



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2023/2024

Sessione di Laurea Luglio 2024

**Modello a parametri concentrati di
una bocca pneumatica
controllata mediante valvole
differenziali a diaframma**

Relatori:

Prof. Terenziano Raparelli
Prof. Andrea Trivella
Prof. Luigi Lentini
Prof. Federico Colombo

Candidati:

Simone Foti 299900

Ringraziamenti

Ci tengo a esprimere la mia gratitudine verso i miei genitori, che mi hanno accompagnato durante questo lungo percorso. Inoltre, con l'occasione ringrazio il prof. Trivella e il prof. Raparelli, per avermi concesso l'opportunità di svolgere questo lavoro di tesi, e l'ing. Luigi Lentini per avermi guidato con molta pazienza e supportandomi durante la stesura di questo lavoro.

INDICE

Sommario	5
CAPITOLO 1.....	6
1.1 INTRODUZIONE.....	6
1.2 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO	7
1.3 SISTEMI DI ALIMENTAZIONE.....	12
1.4 METODI INCREMENTO PRESTAZIONI	13
1.5 VALVOLA A CASSETTO	15
1.6 VALVOLA A PATTINO PIANO	16
1.7 VALVOLA AD OTTURATORE	17
1.8 VALVOLA DIFFERENZIALE A MEMBRANA	18
CAPITOLO 2.....	20
2.2 DESCRIZIONE BANCO PROVA	20
2.3 PROGETTO NUOVO BANCO	23
2.4 NUOVA BOCCOLA	27
2.5 SENSORE DI CONTROPRESSIONE.....	28
2.6 SENSORE CAPACITIVO	30
2.7 CELLA DI CARICO.....	30
2.8 VALVOLA DIFFERENZIALE	32
2.9 CORPO SUPERIORE	34
2.10 CORPO INTERMEDIO SUPERIORE	35
2.11 CORPO INTERMEDIO INFERIORE	36
2.12 CORPO INFERIORE	37
2.13 UGELLO	37
2.14 OTTURATORE.....	38
2.15 DISTANZIALI VALVOLA.....	39
CAPITOLO 3.....	40
3.1 MODELLAZIONE A PARAMETRI CONCENTRATI DI UNA BOCCOLA CONTROLLATA MEDIANTE VALVOLE A DIAFRAMMA.....	40
3.2 NOMENCLATURA.....	40
3.3 BOCCOLA PASSIVA E DEFINIZIONE MEATO	42
3.4 CALCOLO AREE E VOLUMI.....	45
3.5 CALCOLO PORTATA.....	48
3.6 COEFFICIENTI CALCOLO PORTATE	51
3.7 CALCOLO PORTATE E PRESSIONI	52
3.8 SIMULAZIONE MODELLO	58

3.9 FORZA DI SPINTA BOCCOLA.....	59
CAPITOLO 4.....	62
4.1 INDAGINI SPERIMENTALI.....	62
4.2 DESCRIZIONE BANCO PROVA	62
4.3 ACQUISIZIONE DATI SPERIMENTALI	62
4.4 ESECUZIONE PROVA STATICA.....	63
4.5 RISULTATI.....	64
4.6 VALIDAZIONE SPERIMENTALE MODELLO.....	64
4.7 GIOCO RADIALE IN CONDIZIONI DI COASSIALITA' (<i>C</i>).....	68
4.8 PROFONDITA' DI TASCA (<i>hp</i>)	74
4.9 DIAMETRO FORO DI ALIMENTAZIONE (<i>ds</i>)	78
4.10 FATTORE CORRETTIVO.....	68
4.11 RIGIDEZZA.....	82
CONCLUSIONI	87
APPENDICE.....	89
A1 Disegni costruttivi valvola differenziale	90
A2 Disegni costruttivi banco precedente	102
A3 Disegni costruttivi elementi introdotti nel banco nuovo	116
BIBLIOGRAFIA	122

Sommario

Grazie al loro basso attrito e al loro basso impatto ambientale, i cuscinetti pneumostatici stanno diventando una tipologia di supporti sempre più utilizzata all'interno di applicazioni dove siano richieste elevate precisioni di posizionamento. Alcune delle loro principali applicazioni riguardano l'ambito metrologico e i sistemi di posizionamento. I maggiori svantaggi relativi all'uso di cuscinetti pneumostatici sono la loro bassa rigidità relativa e il loro basso smorzamento. I metodi di compensazione sono delle soluzioni tecniche utilizzate al fine di compensare queste limitazioni. In generale è possibile distinguere metodi di compensazione passiva ed attiva. Si definiscono metodi di compensazione passiva tutte quelle soluzioni che integrano il cuscinetto con componenti passivi, come valvole o elementi elastici. Essi sono definiti passivi in quanto non necessitano di fonti di alimentazione diverse da quella del cuscinetto per il loro funzionamento. Al contrario i metodi di compensazione attiva fanno uso di componenti attivi, come sensori, controllori ed attuatori. Sebbene i metodi di compensazione attiva consentano di ottenere prestazioni statiche e dinamiche molto migliori rispetto alle loro controparti passive, questi risultano essere ancora poco adatti all'uso industriale a causa dei loro costi proibitivi.

Lo scopo di questo lavoro di tesi è quello di riproporre un metodo di compensazione attivo per boccole pneumostatiche. Prima di descrivere la soluzione oggetto del lavoro, la tesi presenta una breve descrizione di quelle che sono state alcune soluzioni proposte in passato dal gruppo di Automazione e Robotica del DIMEAS del Politecnico di Torino. Il sistema di compensazione preso in esame consiste in una boccola pneumostatica controllata mediante due valvole differenziali ad otturatore e un sensore a contropressione. La boccola pneumatica presenta quattro fori di alimentazione con tasca disposti simmetricamente e circonferenzialmente in prossimità della mezzeria della boccola stessa. Gli scopi principali della tesi hanno riguardato la modellazione a parametri concentrati della boccola passiva e il riallestimento di un banco prova già esistente. Le prove preliminari eseguite sulla boccola passiva hanno permesso di validare il modello numerico proposto. Sviluppi futuri saranno focalizzati su ulteriori miglioramenti del set up di prova e l'implementazione del modello della boccola controllata.

CAPITOLO 1

1.1 INTRODUZIONE

Grazie al loro basso attrito e basso impatto ambientale i cuscinetti ad aria stanno prendendo sempre più piede in applicazioni laddove siano richieste elevate precisioni di posizionamento o qualora si debbano raggiungere elevatissime velocità di rotazione. Tra le principali applicazioni troviamo:

- *Stampanti e scanner;*
- *Macchine a misure di coordinate:* La maggior parte delle macchine di misura a coordinate (CMM) sono costruite con cuscinetti ad aria perché ne consentono risoluzione tendenzialmente infinita. Grazie al loro attrito praticamente nullo, l'uso di cuscinetti pneumostatici consente di eliminare la presenza di attrito statico, dinamico e stick-slip, garantendo anche affidabilità e ripetibilità.
- *Macchine di testing:* Molte macchine per prove di trazione e attrito possono essere influenzate dall'attrito presente nel funzionamento di cuscinetti volventi. L'usura dei cuscinetti può anche causare incongruenze con i processi di testing. Per questo motivo, macchine che richiedano un controllo molto accurato della forza applicata utilizzano cuscinetti ad aria dato che l'eliminazione dell'attrito aumenta notevolmente la risoluzione dello strumento.
- *Sistemi rotanti ad elevatissima velocità di rotazione:* i cuscinetti ad aria vengono utilizzati moltissimo all'interno di turbomacchine miniaturizzate ed elettromandri per microlavorazioni;
- *Guide lineari:* anche qui l'uso dei cuscinetti ad aria permette di incrementare notevolmente la precisione di posizionamento e la ripetibilità.

A fronte delle applicazioni elencate, i vantaggi e gli eventuali svantaggi possono essere riassunti come segue:

- *Attrito:* Nei cuscinetti ad aria il problema dello stick-slip è completamente eliminato. Nei casi in cui si utilizzino cuscinetti pneumostatici l'attrito è soltanto dovuto alle forze viscosse che si generano a causa del movimento del sistema.
- *Usura:* a fronte del loro attrito quasi nullo, i cuscinetti ad aria richiedono una bassissima manutenzione e, salvo malfunzionamenti particolari, garantiscono quasi sempre una vita infinita.
- *Pulizia:* l'assenza di oli lubrificanti e di usura rende i cuscinetti ad aria ideali per l'uso in camere bianche, ambienti medici, farmaceutici e alimentari.

In contrasto a tali benefici, i principali limiti dei cuscinetti ad aria riguardano:

- *Costo*: se da una parte sono soggetti a minor manutenzione, per via dell'assenza di contatto, il costo in proporzione ad altri tipi di cuscinetti risulta più elevato in quanto nella maggior parte dei casi è richiesta una progettazione ad-hoc a seconda della particolare applicazione.
- *Capacità di carico, rigidezza e smorzamento*: a causa della comprimibilità e bassa viscosità che contraddistinguono il fluido, i cuscinetti ad aria sono caratterizzati da capacità di carico, rigidezze e smorzamenti inferiori se paragonati alle loro controparti volventi o ad olio. [1]

1.2 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

Un cuscinetto ad aria può essere definito come due superfici accuratamente lavorate, separate da un sottile film di aria e disposte in modo tale che qualsiasi tendenza a modificare il gioco tra le superfici è contrastata da un cambiamento di pressione nel film. Una prima classificazione dei cuscinetti ad aria permette di distinguerli in base al principio di funzionamento, secondo tale classificazione si possono avere:

- *Cuscinetti aerodinamici*: la portanza del cuscinetto viene ottenuta grazie alla presenza di un meato convergente e di una velocità relativa tra la parte fissa e mobile del cuscinetto stesso;
- *Cuscinetti aerostatici*: la portanza del cuscinetto viene ottenuta grazie a una sorgente di aria in pressione esterna;

In questo lavoro di tesi si tratteranno boccole pneumostatiche. Un esempio di boccola pneumostatica è raffigurato in Figura 1.1:

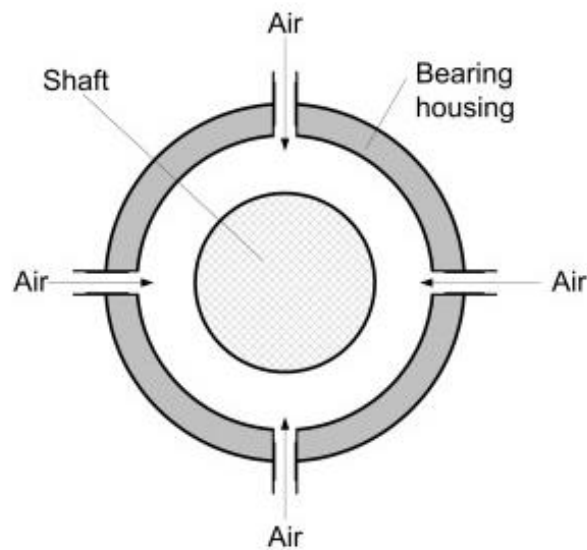


Figura 1.1: modello di cuscinetto aerostatico

[2]

La maggior parte delle boccole pneumostatiche sono alimentate attraverso i fori di alimentazione. Immediatamente sotto ai fori di alimentazione vi possono essere delle tasche, utili ad ottenere maggiore capacità di carico e rigidezza. D'altra parte, per evitare problemi di instabilità, bisogna evitare di avere tasche troppo profonde. In letteratura si è stimato, che la profondità della tasca debba essere pari a circa 10-20 volte quella del meato. I bordi esterni del cuscinetto sono aperti all'atmosfera e l'aria viene intenzionalmente lasciata fuoriuscire. Poiché l'aria è un fluido viscoso e il gioco radiale del cuscinetto è ridotto, nella regione centrale del cuscinetto viene mantenuta una pressione significativa che gli consente di sostenere il carico.

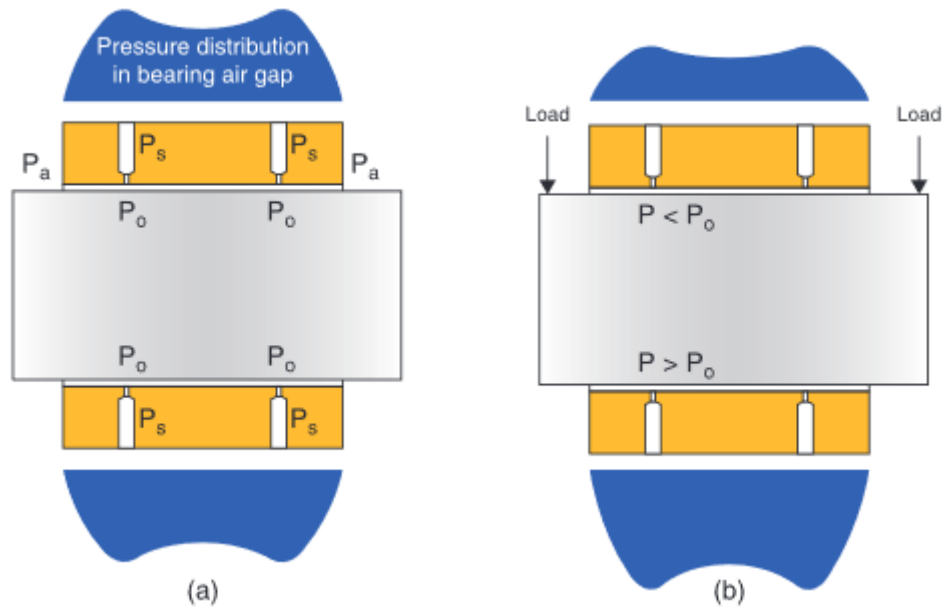


Figura 1.2: rappresentazione resistenze del modello di cuscinetto tratto da [3]

Il principio di funzionamento può essere spiegato facendo riferimento alla Figura 1.2. In condizioni in cui si ha la perfetta coassialità tra l'albero mobile e la boccia fissa (Figura 1.2a), la distribuzione di pressione all'interno del meato risulterà assialsimmetrica. La distribuzione di pressione presenterà dei massimi in corrispondenza dei fori di alimentazione e andrà diminuendo fino a raggiungere un valore pari alla pressione ambiente in corrispondenza del bordo. A seguito dell'applicazione di un carico sull'albero (si può per semplicità considerare il suo peso) si genererà un'eccentricità incrementerà il gioco radiale nella zona superiore e lo diminuirà in quella inferiore. Questa modifica dell'altezza di meato porterà quindi ad un aumento di pressione nella zona inferiore e una diminuzione in quella superiore generando quindi una forza di pressione uguale e contraria al carico applicato.

Le figure Figura 1.3, Figura 1.4 e Figura 1.5 mostrano un esempio di curve di portanza, consumo e rigidezza di una boccia pneumostatica:

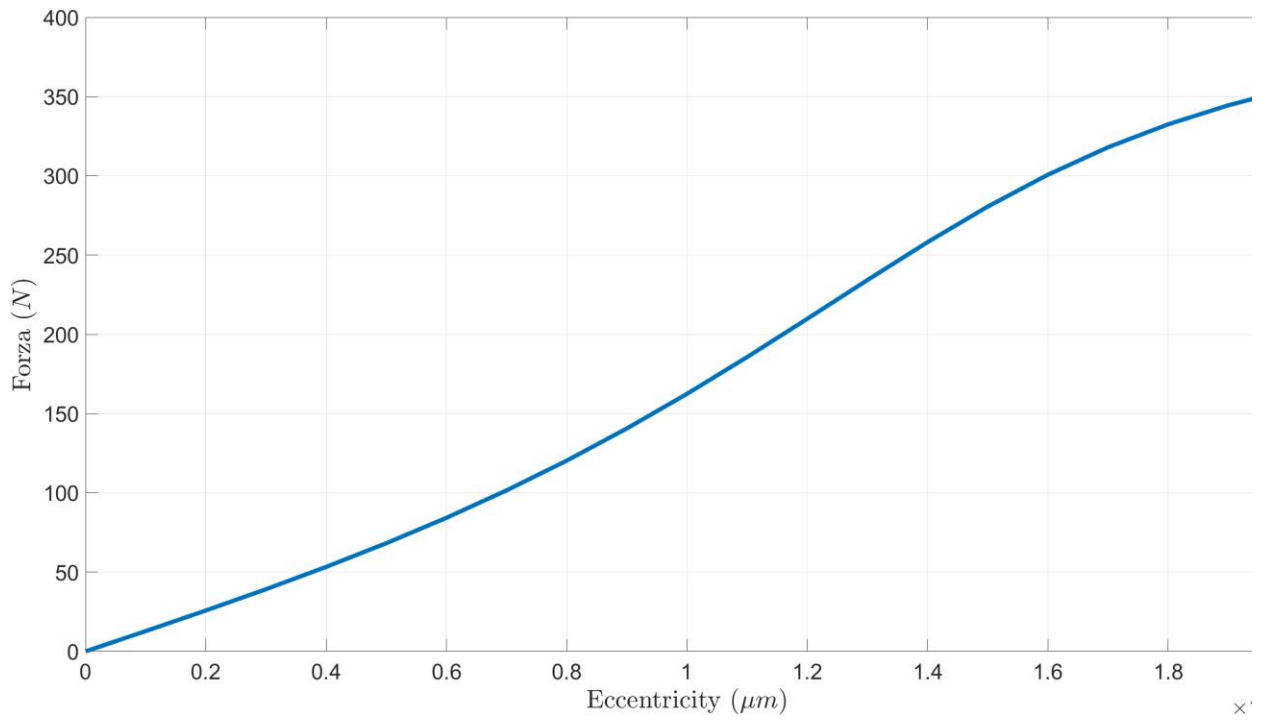


Figura 1.3: curva di portanza al variare dell'eccentricità.

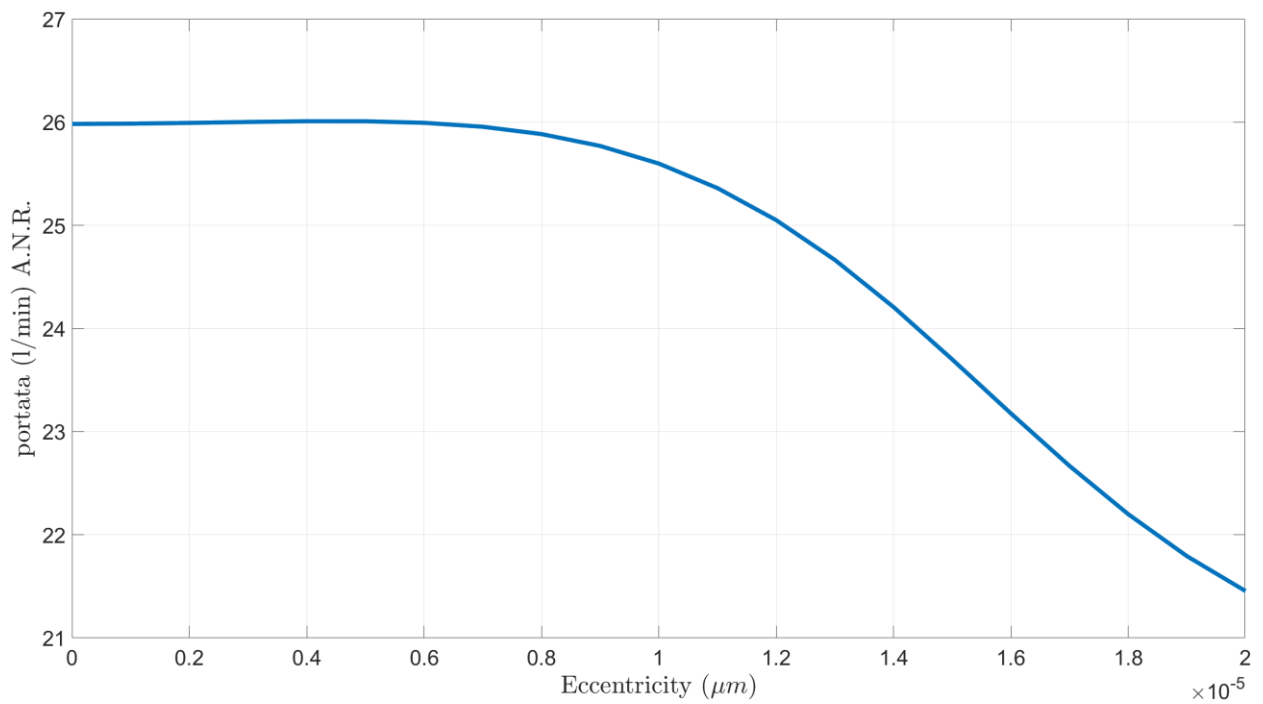


Figura 1.4: curva di consumo al variare dell'eccentricità.

