circuito in caso di guasti. Sempre in quest'ottica è presente un interruttore di tipo ON/OFF sul lato sinistro della scatola il quale permette di staccare istantaneamente l'alimentazione al circuito elettrico.

7. Analisi del comportamento dei nuovi ugelli

In questo capitolo saranno analizzate le curve caratteristiche di ognuno dei sei ugelli presenti nella nuova configurazione della navicella. Alla stregua di quanto fatto nel *capitolo 3,* sono stati dunque testati tutti gli effusori in modo da capire quale è il loro reale comportamento ed esaminare le eventuali differenze rispetto alla configurazione iniziale.

La procedura di prova è la stessa riportata nel *capitolo 3*, stesso circuito e stesso modus operandi, dunque tutte le considerazioni fatte in precedenza valgono anche in questo caso.

7.1 Risultati delle prove sperimentali

Di seguito sono riportate le curve caratteristiche dei sei ugelli di spinta ottenute mediante test sperimentali.



Figura 60 - curva caratteristica ugello frontale







Figura 62 - curva caratteristica ugello laterale destro anteriore







Figura 64 - caratteristica ugello laterale sinistro anteriore



Figura 65 - caratteristica ugello laterale sinistro posteriore

In appendice B sono riportate le tabelle che riassumono i risultati ottenuti dai test.



Confronto dei casi sperimentali

Figura 66 - Confronto dei casi sperimentali

In *Figura 66* sono rappresentate tutte e sei le curve sperimentali degli effusori con la nuova configurazione. Analizzando tale figura si nota come tutte le curve degli ugelli con lo stesso diametro abbiano un andamento simile (le curve si sovrappongono quasi perfettamente): questo è sicuramente vantaggioso in termini di stabilità del simulatore in caso di movimentazione. Se uno dei due ugelli laterali avesse un comportamento diverso dall'altro non sarebbe possibile compiere traslazioni pure: infatti in tale caso si innescherebbero delle piccole coppie che tenderebbero a far ruotare l'oggetto in moto.

7.2 Confronto tra le due versioni di effusori utilizzate

Un primo confronto tra gli ugelli utilizzati nella precedente versione del simulatore ed i nuovi è ottenibile comparando la figura appena discussa con la *Figura 19.* In quest'ultima gli effusori di diametro minore non hanno un comportamento ripetibile come visto in *Figura 66:* le curve caratteristiche spesso non combaciano tra loro. La causa di tale fenomeno può essere ricercata nelle lavorazioni meccaniche: ad esempio alcune forature potrebbero non essere state eseguite perfettamente. Da questo breve confronto si può quindi concludere che i nuovi ugelli dovrebbero poter garantire alla navicella un comportamento dinamico migliore.

Per completezza di trattazione, di seguito sono riportati i grafici di confronto tra gli effusori con la vecchia e nuova configurazione.



Figura 67 - confronto ugello frontale







Figura 69 - confronto ugello lat. destro anteriore







Figura 71 - confronto ugello lat. sinistro anteriore



Figura 72 - confronto ugello lat. sinistro posteriore

Dai grafici di confronto delle caratteristiche dei due effusori si evince come mediamente le due differenti geometrie di raccordo utilizzate per l'introduzione dell'aria in pressione nei condotti (raccordo a gomito nella precedente versione e raccordo resca nell'ultima) non vadano ad influenzare in modo importante le prestazioni dei due tipi di ugelli. Le curve con differenze maggiormente apprezzabili sono quelle relative ai condotti di destra (anteriore e posteriore): in entrambi i casi la nuova configurazione risulta essere più prestante. Come detto in precedenza, ciò è probabilmente dovuto a delle lavorazioni meccaniche effettuate con minor precisione nel caso degli effusori della precedente versione.

7.3 Confronto con normativa ISO

Anche in questo caso risulta opportuno confrontare i nuovi ugelli con la norma ISO⁹ al fine di poter ricavare un modello matematico che riesca a rappresentare fedelmente le curve caratteristiche reali.

Utilizzando dunque le formule ISO viste nel capitolo 3.6.1, è possibile ricavare i seguenti valori di C e b:

	b _{medio} (rapporto critico)	C (conduttanza) $[s \cdot m^4/kg]$
Ugello frontale Ø0.7	0,30	$6,65 \cdot 10^{-10}$
Ugello posteriore Ø0.7	0,28	$6,69 \cdot 10^{-10}$
Ugello lat. dx anteriore Ø0.5	0,248	$3,50 \cdot 10^{-10}$
Ugello lat. sx anteriore Ø0.5	0,238	$3,55 \cdot 10^{-10}$
Ugello lat. dx posteriore Ø0.5	0,219	$3,56 \cdot 10^{-10}$
Ugello lat. sx posteriore Ø0.5	0,228	$3,52 \cdot 10^{-10}$

Tabella 18 – coefficienti ISO

⁹ UNI-ISO 6358 "Pneumatica. Componenti attraversati da un fluido compressibile. Determinazione delle caratteristiche di flusso."

Nelle prossime immagini sono messe a confronto le curve caratteristiche ricavate sperimentalmente con quelle ricavate applicando la norma ISO.



Figura 73 - ugello frontale D0.7, confronto sperimentale – ISO



Figura 74 - ugello posteriore D0.7, confronto sperimentale – ISO







 $_{\rm X}$ $_{\rm X}$ 10⁻⁴ G sperimentale e ISO (ugello lat. sx anteriore D0.5)

Figura 76 - ugello laterale sinistro anteriore D0.5, confronto sperimentale – ISO







 $_{ imes 10^{-4}}$ G sperimentale e ISO (ugello lat. sx posteriore D0.5)

Figura 78 - ugello laterale sinistro posteriore D0.5, confronto sperimentale – ISO

8. Analisi del comportamento delle elettrovalvole

Come accennato nel *capitolo 2,* al fine di migliorare le previsioni teoriche delle prestazioni del prototipo si rende necessario effettuare una serie di test sulle elettrovalvole al fine di valutare le perdite di pressione che esse comportano.

Il circuito di prova utilizzato è il seguente:



Figura 79 - circuito di prova delle elettrovalvole

Gli elementi utilizzati per effettuare le suddette prove sono per la maggior parte dei casi gli stessi utilizzati nei test degli ugelli (gruppo filtro-riduttore, manometro e resistenza fluida variabile R): le loro specifiche tecniche sono riportate in *appendice A*.

Per valutare con precisione le perdite di pressione causate dalle elettrovalvole, sono stati svolti due tipi di prove utilizzando il circuito appena visto: la prima prova con un ugello di diametro 0.7 mm posto a valle del manometro p_2 e la seconda utilizzando un ugello di diametro 0.5 mm. Dal precedente capitolo è noto che il comportamento degli effusori dello stesso diametro è ripetibile, dunque per semplicità le prove sono state svolte a campione utilizzando solo due ugelli su sei (di differente diametro). Infine, dato che le sei elettrovalvole utilizzate nel circuito pneumatico sono esattamente uguali, ancora una volta per semplicità e praticità solo una delle sei è stata testata.

Anche in questo caso, alla stregua di quanto fatto nei test degli effusori, sono state condotte tre prove per ogni tipo di configurazione del banco prova (tre prove con l'ugello di diametro maggiore posto a valle e tre con quello di diametro minore).

I test sono stati svolti utilizzando la seguente procedura:

- viene fissata la pressione in uscita dal riduttore di pressione pari a 4 bar;
- viene chiusa totalmente la resistenza R, di conseguenza nel manometro si dovrebbe leggere 0;
- nel caso in cui manometro misura valori diversi da zero, allora lo strumento viene azzerato;
- Si procede dunque con la prova, aprendo via via la resistenza R a step di 0,1 bar (letto dal manometro);
- viene quindi letta la pressione di valle p_2 ad ogni step;
- la prova termina quando l'ultima p_1 rilevata è di 2,5 bar, ovvero allo step numero 25.

Un'accortezza che in generale è opportuno avere è quella di azzerare la pressione mandata dal riduttore tra una prova e l'altra e, se necessario, ri-azzerare la strumentazione.

8.1 Risultati delle prove

Di seguito sono riportate le tabelle riassuntive dei test ed i grafici ottenuti.

ELETTROVALVOLA + UGELLO 0.7 mm

ELETTROVALVOLA +	UGELLO 0.5 mm
------------------	---------------

p ₁ [bar rel]	p ₂ [bar rel]		
0	0	0	0
0,1	0,04	0,03	0,04
0,2	0,08	0,08	0,07
0,3	0,13	0,12	0,12
0,4	0,17	0,17	0,17
0,5	0,22	0,21	0,21
0,6	0,27	0,27	0,26
0,7	0,32	0,32	0,32
0,8	0,37	0,37	0,37
0,9	0,43	0,43	0,43
1	0,49	0,49	0,5
1,1	0,55	0,55	0,55
1,2	0,61	0,61	0,61
1,3	0,67	0,67	0,67
1,4	0,74	0,74	0,74
1,5	0,8	0,8	0,8
1,6	0,87	0,87	0,87
1,7	0,94	0,93	0,93
1,8	1	1	1,01
1,9	1,07	1,07	1,07
2	1,14	1,15	1,14
2,1	1,21	1,21	1,21
2,2	1,27	1,28	1,27
2,3	1,34	1,34	1,36
2,4	1,41	1,42	1,41
2,5	1,48	1,48	1,49

p ₁ [bar rel]	p ₂ [bar rel]		
0	0	0	0
0,1	0,06	0,06	0,07
0,2	0,13	0,13	0,14
0,3	0,2	0,2	0,21
0,4	0,29	0,28	0,29
0,5	0,36	0,35	0,36
0,6	0,44	0,43	0,44
0,7	0,51	0,52	0,51
0,8	0,59	0,6	0,6
0,9	0,68	0,68	0,68
1	0,76	0,78	0,77
1,1	0,85	0,86	0,86
1,2	0,93	0,95	0,94
1,3	1,02	1,02	1,03
1,4	1,11	1,12	1,12
1,5	1,19	1,2	1,2
1,6	1,28	1,28	1,28
1,7	1,36	1,37	1,37
1,8	1,45	1,45	1,46
1,9	1,55	1,55	1,55
2	1,63	1,63	1,64
2,1	1,73	1,73	1,73
2,2	1,81	1,81	1,82
2,3	1,91	1,89	1,9
2,4	1,98	1,99	1,98
2,5	2,07	2,08	2,08