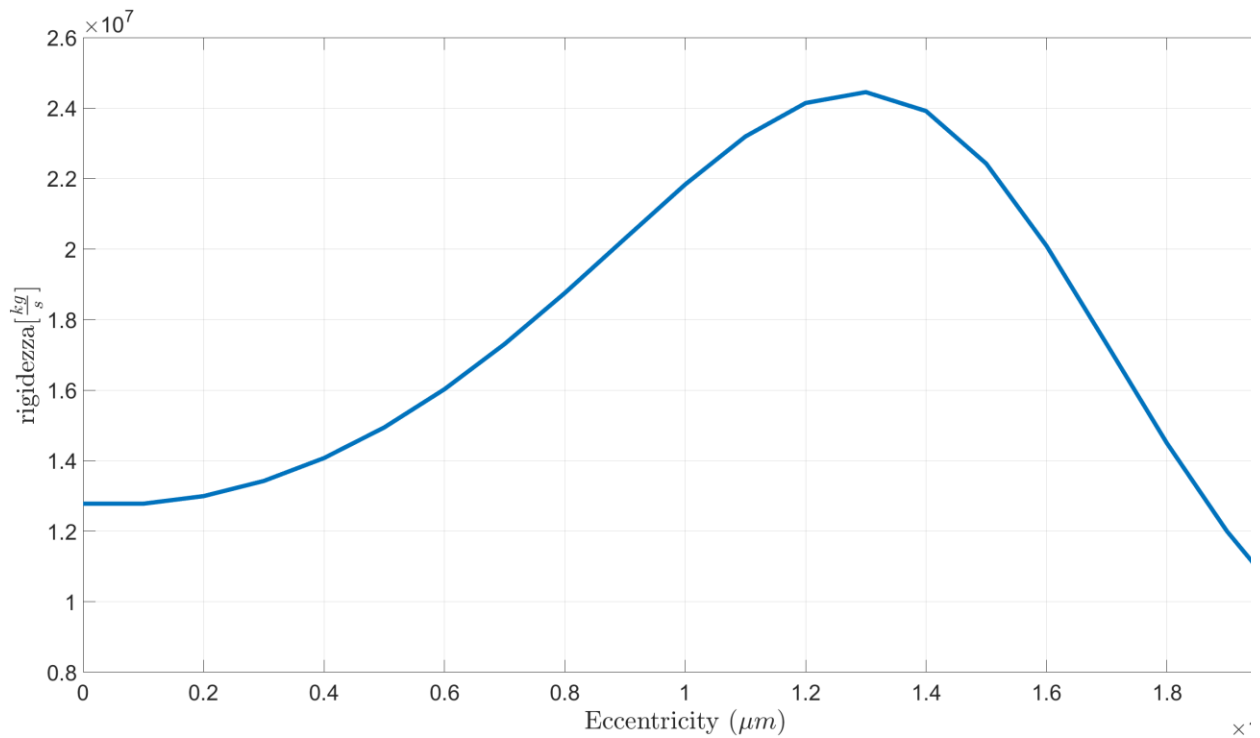


Figura 1.5: curva di rigidezza al variare dell'eccentricità.

Analizzando la curva di portanza di può vedere che la capacità di carico della boccola aumenta all'aumentare dell'eccentricità. Diversamente il consumo di aria ha inizialmente un andamento costante per poi diminuire al di sopra di un certo valore di eccentricità. La portata è data dalla somma delle portate relative ai fori di alimentazione. Altra caratteristica fondamentale di questi dispositivi è la rigidezza statica, che rappresenta la variazione di carico rapportata alla corrispondente variazione di eccentricità: $k = -\frac{dF}{de}$.

1.3 SISTEMI DI ALIMENTAZIONE

Oltre alla geometria e al comportamento fisico i cuscinetti ad aria possono essere distinti in base alla tipologia di sistema di alimentazione utilizzato. I sistemi di alimentazione più adottati sono quelli riportati in Figura 1.6 perché sono facili da produrre e da progettare. Il differente funzionamento di cuscinetti con fori semplici o fori con tasca dipende dal rapporto tra le conduttanze attraverso l'area circolare del foro di alimentazione ($\pi d_p^2/4$) e la sezione anulare al di sotto di esso ($\pi d_p h$). I cuscinetti del tipo a) vengono solitamente progettati in maniera tale da far prevalere la resistenza relativa al foro di alimentazione piuttosto che della sezione anulare relativa alla tasca sottostante. Nel caso di foro senza tasca (tipo b) può prevalere l'una o l'altra conduttanza a seconda del rapporto tra il meato di lavoro e il diametro del foro.

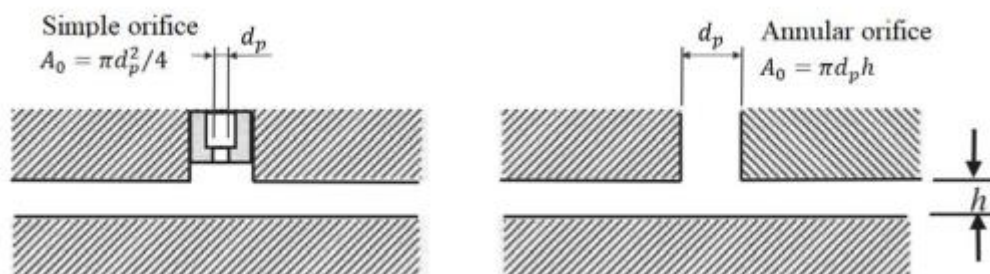


Figura 1.6: Differenza tra caso a) e b) tratto da

Oltre a queste tipologie di sistemi di alimentazione è possibile anche utilizzare delle fessure di sezione rettangolare chiamate slot (vedi Figura 1.7). Queste risultano essere più difficili da realizzare e solitamente producono dei flussi in uscita di tipo laminare. Questo consente di avere distribuzioni di pressione più regolari nella zona di ingresso meato. Una soluzione solitamente utilizzata al fine di aumentare la capacità di carico è quella di realizzare delle scanalature, chiamate ragnature, sulla superficie del cuscinetto. Queste solitamente mettono in comunicazione i vari fori di alimentazione del cuscinetto producendo delle pressioni medie più elevate rispetto al caso dei fori classici. Un'altra possibile soluzione è quella di utilizzare delle superfici porose per fornire aria di alimentazione al meato.

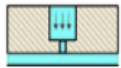

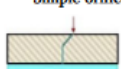
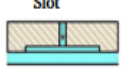
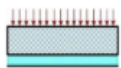
Restrictor type	Load capacity	Stiffness	Stability	Gas consumption	Manufacture
 Annular orifice	Low	Low	Fair	Small	Easy
 Simple orifice	High	High	Poor	Small	Easy
 Slot	Medium	Medium	Good	Large	Medium
 Groove	High	High	Good	Medium	Hard
 Porous	High	High	Excellent	Large	Hard

Figura 1.7: Tipi di restrittori nei cuscinetti aerostatici tratto da [4]

In generale, tutti i tipi elencati presentano vantaggi e svantaggi. Come visibile in Figura 1.7.

1.4 METODI INCREMENTO PRESTAZIONI

Un ulteriore pratica, oltre alla modifica della geometria interna del cuscinetto, per incrementare le prestazioni dei cuscinetti sono i metodi di compensazione. I metodi di compensazione possono essere suddivisi in due categorie:

- *compensazione passiva*
- *compensazione attiva*

Si definiscono metodi di compensazione passiva tutte quelle soluzioni che integrano il cuscinetto con componenti passivi, come valvole o elementi elastici. Essi sono definiti passivi in quanto non necessitano di fonti di alimentazione diverse da quella del cuscinetto per il loro funzionamento. Un esempio relativamente semplice riguardante questa categoria è l'introduzione di fori elastici. Il funzionamento di tale configurazione è riportato in Figura 1.8, dove sono riportate le tre condizioni. Nel caso a) il carico non apporta deformazioni all'elemento elastico. Nel caso b) il carico dato dalla pressione interna al meato, deformando l'elemento elastico, consente un maggior efflusso di portata. Nel caso c) la diminuzione della pressione interna provoca la chiusura del passaggio, portando ad un minor flusso di portata diretto al meato.

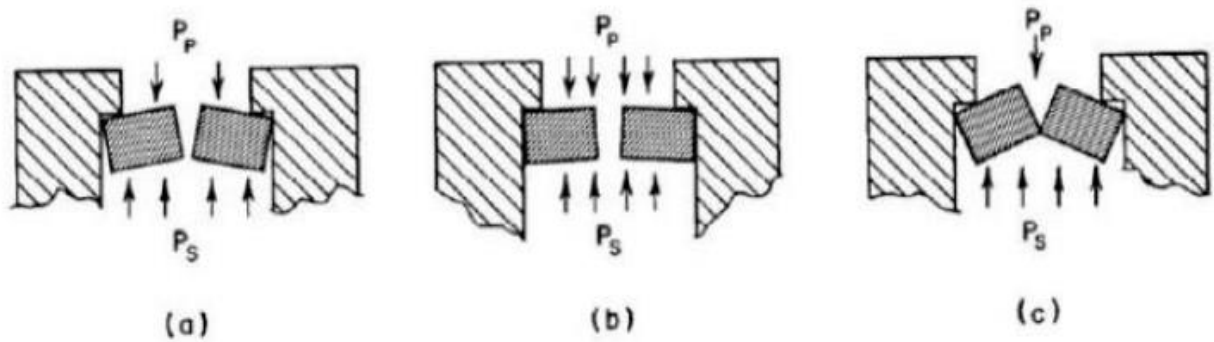


Figura 1.8: esempio di compensazione mediante fori elastici tratto da [5]

Al fine di potenziare ulteriormente le prestazioni dai cuscinetti aerostatici, è possibile combinare diversi metodi di restrizione come sistemi di alimentazione combinati.

Contrariamente alla prima casistica, i metodi di compensazione attiva fanno uso di componenti attivi, come sensori, controllori ed attuatori. Questi componenti aggiuntivi necessitano quindi di una fonte di alimentazione esterna per il loro funzionamento. Questa metodologia di compensazione consente di avere prestazioni statiche e dinamiche migliorate rispetto alle precedenti. Hanno lo svantaggio di essere però più costose, perché necessitano l'impiego di componenti elettronici costosi. Il sistema comprende dunque una retroazione sul sistema, realizzata appunto con sensori di vario tipo. Secondo Raparelli et al. [6], i metodi di compensazione attiva si possono classificare in base alla natura della variabile controllata:

- active flow resistance compensation method;
- active geometrical compensation method;
- hybrid active compensation method.

La prima categoria sfrutta attuatori per controllare l'apertura dei fori e quindi il flusso d'aria compressa. La seconda categoria compensa la variazione di carico modificando la geometria del pattino attraverso attuatori, ad esempio variando lo spessore del cuscinetto oppure la geometria del meato.

Lo scopo del seguente lavoro di tesi è quello di proporre una nuova tecnica di compensazione basata sull'uso di valvole pneumatiche. Prima di illustrare il funzionamento e la geometria della valvola che si andrà ad utilizzare vengono elencate e descritte alcune delle soluzioni proposte in passato dal gruppo di Automazione e Robotica del Politecnico di Torino.

1.5 VALVOLA A CASSETTO

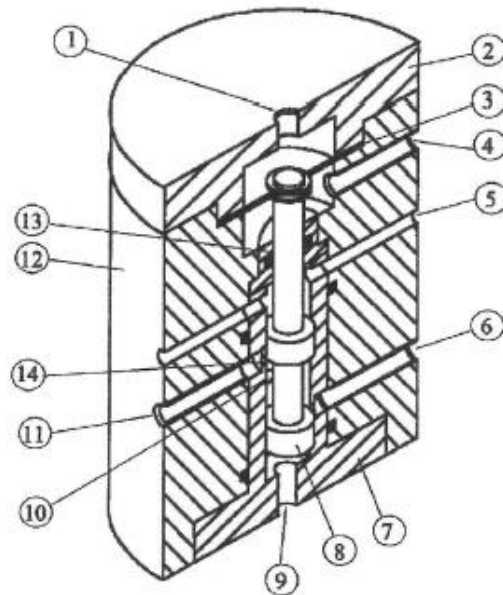


Figura 1.9: Sezione della valvola a cassetto

Nella Figura 1.9 è rappresentato uno spaccato della valvola a cassetto cilindrico, con indicati i componenti principali, frutto della tesi di Rossato e Tola. La camera superiore è collegata al sensore di posizione ed al suo interno presenterà quindi una pressione pari a quella del segnale del sensore a contropressione. Nella camera inferiore si mantiene invece una pressione costante di riferimento P_{rif} : questa pressione corrisponde al segnale dato dal sensore in caso di boccola coassiale con il perno, in modo tale che in questa situazione la membrana non risulti soggetta ad una differenza di pressione che ne possa provocare lo spostamento. Solidale alla membrana è l'albero cilindrico (8), sul quale sono ricavati due risalti anulari, i cosiddetti "cassetti cilindrici" che, affacciandosi alle luci di mandata della valvola, ne determinano con la loro posizione la sezione di passaggio. Le luci di mandata sono ricavate non sul corpo della valvola, bensì su una boccola intermedia (7) in modo tale da poter, tramite semplice sostituzione di questo elemento, variare a piacimento le dimensioni delle luci stesse. Alle luci si affacciano, nel corpo principale della valvola, i condotti (11) e (6), cioè i condotti di alimentazione delle tasche "up" e "down" della boccola. La valvola è infine alimentata tramite un condotto (10), ricavato nel corpo principale, ed un foro corrispondente ricavato nella "boccola porta luci" (7). Quando la boccola, soggetta al carico esterno, si sposta dalla sua posizione di concentricità, il sensore invia alla valvola un segnale di pressione superiore al valore P_{rif} . Tra le due camere superiori si viene così a creare una differenza di pressione, che sposta il cassetto cilindrico il quale, a sua volta, chiude parzialmente la luce di mandata alla tasca "down" ed apre quella di mandata alla tasca "up". La regolazione delle pressioni all'interno delle tasche avviene

quindi variando la sezione delle luci e, di conseguenza, la portata che le attraversa. Ovviamente, con la boccia concentrica, posizionamento del cassetto e dimensioni delle luci devono essere tali da garantire eguali sezioni di passaggio all'aria diretta alle due tasche della boccia, nelle quali devono esserci le stesse pressioni.

1.6 VALVOLA A PATTINO PIANO

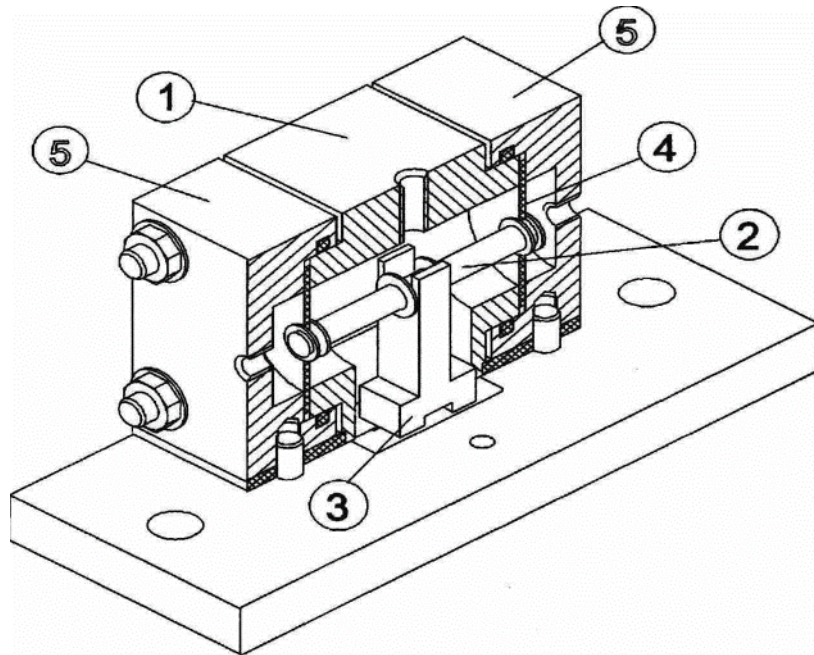


Figura 1.10: Sezione valvola a pattino piano

La Figura 1.10 rappresenta uno spaccato della valvola a pattino piano costruita, per il controllo della boccia, da Rossato e Tola. La parte esterna della valvola è costituita da un corpo principale (1) e da due elementi laterali (5), ottenuti in alluminio ed assemblati per mezzo di quattro tiranti. Tra il corpo principale e gli elementi esterni sono inserite due membrane di gomma (4) aventi lo scopo di suddividere la parte interna della valvola in tre camere distinte. Solidale alle membrane c'è un alberino in acciaio (2), a cui sua volta viene applicato un pattino (3), ricavato in ottone o teflon.

Per quanto riguarda il funzionamento della valvola: la camera di destra riceve un segnale P_c dal sensore a contropressione montato sulla boccia, mentre la camera di sinistra è alimentata ad una pressione costante P_{rif} . Il valore della P_{rif} deve anche in questo caso coincidere con il valore fornito dal sensore qualora la boccia sia concentrica con il perno: in questa situazione nelle due camere esterne si avranno così le stesse pressioni ed il pattino non traslerà. La camera centrale della valvola è alimentata ad una pressione che sarà indicata con P_{al} ; tale segnale agisce sulle facce interne delle due membrane e, dato che queste hanno uguale superficie, non modifica l'equilibrio dell'alberino e del pattino. Quest'ultimo traslando varia le sezioni di

passaggio attraverso le quali l'aria di alimentazione raggiunge le tasche superiore e inferiore della boccola.

Quando la boccola si trova in posizione di concentricità il valore di P_c è, come si è già detto, pari a P_{rif} ; l'elemento mobile è quindi soggetto ad una forza risultante nulla e mantiene la sua posizione iniziale, tale da coprire metà di ciascuna luce di mandata alle tasche, nelle quali si avrà così la stessa pressione. Se invece si applica un carico alla boccola, il sensore invia un segnale P_c superiore alla P_{rif} ; sulle facce esterne delle due membrane vengono così ad agire due pressioni diverse che causano lo spostamento del pattino, con chiusura parziale della luce di mandata alla tasca inferiore ed aumento della sezione della luce di mandata alla tasca superiore. Nel meato tra boccola e perno si creerà così una differenza di pressioni tale da opporsi al carico esterno.

1.7 VALVOLA AD OTTURATORE

La Figura 1.11 rappresenta la sezione longitudinale della valvola ad otturatore progettata da Alice. Il corpo della valvola è costituito da quattro elementi ottenuti in alluminio e assemblati mediante quattro tiranti. Questi quattro elementi sono separati da tre membrane in gomma telata che suddividono la parte interna della valvola in quattro camere distinte. Nelle camere esterne sono alloggiati due ugelli comunicanti con l'esterno tramite due connettori normalizzati. Nella parte superiore è visibile un circuito interno che mette in comunicazione le due camere esterne. Le camere esterne sono alimentate alla P_{al} . Queste camere hanno il compito di alimentare le tasche up e down della boccola. L'alimentazione in questione viene regolata dall'otturatore, solidale con le membrane, che agisce sui due ugelli contrapposti diminuendone o aumentandone la luce di passaggio. La regolazione dell'alimentazione viene effettuata nelle due camere interne, dove una è alimentata alla P_{rif} , pressione costante di riferimento, mentre l'altra riceve il segnale dal sensore a contropressione, P_c . Quando queste due pressioni sono uguali, l'otturatore, solidale con le membrane, rimane in posizione intermedia tra i due ugelli, lasciando passare la stessa portata; viceversa, l'otturatore si sposta ogniqualvolta P_c sia diverso da P_{rif} , parzializzando le portate di passaggio negli ugelli.