Tabella 19 – test sulle elettrovalvole



Figura 80 - perdite di pressione elettrovalvola con ugello 0.7 mm a valle



Figura 81 - perdite di pressione elettrovalvola con ugello 0.5 mm a valle

8.2 Analisi dei risultati e modifiche al circuito pneumatico

I grafici e le tabelle precedenti dimostrano come le perdite di pressione tra monte e valle delle elettrovalvole non siano trascurabili: nel caso in cui a valle ci sia un ugello di 0.5 mm le perdite ammontano a circa il 20 % mentre nel caso in cui ci sia un ugello da 0.7 le perdite sono maggiori (circa il 45%). Analizzando il caso particolare nel quale il riduttore di pressione a monte delle elettrovalvole riduce la pressione ad 1,2 bar (caso del vecchio layout), a monte degli effusori più piccoli si ritroverebbe una pressione di circa 0.93 bar mentre a nel caso di ugelli di diametro maggiore la pressione risulterebbe all'incirca dimezzata. Ricordando inoltre che il nuovo design del prototipo ha una massa maggiorata di circa 1 kg, è facile intuire come i range di pressione utilizzati sono troppo bassi per garantire alla navicella una movimentazione con prestazioni soddisfacenti. Tale considerazione ha implicato delle modifiche al circuito pneumatico:

- è stato aumentato il range di pressione del serbatoio da $p_{min} = 1,4 \text{ bar e } p_{max} = 1,9 \text{ bar a}$ $p_{min} = 1,6 \text{ bar e } p_{max} = 2,1 \text{ bar};$
- è stato bypassato il riduttore di pressione presente a monte delle elettrovalvole in quanto esso, da caratteristiche tecniche, non risulta ottimizzato per lavorare a pressioni e portate così basse: infatti con pressioni di circa 2 bar (o meno) e portate dell'ordine di 10 l/min ANR il riduttore di pressione lavorerebbe nel tratto iniziale della sua caratteristica, ovvero dove la costanza della pressione di valle del riduttore non è più garantita al variare della portata. Inoltre il riduttore di pressione, come tutti i componenti meccanici, imporrebbe una perdita di pressione al flusso di aria proveniente dal serbatoio. A tale perdita si andrebbe poi a sommare quella provocata dalle elettrovalvole e dunque a monte dell'ugello non ci sarebbe la pressione necessaria per poter movimentare correttamente la navicella.

Il nuovo circuito pneumatico risulta quindi essere il seguente:



Figura 82 - circuito pneumatico

Avendo dunque scelto di bypassare il riduttore di pressione posizionato a monte delle elettrovalvole, a monte degli ugelli di spinta ci sarà una pressione variabile. Ricordando dunque che il range di pressione del serbatoio che va da $p_{min} = 1,6 \ bar$ e $p_{max} = 2,1 \ bar$ allora, dalle tabelle delle elettrovalvole, è facile ricavare che gli ugelli di spinta laterali avranno una pressione di ingresso variabile tra 1,28 bar e 1,73 bar; al contrario nel caso di effusori di diametro maggiore la pressione di monte varierà tra 0,87 bar e 1,21 bar.

9. Calcolo delle prestazioni del simulatore

9.1 Spinte

Avendo ricavato sperimentalmente le curve caratteristiche degli ugelli presenti sul simulatore ed analizzato le perdite di pressione comportate dalle elettrovalvole, è ora necessario valutare l'entità delle spinte che ne derivano in modo da poter poi calcolare le prestazioni della navicella.

Alla stregua di quanto fatto nel *capitolo 4*, nel calcolo delle spinte è importante tenere in conto che la pressione nella sezione di uscita degli effusori è spesso maggiore di quella ambiente (condizione diversa da quella di ugello adattato). E' importante però sottolineare che in quest'ultimo tipo di layout del prototipo, a differenza del precedente, la pressione a monte degli ugelli non sia costante. Il calcolo esatto delle spinte non è dunque banale, perciò è necessario effettuare una piccola semplificazione: dato che gli ugelli lavorano sempre nel tratto critico della loro caratteristica, e dato che quest'ultimo è lineare, è possibile effettuare un'interpolazione lineare tra il punto della caratteristica con pressione di monte degli effusori massima e quello con pressione minima, dunque viene calcolato un valore medio di spinta.

Effettuando i calcoli in modo analogo a quanto fatto per la versione precedente del prototipo (*capitolo 4*), vengono ricavate le portate massiche *G*, la velocità del flusso e la pressione nella sezione di uscita. Ad esempio, nel caso di ugello laterale destro anteriore (\emptyset 0.5mm) sono noti i valori di pressione minima e massima in ingresso all'effusore: 1,28 *bar* e 1,73 *bar*. Con l'utilizzo di due interpolazioni lineari, una tra 1,2 *bar* e 1,3 *bar* e l'altra tra 1,7 *bar* e 1,8 *bar*, è possibile calcolare i valori di portata massica per i due valori estremi di pressione presenti a monte dell'ugello:

Per
$$p_{min} = 1,28 \ bar$$
 $G_{min} = 9,545 \cdot 10^{-5} \ kg/s$
Per $p_{max} = 1,73 \ bar$ $G_{max} = 1,164 \cdot 10^{-4} \ kg/s$

Dunque facilmente si ricava una portata massica media pari a $\bar{G} = 1,06 \cdot 10^{-4} kg/s$. Ricordando inoltre che l'ugello opera nel tratto sonico della sua caratteristica, allora è possibile concludere che è nota la sua velocità di efflusso in quanto corrisponde a quella sonica ($\bar{c} = 319.19 m/s$). Infine per calcolare correttamente i valori di spinta, è necessario iterare i valori di P_u in analogia a quanto fatto con la portata (in questo caso si trascura la non linearità degli effetti dovuti alla post espansione, dunque questa è un'approssimazione). Dai calcoli si ottiene: $\overline{P_u} = 1,243 bar$.

Noti \overline{G} , $\overline{c} \in \overline{P_u}$ la spinta dovuta alla sola azione dell'ugello laterale destro anteriore è facilmente calcolabile come:

$$\overline{F} = \overline{G} \cdot \overline{c_u} + (\overline{p_u} - p_a)A_u = 0,0386 N$$

Reiterando i calcoli per tutti e 6 gli ugelli, si ricavano i seguenti valori:

	$\overline{F}(N)$	$\overline{P_u}$ (bar assoluti)
Ugello frontale Ø0.7	0,0519	1,052
Ugello posteriore Ø0.7	0,0513	1,243
Ugello lat. dx anteriore Ø0.5	0,0386	1,243
Ugello lat. sx anteriore Ø0.5	0,0390	1,243
Ugello lat. dx posteriore Ø0.5	0,0390	1,243
Ugello lat. sx posteriore Ø0.5	0,0387	1,053
_		

Tabella 20 – spinte

Ricordando che i compressori influenzano le spinte agenti sulla navicella, è quindi necessario considerare che nel caso di traslazione lungo l'asse Y del simulatore, durante il processo di aspirazione dell'aria, essi
provocano una variazione di quantità di moto lungo tale direzione. Nel caso specifico in analisi, dalla curva di flusso del compressore, è possibile ricavare la portata mandata, pari a::

$$Q = 8,72 l / \min ANR$$

Per due compressori:

$$2Q = 17,44 \, l/\min ANR$$

Nota la nuova portata volumica è facilmente calcolabile la spinta aggiuntiva dovuta ai compressori seguendo le procedure svolte *capitolo 4*. Dai calcoli si ricava che:

$$F_{compressori} = 9,617 \cdot 10^{-4} N$$

Dunque in generale le spinte saranno pari a:

	$S_{compressore\ spento}\left(N ight)$	$S_{compressore\ attivo}\left(N ight)$
Ugello frontale Ø0.7	0,0519	0,0528
Ugello posteriore Ø0.7	0,0513	0,0503
Ugello lat. dx anteriore Ø0.5	0,0386	
Ugello lat. sx anteriore Ø0.5	0,0390	
Ugello lat. dx posteriore Ø0.5	0,0390	
Ugello lat. sx posteriore Ø0.5	0,0387	

Tabella 21 - spinte con compressore acceso/spento

Confrontando la *Tabella 21* con la *Tabella 9* è possibile notare come i valori di spinta siano notevolmente cambiati, in particolare le spinte degli ugelli laterali sono maggiori in quanto sono stati utilizzate pressioni di serbatoio maggiori.

Infine è importante ricordare come il piano in granito su cui scorre il prototipo non sia mai perfettamente in bolla. Utilizzando una livella a bolla ad alta precisione, è stato rilevato che il piano ha una pendenza di circa 0,03 centesimi di millimetro.



Immaginando dunque la superficie come un piano inclinato di altezza 0,03mm e lunghezza 25cm (pari alla lunghezza della livella utilizzata), facilmente viene calcolata la spinta aggiuntiva data dalla forza peso su un piano inclinato:

$$S_{piano} = m \cdot g \cdot \sin(\tan^{-1}(0.03/250)) = 0.0072 N$$

Raggruppando i valori di spinta (con compressore attivo per semplicità di calcolo) rispetto alla direzione del moto e sommando il precedente valore di spinta dovuto al piano inclinato si ricava dunque:

	$S_{tot}(N)$
Traslazione X (positiva)	0,851
Traslazione X (negativa)	0,849
Traslazione Y (positiva)	0,058
Traslazione Y (negativa)	0,060
Rotazione oraria	0,077
Rotazione antioraria	0,078

Tabella 22 - Spinte totali

9.2 Prestazioni

Noti i valori delle spinte, è possibile ora procedere con l'analisi delle prestazioni analogamente a quanto fatto nei precedenti capitoli. Prima di procedere è importante sottolineare come la massa e l'inerzia del prototipo siano cambiate, di conseguenza è necessario stimare correttamente l'entità di tali parametri.

Utilizzando il programma CAD Inventor il nuovo valore di inerzia è facilmente deducibile ed è pari a:

$$I_z = 0,063 \ kg \ m^2$$

Inoltre il peso effettivo della navicella è stato valutato mediante l'utilizzo di una bilancia di precisione: la massa è dunque pari a m = 6,2 Kg.

Ai fini del calcolo delle prestazioni del simulatore, è importante precisare che il codice di funzionamento del microcontrollore Freeduino è stato modificato in modo da semplificare l'azionamento a distanza degli ugelli mediante l'utilizzo di un semplice telecomandino: questa modifica implica dunque che, una volta premuto il corrispondente tasto di accensione degli effusori, questi non rimarranno più accesi automaticamente per circa 3 secondi (come succedeva nella precedente versione del prototipo) bensì saranno azionati in modo continuo per un tempo pari a quello con cui il tasto del telecomando è premuto. Questa modifica dunque implica una facilitazione evidente nel calcolo delle spinte: infatti il moto può essere considerato tutto come uniformemente accelerato e di conseguenza i test di verifica delle prestazioni (che verranno descritti in uno dei prossimi capitoli) saranno svolti con gli ugelli in funzionamento continuo (pulsante del telecomando sempre premuto).