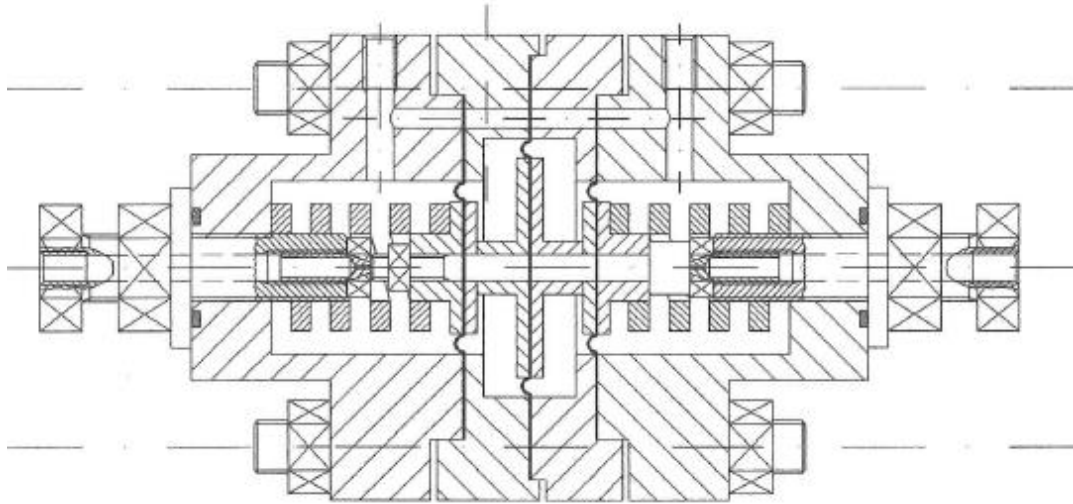


Figura 1.11: Sezione valvola ad otturatore

1.8 VALVOLA DIFFERENZIALE A MEMBRANA

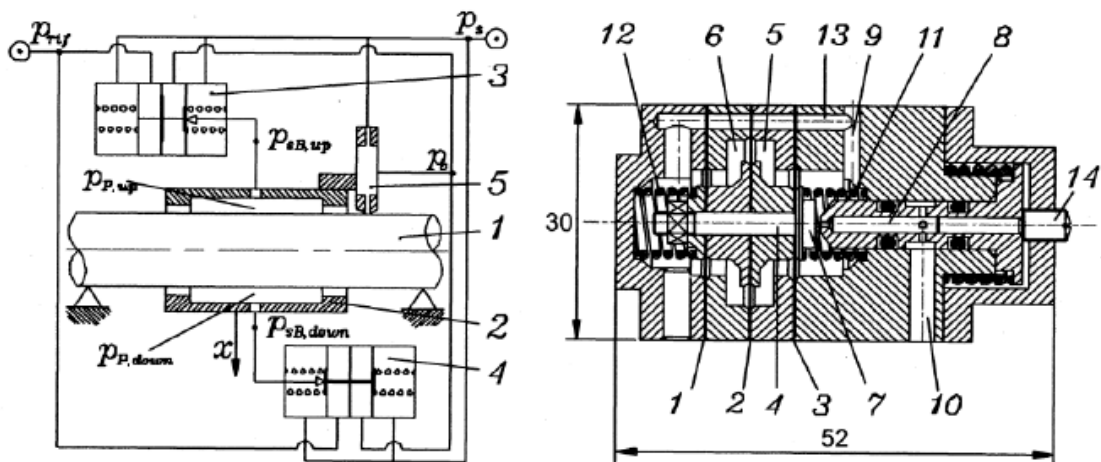


Figura 1.12: Esempio di compensazione attiva

Un esempio di compensazione attiva è riportata in Figura 1.12 tratto dal lavoro del Cuccarolo [7], dove il sistema prevede che la pressione diretta alla boccola di entrambe le servovalvole sia la medesima quando la pressione di riferimento è pari alla pressione di retroazione. Qualora venga applicato un carico in direzione radiale, la pressione di retroazione aumenterà e l'otturatore di una servovalvola si aprirà, mentre quello dell'altra si chiuderà. In questo modo le pressioni diametralmente opposte alla boccola saranno differenti, compensando la variazione di carico. Da questo punto di vista, dunque, se da una parte richiedono risorse più economiche per il loro funzionamento, dall'altra i cuscinetti pneumatici risultano dispositivi molto

sofisticati e dispendiosi sia in termini di progettazione che economicamente rispetto ad altri modelli di cuscinetti. Inoltre, sebbene siano di elevata utilità in applicazioni richiedenti bassissimo attrito, hanno minor capacità di carico rispetto ai tradizionali cuscinetti a rotolamento. Per risolvere queste problematiche è dunque necessaria una esamina attenta dei parametri del cuscinetto, come l'aumento della capacità portante e la rigidità, come già ipotizzato e sperimentato nelle attività di tesi precedenti, tramite un sistema di controllo ad anello chiuso che confronti il gap generato in conseguenza ad un carico e lo confronti con un segnale di riferimento desiderato.

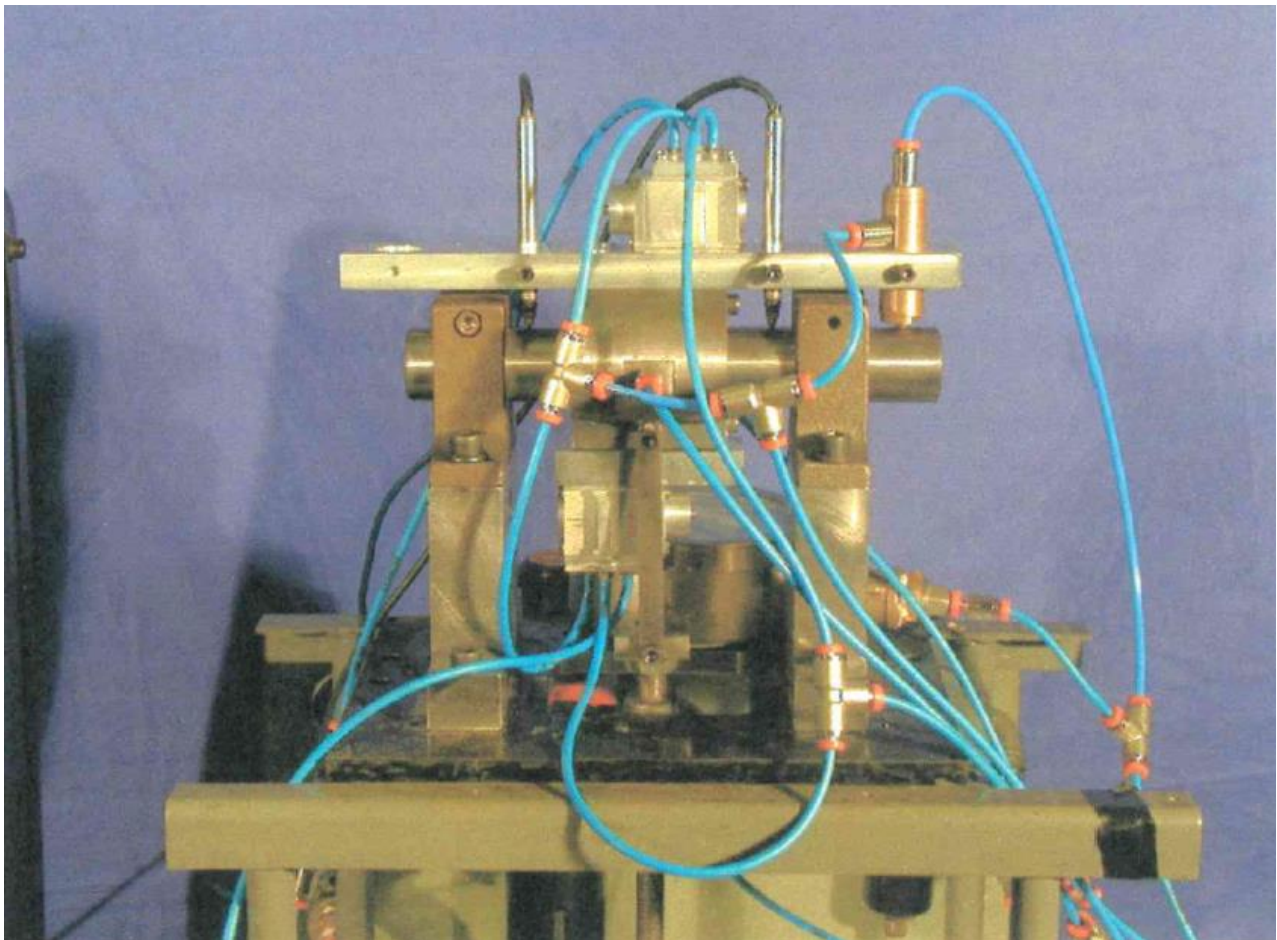
CAPITOLO 2

2.1 BANCO PROVA

Preliminarmente alla progettazione e sperimentazione dell'insieme boccola-albero, si è partiti dall'analisi del banco prova già presente in laboratorio. La prima parte dell'attività ha quindi previsto il rilevamento delle misure delle varie parti costituenti il banco e la conseguente verifica della conformità delle quote presenti nelle attività di tesi precedenti a cui questo lavoro fa riferimento. Una volta eseguita questa prima fase, si è potuti passare alla riprogettazione del banco. In questo capitolo verranno dunque descritti i vari componenti, che costituiscono il banco nonché le modifiche apportate al banco di lavoro.

2.2 DESCRIZIONE BANCO PROVA

Il banco prova vecchio realizzato presso il dipartimento di meccanica del Politecnico di Torino utilizzato nei lavori di tesi precedenti è il seguente in Figura 2.13:



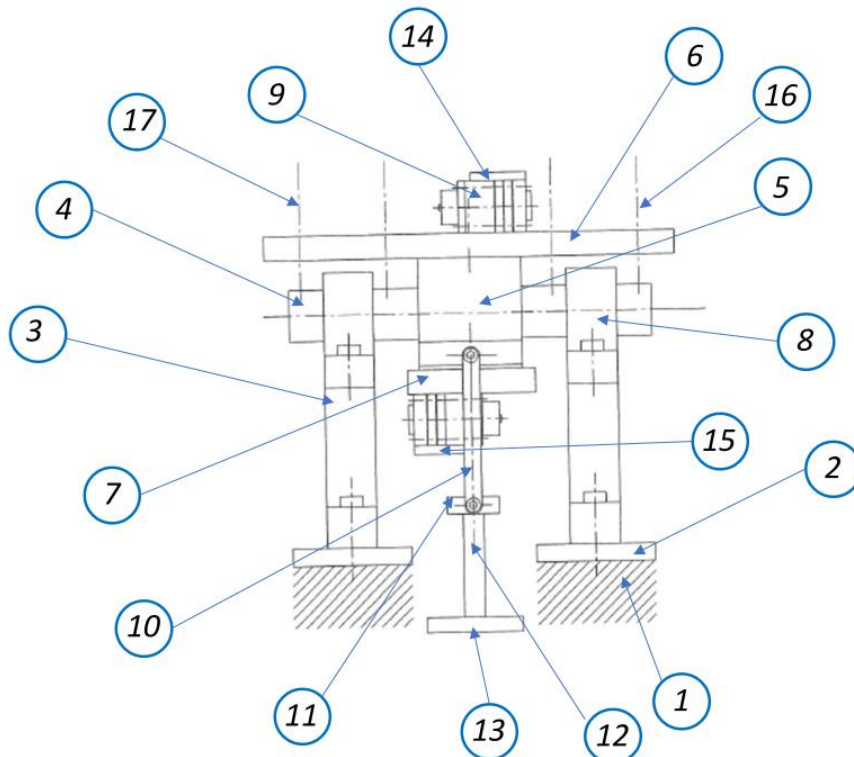


Figura 2.13: Banco lavoro precedente

Come base portante viene utilizzata una struttura in acciaio (1). In posizione immediatamente sopra alla base si trova la base di appoggio (2). Come mostrato nella Figura 2.14 la piastra presenta una base di 300x190 mm² ed è spessa 18 mm. Questa presenta anche un passaggio centrale di 105x150 mm² e 4 fori passanti da 11.2 mm con un interasse di 230 mm, necessari per il collegamento con i distanziali (3). Le dimensioni del distanziale sono dettagliate nella Figura 2.15. La parte più importante del banco comprende l'albero (4) e la boccola (5). L'albero cavo presenta una lunghezza di 210 mm, un diametro esterno di 30 mm, uno spessore interno di 4.5mm ed è fissato per mezzo di due supporti (8) commerciali (SKF STAR 30), a loro volta solidali alla piastra di base (2) per mezzo dei distanziali (3). Lateralmente la boccola viene alimentata mediante dei raccordi pneumatici M5 collegati all'alimentazione e presenta dei fori passanti M4 per effettuare il fissaggio con un'interfaccia superiore (6) ed un'interfaccia inferiore (7). L'interfaccia superiore (6) permette di fissare una delle due valvole di controllo (9) e di alloggiare due sensori di posizione di tipo LVDT (17) e un sensore a contropressione (16). La Figura 2.16 riporta un ingrandimento dell'area in cui sono alloggiati i sensori di posizione e il sensore a contropressione. I sensori di posizione permettevano di misurare lo spostamento relativo tra l'albero fisso e la boccola mobile lungo la direzione verticale. Il sensore a contropressione fornisce il segnale di retroazione alle valvole di controllo (9). In maniera simile anche l'interfaccia inferiore è necessaria per il fissaggio della valvola di controllo inferiore.

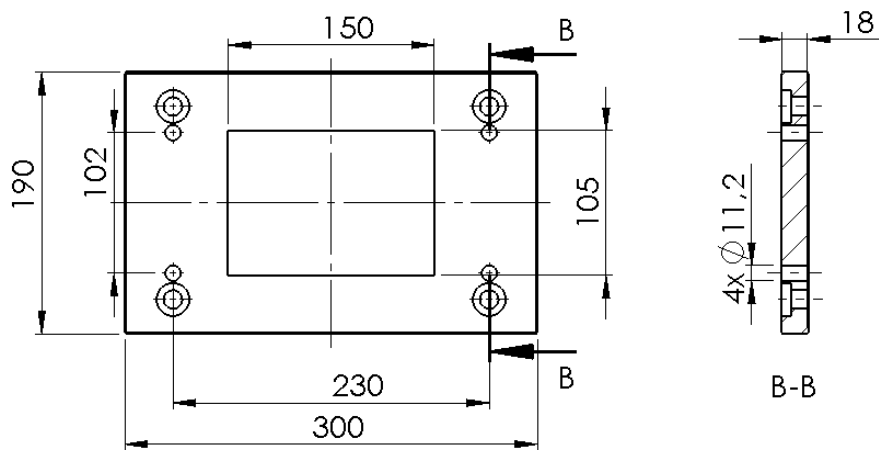


Figura 2.14. Disegno piastra di appoggio

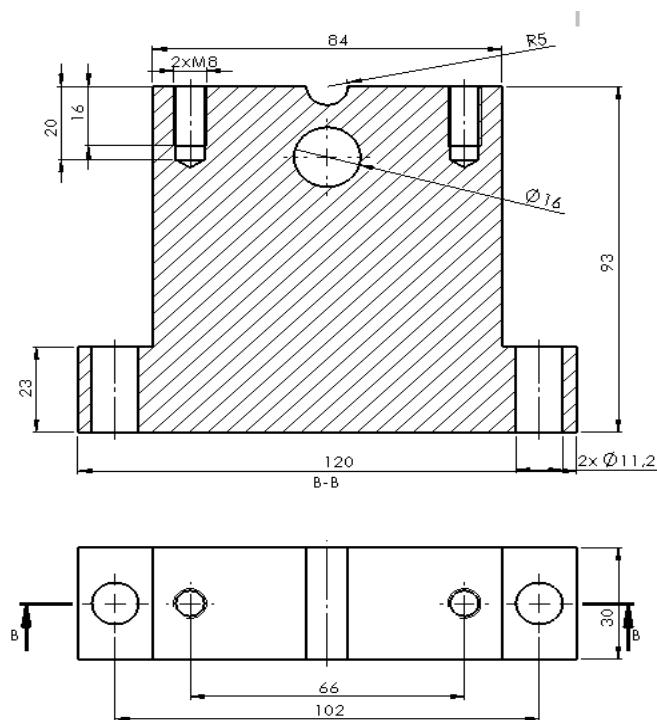


Figura 2.15: Disegno distanziale

Il sistema viene caricato per mezzo di pesi calibrati posizionati su un alloggiamento di forma opportuna (13). Al fine di garantire che il carico applicato abbia sempre una direzione verticale, l'alloggiamento (13) è collegato al corpo della boccia per mezzo di due astine (10) doppiamente incernierate.

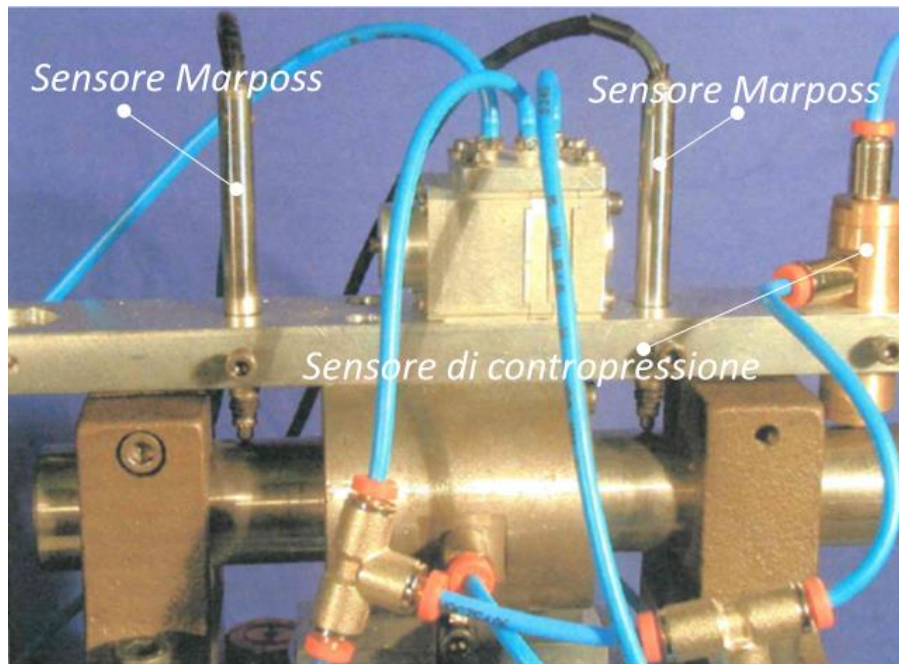


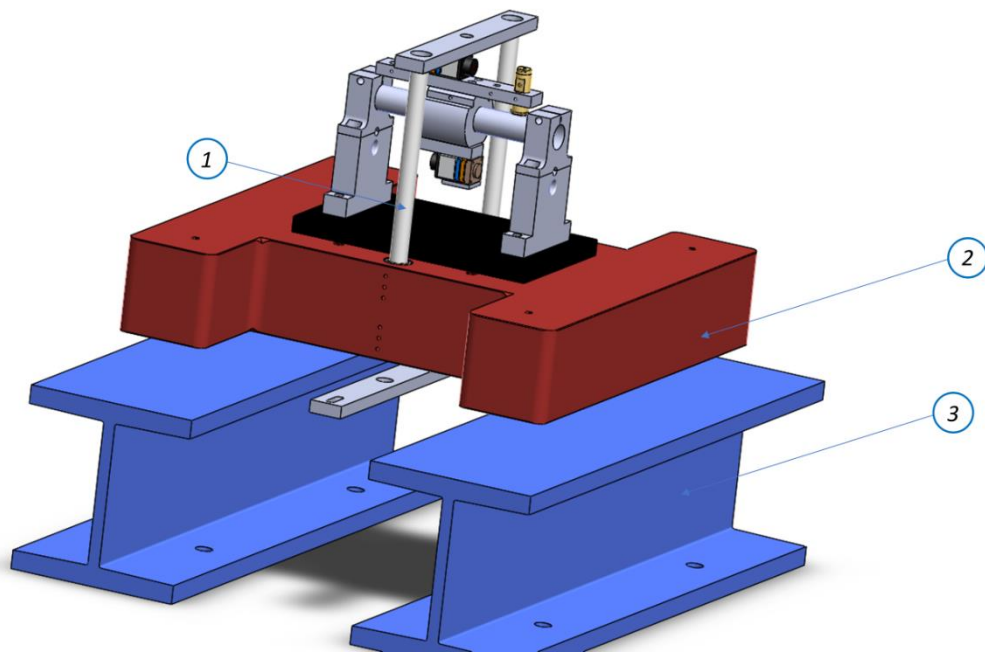
Figura 2.16: Sensori Marposs e di contropressione del banco del Cuccarolo

2.3 PROGETTO NUOVO BANCO

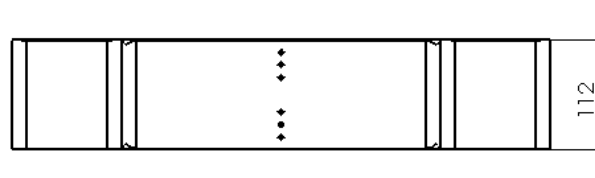
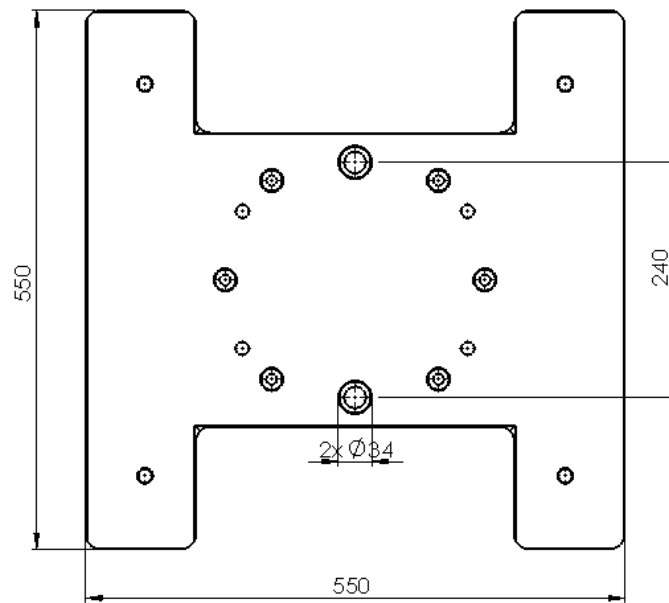
Uno degli obiettivi principali del lavoro di tesi è quello di modificare la vecchia configurazione di prova al fine di:

- migliorarne l'accuratezza di misura
- consentire l'esecuzione di diverse tipologie di testing.

La prima alternativa presa in considerazione è riportata in Figura 2.17 a). Questa soluzione prevede l'integrazione di parte del vecchio sistema su un banco prova attualmente utilizzato per effettuare test a gradino di forza su pattini pneumostatici. Qui il carico viene applicato grazie alla presenza di due colonne traslanti (1) di diametro 20 mm all'interno di una coppia di boccole pneumostatiche, inglobate all'interno del basamento (2) di spessore 112 mm e di dimensioni 550x550mm². Presenta inoltre dei fori da 34 mm, aventi interasse pari a 240 mm, per il passaggio delle colonne traslanti, per una più facile comprensione delle dimensioni del basamento si rimanda alla Figura 2.17 b). Il basamento è rialzato rispetto al suolo da due travi a ad H capovolte (3).



a)



b)

Figura 2.17: a) Banco lavoro soluzione alternativa; b) Basamento

La Figura 2.18 riporta la seconda alternativa, che è stata poi quella effettivamente realizzata.