Di seguito sono riportate le tabelle che riassumono i valori delle prestazioni della navicella:

	$a_{compressore\ spento}\ (m/s^2)$	$a_{compressore\ attivo}\ (m/s^2)$
Traslazione X (positiva)	0,0137	
Traslazione X (negativa)	0,0136	
Traslazione Y (positiva)	0,0092	0,0094
Traslazione Y (negativa)	0,0097	0,0095
Rotazione oraria	0,0077	
Rotazione antioraria	0,0078	

Tabella 23 - accelerazioni della navicella

	distanza percorsa (m)	tempo stimato (s)
Traslazione X (positiva)	0,4	7,63
Traslazione X (negativa)	0,4	7,64
Traslazione Y (positiva)	0,4	9,28
Traslazione Y (negativa)	0,4	9,07
	angolo percorso (°)	tempo stimato (s)
Rotazione oraria	180	6,53
Rotazione antioraria	180	6,50

Tabella 24 - prestazioni del simulatore

10. Duty cycle e analisi dei consumi

Anche per questo capitolo valgono le formule utilizzate nei capitoli precedenti, in particolare nel capitolo 5.

Dalla vecchia versione della navicella il serbatoio utilizzato non è cambiato, al contrario del range di pressione utilizzato. Infatti le pressioni (massima e minima) sono state alzate ($p_{min} = 1.6 \text{ bar} \text{ e}$ $p_{max} = 2.1 \text{ bar}$) e ciò va tenuto in considerazione nel calcolo del duty cycle.

Caso con ugelli di spinta da 0,7 mm

Anche in questo caso, come fatto nel calcolo delle spinte, è necessario lavorare su valori medi dato che il valore della pressione a monte degli effusori è variabile. Nel caso di ugelli con diametro maggiore, i consumi sono i seguenti:

Per $p_{min} = 0.87 \ bar$ $Q_{min} = 7.59 \ l/\min ANR$ Per $p_{max} = 1.21 \ bar$ $Q_{max} = 8.97 \ l/\min ANR$ $\overline{Q} = 8.28 \ l/\min ANR$

Ovvero:

A tali consumi vanno ovviamente aggiunti quelli dei pattini (i quali non sono cambiati rispetto a quanto visto nella precedente versione della navicella). I consumi totali saranno quindi pari a:

$$\bar{Q}_{tot} = 9,78 \, l / \min ANR$$

Noti i consumi totali, si ricava facilmente il tempo di scarica del serbatoio:

$$t_{\Delta V} = \frac{\Delta V}{Consumi} * 60 = \frac{0,353}{9,78} * 60 = 2,163 s$$

Come detto in precedenza, avendo cambiato il range di pressione del serbatoio, anche il tempo di ricarica del serbatoio $t_{ricarica \Delta V}$ varierà, dunque è necessario ricalcolarlo.

Ricordando che il singolo compressore dà una portata di circa 8,72 $l/\min ANR$, allora la portata in ingresso al serbatoio sarà pari a:

$$Q_{IN \ serbatoio} = 2 \cdot 8,28 - 9,78 = 7,66 \ l/\min ANR$$

Dunque il tempo di ricarica del serbatoio sarà pari a:

$$t_{ricarica\ \Delta V} = \frac{\Delta V}{Q_{IN\ serbatoio}} * 60 = 2,76\ s$$

Il duty cycle dunque vale:

$$DC = \frac{t_{ricarica\ \Delta V}}{t_{ricarica\ \Delta V} + t_{\Delta V}} = \frac{2,76}{2,76+2,163} = 0,56\ cio\ eirca\ il\ 56\%$$

Caso con ugelli di spinta da 0,5 mm

Dai test effettuati sono noti i consumi degli ugelli di diametro più piccolo. In particolare i consumi della coppia di ugelli laterali a sinistra sono:

Per
$$p_{min} = 1,28 \ bar$$
 $Q_{min} = 9,73 \ l/\min ANR$
Per $p_{max} = 1,73 \ bar$ $Q_{max} = 11,87 \ l/\min ANR$
 $\overline{Q} = 10,8 \ l/\min ANR$

Cioè:

Sommando ai consumi degli ugelli quelli dei pattini si ottiene un consumo totale di circa 12,3 $l/\min ANR$. Il $t_{\Delta V}$ è quindi pari a:

$$t_{\Delta V} = \frac{\Delta V}{Consumi} * 60 = \frac{0,353}{12,3} * 60 = 1,72 s$$

Nel caso di ricarica del serbatoio invece la portata in ingresso risulta essere:

$$Q_{IN \ serbatoio} = 2 \cdot 8,28 - 12,3 = 5,14 \ l/\min ANR$$

Quindi:

$$t_{ricarica \ \Delta V} = \frac{\Delta V}{Q_{IN \ serbatoio}} * 60 = 4,11$$

Ovvero il duty cycle sarà pari a:

$$DC = \frac{t_{ricarica\ \Delta V}}{t_{ricarica\ \Delta V} + t_{\Delta V}} = \frac{4,11}{4,11+1,72} = 0,705\ cio\ e\ circa\ il\ 70,5\%$$

Nella prossima tabella sono riassunti i risultati ottenuti:

	Ugelli Ø0.5 mm	Ugello Ø0.7 mm
Consumi totali (l/min ANR)	12,3	9,78
Portata in ingresso al serbatoio	5,14	7,66
(l/min ANR)		
Tempo di scarica $t_{\Delta V}\left(s ight)$	1,72	2,163
Tempo di ricarica $t_{ricarica \Delta V} \left(s ight)$	4,11	2,76
Duty Cycle	70,5%	56%
	Tabella 25	

Come pronosticabile, avendo aumentato il range di pressione del serbatoio ed avendo aumentato i consumi degli ugelli (causa pressioni a monte più elevate), il duty cycle nel caso di effusori più piccoli è aumentato rispetto alla precedente versione della navicella.

11. Circuito elettronico

Prima di poter effettuare i test per valutare le prestazioni reali del prototipo, è utile analizzare brevemente quanto è stato fatto dal punto di vista elettronico. Tenendo presente che il circuito preesistente era danneggiato, è stato necessario ricorrere alla costruzione di un nuovo circuito elettronico che consenta il corretto funzionamento del prototipo: per fare ciò la soluzione ideale sarebbe quella di ricreare un circuito esattamente uguale a quello precedentemente esistente (con mosfet). Essendo l'oggetto in analisi un prototipo (dunque soggetto a future modifiche) e data la momentanea assenza di disponibilità di elementi circuitali necessari per la ricostituzione del circuito ideale, è stata implementata una soluzione funzionante (ma provvisoria) con una scheda a stato solido e 3 relè. Di seguito ne è riportato lo schema:



Nella precedente figura è facilmente riscontrabile la presenza di una scheda a stato solido: l'obiettivo di tale scheda è quello di permettere la commutazione delle elettrovalvole. Il problema tecnico dell'utilizzo di tale dispositivo è legato alla sua natura: la scheda multicanale è basata su funzionamento di tipo triac. Essendo quest'ultimo un dispositivo di tipo ON/OFF funzionante in corrente alternata, è necessario dover simulare il passaggio per lo zero della corrente in modo da poterne adattare il suo funzionamento nel caso di corrente continua. Per poter effettuare quest'ultima operazione, è stato utilizzato un relè di tipo normalmente chiuso che all'occorrenza commuta il proprio stato facendo dunque azzerare la corrente per pochi millisecondi e consentire il funzionamento dei triac.

Osservando ancora il circuito si nota la presenza di ulteriori due relè (posti nella parte bassa del circuito): la loro presenza è motivata dalla necessità di poter attivare e disattivare i compressori (i quali sono alimentati direttamente dalla batteria e non dal microcontrollore) quando la pressione di serbatoio supera dei limiti prefissati. Per poter monitorare quest'ultima, è stato predisposto l'utilizzo di un pressostato: a differenza del vecchio layout di circuito elettronico, in questo caso il dispositivo di lettura della pressione manda il segnale direttamente al microcontrollore il quale a sua volta monitora l'accensione e lo spegnimento dei compressori commutando lo stato dei due relè.

Come detto in precedenza è necessario ricordare che questa soluzione, seppur funzionante, risulta essere di tipo provvisorio in quanto essa prevede l'adattamento di dispositivi triac e l'utilizzo di tre relè anziché l'impiego dei transitor di tipo mosfet. Dunque sono preventivabili delle future modifiche al circuito elettronico.

12. Test di movimentazione

Nei capitoli precedenti sono state analizzate le modifiche effettuate sul nuovo prototipo ed inoltre sono state calcolate le sue prestazioni ed i duty cycle. Per valutare la bontà dei risultati ottenuti dai calcoli risulta dunque necessario effettuare dei test: in particolare sono state svolte 6 prove, 4 per le traslazioni (+X, -X, +Y e -Y) e due per le rotazioni (oraria ed antioraria). Di seguito saranno specificate le modalità di prova e saranno presentati i risultati ottenuti.

12.1 Banco prova

Per effettuare i test, e più in generale per movimentare la navicella, è necessario utilizzare un piano d'appoggio che risponda ai requisiti di planarità e rugosità necessari al corretto funzionamento dei cuscinetti pneumostatici. In particolare, nel caso dei test, è stato utilizzato un piano di riscontro in granito (101 x 64 cm) su 4 appoggi regolabili: la possibilità di regolare il banco è fondamentale in quanto, per poter effettuare correttamente i test, il piano deve essere "in bolla".



Figura 83 - livella a bolla

Dunque, come accennato nel *capitolo 9*, prima di svolgere le prove è stata utilizzata una livella a bolla ad alta precisione (risoluzione di 0,02 mm) per poter mettere in bolla il piano e dunque annullarne il più possibile la pendenza. Quest'ultima, nel caso dei test effettuati, è stata notevolmente ridotta ma non completamente azzerata: infatti la pendenza residua del banco è di circa 0,03 mm. Tale problema è stato tenuto in conto nei calcoli delle prestazioni ma nonostante ciò, senza l'ausilio di un sistema di controllo di traiettoria, non è possibile correggere a priori le deviazioni di quest'ultima causate dall'inclinazione del piano.