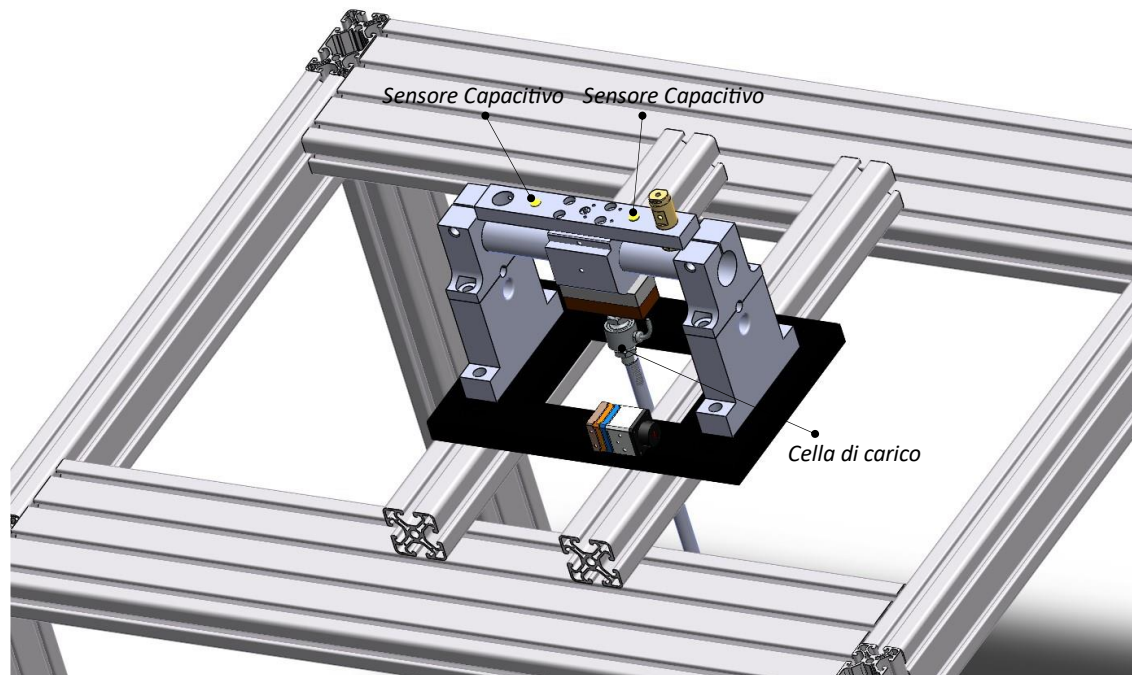


Figura 2.18: Rappresentazione nuovo banco

Il primo step è stato quello di rimuovere l'ingombro delle valvole di controllo, che vengono poste sulla base di appoggio con i collegamenti pneumatici rivolti verso l'alto. In secondo luogo, viene posta sotto alla piastrina di interfaccia inferiore un'ulteriore piastrina di simil dimensioni, collegata alla prima con fori per viti M4. A tal punto è possibile disaccoppiare il sistema di carico e l'alimentazione alla boccola, il primo è affidato alla piastrina inferiore collegata all'astina filettata porta carichi tramite un foro opportunamente filettato, per quanto riguarda il secondo è necessario apportare una modifica alla piastra superiore. Infatti, rispetto agli altri fori a cui l'alimentazione è accessibile facilmente dall'esterno, il foro inferiore risulta coperto. Per ovviare a ciò nella piastrina superiore si realizza un foro di dimensione opportuna per inserire il raccordo di alimento, posto in mezzzeria dal lato a cui si affaccia ai supporti. Tale foro è in comunicazione con il foro centrale già presente in precedenza, per mettere in comunicazione l'esterno con la boccola. Allo stesso modo si fora la piastra portasensore superiore con un foro di egual dimensione in mezzzeria; infatti, non si è potuto optare per la rimozione di questa poiché risulta fondamentale per l'appoggio del sensore a contropressione. Secondo le nuove modifiche il sistema risulta come nella Figura 2.18, dove vengono mostrati i sensori capacitivi, alloggiati nelle sedi dove alloggiavano i sensori Marposs utilizzati nel banco del Cuccarolo e la cella di carico collegata tramite collegamento filettato alla parte superiore dell'astina connessa al disco reggipesi. La piastra è fissata su una base di profilati con una serie di viti M6, per conferire all'insieme una struttura più stabile della precedente e consentire al carico di essere posto in una posizione sopraelevata rispetto al pavimento. Oltre ad un migliore

assestamento del carico, la nuova posizione delle valvole consente la soluzione di un ulteriore problema verificatosi nei lavori precedenti, ovvero il trafilamento di aria di alimentazione proprio grazie alla rimozione del contatto tra piastrine di mediazione e valvola. Infatti, non essendo nella soluzione precedente l'alimentazione direttamente collegata alla boccola, l'aria nel passaggio tra la valvola e quest'ultima avrebbe potuto percorrere percorsi secondari dovuti alle luci presenti nel contatto tra i corpi, nella Figura 2.19 vengono indicate le due cause di possibile trafilamento d'aria.

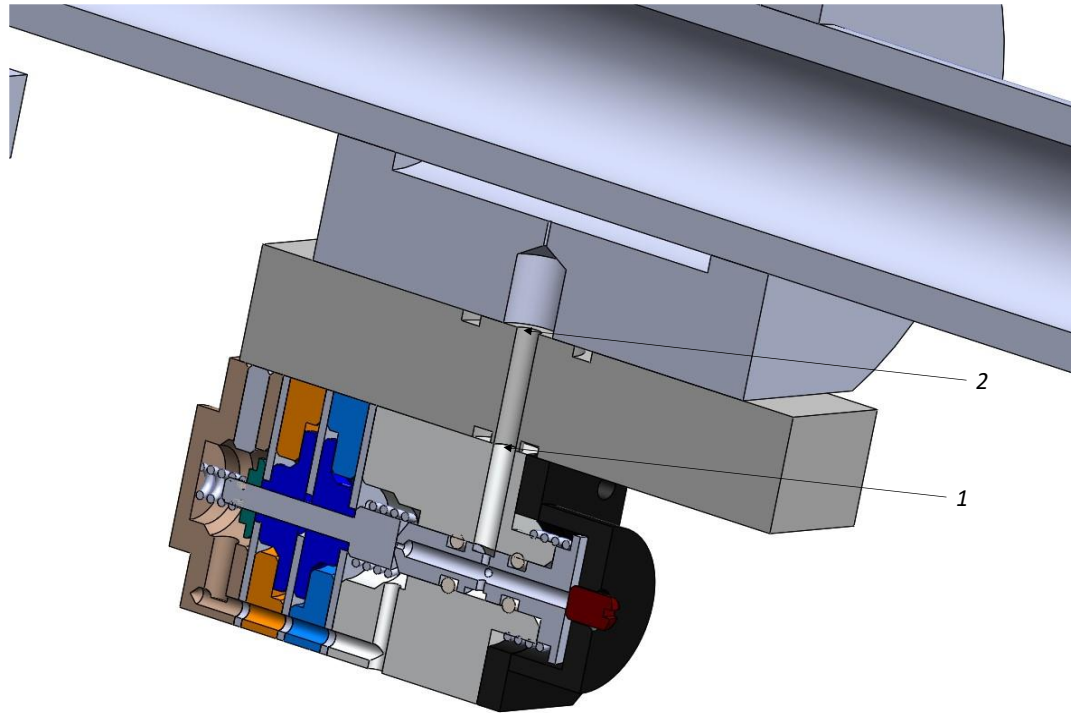


Figura 2.19: Collegamento valvola-boccola vecchia configurazione

Per quanto riguarda i supporti viene deciso di mantenerli uguali alla soluzione precedente, seppur si sarebbe potuto togliere il distanziale inferiore rendendo il sistema più leggero data anche la nuova configurazione della piastra di appoggio che consente maggior spazio tra sistema carichi e boccola. Il carico viene invece simulato con il disco reggipesi, che rispetto alla configurazione mostrata in Figura 2.17 a) consente di avere una distribuzione del carico più simmetrica e quindi evitare oscillazioni dovute al braccio dato dalla distanza tra l'asse dell'astina e del disco. In Figura 2.20 viene riportato il nuovo collegamento tra astina e piastra inferiore.

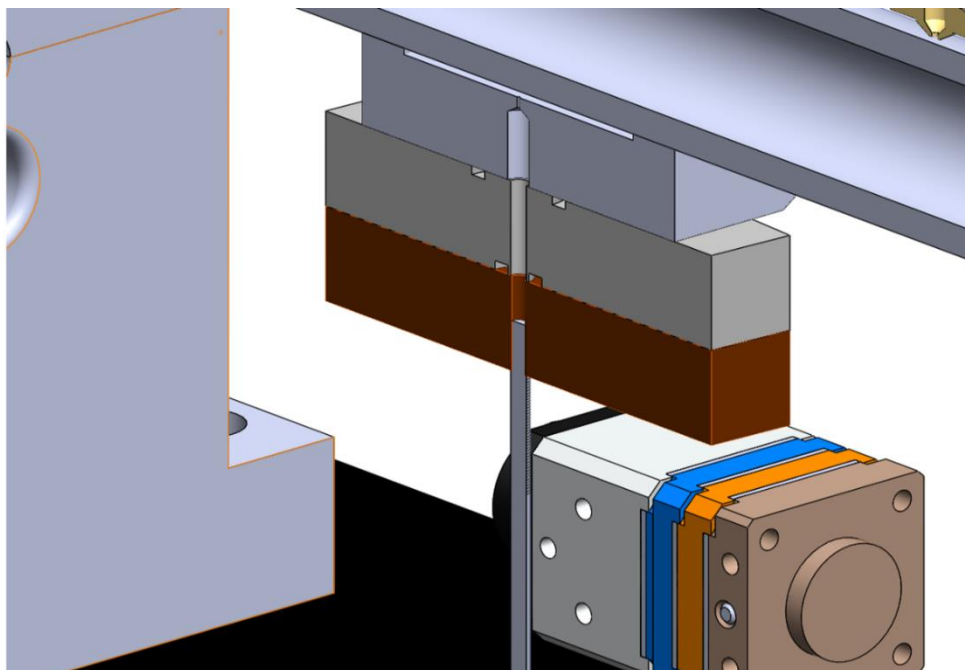


Figura 2.20: Collegamento carico-boccola nuova configurazione

Rispetto alla configurazione originale, per rendere il sistema più reattivo in fase di misurazione, si è adottato una coppia di sensori capacitivi calettati sui fori da 8 mm di diametro posti sulla piastra portasensore, come visibile in Figura 2.18.

2.4 NUOVA BOCCOLA

La boccola parte dal modello precedente, rappresentata in Figura 2.21, realizzata da un pieno di diametro 72 mm forato nella parte centrale con un foro di 30 mm. Al tondo sono state eseguite due fresature simmetriche sui lati inferiore e superiore profonde 0.875 mm.

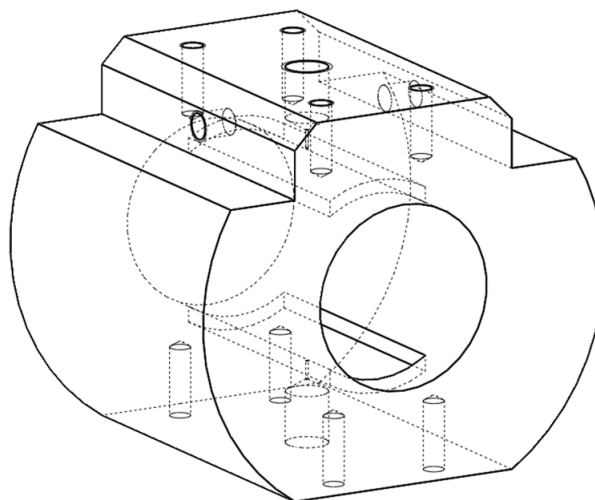


Figura 2.21: Vecchia configurazione boccola

Era stata inoltre eseguita un'ulteriore fresatura sui lati e conseguentemente forati con fori filettati M5 per consentire l'aggancio delle astine per i pesi. Per consentire l'appoggio delle piastrine sulla boccia erano stati realizzati dei fori filettati ciechi di profondità 7.5 mm. L'alimentazione era affidata a due fori centrali M8 sui lati superiore ed inferiore. La nuova boccia è pressoché simile. Vengono innanzitutto diminuite le dimensioni, il tondo di partenza è di 68 mm. Per rendere la boccia assimilabile al modello vengono spianate le superfici esterne laterali, la distanza spianata è di 6.40 mm. I fori di alimentazione sono 4 fori M5 ciechi di profondità 12.50 mm per quelli superiore e inferiore e 10 mm per quelli laterali, a cui vengono praticati ulteriori 4 fori passanti di dimensione 0.4 mm per connettere l'esterno con il foro centrale. Nella Figura 2.22 viene mostrata la nuova configurazione della boccia.

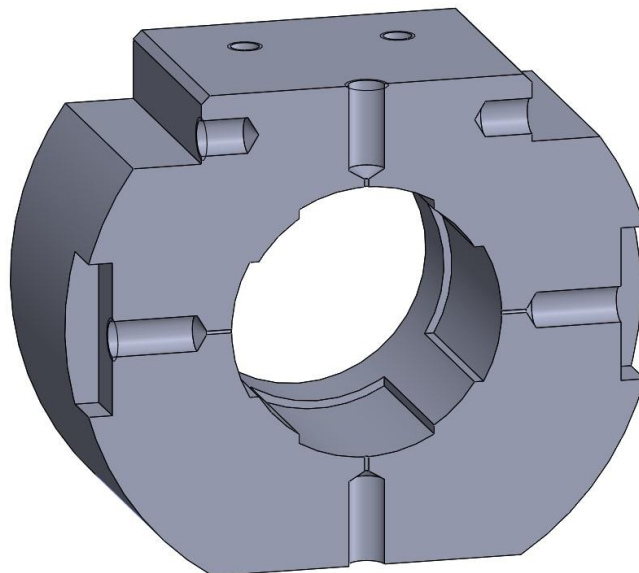


Figura 2.22: Nuova configurazione boccia

2.5 SENSORE DI CONTROPRESSIONE

Altro componente fondamentale per il funzionamento dell'intero sistema è il sensore di contropressione, mostrato in Figura 2.23. Il sensore sviluppato prende spunto dalle precedenti esperienze, con opportune modifiche.

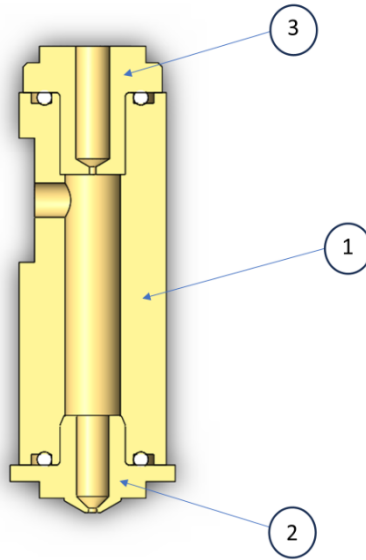


Figura 2.23: Sezione del sensore, vecchia configurazione

Esso è composto essenzialmente da tre parti:

1. *Corpo centrale*
2. *Ugello*
3. *Collettore*

Il sensore si comporta come due resistenze in serie, chiamate generalmente R_1 e R_2 separate da una capacità C . Nel corpo centrale (1) si trova l'attacco per andare ad alimentare con la pressione di alimentazione una delle camere della valvola. Il segnale in uscita in pressione è correlato alla distanza del sensore dall'ostacolo dal quale si vuole misurare la distanza, nel nostro caso l'albero. Maggiore è la distanza dall'ostacolo minore sarà la pressione recuperata in uscita dall'apposito ugello. Solitamente questi dispositivi, come nel nostro caso, vengono progettati in dimensioni per avere risposte dinamiche di breve durata. Inoltre, normalmente il foro dell'ugello in uscita possiede un diametro pari circa al doppio di quello di ingresso in modo da avere la pressione di uscita pari alla pressione ambiente quando l'ostacolo non è vicino. Come era già stato fatto nelle esperienze precedenti, la dimensione del sensore è stata scelta in base alla distanza tra la sede presente nella piastra superiore posta sopra alla boccia ospitante il sensore stesso e l'albero. Questa rappresenta la minima dimensione del sensore, in particolare si vuole avere il corpo centrale, che rappresenta la capacità, il più piccolo possibile per avere la risposta dinamica più rapida possibile. Prima di essere montato sul banco sono state eseguite delle prove sperimentali di funzionamento, che purtroppo non hanno portato ad esito positivo. Si è provato a risolvere modificando le dimensioni del dispositivo andando a stampare un prototipo

mediante l'uso di una stampante 3D, in particolare si riduce il foro filettato per il raccordo di alimentazione passando da M5 a M4, stessa cosa per il foro che comanda la pressione in uscita, il foro cieco centrale del corpo centrale viene diminuito passando da 45 mm a 38.7 mm, in egual modo per la distanza tra lo spigolo del foro esterno del collettore di ingresso passando da 15.5 mm a 6 mm, il foro dell'ugello viene ridotto da 0.6 mm a 0.5 mm. Facendo ciò si decrementa il volume della capacità del corpo centrale, rendendo comunque montabile sulla piastra che poggia sulla boccola il sensore.

2.6 SENSORE CAPACITIVO

Per problematiche di misura riscontrate durante le prove sperimentali effettuate sul sensore di contropressione, che verranno esplicitate nel capitolo dedicato ai risultati, si opta per l'installazione di una coppia di sensori capacitivi Microepsilon CS05 500 μm . In particolare, si sceglie un sensore con diametro pari a 8 mm per essere calettato sulle sedi installate sul portasensore, di lunghezza pari a 12 mm per rispettare la distanza minima tra piastra ed albero. In Figura 2.24 è mostrata un'immagine del sensore utilizzato nel sistema.



Figura 2.24: Sensore capacitivo CS05

2.7 CELLA DI CARICO

Per la misura diretta della forza applicata sulla boccola si fa utilizzo di una cella di carico, modello HBM U9C con capacità 5kN. Le celle di carico solitamente sono composte da una lamina metallica elastica, sulla quale sono posizionati degli estensimetri. L'elemento elastico in genere è in acciaio o alluminio, quindi è molto robusto, ma ha anche una minima elasticità. Come suggerisce il nome, l'elemento elastico in acciaio subisce una leggera deformazione sotto carico, ma è in grado di tornare nella posizione di partenza rispondendo alla sollecitazione. Queste variazioni minime possono essere rilevate con gli estensimetri. Questi ultimi, agendo da resistenze elettriche, rispondono ad una forza agente N sul sistema con una deformazione e una conseguente variazione di resistenza elettrica. La variazione di

resistenza porta ad avere una conseguente variazione della tensione in uscita V_{out} , rispetto al caso di cella non sottoposta a carico. Tale segnale in tensione viene in seguito trasmesso al sistema di acquisizione, dopo essere amplificato da un condizionatore. In Figura 2.25 viene riportato il funzionamento di una generica cella di carico, mentre in Figura 2.26 è raffigurata la cella utilizzata nel banco lavoro.

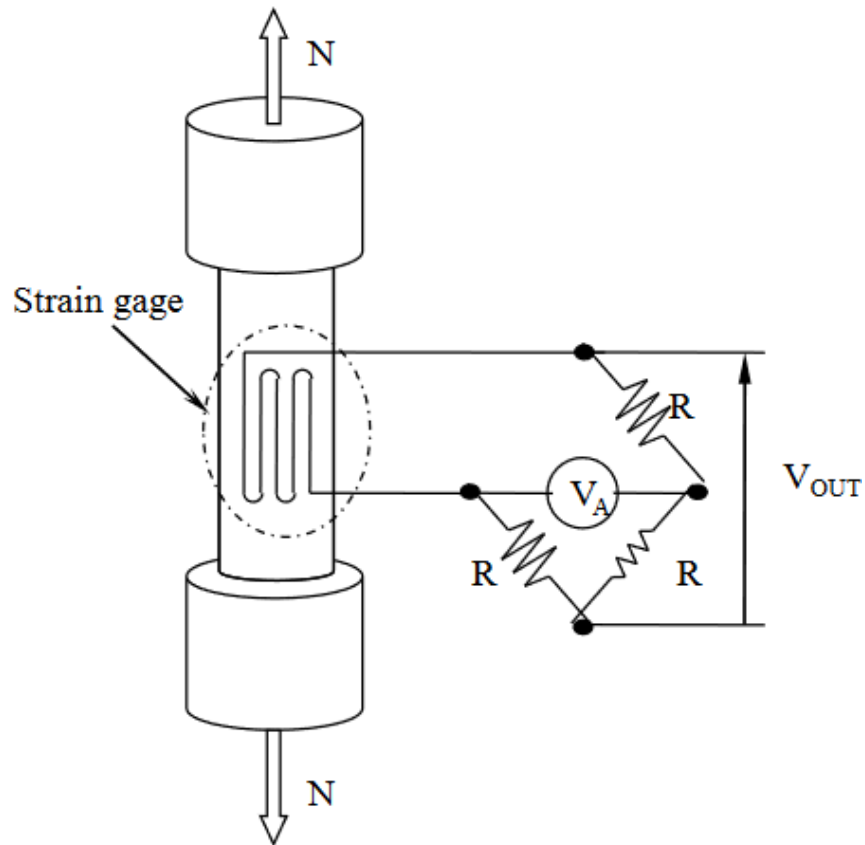


Figura 2.25: schema funzionamento cella di carico

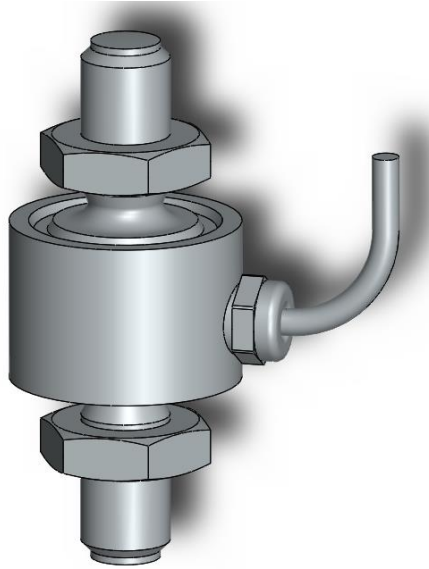


Figura 2.26: Cella di carico HBM U9C 5kN

2.8 VALVOLA DIFFERENZIALE

Elemento centrale del sistema è la valvola, rappresentato in Figura 2.27, che assieme al sensore di contropressione costituisce il sottosistema di retroazione pneumatico. La valvola in questione è frutto di un'esperienza di tesi precedenti. In tal lavoro il Cuccarolo partendo da modelli di valvola già presenti in laboratorio ha progettato un nuovo modello di valvola differenziale, andando a dimensionare i vari elementi che verranno di seguito elencati in questo capitolo.