Nell'immagine a sinistra è riportata una vista dello strumento utilizzato per correggere l'inclinazione del banco prova.

I test sono stati effettuati mediante l'utilizzo di una videocamera, in particolare quella di uno smartphone (Huawei P9) con 12 Mp e risoluzione di 4290 x 2900 pixel. Il cellulare è stato posizionato sopra al centro del piano in granito ad una distanza da esso di circa 95 cm di altezza.

Per poter valutare correttamente la traiettoria del prototipo e la sua orientazione è stato posto sulla parte superiore della navicella un led rosso sempre acceso: nota la traiettoria del led è dunque nota quella della navicella. Infine, come ulteriore strumento di test, è stato utilizzato un sensore IR (anch'esso posto sulla parte superiore del simulatore): la sua utilità non solo risiede nella possibilità di governare il moto della navicella a distanza (già realizzabile con il modulo XBEE), ma nella possibilità di rilevare a video il momento esatto in cui è stato dato dall'esterno il comando di attivazione degli ugelli (il sensore IR è dotato di un piccolo led integrato il quale si accende non appena il sensore riceve il segnale). Dunque, durante l'analisi delle immagini al PC, sarà possibile risalire al momento esatto in cui il sensore IR riceve il segnale semplicemente valutando l'istante di tempo in cui si verifica l'accensione del corrispettivo led.

E' inoltre necessario precisare che i bordi del piano in granito sono stati rivestiti in modo da evitare di correre il rischio che durante i test il prototipo vada a cadere all'esterno del banco. Su tali rivestimenti, in particolare su due lati su quattro, sono stati posizionati due strumenti di misura della distanza (metro) parallelamente al bordo del piano: la loro utilità risiede nella possibilità di avere a video un sistema di riferimento e dunque di poter ricavare tramite l'analisi delle immagini le coordinate della navicella in ogni istante di tempo.

Prima di effettuare i test è importante effettuare una registrazione della posizione degli effusori (utilizzando il meccanismo di tipo vite madrevite e l'asola circolare presenti nel box progettato per la regolazione degli ugelli) in modo da correggere eventuali problemi di imbardate e traiettorie indesiderate. Per fare ciò si utilizza un semplice chiavino esagonale il quale permette di poter regolare sia la posizione degli ugelli (mediante l'utilizzo dei meccanismi vite-madrevite progettati) sia il loro posizionamento angolare.

12.2 Analisi video

Per ogni traslazione sono state condotte 5 prove: dunque esse sono state riprese in sequenza con un unico video per movimentazione.

I video sono stati successivamente tagliati e montati con l'utilizzo di un software per PC (Lightworks¹⁰). Per ogni prova, è stato valutato l'istante di inizio del test (led IR acceso) e, da tale istante, sono state selezionate un immagine al secondo fino alla conclusione della prova analizzata.



Di seguito è riportata un immagine rappresentativa del programma utilizzato:

Figura 84 - schermata del programma lightworks

Per poter valutare la posizione della navicella rispetto al sistema di riferimento è stato utilizzato il software AutoCAD¹¹: tramite l'utilizzo di quest'ultimo sono state dunque analizzate le immagini delle prove precedentemente estratte, dunque in modo molto semplice sono state valutate la posizione e l'orientazione della navicella.

Nella prossima figura è riportata un immagine d'esempio:

¹⁰ https://www.lwks.com

¹¹ https://www.autodesk.com/education/free-software/autocad



Figura 85 – schermata del software AutoCAD

Come si nota nella precedente figura, per poter ricavare in modo agevole le coordinate X e Y della navicella sono state tracciate due rette parallele ai due metri in figura e successivamente, con l'utilizzo di due rette perpendicolari alle precedenti, è stato intercettato il centro del led rosso. Invece, per poter valutare l'orientazione del prototipo, è stato necessario tracciare un'ultima retta parallela ad uno spigolo superiore della navicella. Utilizzando le proprietà dei triangoli rettangoli è dunque facile ricavare l'angolo compreso tra una delle due rette parallele allo strumento di misura (nel caso in figura quella orizzontale) e l'ultima retta disegnata. Noto tale angolo è quindi nota l'orientazione della navicella (angolo di imbardata).

Questo metodo d'analisi video è in realtà un metodo semplificato e approssimato: infatti operando in questo modo non si tengono in conto le distorsioni provocate dalla lente della fotocamera. Tali distorsioni in realtà risultano essere piccole rispetto alla precisione ricercata con questi test, dunque sono accettabili. Per risolvere questo tipo di problemi uno sviluppo futuro del simulatore potrebbe essere quello di fornirgli un sistema sensoristico atto a valutarne con esattezza la posizione.

12.3 Analisi dei risultati ottenuti dai test

12.3.1 Prestazioni reali

Di seguito sono riportate delle tabelle che riassumono i risultati dei test effettuati:

Traslazione + X				
Prova	dev.std			
1	7,1	7,24	0.26	
2	7,04		0,26	
3	7,21		COV	
4	7,7		0.026	
5	7,17		0,036	

Traslazione - X				
Prova	dev. std			
1	7,17		0.140	
2	7,42	7,29	0,148	
3	7,23		COV	
4	7,16		0.02	
5	7,48		0,02	

Traslazione + Y				
Prova	tempo	dev.std		
1	8,18	8,56	0.260	
2	9,04		0,369	
3	8,19		COV	
4	8,69		0.04	
5	8,69		0,04	

Rotazione oraria				
Prova	tempo	dev.std		
1	6,92	7,03 0,074	0.074	
2	7,08		0,074	
3	7		COV	
4	7,11		0.01	
5	7,05		0,01	

Traslazione - Y				
Prova	dev.std			
1	8,68		0.2	
2	8,44	8,57	0,2	
3	8,28		COV	
4	8,68		0.02	
5	8,78		0,02	

Rotazione antioraria					
Prova tempo media dev.std					
1	6,81	6,98	0.12		
2	7,07		0,13		
3	7,08		COV		
4	7,08		0.010		
5	6,86		0,019		

Tabella 26 – risultati delle prove sperimentali

Dalle precedenti tabelle si nota come i test siano affidabili in quanto hanno dei COV bassi (mediamente inferiori al 4%): ciò risulta essere un vantaggio dal punto di vista sperimentale in quanto è importante garantire la ripetibilità delle prove.

Ricavati i tempi reali di percorrenza di una distanza di prefissata (0,4 m nel caso dei test), è dunque necessario confrontare i risultati delle prove con quelli teorici per valutare la bontà di questi ultimi:

	distanza (m)	t stimato (s)	t reale (s)	errore (%)
Traslazione X (positiva)	0,4	7,63	7,24	-5,37
Traslazione X (negativa)	0,4	7,64	7,29	-4,8
Traslazione Y (positiva)	0,4	9,28	8,56	-8,4
Traslazione Y (negativa)	0,4	9,07	8,57	-5,9
	angolo (°)	t stimato (s)	t reale (s)	errore (%)
Rotazione oraria	180	6,53	7,03	7,1
Rotazione antioraria	180	6,50	6,98	6,9

Tabella 27 - confronto dati reali e teorici

Osservando la *Tabella 27,* in particolare la colonna dell'errore, si evidenzia come quest'ultimo sia mediamente molto basso (la variabilità di tale parametro è compresa tra un minimo di circa 5% ed un massimo dell'8,4%). La presenza di tali errori è legata a diversi fattori:

- Il piano non ha un inclinazione perfettamente nulla;
- Il metodo d'analisi delle prove non è rigoroso al 100% in quanto non sono stati tenuti in considerazione gli errori di misura causati dalla distorsione dell'immagine;
- Il momento di inerzia reale è diverso (in modulo) da quello calcolato utilizzando il CAD.

12.3.2 Traiettorie

Per poter valutare la precisione dei movimenti effettuati dal sistema reale, sono state valutate le traiettorie percorse da quest'ultimo durante il suo moto. Come detto in precedenza, tale analisi è stata effettuata in modo semplice misurando lo spostamento effettuato da un led appositamente posizionato sulla parte superiore della navicella.

Nelle prossime figure sono rappresentati i diversi tipi di traiettorie percorse dalla navicella: in particolare sono state analizzate le traslazioni +X e +Y sia dal punto di vista della posizione reale del simulatore che da quello dell'orientazione del prototipo durante il suo moto (angolo di imbardata).

TRASLAZIONE +Y

Prima di procedere con l'analisi della traiettoria +Y è necessario fare chiarezza sui sistemi di riferimento utilizzati (assoluto e relativo): di seguito è presentata un' immagine nella quale sono evidenziati il sistema di riferimento mobile (X,Y), quello fisso corrispondente ad uno spigolo del banco prova (X', Y') e l'angolo θ che da l'orientazione del prototipo (positivo in senso orario).



Figura 86 - sistema di riferimento (caso traslazione +Y)

Nelle prossime figure sono rappresentati gli andamenti reali delle traiettorie ottenuti dall'analisi dei video delle prove.







Figura 88 - angolo di imbardata nel caso di traslazione +Y

Osservando nel dettaglio le ultime due figure si nota facilmente come la prima prova abbia un comportamento diverso dalle altre: durante la traslazione l'oggetto tende a spostarsi lungo Y' di circa +1 mm, dunque in questo particolare test si riscontra un comportamento anomalo rispetto alle altre quattro prove nelle quali gli spostamenti sono tendenzialmente tutti per valori negativi di Y'. La motivazione di tale anomalia è facilmente visibile in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** osservando che la prima prova si muove per valori di θ negativi, dunque l'orientazione della navicella giustifica lo spostamento indesiderato discusso in precedenza.

Avendo dunque escluso la prima prova, è stata calcolata punto per punto una media rappresentativa delle quattro prove rimanenti:



Figura 89 – posizione media del simulatore (traslazione +Y)





Dai precedenti grafici si nota come la posizione media e l'angolo d'imbardata medio sono rappresentativi della rosa di prove analizzate: entrambi i valori medi non si discostano molto dai valori massimi e minimi ottenuti dalle prove.

TRASLAZIONE +X

Anche in questo caso, prima di esaminare i risultati ottenuti dai test, è necessario chiarire con un'immagine quali sono i sistemi di riferimento utilizzati.



Figura 91- sistema di riferimento (caso traslazione +X)

Dall'analisi dei test sono stati ottenuti i seguenti andamenti:







Figura 93 - angolo di imbardata nel caso di traslazione +X

Rispetto ai test sulla traslazione +Y, nel caso di traslazione +X è evidente come le prove siano meno ripetibili e come gli errori, rispetto al caso ideale, siano maggiori: ciò è probabilmente dovuto alla posizione del baricentro la quale risulta essere diversa da quella teorica. Ciò comporta quindi la nascita di coppie indesiderate che tendono a far ruotare il prototipo attorno all'asse Z e di conseguenza ne cambiano la traiettoria. Anche in questo caso sono state tracciate le curve di traiettoria e orientamento medie ma, a differenza dei test di movimentazione +Y, non è possibile escludere a priori nessuna delle cinque prove in quanto esse non hanno una buona ripetibilità.

Tutti i dati relativi ai grafici visti fin ora sono riassunti in delle tabelle presenti in Appendice C.

La versione attuale del sistema è controllata in anello aperto: non sono presenti elementi sensoristici in grado di fornire dei feedback sulla posizione e orientazione dell'oggetto durante il suo moto, dunque un eventuale errore sulla traiettoria in questo modo non viene corretto. Per rendere il moto del sistema più affidabile e controllabile (senza ricorrere all'utilizzo dei sensori), è possibile introdurre l'utilizzo di quattro strozzatori a vite: interponendo uno di essi tra l'elettrovalvola corrispondente ad un ugello laterale e quest'ultimo, si può ottenere una riduzione della spinta esercitata da uno dei due effusori laterali e dunque minimizzare o annullare completamente la presenza di coppie indesiderate.

Conclusioni

In questo lavoro di tesi è stato studiato e ottimizzato un simulatore di navicella aerospaziale preesistente. Una delle prime migliorie apportate al prototipo è a livello di studio teorico: per migliorare le stime delle prestazioni e farle convergere verso quelle reali, sono stati testati sia gli ugelli di spinta che le elettrovalvole (in modo da valutare le curve caratteristiche nel primo caso e le cadute di pressione nel secondo). L'importanza del raggiungimento di tale obiettivo risiede nello sviluppo futuro di un controllo della posizione del simulatore in anello chiuso: per poter controllare al meglio il prototipo è necessario avere delle stime delle prestazioni attendibili in modo da ridurre al minimo gli errori.

Con l'obiettivo di migliorare la governabilità del sistema è stata introdotta la possibilità di fissare gli ugelli di spinta alla base del simulatore: è importante garantire il corretto ancoraggio degli effusori in modo che, durante il loro azionamento, essi possano rimanere bloccati nella posizione prestabilita. Infatti se durante il moto del prototipo essi avessero la possibilità di spostarsi dalla loro posizione iniziale, si genererebbero dei disturbi (ad esempio nascita di coppie indesiderate) che andrebbero a modificare in modo imprevisto ed indesiderato il moto del simulatore. Inoltre, utilizzando dei sistemi di tipo vite madrevite ed asola circolare, è stata introdotta la possibilità di regolare finemente la posizione degli ugelli di spinta in modo da poter posizionare gli effusori in modo simmetrico rispetto al baricentro reale del sistema.

Un ulteriore miglioria effettuata è evidente a livello di compattezza di design del prototipo: utilizzando la stampa 3D è stato modificato il layout della navicella in modo da ridurre al minimo i cablaggi visibili all'esterno, fissare correttamente la batteria del prototipo e minimizzare la lunghezza dei tubi impiegati per il passaggio dell'aria compressa.

I test effettuati sul prototipo evidenziano come le novità introdotte abbiano portato dei benefici: dal confronto della traiettoria durante la traslazione +Y della navicella si evince come l'errore che si compie rispetto al caso ideale (traiettoria perfettamente rettilinea e orizzontale) sia molto basso. Al contrario nel caso di traslazione +X l'errore risulta essere maggiore: ciò è dovuto alla posizione del baricentro, la quale non rispecchia quella calcolata utilizzando il software CAD. Per risolvere questo problema definitivamente è possibile introdurre degli strozzatori a vite tra monte degli ugelli e valle delle elettrovalvole. In questo modo si può regolare la pressione a monte degli effusori e dunque eliminare effetti di disturbo indesiderati durante il moto (ad esempio possibili imbardate durante le traslazioni).

Dal confronto tra le prestazioni stimate e quelle reali (dati ottenuti dai test) si è potuto constatare come la differenza tra i due casi si sia notevolmente ridotta: gli errori vanno da un minimo di circa 5% ad un massimo dell'8%. La forte riduzione degli errori ottenuta è dovuta a diversi fattori: ad esempio è di fondamentale importanza il calcolo delle spinte, effettuato dopo aver svolto delle fasi di test sui componenti pneumatici utilizzati (elettrovalvole ed ugelli). Inoltre non è da trascurare che la possibilità di fissare e posizionare correttamente gli ugelli abbia garantito un corretto direzionamento del getto, eliminando dunque delle componenti di forza indesiderate (componente di forza ortogonale alla direzione dello spostamento del prototipo). Come detto gli errori tra il caso teorico e quello reale non sono nulli: essi sono probabilmente dovuti al metodo di analisi delle prove utilizzato (è stata trascurata la distorsione ottica causata dalle telecamere). Dunque, per ridurre ulteriormente tali differenze sarebbe opportuno in futuro effettuare i test con una strumentazione più accurata: in questo senso sarebbe utile l'implementazione di un sistema sensoristico on-board sulla navicella oltre che la progettazione di una postazione di partenza della navicella atta a garantirne un orientazione nulla all'inizio dei test. Infine, un ulteriore miglioria che in futuro si può apportare alla navicella è quella di reintegrare, nel circuito pneumatico, la presenza di un riduttore di pressione a monte delle elettrovalvole: il dispositivo precedentemente esistente è stato bypassato in quanto non adeguato alle basse pressioni e portate in gioco. Inserendo un componente dello stesso tipo (scelto accuratamente per la particolare applicazione) si otterrebbe una pressione costante a monte degli ugelli: ciò si tradurrebbe in un ulteriore vantaggio dal punto di vista computazionale in quanto le previsioni teoriche delle prestazioni sarebbero più accurate (infatti esse non verrebbero più valutate su valori medi di portate e pressioni ma su valori fissi e costanti).

Un ulteriore sviluppo futuro sarebbe quello di utilizzare ancora una volta la stampa 3D per realizzare (in plastica PETG) una nuova versione della base dell'oggetto: in questo modo questa verrebbe completamente sostituita a quella preesistente in alluminio rendendo dunque il prototipo più leggero e prestante (oppure, a parità di prestazioni, è possibile consentire una diminuzione delle pressioni limite di serbatoio, dunque dei duty cycle).

Dal punto di vista prettamente elettronico, come sottolineato nel capitolo dedicato, il circuito attuale è provvisorio: sono stati adattati dei dispositivi elettronici di disponibilità immediata al fine di ripristinare il funzionamento della navicella. In futuro, al fine di aumentare la vita utile della parte elettronica, sarebbe dunque opportuno ricostruire il circuito con transistor di tipo Mosfet.

Al di là delle possibili migliorie finora menzionate, il sistema realizzato risulta essere ottimizzato rispetto al precedente, dunque sono stati sicuramente raggiunti gli obiettivi preposti: sono state migliorate notevolmente le previsioni teoriche, sono state garantiti posizione e fissaggio degli effusori in modo da consentire una miglior configurabilità e controllabilità del prototipo ed infine ne è stata migliorata la compattezza del design.

Appendice A - schede tecniche

Di seguito sono riportati i data sheet dei vari componenti utilizzati nelle prove effettuate nel capitolo 3.

• Gruppo filtro-riduttore NORGREN OLYMPIAN PLUS

SISTEMA PLUG-IN OLYMPIAN PLUS

Filtro regolatore B64G, B68G - G1/2 ... G1

- Massima efficienza nella rimozione dell'acqua
- Buone caratteristiche di regolazione
- La manopola antimanomissione è dotata di blocco a scatto

Caratteristiche tecniche

Fluido: Solo aria compressa Massima pressione d'ingresso: 17 bar Connessioni manometro: Rc1/8

Temperatura ambiente: -20°C ... +80°C L'alimentazione dell'aria deve essere abbastarza secca per evitare la formazione di ghiaccio a temperature

Interiori a +2°C **Campo di regolazione:** B64G: 0,3 ... 10 bar (Pulsante) B68G: 0,4 ... 8 bar (Pulsante) Note: Nota: la pressione in uscita può essere regolata a valori superiori o inferiori rispetto a quelli elencati





Serie B64G Scarico Scarico manuale automatico Modello

Modelli

Scarico automatico Modello	Modello	Dimensione	Campo di regolazione (bar)	Portata* (dm³/s)	Elemento filtrante: (µm)
ŧ	ł				
B64G-4GK-AD3-RMN	B64G-4GK-MD3-RMN	G1/2	0,3 10	106	40
B64G-6GK-AD3-RMN	B64G-6GK-MD3-RMN	G3/4	0,3 10	106	40
B64G-NNK-AD3-RMN	B64G-NNK-MD3-RMN	Senza	0,3 10	106	40

Figura 94 - catalogo filtro regolatore

SISTEMA PLUG-IN OLYMPIAN PLUS

Filtri rimozione olio 'Puraire[®]' ad alta efficienza F64H, $F68H - G1/2 \dots G1$

- · Filtri a coalescenza ad alta efficienza
- L'elemento a coalescenza rimuove le particelle nell'ordine dei submicron, convertendo la nebbia di olio e acqua in liquido scaricabile
- Indicatore di efficienza standard

Caratteristiche tecniche

Fluido: Solo aria compressa

Massima pressione d'ingresso: 17 bar

Contenuto d'olio residuo: 0,01 mg/m³ max 21°C

Particelle rimosse A 0,01 µm

Temperatura ambiente:

-20°C ... +65°C L'almentazione dell'aria deve essere abbastariza secca per evitare la formazione di ghiaccio a temperature interiori a +2°C





F64H Scarico automatico



Caratteristiche tipiche delle performance

Pressione d'ingresso	Portata massima: (dm³/s)				
(bar)	F64H	F68H			
1	11,2	24			
3	19,3	41			
5	24,9	53			
6,3	28,0	60			
7	29,5	63			
9	33,5	72			

* Portata massima per mantenere la performance di Rimozione olio dichiarata.