La servovalvola pneumatica, rappresentata in Figura 2.27 presenta quattro camere, separate da tre membrane (1), (2), (3) connesse tra loro da un otturatore (4). Le membrane (1) e (3) hanno la stessa dimensione di superficie, mentre la (2) centrale ha superficie maggiore. Sopra al corpo mobile è presente l'ugello (5), che comanda la portata diretta alla boccia, in risposta al movimento relativo con il corpo mobile. Al fine di bilanciare le forze sull'elemento mobile, le camere agli estremi sono entrambe alla pressione di alimentazione. Queste due camere sono alimentate grazie al condotto (6), mentre la boccia è alimentata tramite la porta (7). Sono presenti tre molle per dare rigidità al sistema, mentre le membrane hanno il solo compito di separare tra loro le camere e permettere il movimento della parte mobile. La posizione iniziale dell'ugello è regolabile tramite il grano (8). Il sistema prevede che la pressione diretta alla boccia di entrambe le servovalvole sia la medesima quando la pressione di riferimento è pari alla pressione di retroazione. Qualora venga applicato un carico in direzione radiale, la pressione di retroazione aumenterà e l'otturatore di una servovalvola si aprirà, mentre quello dell'altra si chiuderà. In questo modo le pressioni diametralmente opposte alla boccia saranno differenti, compensando la variazione di carico.

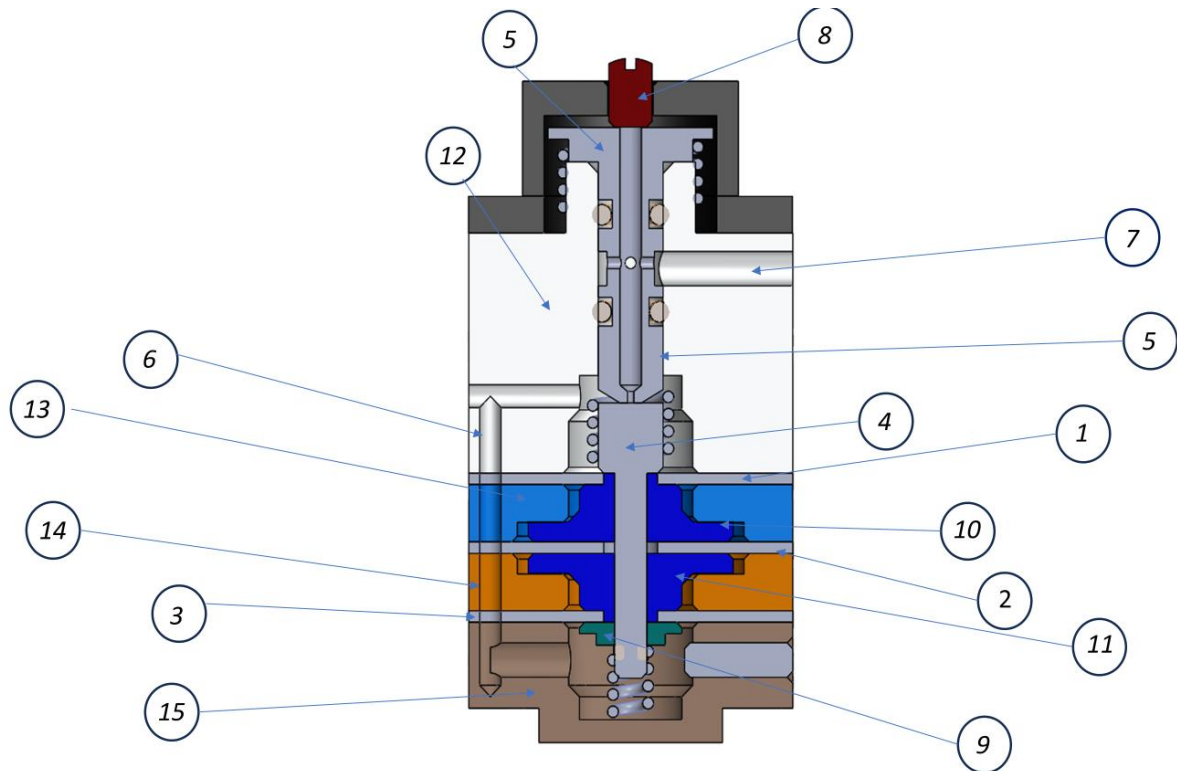


Figura 2.27: Sezione valvola differenziale

Il principio di funzionamento della valvola si basa sull'equilibrio di forze agenti sulle membrane, mostrato in Figura 2.28 che separano le varie camere. Supponendo le pressioni nelle camere più esterne uguali e pari alla pressione di alimentazione, lo spostamento dell'otturatore è dovuto essenzialmente alle forze agenti sulla membrana presente tra le camere centrali. Il movimento dell'otturatore sarà funzione della differenza di pressione tra le due camere centrali, una fissata alla pressione di riferimento e l'altra variabile dipendente dalla pressione di controllo che arriva dal sistema boccola, dipendente dal carico applicato su di essa. Le varie camere sono separate da tre membrane di egual dimensione spesse 0.2 mm e di diametro pari alla larghezza trasversale della valvola. Esse sono rinforzate da tre distanziali (9), (10), (11) di diversa dimensione, opportunamente dimensionati per avere il giusto controllo, ovvero superficie di spinta, sull'otturatore. L'ugello che si affaccia sull'otturatore è responsabile della portata in uscita dalla valvola e la sua posizione rispetto a quest'ultimo può essere regolata mediante un grano filettato e da una molla di richiamo. Il corpo superiore della valvola presenta due fori M3 per poter chiudere la valvola senza dover smontare tutto il pacchetto, in tal modo viene resa possibile la rimozione dell'ugello. Il pacchetto completo viene invece serrato da quattro tiranti M3 che attraversano l'intero sviluppo della valvola.

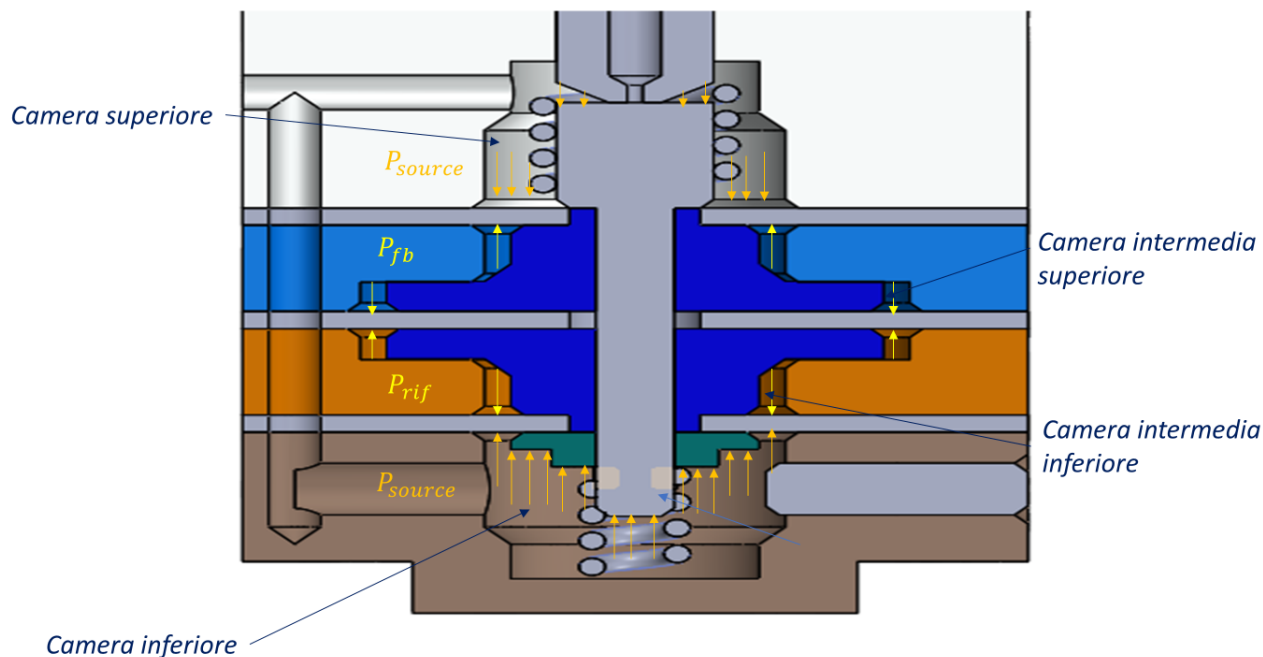


Figura 2.28: Meccanismo di funzionamento della valvola differenziale

Nel seguito verranno elencati gli elementi costituenti la valvola, mentre le quotature complete verranno riportate in appendice.

2.9 CORPO SUPERIORE

Una delle estremità della valvola è rappresentata dal corpo superiore (12), di cui si mostra la sezione in Figura 2.29, che ospita la camera superiore. Questa camera ha altezza di 24 mm e diametro di diametro di 30 mm. In tale camera è stata ricavata la sede per l'alloggiamento dell'ugello, la cui tenuta è garantita da una coppia di anelli O-ring. La sede cilindrica ospitante l'ugello presenta una tolleranza di perpendicolarità rispetto alle superfici sottostanti, questa tolleranza è stata inserita per garantire il corretto funzionamento dell'ugello; infatti, eccessive inclinazioni tra la superficie inferiore dell'ugello e la superficie su cui poggia potrebbero portare a disequilibri di pressioni e dunque di portata in uscita. Sulla parte superiore presenta un foro filettato M3, per l'interfaccia con il raccordo che va ad alimentare la boccola in uscita. Mentre nella parte inferiore è presente un foro di 2 mm, preposto alla alimentazione esterna. I fori passanti in direzione orizzontale di diametro pari a 3.1 mm servono per ospitare viti M3, mentre gli altri quattro fori ciechi presenti sulla superficie superiore servono per chiudere il pacchetto completo.

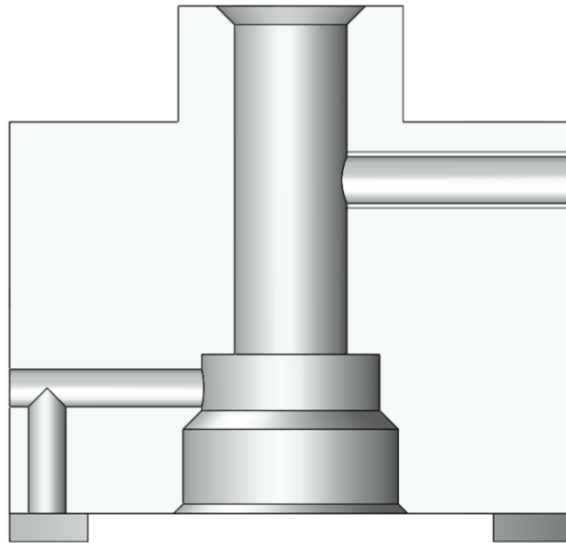


Figura 2.29: Sezione del corpo centrale della valvola

2.10 CORPO INTERMEDIO SUPERIORE

Immediatamente sotto al corpo superiore è presente il corpo intermedio superiore (13), raffigurato in Figura 2.30, che ospita la camera intermedia superiore. È un corpo alto 6.5 mm, di sviluppo assiale pari alla larghezza trasversale alla valvola pari a 30 mm. Anch'esso presenta quattro fori di dimensione pari a 3.1 mm per il passaggio dei tiranti. Sulla parte inferiore presenta una scanalatura cilindrica di diametro pari a 37 mm per consentire l'alloggiamento della membrana alta 1.5 mm. La pressione di feedback derivante dal sistema boccola è garantita da un foro di dimensione di 1.5 mm. Sulla parte superiore è presente un foro passante di 2 mm, che consente il collegamento con il foro di eguale dimensione del corpo centrale.

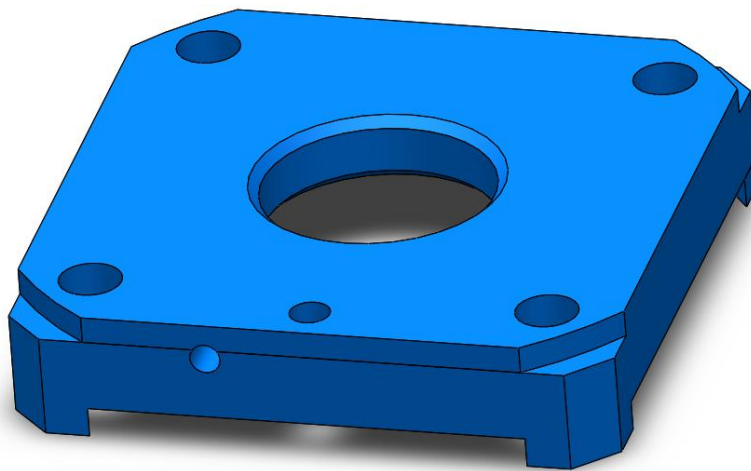


Figura 2.30: Corpo intermedio superiore valvola

2.11 CORPO INTERMEDIO INFERIORE

Posto tra l'estremità inferiore e il corpo intermedio superiore ha una base quadrata di 30 mm (14), ospita una sede cilindrica di diametro di 11.5 mm nella parte inferiore mentre 21.5 mm in quella superiore, con altezze rispettivamente di 3.3 mm e 1.7 mm, simmetrica rispetto al corpo intermedio superiore. Tale configurazione è stata studiata in modo da avvicinare l'otturatore all'ugello. Anche in questo caso sono presenti i fori di 2 mm e di 1.5 mm, adibiti alla stessa funzione del corpo precedentemente illustrato. Il foro di 1.5 mm riceve il segnale di controllo elaborato dal sensore di contropressione. In Figura 2.31 si mostra una sua rappresentazione.

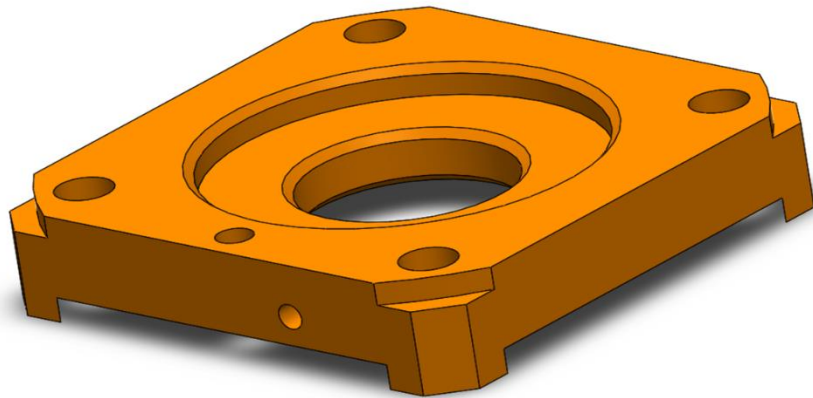


Figura 2.31: Corpo intermedio inferiore valvola

2.12 CORPO INFERIORE

Per chiudere il pacchetto valvola viene realizzato un corpo cilindrico di egual diametro rispetto agli altri (15). Presenta due fori passanti di dimensione pari a 3.1 mm per il passaggio di viti M3 per essere fissato alla boccola.

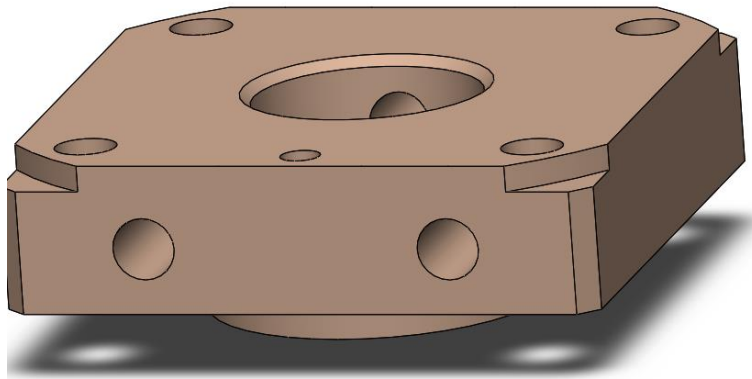


Figura 2.32: Corpo inferiore valvola

2.13 UGELLO

L'ugello, riportato in Figura 2.33, è il componente che consente di alimentare la boccola e, interfacciandosi con l'otturatore, di regolare il flusso dell'aria. Viene inserito nella sede appositamente ricavata nel corpo centrale con accoppiamento foro base H8/f7. Dal punto di vista costruttivo, è un componente molto semplice, di forma cilindrica con un foro coassiale al corpo dell'ugello di diametro 1 mm. Fondamentale

il dimensionamento del diametro di quest'ultimo, calcolato da prove sperimentali in lavori di tesi precedenti. Inoltre, è presente un foro trasversale che, intercettando il foro verticale dell'ugello, lo collega al canale di alimentazione alla boccola appositamente ricavato nel corpo centrale. Il componente è fissato alla valvola mediante due fori passanti posizionati in testa. Questa soluzione permette di sostituire l'ugello senza smontare completamente il prototipo. Per un corretto funzionamento, l'asse dell'ugello deve essere perpendicolare alla superficie dell'otturatore, ma non è sufficiente: quest'ultima deve anche essere parallela alla superficie dell'ugello. Pertanto, quasi tutti i componenti del prototipo devono rispettare rigide tolleranze geometriche.

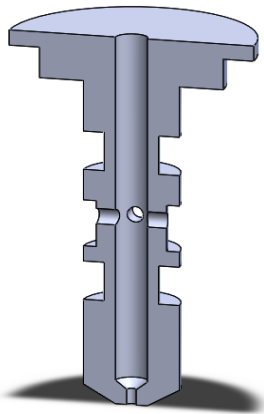


Figura 2.33: Corpo ugello

2.14 OTTURATORE

L'otturatore, mostrato in Figura 2.34, che è un elemento mobile del prototipo, permette di regolare il flusso verso il cuscinetto attraverso il suo movimento. Ha una testa cilindrica di diametro 6 mm, una superficie rettificata che si interfaccia con l'ugello e infine un corpo cilindrico di diametro 3 mm che termina con una filettatura M3. Sono previste tolleranze di perpendicolarità tra l'asse del corpo principale e alcune superfici per garantire un corretto posizionamento relativo con l'ugello. L'otturatore è vincolato al corpo valvola mediante le tre membrane che separano le camere. Queste sono vincolate all'otturatore grazie a tre distanziali e un dado M2 che comprime il tutto.

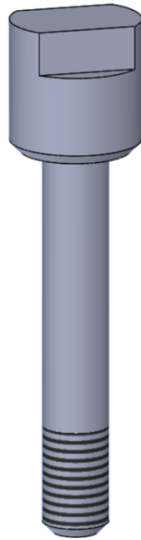


Figura 2.34: Otturatore

2.15 DISTANZIALI VALVOLA

I tre distanziali, di cui si mostra uno spaccato in Figura 2.35, hanno il compito di vincolare le membrane all'otturatore. Presentano tutti forma cilindrica con diametro esterno pari a 19 mm e con un foro coassiale di diametro 3 mm che si andrà ad accoppiare con il corpo dell'otturatore. L'accoppiamento, H7/h6 con gioco, permette un facile montaggio. Le superfici a contatto con le membrane presentano tolleranza geometrica di perpendicolarità rispetto al foro centrale, in quanto si deve garantire il corretto posizionamento dei componenti e al tempo stesso limitare le perdite d'aria. L'altezza di ogni distanziale è funzione dello spessore della relativa camera. In Figura 2.35 riportato il disegno di uno dei distanziali.