Modelli

Serie F64H Scarico automatico Modello	Dimensione connessione	Portata* (dm³/s)	
t			
F64H-4GD-AD0	G1/2	28	
F64H-NND-AD0	Senza	28	

Figura 95 - catalogo filtro rimozione olio

• Flussostato SMC (con display integrato) PFM725 – F02

■Specifications

Mode	I		PFM710 (PFM725) PFM750 PFM71					
Applic	able fluid:		Dry air, N ₂ , Ar, CO ₂ (air quality class to ISO8573-1 1.1.2 to 1.6.2)					
Rated	flow	Dry air, N ₂ , Ar	0.2 to 10 L/min	0.5 to 25 L/min	1 to 50 L/min	2 to 100 L/min		
range		CO ₂	0.2 to 5 L/min	0.5 to 12.5 L/min	1 to 25 L/min	2 to 50 L/min		
ম	Display	Dry air, N ₂ , Ar	0.2 to 10.5 L/min *1	0.5 to 26.3 L/min	1 to 52.5 L/min	2 to 105 L/min *2		
jē ,	flow rang	je CO ₂	0.2 to 5.2 L/min	0.5 to 13.1 L/min	1 to 26.2 L/min	2 to 52 L/min		
flow	Set flow	Dry air, N ₂ , Ar	0 to 10.5 L/min *1	0 to 26.3 L/min	0 to 52.5 L/min	0 to 105 L/min *2		
nsta	range	CO ₂	0 to 5.2 L/min	0 to 13.1 L/min	0 to 26.2 L/min	0 to 52 L/min		
=	Min. sett	ing/display unit	0.01 L/min	0.1 L/min	0.1 L/min	0.1 L/min		
nulated	Setting/d	lisplay flow range		0 to 99	9999 L			
Accun	Min. sett	ing/display unit		1	L			
Accur pulse	nulated flo	w volume per	0.1 L/Pulse	1 L/Pulse				
Displa	ay unit			Instantaneous flow Accumulated fl	: L/min, CFM x 10 ⁻² ow: L, ft ³ x 10 ⁻¹			
Refer	ence cond	ition *4	Star	ndard condition (ANR)	, Normal condition (N	OR)		
Repe	atability		±1%F.S. max. (fluid: Dry air) Analogue output accuracy: ±3%F.S. max.					
Press	ure chara	cteristics	±5%F.S. max. (0.35 MPa reference)					
Temp	erature ch	aracteristics	±2%F.S. max. (15 to 35 °C) ±5%F.S. max. (0 to 15 °C, 35 to 50 °C)					
Rated	l pressure	range	-70 to 750 kPa					
Proof	pressure		1 MPa					
Switc	h output		NPN or PNP open collector output					
	N	lax. load current	80 mA					
	N	lax. load voltage		28 VDC (N	IPN output)			
	ln di	nternal voltage rop	NPN outpu	t: 1 V (at 80 mA), PN	P output: 1.5 V or less	s (at 80 mA)		
	R	esponse time		1 s (50 ms, 0.5 s,	2 s are selectable)			
	0	output protection		Short circu	it protection			
	o	utput mode	H Accumu	Hysteresis mode, wind lated output mode, Ad	dow comparator mode ccumulated pulse out	e, put mode		
	Н	lysteresis		Vari	iable			
	R	esponse time		1.	5 s			
	v	oltage output		Output volta Output impe	age: 1 to 5 V edance: 1 kΩ			
outpu	igue t C	current output		Output currei Max. load impedan Min. load imp	nt: 4 to 20 mA ce: 600 Ω (24 VDC) pedance: 50 Ω			
	A	ccuracy		±5%F.	S. max.			

Model		PFM710 PFM725 PFM750 PFM711					
External input		Voltage free input (reed switch or solid state), 30 ms or more					
Display accurate	zy	±3%F.S. max. (fluid: Dry air)					
Display		3 di	gits, 7 segment, dual	colour display (red/gre	een)		
Indicator LED		LED is C	ON when output is ON	OUT1: Green OU	IT2: Red		
Supply voltage			24 VD0	C± 10%			
Power consum	otion		55	mA			
	Enclosure		IP	40			
	Operating fluid temperature	0 to 50 °C (no freezing or condensation)					
	Operating temp. range	Operating: 0 to 50 °C, Stored: -10 to 60 °C (no freezing or condensation)					
Environment	Operating humidity range	Operating, stored 35 to 85% R.H. (no condensation)					
	Withstand voltage	1000 VAC, 1 min. between terminals and case					
	Insulation resistance	50 M Ω min. (at 500 VDC) between terminals and case					
Standards			CE, UL, C	SA, RoHS			

Piping port specifications

Model	01	02	N01	N02	F01	F02	C4	C6	C8	N7	
Thread type (Port size)		Rc 1/8	Rc 1/4	NPT 1/8	NPT 1/4	G 1/8	G 1/4	φ4 (5/32") One- touch fitting	φ6 One- touch fitting	φ8 (5/16") One- touch fitting	φ1/4 One- touch fitting
	Straight without flow adjustment valve			95 g			125 g	55 g			
	Bottom entry without flow adjustment valve	105 g				135 g	65 g				
vveignt	Straight with flow adjustment valve	135 g				165 g	95 g				
	Bottom entry with flow adjustment valve	145 g				175 g	105 g				
Material of with fluid	LCP, PBT, brass (electroless nickel plating), HNBR (+ fluoro coating), FKM (+ fluoro coating), Si, Au, SUS304							I),			

Pressure loss (at 350 [kPa])



Figura 96 - Catalogo flussostato SMC

• Pressostato SMC digitale ISE30A-01-E

■Specifiche

Numero m	odello		ZSE30A (Pressione di vuoto)	ZSE30AF (Pressione combinata)	(ISE30A)		
Intervallo di pressione nominale			0.0 to -101.0kPa	Da -100.0 a 100.0kPa	da 0.100 a 1.000MPa		
Intervallo d	li pressione	e impostato	Da 10.0 a -105.0kPa	Da -105.0 a 105.0kPa	da -0.105 a 1.050MPa		
Pressione	consentita		500kPa	500kPa	1.5MPa		
Unità di vis	sualizzazio	ne minima	0.1kPa	0.1kPa	0.001MPa		
Fluido			Ar	ia, gas inerti e gas comb	ustibili		
Tensione of	li alimentaz	zione	Da 12 a (Pro	24Vcc ±10%, oscillazione	e (p-p) ≤10% inverso)		
Assorbime	nto		(110		inversoj		
Uscita del	110		Collettore aperto	NPN o PNP 1 uscita			
sensore			Collettore	aperto NPN o PNP 2 uso	ite (opzionale)		
00110010	Corrente	di carico max	0011011010	80mA			
	Tensione	max applicata		28V (uscita NPN)			
	Tensione	residua	1V o men	io (con una corrente di ca	arico a 80mA)		
				2.5ms o minore	,		
	Tempo di	risposta	(Funzionamento anti-vibrazione: 20, 100, 500, 1000 o 2000ms selezionati)				
	Protezion	e da corto circuito	Disponibile				
Ripetibilità			±0,2%F.S.±1cifra				
	Modalità i	steresi					
Isteresi	Modalità (con comparatore a	Da 0 a variabile ¹¹				
	finestra						
		Tensione di uscita			da 0.6 a 5V		
	Tensione	(intervallo di	Da 1 a 5V 1	2,5%F.S.	12 5% ES		
	di uscita	pressione nominale)			±2,3 %1.3.		
	-2	Linearità		±1%F.S. o minore			
		Impedenza in uscita		ca. 1kΩ			
Uscita		Corrente di uscita					
analogica		(intervallo di	Da 4 a 20mA	±2,5%F.S.	Da 2.4 a 20mA ±2,5%F.S.		
	Uscita di	pressione nominale)					
	corrente	Linearità		±1%F.S. o minore			
	*3		Impedenza di carico max:	300Ω (con una tensione o	di alimentazione di 12∨cc)		
Impedenza di carico 600Ω (con una tensione di alimen			di alimentazione di 24∨cc)				
		Impedenza di carico min.: 50Ω					
Modalità d	i visualizza	zione	4 cifre 7-segmenti, display due colori (rosso/verde)				
Precisione	di indicazi	one	±2%F.S. ±1cifra (a una temperatura ambiente di 25±3°C)				
Spia lumin	osa		Accesa quando l'apparato è ON OUT1: verde OUT2: rossa				

	Protezione	IP40		
	Intervalle temperatura ambiente	Funzionamento: Da 0 a 50°C, Riserva: Da -10 a 60°C (no condensa o		
	Intervalio temperatura ambiente	congelamento)		
	Intervallo di umidità ambiente	Funzionamento, riserva: da 35% a 85% RH (nessuna condensa)		
Ambiente	Tensione di isolamento	1000Vca, 1 minuto tra cavi e corpo		
Amplente	Resistenza di isolamento	≥ 50MΩ a 500Vcc tra cavi e corpo		
	Desistenza alle vibrazioni	Da 10 a 150Hz con doppia ampiezza 1,5mm o 20m/s ² ciascuna, in direzione di X,		
	Resistenza alle vibrazioni	Y e Z per 2 ore (diseccitato)		
	Desistenza agli urti	100m/s ² 3 volte ciascuno nelle direzioni rispettivamente di X, Y e Z		
	Resistenza agii utu	(diseccitato)		
Caratteristi	che di temperatura	±2%F.S. (riferimento 25°C)		
		Cavo antiolio in vinile		
Cavo di alir	mentazione	3 anime		
Cavo di alimentazione		4 anime Diametro conduttore: 0,15mm ² (AWG26)		
		Diametro esterno dell'isolante: 1,0 mm		
Standard		Marchio CE UL/CSA RoHS		

*1: Se la tensione applicata oscilla intorno al valore impostato, è necessario impostare un'isteresi maggiore rispetto all'ampiezza di oscillazione. In caso contrario, sarà generata una vibrazione.

*2: Se viene selezionata l'uscita di tensione analogica, non è possibile selezionare contemporaneamente l'uscita di corrente analogica.

*3: Se viene selezionata l'uscita di corrente analogica, non è possibile selezionare contemporaneamente l'uscita di tensione analogica.