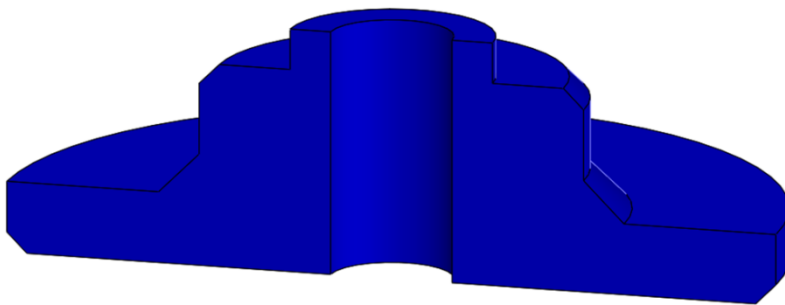


Figura 2.35: Distanziale

CAPITOLO 3

3.1 MODELLAZIONE A PARAMETRI CONCENTRATI DI UNA BOCCOLA CONTROLLATA MEDIANTE VALVOLE A DIAFRAMMA

Questo capitolo descrive il modello matematico a parametri concentrati di una boccia pneumostatica controllata mediante una coppia di valvole a diaframma. Nella prima parte del capitolo si descriverà il modello a parametri concentrati della boccia pneumostatica passiva. Successivamente, il suddetto modello sarà integrato con le equazioni di equilibrio della boccia e quelle relative al flusso d'aria di alimentazione fornito dalle valvole pneumatiche per valutare le prestazioni del sistema controllato. Nella Tabella 3.1 vengono riassunti i vari parametri geometrici e fisici adoperati nel modello.

3.2 NOMENCLATURA

Parametri fisici	Simbolo	Valore	Unità di misura
Costante universale dei gas-aria	R	287	J/(kg K)
Viscosità dinamica aria	μ	$1.81 \cdot 10^{-5}$	Pa·s
Densità aria	ρ	1.225	Kg/m ³
Temperatura aria	T	293	K
Rapporto temperature	K_T	-	-
Parametri geometrici	Simbolo	Valore	Unità di misura
Lunghezza boccia	$L_b = \frac{\alpha_p D_b}{2}$	60	mm
Diametro interno boccia	D_b	30	mm

Lunghezza assiale tasca	$l_p = \frac{\alpha_p D_b}{2}$	44	mm
Sistema riferimento boccola meato	x, y, z, θ	-	-
Sistema riferimento boccola boccola	X, Y, Z, θ	-	-
Distanza assiale boccola- tasca	w_z	8	mm
Larghezza tasca	w_p	15	mm
Profondità tasca	h_p	50	μm
Lunghezza area tasca circonferenz.	$l_c = \frac{\alpha D_b}{2}$	15	mm
Diametro foro alimentazione	d_s	0.4	mm
Gioco radiale albero- boccola	C	20	μm
Meato con boccola	$h = C - e_y \cos(\theta)$	-	μm
Ampiezza angolo tasca	α	$\frac{\pi}{6}$	$^\circ$
Ampiezza angolo regione circonferenziale	α_p	$\frac{\pi}{3}$	$^\circ$

Tabella 3.1: Nomenclatura simboli utilizzati nel modello a parametri concentrati.

3.3 BOCCOLA PASSIVA E DEFINIZIONE MEATO

L'elemento centrale del sistema pneumatico è la boccola pneumostatica. Questa ha un diametro interno D pari a 30 mm e rapporto d'aspetto $\lambda_{L/D}$ pari a 2 (lunghezza $L=60$ mm). La boccola presenta quattro fori di alimentazione con tasca. Questi sono uniformemente distribuiti lungo la circonferenza della sezione mediana della boccola. La Figura 3.36 riporta una sezione tridimensionale della boccola nel suo piano mediano.

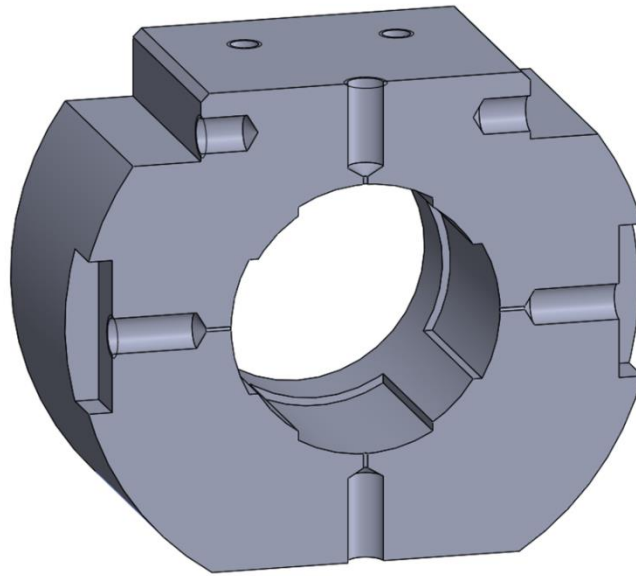


Figura 3.36: sezione nel piano medio della boccola

Durante le simulazioni verranno considerate diverse geometrie della boccola sulla base di quelli che sono i dati sperimentali a nostra disposizione. Il diametro dei fori di alimentazione d_s sarà considerato pari a 0.4 mm. Le tasche avranno una profondità h_p pari a 50 μm mentre la loro lunghezza w_p ed estensione circonferenziale l_p saranno pari a 15 mm. Il modello a parametri concentrati della boccola è realizzato sotto l'ipotesi che la geometria ed i carichi applicati siano simmetrici. Sotto tali ipotesi, è possibile considerare il moto della boccola come puramente verticale. La Figura 3.37 riporta uno schema rappresentativo della sezione mediana della boccola e dell'albero in posizione eccentrica.

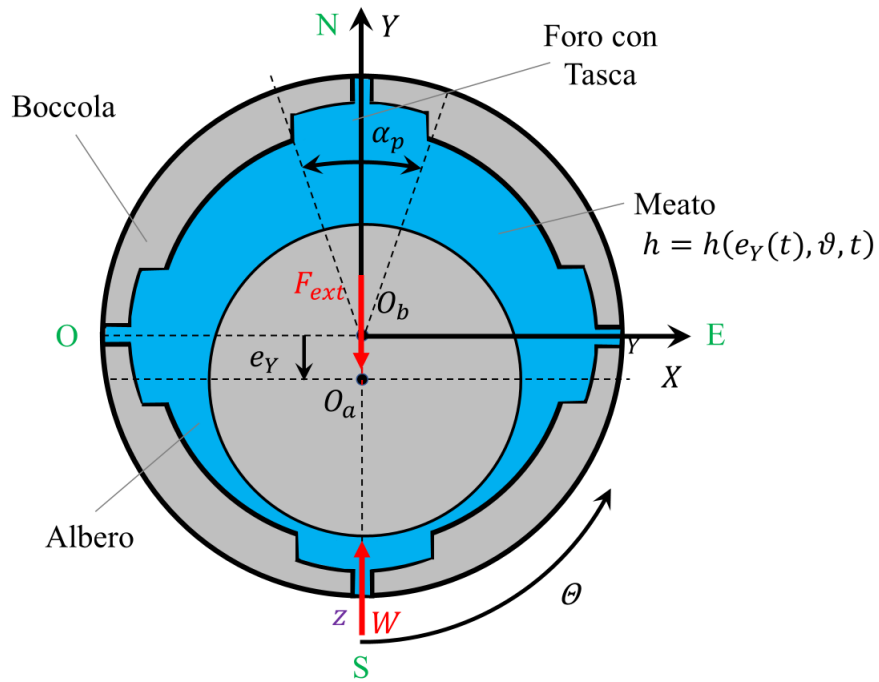


Figura 3.37: Schema della sezione mediana della boccia e dell'albero in posizione eccentrica

Il modello a parametri concentrati del sistema può essere ottenuto a partire da questo schema considerando quattro pressioni equivalenti in corrispondenza dei volumi sottesi dalle quattro tasche (P_S, P_E, P_O e P_N).

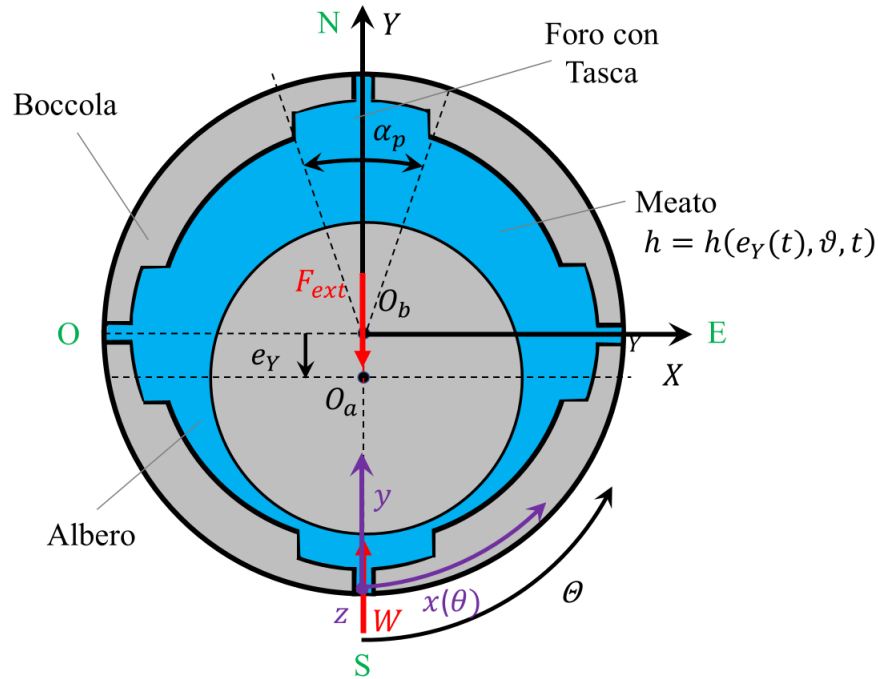


Figura 3.38: Schema sezione boccia con pressioni e sistemi di riferimento

Per la rappresentazione del comportamento della boccia viene utilizzato un modello che considera le portate entranti in direzione assiale (z), circonferenziale (x) e radiale attraverso i fori di alimentazione. In questo modo la superficie della boccia è stata suddivisa in 4 zone circonferenziali, che comprendono lo sviluppo circonferenziale e radiale della tasca e delle sue zone radiali circostanti, come visibile in Figura 3.38.[8] La boccia nel complesso ha un gioco radiale con l'albero C impostato pari a circa $20 \mu\text{m}$, mentre il meato risultante h è dato dalla differenza tra il gioco e lo spostamento relativo albero-boccia e_y funzione anche del posizionamento dell'albero rispetto al centro della boccia θ .

$$h = C - e_y \cos(\theta) \quad (1)$$

Il comportamento del sottosistema albero-boccia può essere descritto dall'equazione di equilibrio (2), dove M rappresenta la massa dell'albero, p_i e S_i sono rispettivamente la pressione e la superficie della regione i -esima considerate e θ la coordinata angolare riferita al sistema di riferimento della boccia:

$$F_{ext} - M\ddot{e}_y = \sum p_i S_i \cos\theta \quad (2)$$

Analizzando, in questo caso, il caso statico il termine d'inerzia è nullo, dunque

l'equazione (2) diviene un'eguaglianza tra la forza esterna applicata F_{ext} e la somma delle spinte generate dalle varie pressioni delle regioni della boccola.

Nella Figura 3.39 è riportata la discretizzazione del dominio fluido tra boccola e albero. Ciascuna zona comprende una tasca centrale di larghezza $w_p = 15$ mm e una zona circonferenziale di larghezza $l_c = 15$ mm. Per quanto riguarda lo sviluppo assiale la tasca ha lunghezza $w_p = 44$ mm, mentre le zone circonferenziali hanno lunghezza $w_z = 8$ mm.

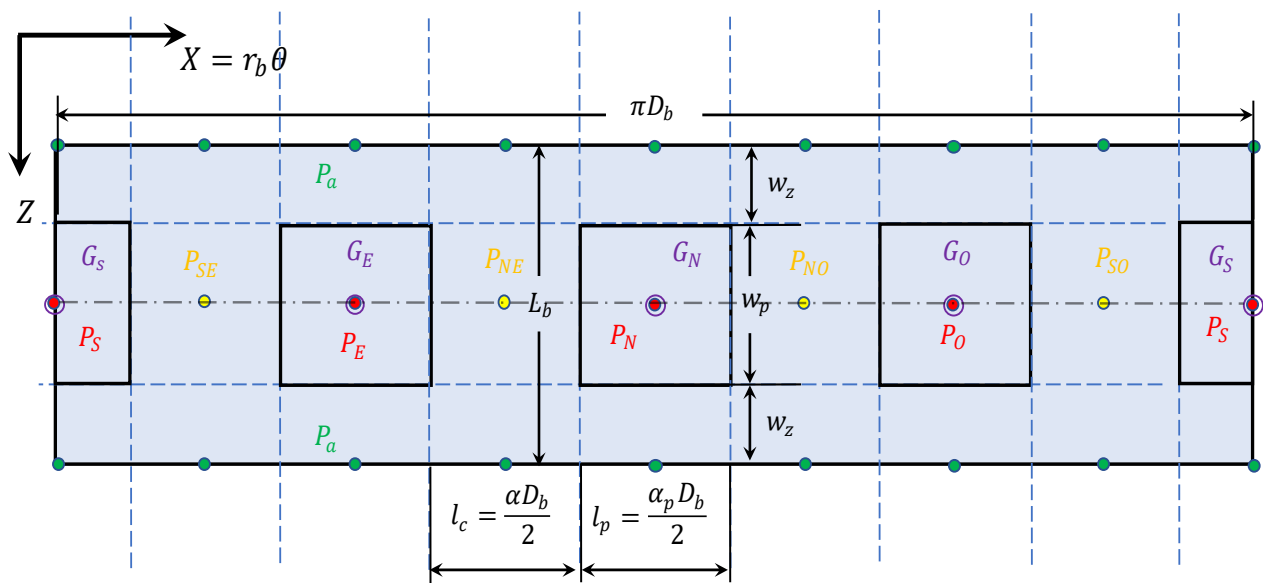


Figura 3.39: sviluppo circonferenziale della superficie interna della boccola

Ciascuna tasca, come già espresso in precedenza, è caratterizzata da una pressione incognita che sarà funzione della dimensione del foro di alimentazione e della pressione di alimentazione. Le zone circonferenziali sono caratterizzate dalle pressioni già messe in evidenza in Figura 3.39, P_{NO} , P_{SO} , P_{SE} , P_{SO} e saranno calcolate come media tra le pressioni delle tasche adiacenti.

3.4 CALCOLA AREE E VOLUMI

Lo spostamento relativo tra albero e boccola causa una variazione di volumi del meato, per ogni variazione di e_y è necessario considerare la modifica dei volumi.

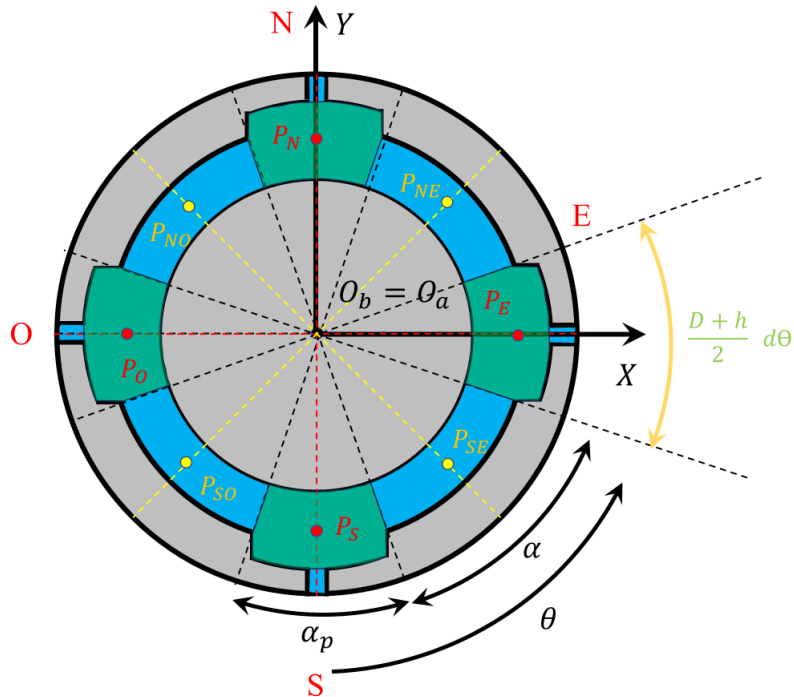


Figura 3.40: Rappresentazione sezione volume delle tasche

La regione compresa, come evidenziato nella Figura 3.40 precedente, è dunque funzione dello spostamento e_y nonché dell'altezza del meato h .

La generica sezione viene dunque definita secondo la seguente espressione:

$$dA = \frac{D + h}{2} d\theta h$$

Dove il primo termine è la posizione del meato medio.

Andando a esplicitare i vari termini risulta:

$$dA = \frac{D + C - e_y \cos\theta}{2} d\theta (C - e_y \cos\theta)$$

È possibile andare ad integrare la precedente espressione secondo i vari angoli delle regioni, come al solito si riporta l'esempio della regione Nord compresa tra $-\pi/6$ e $\pi/6$.

$$A_S = \int_{-\pi/6}^{\pi/6} dA = \left(\frac{\sqrt{3}}{8} + \frac{\pi}{12} \right) e_y^2 + \frac{1}{8} (8C + 4D) e_y + \frac{\pi}{6} (C^2 + CD)$$

Infine, moltiplicando la sezione trovata per la lunghezza della regione in direzione assiale l_p si ha il volume:

$$V_N = A_N l_p$$

Lo stesso viene fatto per le restanti aree:

$$A_S = \int_{-\pi/6}^{\pi/6} dA = \left(\frac{\sqrt{3}}{8} + \frac{\pi}{12} \right) e_y^2 + \frac{1}{8} (8C + 4D) e_y + \frac{\pi}{6} (C^2 + CD)$$

$$A_{SE} = \int_{5\pi/12}^{\pi/12} dA = \frac{\pi}{12} e_y^2 + \frac{\sqrt{2}}{4} (2C + D) e_y + \frac{\pi}{6} (C^2 + CD)$$

$$A_E = \int_{\pi/3}^{2\pi/3} dA = \frac{1}{24} (2\pi - 3\sqrt{3}) e_y^2 + \frac{1}{24} (4\pi C(C + D))$$

$$A_{NE} = \int_{7\pi/12}^{11\pi/12} dA = \frac{\pi}{12} e_y^2 - \frac{\sqrt{2}}{4} (2C + D) e_y + \frac{\pi}{6} (C^2 + CD)$$

$$A_N = \int_{5\pi/6}^{7\pi/6} dA = \left(\frac{\sqrt{3}}{8} + \frac{\pi}{12} \right) e_y^2 - \frac{1}{8} (8C + 4D) e_y + \frac{\pi}{6} (C^2 + CD)$$

$$A_{NO} = \int_{13\pi/12}^{17\pi/12} dA = \left(\frac{\sqrt{3}}{8} + \frac{\pi}{12} \right) e_y^2 + \frac{1}{8} (8C + 4D) e_y + \frac{\pi}{6} (C^2 + CD)$$

$$A_O = \int_{19\pi/12}^{23\pi/12} dA = \frac{1}{24} (2\pi - 3\sqrt{3}) e_y^2 + \frac{1}{24} (4\pi C(C + D))$$

Allo stesso modo vengono ricavati i volumi delle suddette regioni:

$$V_N = A_N l_p$$

$$V_{NO} = A_{NO} l_p$$

$$V_O = A_O l_p$$

$$V_{SO} = A_{SO} l_p$$

$$V_S = A_S l_p$$

$$V_{SE} = A_{SE} l_p$$

$$V_E = A_E l_p$$

3.5 CALCOLO PORTATA

Ogni tasca come si può notare dalla figura 4 copre una regione circonferenziale di ampiezza tra $-\alpha/2$ e $+\alpha/2$; dove $\alpha=\pi/3$. Per ricavare la portata transitante nella boccola si fa riferimento alla teoria della lubrificazione di Reynolds. Per la risoluzione dell'equazione di Reynolds è necessario assumere le dovute ipotesi:

1. Forze inerzia trascurabili;
2. Moto laminare;
3. Viscosità costante lungo il meato;
4. Condizione antiscivolo;
5. Pressione costante nel meato in direzione z;
6. Velocità costante in direzione x e y;

Dalle precedenti assunzioni è possibile dunque ricavare il profilo di velocità lungo z:

$$u(y) = \frac{y^2}{2\mu} \frac{dP}{dx} - \frac{hy}{2\mu} \frac{dP}{dx}$$

Dal profilo di velocità è istantaneo ricavare la portata dall'integrazione della velocità lungo z:

$$g_x = \int_0^h \rho u(y) dz = \rho \int_0^h \left[\frac{y^2}{2\mu} \frac{dP}{dx} - \frac{hy}{2\mu} \frac{dP}{dx} \right] dz = -\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{dP}{dx}$$

Infine integrando lungo x, tra le due pressioni generiche P_1 e P_2 presenti nel meato si ricava la portata in direzione x per unità di lunghezza:

$$\int_0^{l_c} g_x dx = \int_{P_1}^{P_2} -\frac{Ph^3}{12\mu R_g T} dP$$

$$g_x = \frac{(P_1^2 - P_2^2)h^3}{24\mu R_g T} \frac{1}{l_c}$$

Moltiplicando la portata per unità di lunghezza g_x per la lunghezza della tasca in direzione assiale w_p si ottiene la portata in direzione circonferenziale:

$$G_x = g_x w_p = \frac{(P_1^2 - P_2^2) h^3 w_p}{24 \mu R_g T l_c}$$

Replicando lo stesso ragionamento per la direzione assiale si può ricavare la portata in direzione assiale:

$$G_z = g_z l_p = \frac{(P_i^2 - P_a^2) h^3 l_p}{24 \mu R_g T w_z}$$

dove h rappresenta il meato medio di ciascuna regione, con P_a pressione ambiente.