Specifiche della connessione

Modello		01	N01	C4H	C6H	N7H	C4L	C6L	N7L
Dimensio	ne attacco	R1/8 M5×0,8	NPT1/8 M5×0,8	-	-	-	-	-	-
	Raccordo rapido tipo diritto	-	-	∳4mm ∳5/32 pollici	¢6mm	∮¼ pollici	-	-	-
	Raccordo rapido tipo a gomito	-	-	-	-	-	φ4mm φ5/32 pollici	∳6mm	∳1/4 pollici
Material e parte	Parte di rilevamento della pressione	Parte di rilevamento della pressione: silicone							
a contatto con il liquido	Attacco	C3 (nichel elettrolisi Guarr circolare	602 ato per i) hizione e: HNBR	PBT, POM, SUS304, C3604 (nichelato per elettrolisi) Guarnizione circolare: NBR					
	Con connettore cavo incluso (3 anime, 2m)	8	81g		71g	73g	75g	73g	75g
Peso	Con connettore cavo incluso (4 anime, 2m)	85g		74g	75g	77g	79g	77g	79g
	Connettore cavo escluso	4	3g	32g	33g	35g	37g	35g	37g

Uscita analogica

Uscita di tensione



Uscita di corrente



Intervallo	Intervallo di pressione nominale	A	В	С
Vuoto	0.0 to -101.0kPa	-	0	-101kPa
Pressione combinata	Da -100.0kPa a 100.0kPa	-	-100kPa	100kPa
Pressione positiva	da 0.100 a 1.000MPa	-0.1MPa	0	1MPa

Figura 97 - catalogo pressostato SMC

Appendice B – curve caratteristiche degli ugelli

Nella seguente appendice sono riportati in tabella i valori ottenuti dai test sugli ugelli, sia nel caso di vecchio design sia nel nuovo.

1. Vecchia configurazione

UGELLO FRONTALE Ø0,7 mm

P ₁ [bar rel]	$Q[l/\min ANR]$				
0	0	0	0		
0,1	2,3	2,3	2,3		
0,2	3,6	3,5	3,6		
0,3	4,5	4,5	4,5		
0,4	5	5,1	5,1		
0,5	5,7	5,7	5,7		
0,6	6,3	6,3	6,3		
0,7	6,8	6,8	6,8		
0,8	7,3	7,3	7,3		
0,9	7,8	7,8	7,8		
1	8,3	8,3	8,3		
1,1	8,7	8,7	8,7		
1,2	9,1	9,1	9,1		
1,3	<i>9,</i> 5	<i>9,</i> 5	<i>9,5</i>		
1,4	9,9	9,9	9,9		
1,5	10,4	10,5	10,4		
1,6	10,8	10,8	10,8		
1,7	11,3	11,3	11,3		
1,8	11,7	11,7	11,7		
1,9	12,2	12,2	12,2		
2	12,6	12,6	12,6		
2,1	13,1	13	13,1		
2,2	13,5	13,5	13,5		
2,3	13,9	13,9	13,9		
2,4	14,3	14,3	14,3		
2,5	14,7	14,7	14,7		

UGELLO POSTERIORE Ø0,7 mm

P ₁ [bar rel]	$Q[l/\min ANR]$				
0	0	0	0		
0,1	2,4	2,4	2,4		
0,2	3,4	3,5	3,5		
0,3	4,4	4,4	4,4		
0,4	5,1	5,1	5,1		
0,5	5,7	5,8	5,7		
0,6	6,4	6,4	6,4		
0,7	6,9	6,9	6,9		
0,8	7,4	7,4	7,4		
0,9	7,9	7,9	7,9		
1	8,3	8,3	8,3		
1,1	8,7	8,7	8,7		
1,2	9,1	9,1	9,1		
1,3	<i>9,5</i>	9,5	9,5		
1,4	9,9	9,9	9,9		
1,5	10,3	10,4	10,4		
1,6	10,8	10,8	10,8		
1,7	11,2	11,3	11,3		
1,8	11,7	11,7	11,7		
1,9	12,2	12,2	12,2		
2	12,6	12,6	12,6		
2,1	13,1	13	13		
2,2	13,5	13,5	13,5		
2,3	13,9	13,9	13,9		
2,4	14,3	14,3	14,3		
2,5	14,7	14,7	14,7		

UGELLO LATERALE SX ANT. Ø0,5 mm

P ₁ [bar rel]	Q[l/minANR]		
0	0	0	0
0,1	1,1	1,1	1
0,2	1,7	1,8	1,7
0,3	2,2	2,2	2,2
0,4	2,5	2,6	2,5
0,5	2,9	2,9	2,9
0,6	3,1	3,2	3,1
0,7	3,5	3,5	3,5
0,8	3,7	3,7	3,7
0,9	4	4	4
1	4,2	4,3	4,2
1,1	4,5	4,5	4,5
1,2	4,7	4,7	4,7
1,3	5	5	5
1,4	5,2	5,2	5,2
1,5	5,4	5,4	5,4
1,6	5,6	5,7	5,7
1,7	5,9	5,9	5,9
1,8	6,1	6,1	6,1
1,9	6,4	6,4	6,4
2	6,6	6,6	6,6
2,1	6,8	6,8	6,8
2,2	7	7	7
2,3	7,3	7,3	7,3
2,4	7,5	7,5	7,5
2,5	7,7	7,7	7,7

UGELLO LATERALE DX ANT. Ø0,5 mm

P ₁ [bar rel]	Q[l/minANR]		
0	0	0	0
0,1	1,1	1,1	1
0,2	1,6	1,6	1,6
0,3	2	2,1	2
0,4	2,3	2,4	2,3
0,5	2,6	2,7	2,6
0,6	2,9	3	2,9
0,7	3,2	3,2	3,2
0,8	3,45	3,5	3,5
0,9	3,7	3,7	3,7
1	4	4	4
1,1	4,2	4,2	4,2
1,2	4,5	4,5	4,5
1,3	4,7	4,7	4,7
1,4	4,9	4,9	4,9
1,5	5,2	5,2	5,2
1,6	5,4	5,4	5,4
1,7	5,6	5,6	5,6
1,8	5,9	5,9	5,9
1,9	6,1	6,2	6,1
2	6,3	6,4	6,3
2,1	6,5	6,6	6,5
2,2	6,8	6,8	6,8
2,3	7	7	7
2,4	7,2	7,2	7,2
2,5	7,4	7,4	7,4

UGELLO LATERALE SX POST. Ø0,5 mm

P ₁ [bar rel]	Q[l/minANR]		
0	0	0	0
0,1	1,1	1,1	1,1
0,2	1,8	1,8	1,8
0,3	2,3	2,3	2,3
0,4	2,6	2,7	2,6
0,5	3	3	3
0,6	3,2	3,2	3,2
0,7	3,5	3,5	3,5
0,8	3,7	3,8	3,8
0,9	4	4	4
1	4,3	4,3	4,3
1,1	4,5	4,5	4,5
1,2	4,7	4,8	4,8
1,3	4,9	5	5
1,4	5,2	5,3	5,3
1,5	5,4	5,5	5,5
1,6	5,7	5,7	5,7
1,7	5,9	5,9	6
1,8	6,2	6,2	6,2
1,9	6,4	6,4	6,4
2	6,6	6,6	6,6
2,1	6,8	6,9	6,9
2,2	7,1	7,1	7,1
2,3	7,3	7,3	7,3
2,4	7,5	7,5	7,6
2,5	7,7	7,8	7,8

UGELLO LATERALE DX POST. Ø0,5 mm

P ₁ [bar rel]	Q[l/minANR]		
0	0	0	0
0,1	1	1	1
0,2	1,5	1,5	1,5
0,3	2	2	2
0,4	2,3	2,4	2,4
0,5	2,7	2,7	2,7
0,6	3	3	3
0,7	3,3	3,3	3,3
0,8	3,5	3,6	3,6
0,9	3,8	3,8	3,8
1	4	4,1	4
1,1	4,3	4,3	4,3
1,2	4,5	4,6	4,6
1,3	4,8	4,8	4,8
1,4	5	5	5
1,5	5,3	5,3	5,3
1,6	5,5	5,5	5,5
1,7	5,7	5,7	5,7
1,8	5,9	6	6
1,9	6,2	6,2	6,2
2	6,4	6,4	6,4
2,1	6,6	6,6	6,6
2,2	6,8	6,8	6,9
2,3	7,1	7,1	7,1
2,4	7,3	7,3	7,3
2,5	7,5	7,5	7,5

2. Nuova configurazione

UGELLO FRONTALE Ø0,7 mm

P ₁ [bar rel]	$Q[l/\min ANR]$		
0	0	0	0
0,1	2,2	2,1	2,2
0,2	3,3	3,2	3,3
0,3	4,2	4,1	4,2
0,4	5	4,9	5
0,5	5,6	5,5	5,6
0,6	6,2	6,1	6,2
0,7	6,7	6,6	6,7
0,8	7,3	7,2	7,3
0,9	7,7	7,7	7,8
1	8,2	8,1	8,2
1,1	8,6	8,5	8,6
1,2	9	8,9	9
1,3	9,4	9,3	9,4
1,4	9,8	9,7	9,8
1,5	10,2	10,1	10,2
1,6	10,6	10,5	10,7
1,7	11,1	11	11,1
1,8	11,5	11,4	11,5
1,9	12	11,9	12
2	12,4	12,3	12,4
2,1	12,8	12,7	12,8
2,2	13,2	13,1	13,2
2,3	13,6	13,6	13,6
2,4	14,1	14	14,1
2,5	14,4	14,4	14,4

UGELLO POSTERIORE Ø0,7 mm

P ₁ [bar rel]	$Q[l/\min ANR]$		
0	0	0	0
0,1	2,1	2	2,1
0,2	3,2	3,2	3,2
0,3	4,1	4	4
0,4	4,8	4,7	4,7
0,5	5,5	5,4	5,4
0,6	6	6	6
0,7	6,7	6,6	6,6
0,8	7,2	7,1	7,1
0,9	7,7	7,6	7,6
1	8,2	8,1	8,1
1,1	8,6	8,5	8,5
1,2	9	9	8,9
1,3	9,4	9,3	9,3
1,4	9,8	9,7	9,7
1,5	10,2	10,2	10,2
1,6	10,7	10,6	10,7
1,7	11,2	11,1	11,1
1,8	11,7	11,6	11,6
1,9	12,1	12	12
2	12,5	12,5	12,4
2,1	12,9	12,9	12,9
2,2	13,4	13,3	13,3
2,3	13,8	13,7	13,7
2,4	14,2	14,1	14,1
2,5	14,6	14,5	14,5

UGELLO LATERALE SX ANT. Ø0,5 mm

P ₁ [bar rel]	Q[l/minANR]		
0	0	0	0
0,1	1	1,1	1
0,2	1,6	1,6	1,6
0,3	2,1	2	2,1
0,4	2,4	2,4	2,4
0,5	2,8	2,8	2,8
0,6	3,1	3,1	3,1
0,7	3,5	3,4	3,5
0,8	3,7	3,7	3,7
0,9	4	4	3,9
1	4,2	4,2	4,2
1,1	4,5	4,5	4,5
1,2	4,7	4,7	4,7
1,3	5	4,9	4,9
1,4	5,2	5,2	5,1
1,5	5,4	5,4	5,4
1,6	5,7	5,7	5,6
1,7	5,9	5,9	5,9
1,8	6,2	6,1	6,1
1,9	6,4	6,4	6,4
2	6,6	6,6	6,6
2,1	6,8	6,8	6,8
2,2	7,1	7	7
2,3	7,3	7,3	7,3
2,4	7,5	7,5	7,5
2,5	7,7	7,7	7,7

UGELLO LATERALE DX ANT. Ø0,5 mm

P ₁ [bar rel]	Q[l/minANR]		
0	0	0	0
0,1	1	1,1	1
0,2	1,6	1,6	1,6
0,3	2,1	2,1	2
0,4	2,5	2,4	2,4
0,5	2,8	2,8	2,8
0,6	3,1	3,1	3,1
0,7	3,4	3,4	3,4
0,8	3,7	3,7	3,7
0,9	4	3,9	3,9
1	4,2	4,2	4,2
1,1	4,4	4,4	4,4
1,2	4,7	4,6	4,6
1,3	4,9	4,9	4,8
1,4	5,1	5,1	5,1
1,5	5,4	5,3	5,3
1,6	5,6	5,6	5,5
1,7	5,8	5,8	5,8
1,8	6,1	6,1	6
1,9	6,3	6,3	6,2
2	6,5	6,5	6,5
2,1	6,8	6,7	6,7
2,2	7	6,9	6,9
2,3	7,2	7,2	7,1
2,4	7,4	7,4	7,3
2,5	7,7	7,6	7,6

UGELLO LATERALE SX POST. Ø0,5 mm

P ₁ [bar rel]	Q[l/minANR]		
0	0	0	0
0,1	1	1	1
0,2	1,6	1,6	1,5
0,3	2	2	2
0,4	2,4	2,4	2,3
0,5	2,8	2,7	2,7
0,6	3,1	3	3
0,7	3,4	3,4	3,3
0,8	3,7	3,7	3,6
0,9	4	4	3,9
1	4,2	4,2	4,1
1,1	4,5	4,4	4,4
1,2	4,7	4,6	4,6
1,3	4,9	4,9	4,9
1,4	5,2	5,1	5,1
1,5	5,4	5,4	5,3
1,6	5,6	5,6	5,6
1,7	5,9	5,8	5,8
1,8	6,1	6,1	6
1,9	6,4	6,3	6,3
2	6,6	6,6	6,5
2,1	6,8	6,8	6,7
2,2	7	7	6,9
2,3	7,3	7,2	7,2
2,4	7,5	7,4	7,4
2,5	7,7	7,6	7,6

UGELLO LATERALE DX POST. Ø0,5 mm

P ₁ [bar rel]	Q[l/minANR]		
0	0	0	0
0,1	1	1	1
0,2	1,6	1,6	1,6
0,3	2,1	2	2
0,4	2,5	2,4	2,4
0,5	2,8	2,8	2,8
0,6	3,2	3,1	3,1
0,7	3,5	3,4	3,4
0,8	3,7	3,7	3,7
0,9	4	3,9	3,9
1	4,3	4,2	4,2
1,1	4,5	4,4	4,4
1,2	4,7	4,7	4,7
1,3	5	4,9	4,9
1,4	5,2	5,2	5,2
1,5	5,4	5,4	5,4
1,6	5,7	5,6	5,6
1,7	5,9	5,9	5,9
1,8	6,1	6,1	6,1
1,9	6,4	6,3	6,4
2	6,6	6,6	6,6
2,1	6,8	6,8	6,8
2,2	7,1	7	7
2,3	7,3	7,3	7,3
2,4	7,5	7,5	7,5
2,5	7,7	7,7	7,7

Appendice C – traiettorie

In quest'ultima appendice sono riportati i risultati ottenuti dai test effettuati sulla navicella: in particolare sono riportate le posizioni X e Y e l'angolo di imbardata per ogni istante di tempo in cui è stata effettuata la misurazione.

1. Traslazione +X

PRIMA PROVA			
t [s]	<i>X</i> ′[<i>cm</i>]	<i>Y</i> ′[<i>cm</i>]	θ[°]
0,32	0,585	29,87	-2,767
1,32	1,274	29,487	-3,56
2,32	3,34	30,66	-4,53
3,32	6,848	31,39	-6,698
4,32	12,15	31,47	-7,56
5,32	19,21	31,326	-10,25
6,32	27,93	31,18	-12,28
7,32	38,3	30,81	-15,37
7,42	40,23	30,83	-15,93

SECONDA PROVA			
t [s]	<i>X</i> ′[<i>cm</i>]	<i>Y</i> ′[<i>cm</i>]	θ [°]
12,34	3,12	30	2,93
13,34	4,25	30	2,17
14,34	6,31	30,65	1,98
15,34	10,35	31,16	1,69
16,34	15,86	31,8	1,7
17,34	23,24	32,5	0,46
18,34	32,1	33,06	-0,65
19,34	42,88	33,64	-1,82
19,38	43,6	33,9	-2

TERZA PROVA				
t [s]	<i>X</i> ′[<i>cm</i>]	<i>Y</i> ′[<i>cm</i>]	θ [°]	
24,17	-1,317	29,31	0	
25,17	0	29,44	1,299	
26,17	1,88	30,25	1,43	
27,17	5,07	30,24	-1,975	
28,17	10,56	30,768	-2,114	
29,17	17,368	31,04	-5,1	
30,17	25,96	31,1	-7,3	
31,17	36,23	30,95	<i>-9,</i> 95	
31,38	40,33	31,23	-11,03	

QUARTA PROVA			
t [s]	<i>X</i> ′[<i>cm</i>]	<i>Y</i> ′[<i>cm</i>]	θ [°]
35,38	0,21	30	-1,364
36,38	0,79	30,47	-2,9
37,38	2,668	30,63	-2,69
38,38	5,482	31,03	-4,49
39,38	10,738	31,08	-6,67
40,38	16,6	31,08	-8,53
41,38	25,127	30,939	-11,834
42,38	36,58	30,229	-14,277
43,08	39,5	30,187	-16,02

QUINTA PROVA			
t [s]	<i>X</i> ′[<i>cm</i>]	<i>Y</i> ′[<i>cm</i>]	θ [°]
50,18	-0,797	31,38	-0,69
51,18	0	30,988	-0,71
52,18	1,83	32,37	0
53,18	5,29	32,559	0
54,18	10,75	33,01	-0,97
55,18	17,19	33,42	-1,72
56,18	26,4	34	-2,71
57,18	36,86	34,49	-4,42
57,35	40,15	34,435	-5,67

2. Traslazione +Y

PRIMA PROVA				
t [s]	<i>X</i> ′[<i>cm</i>]	<i>Y</i> ′[<i>cm</i>]	θ [°]	
00,21	10,54	27,35	-1,19	
1,21	11,31	27,76	-2,13	
2,21	12,69	28,29	-3,42	
3,21	15,425	28,38	-3,81	
4,21	19,5	28,63	-3,33	
5,21	24,67	28,78	-2,91	
6,21	31,28	28,32	-3	
7,21	38,55	28,46	-1,9	
8,21	46,89	28,14	-1,22	
8,39	50,39	28,1	0,4	

SECONDA PROVA			
t [s]	<i>X</i> ′[<i>cm</i>]	<i>Y</i> ′[<i>cm</i>]	θ [°]
13,3	7,39	24,92	0,67
14,3	7,91	24,2	0,51
15,3	<i>9,</i> 58	24,58	0
16,3	12,02	24,21	0
17,3	15,83	23,7	0
18,3	20,26	23,48	0,356
19,3	25,07	23,57	0,77
20,3	31,22	23,44	1,94
21,3	38,63	23,64	4,77
22,3	46,6	23,78	6,67
22,34	47,48	23,74	6,44

TERZA PROVA				
t [s]	<i>X</i> ′[<i>cm</i>]	<i>Y</i> ′[<i>cm</i>]	θ [°]	
28,08	9,57	26,56	-0,92	
29,08	10,15	26,23	-2,08	
30,08	11,75	26,05	-1,54	
31,08	14,34	26,33	-1,18	
32,08	18,24	25,9	0	
33,08	23,5	26	1,86	
34,08	30	25,64	2,55	
35,08	37,33	25,5	4,85	
36,08	45,67	25,73	7,35	
36,27	49	25,88	9,91	

QUARTA PROVA			
t [s]	<i>X</i> ′[<i>cm</i>]	<i>Y</i> ′[<i>cm</i>]	θ [°]
42,34	7,38	24,5	-1,2
43,34	7,72	24,21	-1,08
44,34	9,39	24,12	-0,62
45,34	12,14	23,96	-0,6
46,34	15,97	24	0
47,34	21,31	23,61	1,02
48,34	27,64	23,69	2,478
49,34	35,27	23,89	5,4
50,34	43,78	23,79	5,75
51,03	47,27	23,67	7,58

QUINTA PROVA			
<i>t</i> [<i>s</i>]	<i>X</i> ′[<i>cm</i>]	<i>Y</i> ′[<i>cm</i>]	θ [°]
56,35	7,54	25,23	-2,56
57,35	7,99	24,94	-2,56
58,35	9,65	25,4	-2,66
59,35	12,26	24,95	-2,78
60,35	16,17	24,79	-2,7
61,35	21,55	24,56	-2,06
62,35	27,94	24,13	-1,21
63,35	35,42	24,1	-0,53
64,35	43,96	23,92	1,32
65,04	47,9	23,52	1,71

Bibliografia

- Andrea Emilio Catania, "Complementi di Macchine", Levrotto & Bella, Torino 2014;
- Guido Belforte, "Pneumatica: principi base, strumentazione, componenti, tecniche digitali e circuiti, impianti, applicazioni", Tecniche Nuove Milano 1987;
- Anna Basile, "Progettazione e realizzazione di un simulatore di navicella aerospaziale con appoggio aerostatico", tesi di laurea magistrale A.A. 2016/2017, Politecnico di Torino;
- UNI-ISO 6358 "Pneumatica. Componenti attraversati da un fluido compressibile. Determinazione delle caratteristiche di flusso.";
- https://www.prusa3d.it/original-prusa-i3-mk3-it;
- https://www.lwks.com;
- https://www.autodesk.com/education/free-software/autocad.