Tali equazioni vengono applicate a ciascun volume di controllo, quindi per un totale di quattro volte. Nelle figure 3.41, 3.42, 3.43, 3.44 sottostanti vengono rappresentati i quattro volumi di controllo, con le varie pressioni a contorno e portate circolanti.

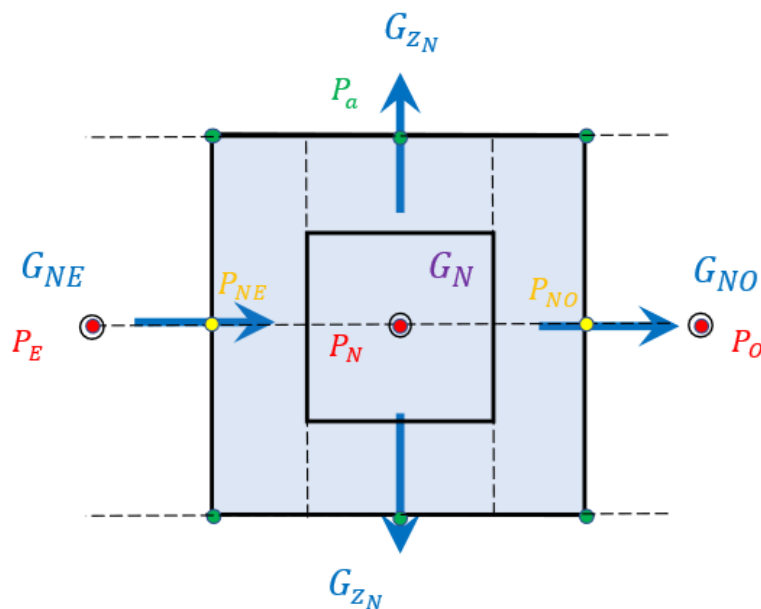


Figura 3.41: volume di controllo Nord

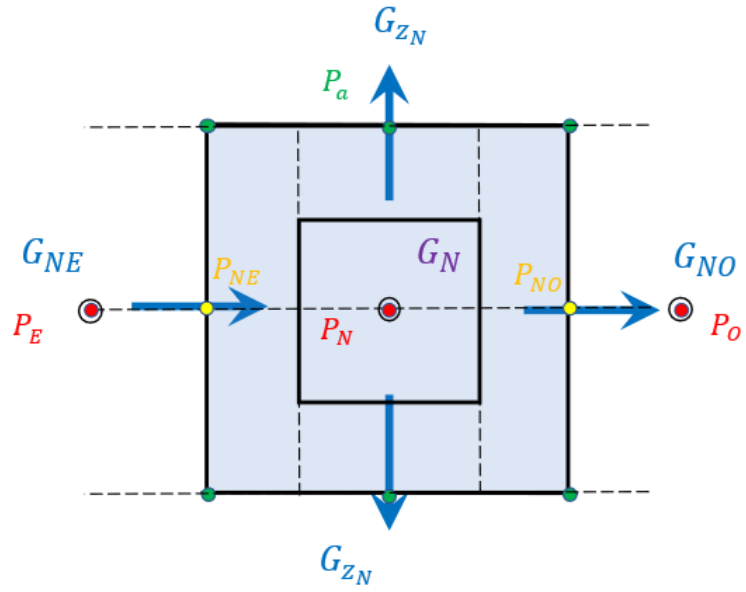


Figura 3.42: volume di controllo Sud

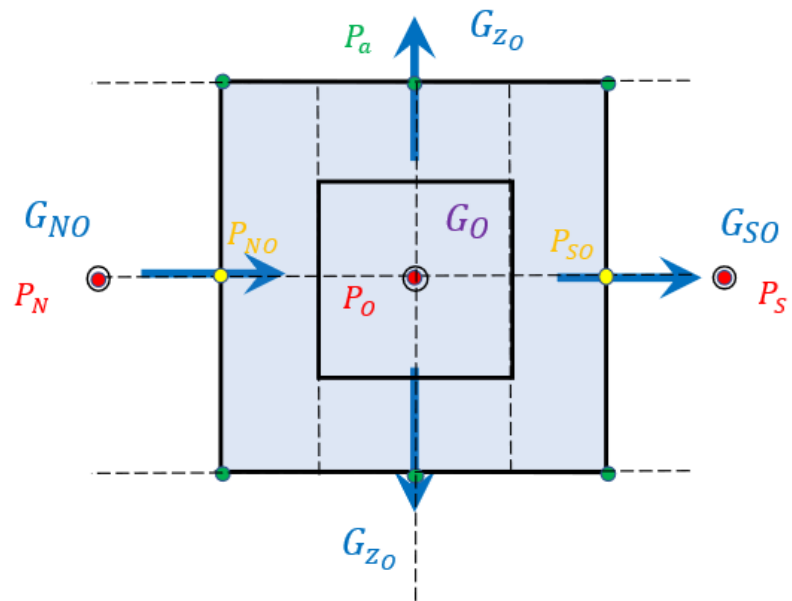


Figura 3.43: volume di controllo Ovest

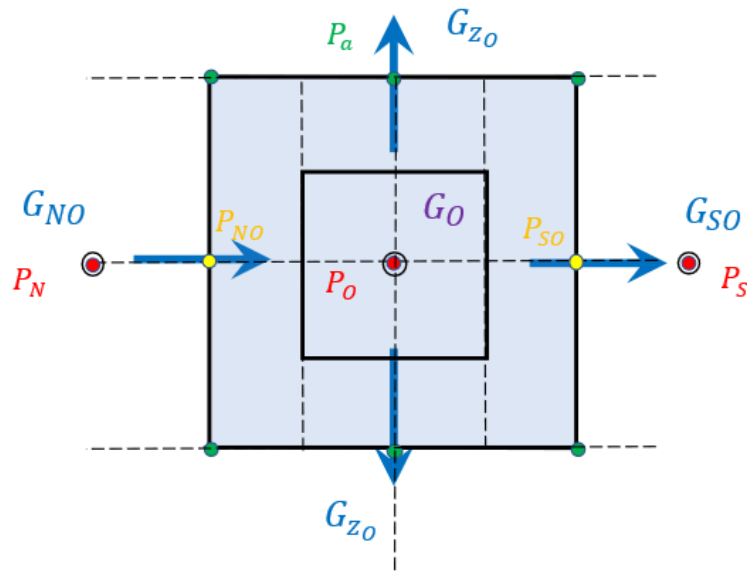


Figura 3.44: volume di controllo Est

Si presuppone che le condizioni al contorno della pressione siano pari a P_a lungo il bordo della boccia. A causa dell'assenza di inclinazione ipotizzata nell'albero, le pressioni laterali al contorno di ciascuna tasca sono considerate uguali.

3.6 COEFFICIENTI CALCOLO PORTATE

Il primo passo per il calcolo delle portate e successivamente delle pressioni è stato ricavare il meato medio di ciascuna regione interessata nel calcolo. Il meato medio h_i è calcolato come segue, per ciascuna regione circonferenziale compresa tra $+\alpha/2$ e $-\alpha/2$; dove $\alpha=\pi/3$:

$$h_i = \int_{\theta-\alpha/2}^{\theta+\alpha/2} (C - e_y \cos\theta)^3 d\theta$$

L'integrale è stato svolto per ciascuna regione, tenendo conto che il centro della regione i -esima dista $\pi/4$ dal centro della precedente. Sotto viene mostrato il calcolo per la regione Sud, compresa tra $-\pi/6$ e $+\pi/6$, dato $\theta = 0$.

$$h_s = \int_{-\pi/6}^{\pi/6} (C - e_y \cos\theta)^3 d\theta = \frac{\pi C^3}{3} - \frac{3\sqrt{2}}{2} C^2 e_y + \frac{3\sqrt{3} + 2\pi}{4} C e_y^2 - \frac{11}{12} e_y^3$$

È stato dunque possibile ordinare e raggruppare i coefficienti in ordine decrescente a seconda dell'esponente presente nel termine e_y .

3.7 CALCOLO PORTATE E PRESSIONI

Il punto di partenza è stato il calcolo delle portate entranti in ciascun foro, quindi nei punti N, O, S, E, tramite la formula dell'ugello. Definite le pressioni di alimentazione P_{source} e la generica pressione nella tasca P_i , noti il rapporto critico delle pressioni b_c , pari a 0.528 circa, la conduttanza del foro C , che verrà ripresa in seguito, e K_T , che viene definito come segue $K_T = \sqrt{\frac{T_0}{T}}$ dove T è la temperatura presa in considerazione e T_0 la temperatura ambiente, la generica portata radiale si può esprimere come segue:

$$G_i = K_T P_{source} C \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_i}{P_{source}} - b_c}{1 - b_c} \right)^2}$$

Nel grafico riportato in Figura 3.45 viene mostrato un andamento tipico della portata attraverso l'ugello.

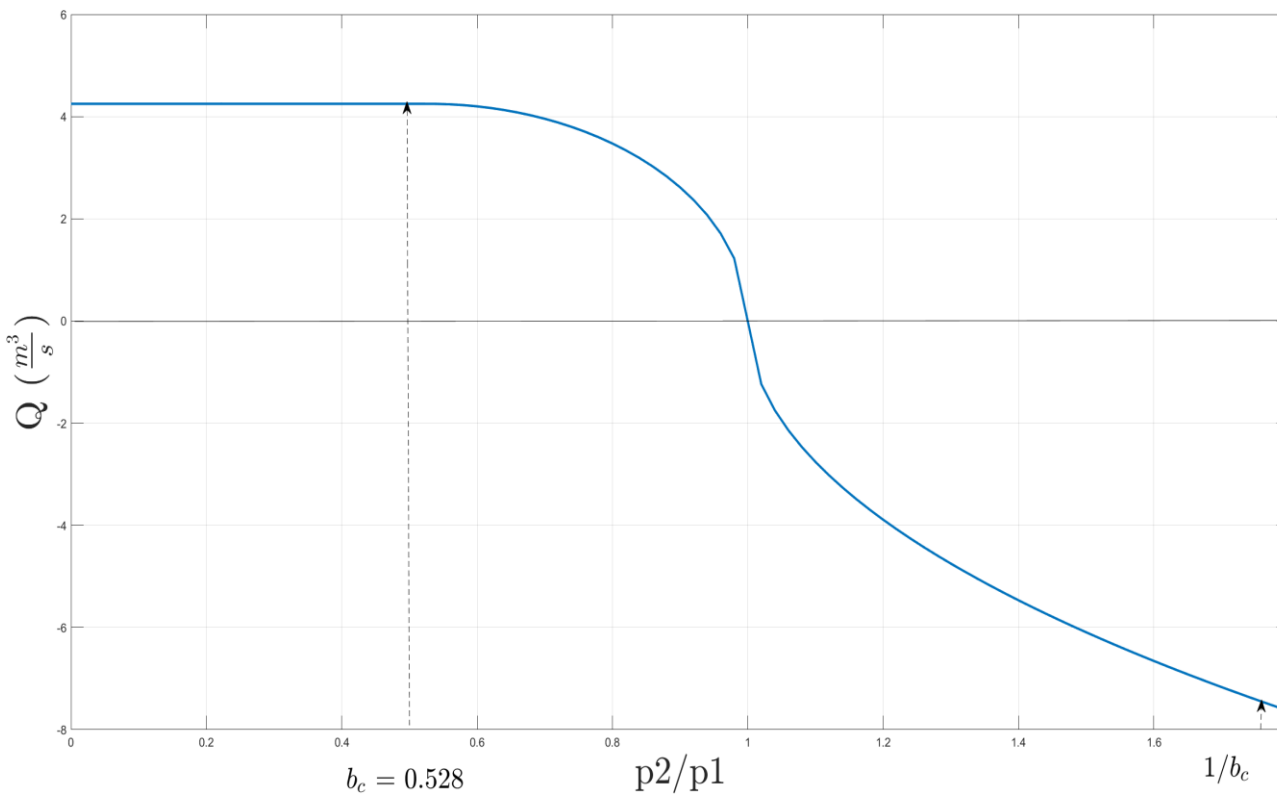


Figura 3.45: Andamento portata ugello

Per il calcolo delle portate e delle pressioni successivamente, si è fatto affidamento sull'equazione di continuità di ciascuna regione della boccola.

$$G_{in} - G_{out} = \frac{dP}{dt} \frac{V_i}{RT}$$

Dove G_{in} e G_{out} sono rispettivamente le portate entranti e uscenti dalla specifica regione. Una volta calcolate le portate circonferenziali e assiali, si è passati al calcolo delle pressioni di ciascuna regione di volume V_i sempre tramite l'equazione di continuità semplicemente integrandola.

$$p^{t+1} = p^t + (G_i - G_{i-1} - G_{i+1} - 2G_{assiale}) \Delta t \frac{RT}{V_i}$$

Dove p_{t+1} è la generica pressione della regione, p_t è la pressione calcolata all'istante precedente e G_i è la portata entrante nel nodo i -esimo. Quindi si è proceduto ad analizzare ciascuno dei quattro volumi singolarmente, andando a calcolare le portate circolanti e le pressioni a contorno.

Quindi facendo riferimento alle notazioni nelle figure 3.41, 3.42, 3.43, 3.44:

1. Nord:

$$G_{in_N} = K_T P_{source} C \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_N}{P_{source}} - b_c}{1 - b_c} \right)^2}$$

Nel calcolo della portata in ingresso dei fori si è considerata una conduttanza equivalente C , considerando un modello di flusso unidimensionale attraverso la sezione del foro e della tasca, considerate come resistenze fluide.

Considerando un flusso ideale, stazionario ed incompressibile si possono ricavare le portate smaltite attraverso entrambe le sezioni; dove c_d è il coefficiente di efflusso, u la velocità del flusso e A la superficie della sezione:

$$G_f = c_{d_f} \rho u_f A_f = c_{d_f} \rho \frac{\pi d_f^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_0 - p_f)}{\rho}}$$

$$G_t = c_{d_t} \rho u_t A_t = c_{d_t} \rho \pi d_t h \sqrt{\frac{2(p_f - p)}{\rho}}$$

dove G_f rappresenta la portata attraverso il foro, mentre G_t attraverso la sezione della tasca. Volendo trovare un'espressione dell'area equivalente A_e che tiene conto di entrambe le resistenze:

$$c_{d_f} \rho \frac{\pi d_f^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_0 - p_f)}{\rho}} = c_{d_t} \rho \pi d_t h \sqrt{\frac{2(p_f - p)}{\rho}} = \rho A_e \sqrt{\frac{2(p_0 - p)}{\rho}}$$

Elevando tutto al quadrato ed effettuando le dovute semplificazioni:

$$\overbrace{c_{d_f}^2 A_f^2 (p_0 - p_f)}^1 = \overbrace{c_{d_t}^2 A_t^2 (p_f - p)}^2 = \overbrace{A_e^2 (p_0 - p)}^3$$

Uguagliando la 1 con la 2, considerando $c_{d_f} = c_{d_t}$ e risolvendo per p :

$$p = p_f - \frac{A_f^2}{A_t^2} (p_0 - p_f)$$

Inserendo l'espressione di p nella 3 ed uguagliando con la 1:

$$c_{d_f}^2 A_f^2 (p_0 - p_f) = A_e^2 \left[(p_0 - p_f) + \frac{A_f^2}{A_t^2} (p_0 - p_f) \right]$$

Ricavando infine:

$$A_e^2 = \frac{c_{d_f}^2 A_f^2}{(1 + \delta^2)}; A_e = \frac{c_{d_f} \delta A_t}{\sqrt{1 + \delta^2}} = \frac{c_{d_f} A_t}{\sqrt{1/\delta^2 + 1}}$$

dove $\delta = \frac{A_f}{A_t}$. [9]

A questo punto è possibile ricavare la conduttanza equivalente come segue:

$$C = A_e \psi$$

dove $\psi = \frac{0.6855}{\sqrt{RT}}$.

$$G_{NO} = \frac{(P_N^2 - P_O^2)h_{NO}^3}{24 \mu R_g T} \frac{w_p}{l_{NO}}$$

$$G_{NE} = \frac{(P_E^2 - P_N^2)h_{NE}^3}{24 \mu R_g T} \frac{w_p}{l_{NE}}$$

$$G_{zN} = \frac{(P_N^2 - P_a^2)h_N^3}{24 \mu R_g T} \frac{l_p}{w_z}$$

$$P_N^{t+1} = P_N^t + (G_{inN} - G_{NO} - G_{NE} - 2G_{zN}) \frac{\Delta t R_g T}{V_N}$$

con $V_N = \alpha_p l_p (h_N + h_p)$ e $l_{NE} = l_{NO} = l_c$

dove le pressioni intermedie sono state calcolate come media di quelle centrali presenti nelle tasche:

$$P_{NO} = \frac{P_N + P_O}{2} C_c$$

$$P_{SO} = \frac{P_S + P_O}{2} C_c$$

Mentre il coefficiente di correzione C_c è stato introdotto per tenere in considerazione il fatto che, a causa di un carico puramente unidirezionale lungo l'asse y, le pressioni nelle zone circolarziali prive di tasche sono più basse della media teorica.

2.Sud:

$$G_S = K_T P_{source} C \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_S}{P_{source}} - b_c}{1 - b_c} \right)^2}$$

$$G_{SO} = \frac{(P_O^2 - P_S^2)h_{SO}^3}{24 \mu R_g T} \frac{w_p}{l_{SO}}$$

$$G_{SE} = \frac{(P_S^2 - P_E^2)h_{SE}^3}{24 \mu R_g T} \frac{w_p}{l_{SE}}$$

$$G_{zS} = \frac{(P_S^2 - P_a^2)h_S^3}{24 \mu R_g T} \frac{l_p}{w_z}$$

$$P_S^{t+1} = P_S^t + (G_{in_S} - G_{SO} - G_{SE} - 2G_{z_S}) \frac{\Delta t R_g T}{V_S}$$

con $V_S = \alpha_P l_p (h_S + h_p)$ e $l_{SE} = l_{SO} = l_c$

$$P_{SO} = \frac{P_S + P_O}{2} C_C$$

$$P_{SE} = \frac{P_S + P_E}{2} C_C$$

3. Ovest:

$$G_O = K_T P_{source} C \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_S}{P_{source}} - b_c}{1 - b_c} \right)^2}$$

$$G_{NO} = \frac{(P_N^2 - P_O^2) h_{NO}^3}{24 \mu R_g T} \frac{w_p}{l_{NO}}$$

$$G_{SO} = \frac{(P_O^2 - P_S^2) h_{SO}^3}{24 \mu R_g T} \frac{w_p}{l_{SO}}$$

$$G_{z_O} = \frac{(P_O^2 - P_a^2) h_O^3}{24 \mu R_g T} \frac{l_p}{w_z}$$

$$P_O^{t+1} = P_O^t + (G_{in_O} - G_{SO} - G_{NO} - 2G_{z_O}) \frac{\Delta t R_g T}{V_O}$$

con $V_O = \alpha_P l_p (h_O + h_p)$ e $l_{SO} = l_{NO} = l_c$

$$P_{NO} = \frac{P_N + P_O}{2} C_C$$

$$P_{SO} = \frac{P_S + P_O}{2} C_C$$

4.Est:

$$G_{inE} = K_T P_{source} C \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_E}{P_{source}} - b_c}{1 - b_c} \right)^2}$$

$$G_{SE} = \frac{(P_S^2 - P_E^2) h_{SE}^3}{24 \mu R_g T} \frac{w_p}{l_{SE}}$$

$$G_{NE} = \frac{(P_E^2 - P_N^2) h_{NE}^3}{24 \mu R_g T} \frac{w_p}{l_{NE}}$$

$$G_{zE} = \frac{(P_E^2 - P_a^2) h_E^3}{24 \mu R_g T} \frac{l_p}{w_z}$$

$$P_E^{t+1} = P_E^t + (G_{inE} - G_{NE} - G_{SE} - 2G_{zE}) \frac{\Delta t R_g T}{V_E}$$

con $V_O = \alpha_P l_p (h_E + h_p)$ e $l_{SE} = l_{NE} = l_c$

$$P_{NE} = \frac{P_N + P_E}{2} C_C$$

$$P_{SE} = \frac{P_E + P_S}{2} C_C$$

3.8 SIMULAZIONE MODELLO

Il nuovo modello è stato implementato in un programma Matlab, prevede:

- Calcolo delle portate in ingresso e uscita dalla bocca;
- Calcolo pressioni nelle tasche e nei volumi intermedi tra una tasca e la successiva;
- Calcolo della capacità di carico e del consumo di aria. Il flusso logico dello script è esplicito nella Figura 3.46:

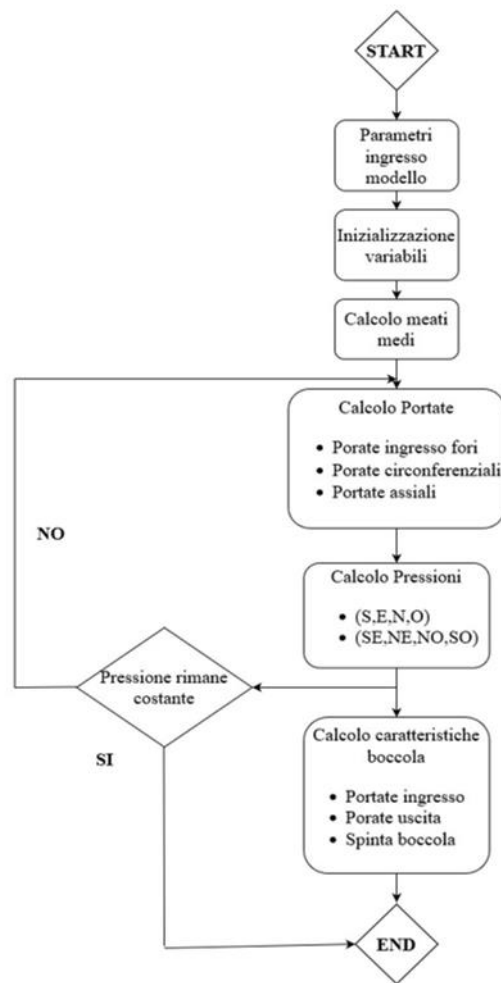


Figura 3.46: schema procedimento simulazione del modello

Si parte dalla definizione dello spostamento relativo tra albero e bocca e_y , con il quale viene definito il meato h . Avendo a disposizione il meato, si può passare alla definizione delle aree e volumi delle tasche e delle regioni circonferenziali. In seguito, vengono calcolate, come già accennato, le portate in ingresso attraverso i fori di alimentazione.

Allo stesso modo si calcolano le portate circonferenziali e assiali, avendo prima definito i vari coefficienti funzione del meato e della posizione della bocca Θ . Avendo

tutte le portate si può passare al calcolo delle pressioni, aggiornate per il ciclo successivo. Il ciclo non si interrompe finché l'errore relativo, calcolato dalla differenza tra la forza di spinta nel ciclo attuale e quella del ciclo precedente, diventa minore di un valore di tolleranza impostato a priori. Ovvero quando si raggiunge equilibrio di pressioni nelle varie regioni, e dunque si ha anche portata in ingresso nulla.

3.9 FORZA DI SPINTA BOCCOLA

Ciascuna regione della superficie della boccola esercita una forza di spinta, dovuta alla pressione presente in quella regione. È stato necessario allora calcolare la distribuzione di pressione lungo la superficie, per far ciò si è ipotizzato una distribuzione costante nelle tasche pari alla pressione p_i , mentre nelle regioni circonferenziali una distribuzione costante media tra le pressioni nelle tasche adiacenti, come visibile in Figura 3.47.

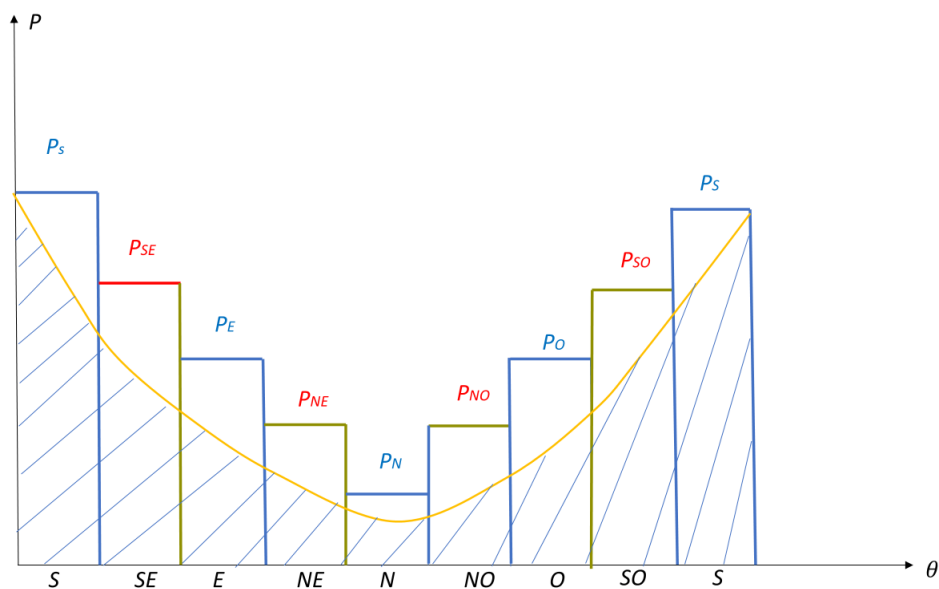


Figura 3.47: distribuzione pressioni in direzione circonferenziale

Per quanto riguarda la distribuzione assiale, viene ipotizzato per ciascuna regione una distribuzione lineare lungo il bordo di uscita in direzione assiale alla boccola, mentre al centro distribuzione costante, come visibile in Figura 3.48.

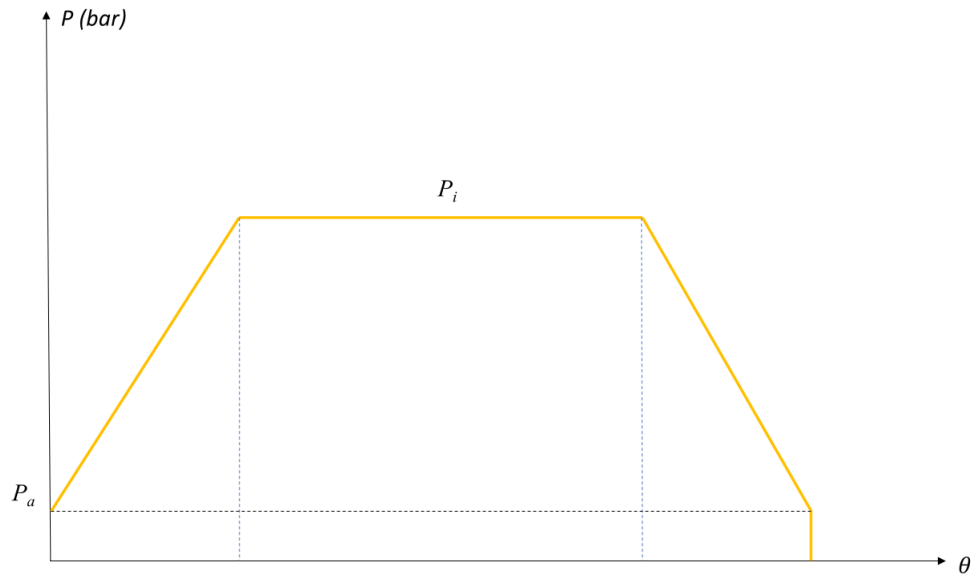


Figura 3.48: distribuzione pressioni in direzione assiale

Le superfici considerate per il calcolo della forza sono quelle circonferenziali, e delle tasche, calcolate nel modo seguente raffigurate in Figura 3.49:

$$\begin{aligned}
 A_{pi\ tasca} &= w_p l_p \\
 A_{li\ tasca} &= w_z l_p \\
 A_{pi\ circ} &= w_p l_c \\
 A_{li\ circ} &= w_z l_c
 \end{aligned}$$

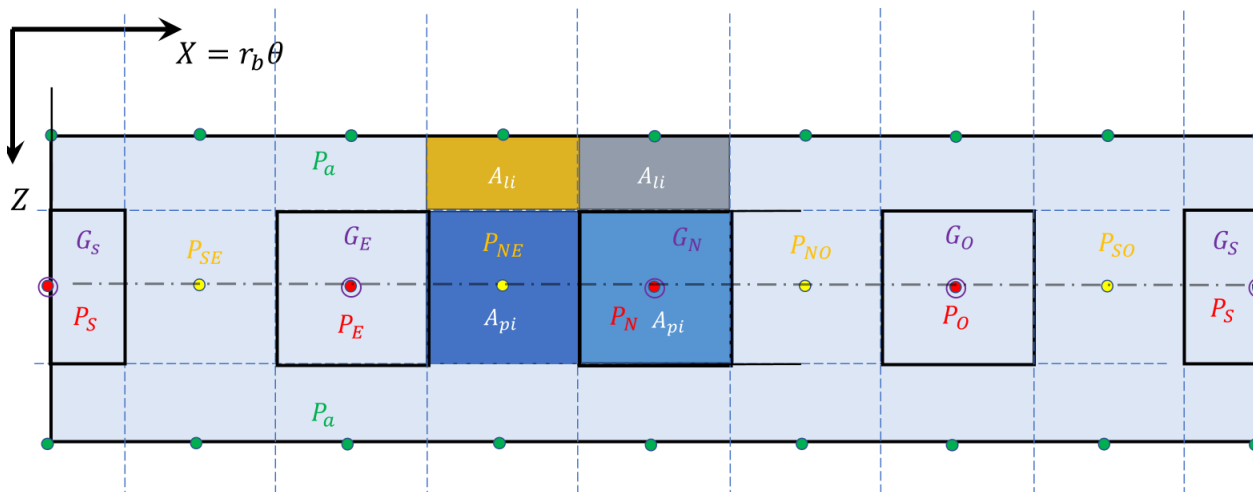


Figura 3.49: superfici singola regione

Per il calcolo della spinta è quindi necessario proiettare ciascuna forza di ogni regione lungo le due direzioni principali x e y , come raffigurato nella Figura 3.50, dove il contributo della pressione sulle fughe in direzione z verso l'esterno viene considerato nel baricentro, da qui il termine $2/3$ nelle equazioni (3) :

$$F_{b_x} = - \sum_{i=S}^{SO} (P_i - P_a) \left(A_{p_i} + \frac{2}{3} A_{l_i} \right) \sin \theta_i \quad (3)$$

$$F_{b_y} = \sum_{i=S}^{SO} (P_i - P_a) \left(A_{p_i} + \frac{2}{3} A_{l_i} \right) \cos \theta_i$$

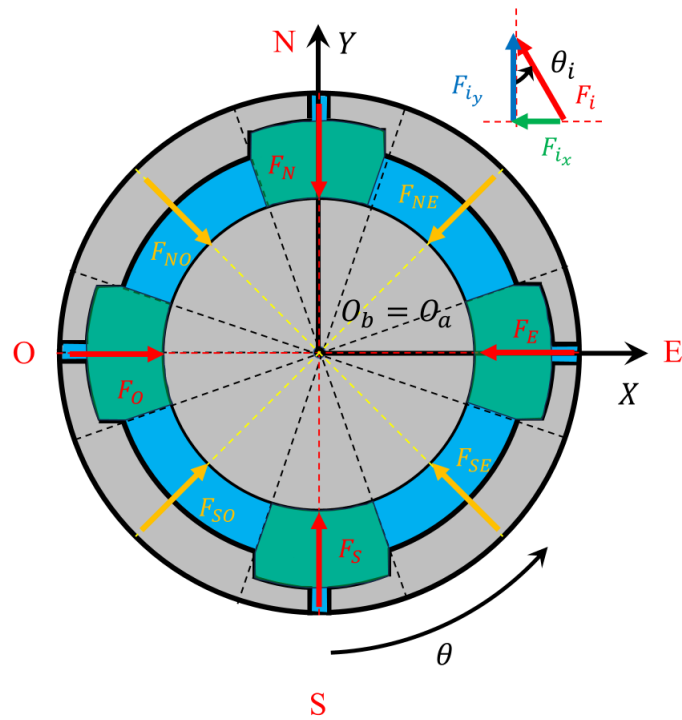


Figura 3.50: proiezioni forze di spinta lungo direzioni x e y

CAPITOLO 4

4.1 INDAGINI SPERIMENTALI

In questo capitolo vengono effettuate le prove statiche sperimentali sulla boccola. Esse sono state eseguite per capire come funziona la boccola, e soprattutto quali sono i fattori principali che ne influenzano il comportamento. A valle della validazione del modello è stata effettuata un'analisi di sensitività per studiare l'influenza di alcuni parametri di funzionamento sulle prestazioni della boccola.

4.2 DESCRIZIONE BANCO PROVA

Per le prove statiche si è fatto uso del sistema già ampiamente discusso nel capitolo 2, dove la boccola si trova accoppiata ad un albero solidale ad un telaio. Il carico invece viene applicato mediante un'astina collegata ad un disco reggipesi. Per quanto riguarda l'alimentazione in entrata alla boccola si è utilizzato un serbatoio di monte di 20 litri, sovradimensionato in volume per mantenere la pressione di alimentazione costante durante le variazioni di pressione nelle tasche della boccola. Sulla piastra portasensore vengono alloggiati i sensori addetti al rilevamento della posizione, una coppia di sensori capacitivi e un sensore di contropressione. Tra la boccola e il disco reggipesi, si trova una cella di carico che misura l'entità del carico che viene scaricato sulla boccola. A sua volta la cella di carico, modello HMB U9C 5kN, è collegata ad un amplificatore. A valle del riduttore che alimenta la boccola è posto un flussimetro digitale, che misura il consumo di aria della boccola. I sensori sono collegati a una scheda di acquisizione che registra i segnali analogici in tensione nel campo ± 10 V e li invia ad un computer dotato del software LabView. I sensori capacitivi Micro- Epsilon CS05 forniscono un output analogico in tensione nel campo $0 \div 10$ V su un campo di misura che va da 0 a 500 μm . Prima di essere inviato alla scheda di acquisizione, il loro segnale viene condizionato grazie ad un rack. Un alimentatore fornisce l'energia elettrica necessaria al funzionamento di tutti i componenti elettronici.

4.3 ACQUISIZIONE DATI SPERIMENTALI

I dati sperimentali acquisiti dalla scheda di acquisizione vengono importati su un computer utilizzando il software LabVIEW. Lo stesso programma viene utilizzato per una prima elaborazione dei dati e il loro salvataggio in un file di testo. LabVIEW è un programma proprietario della National Instruments, che consente al computer di interfacciarsi con una vasta gamma di schede di acquisizione. Inoltre, permette di creare programmi in linguaggio grafico per l'analisi, l'elaborazione o il controllo di un processo. È stato utile per visualizzare in tempo reale le misurazioni effettuate da ciascun sensore. Ogni colonna nel file di testo corrisponde alle misure effettuate da un sensore, come riportato in Tabella 4.2.

	1	2	3	4	5	6
Tipologia segnale	Sensore di posizione 1	Sensore di posizione 2	Sensore di Posizione 3	Sensore di posizione 4	Cella di carico	Flussimetro
Simbolo	y1	y2	y3	y4	F	Q

Tabella 4.2: segnali acquisiti dal software

Dei quattro segnali di posizione disponibili sul programma LabView vengono utilizzati i primi due, mentre il terzo e il quarto danno segnale nullo poiché non collegati al banco.

4.4 ESECUZIONE PROVA STATICA

Prima di effettuare la prova ci si assicura che la portata in ingresso alla bocca sia nulla, per far ciò si è posta una valvola 3/2 bistabile per isolare l'alimentazione di monte dal resto del sistema. In tali condizioni, definite "scariche", si sono ricavati i vari segnali di posizione ad alimentazione nulla sia per il sensore capacitivo sinistro y_{10} che destro y_{20} . Questo voleva fungere in prima analisi come una prima verifica del funzionamento dei sensori installati sul banco, che in assenza di portata dovevano dare lo stesso segnale di posizione a parità di carico. Presa misura di tali segnali, denominati con semplicità y_{10} e y_{20} , si è passati dapprima ad aumentare il carico posizionando i pesi calibrati da 0.5kg e 1kg intagliati sul disco reggipesi assicurandosi che la valvola 3/2 sia ancora chiusa. Una volta posizionato il peso e aspettando un certo lasso di tempo per aspettare l'assestamento del sistema, per evitare distorsioni dei segnali di posizione durante l'oscillazione del sistema data dal disco reggipesi, si è potuto aprire la valvola 3/2 alimentando la bocca. Tale procedimento è stato ripetuto per un totale di 19 volte, partendo da una condizione di carico di 2kg data dal disco scarico (senza pesi) fino ad un carico totale di 19kg (circa 188.2 N), andando ad aumentare ad ogni step il carico di 1kg. Misurando i segnali di posizione y_1 e y_2 , rappresentanti il gap tra la bocca e l'albero, si è passati al calcolo allo spostamento relativo tra le condizioni "scariche" e quelle "cariche".

$$h = y_1 - y_{10}$$

Mentre per ricavare l'eccentricità e_y concorde al sistema di riferimento mostrato nel capito relativo al modello, si è fatta la media tra le differenze dei meati tra le condizioni di carico $> 2\text{kg}$ y_{1i} e carico iniziale (= 2kg) y_1 . È stata calcolata la media tra i due segnali dei sensori, poiché non si è potuto installare un sensore in mezzzeria alla piastra

portasensore, dato che quella posizione era originariamente destinata all'alimentazione della boccola.

$$e_y = \frac{(y_{1i} - y_1) + (y_{2i} - y_2)}{2}$$

Il procedimento è stato replicato per quattro diverse pressioni di alimentazione (4, 5, 6, 7 bar), andando a regolare la pressione in ingresso al sistema con un riduttore di pressione.

4.5 RISULTATI

Questo capitolo riporta il confronto tra i dati numerici e sperimentali che sono stati utilizzati per la validazione del modello statico del prototipo descritto nei precedenti capitoli. Alla validazione del modello seguirà una parte riguardante i risultati ottenuti tramite un'analisi di sensitività finalizzata all'ottimizzazione del prototipo in base alle condizioni operative e un'analisi di massima delle prestazioni del sistema in condizioni statiche.

4.6 VALIDAZIONE SPERIMENTALE MODELLO

Messo a punto il modello di simulazione statica descritto nel capitolo precedente, si è proceduto a verificarne la corrispondenza con il comportamento reale del prototipo. Quindi si sono condotte prove sperimentali, le cui curve caratteristiche sono state confrontate con quelle ottenute numericamente. I test sperimentali sono stati condotti mediante il banco prova descritto al paragrafo 2.3 seguendo la procedura esecutiva riportata al paragrafo 4.4.

Il confronto tra i risultati numerici e sperimentali è stato effettuato nel campo di lavoro in cui ci si aspetta operi il sistema, ovvero per quattro diverse pressioni di alimentazione $P_s = 0,4; 0,5; 0,6; 0,7$ Mpa (assoluti). Una volta verificata la compatibilità del modello con le prove sperimentali, si è passati ad eseguire la sensitività del modello. Perciò, partendo dai parametri di partenza descritti nel capitolo precedente, si è andati a modificare tali valori per adeguare il modello alle curve sperimentali. Per la validazione del modello Matlab si è partiti dal verificare che la pressione all'interno delle varie tasche rimanesse costante terminato il transitorio, come mostrato in Figura 4.51 e Figura 4.52 dove si mostra l'evoluzione della pressione nelle quattro tasche nel tempo.

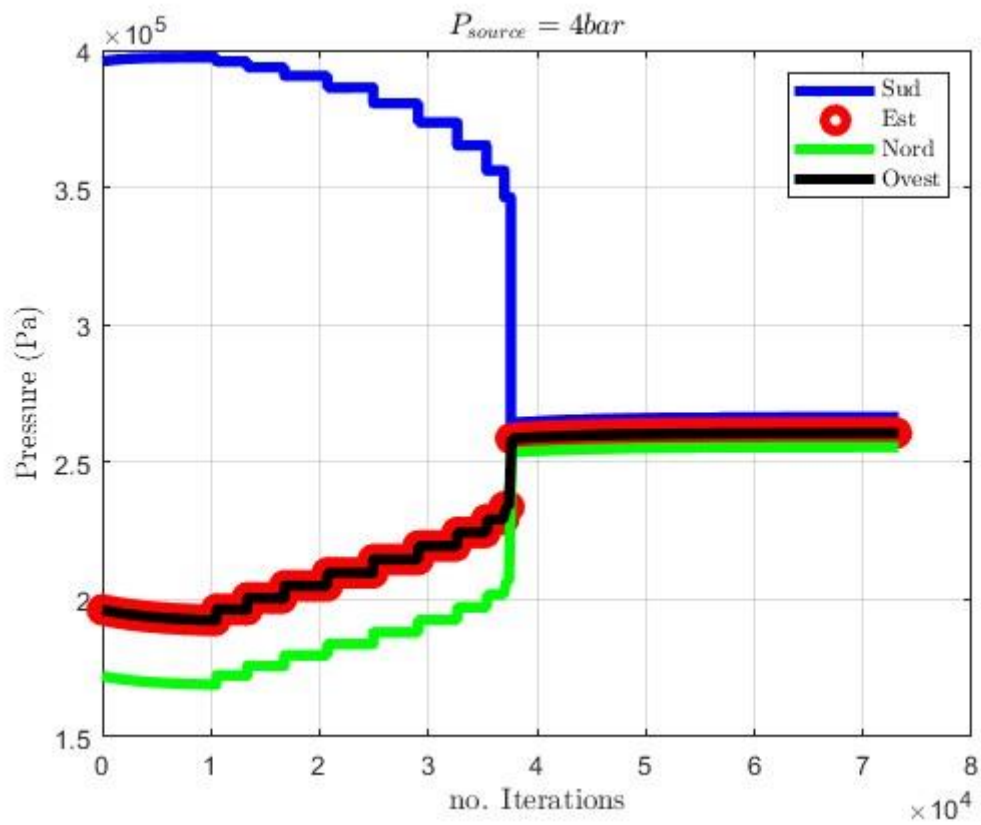


Figura 4.51: Andamento pressioni $P_{source} = 4bar$

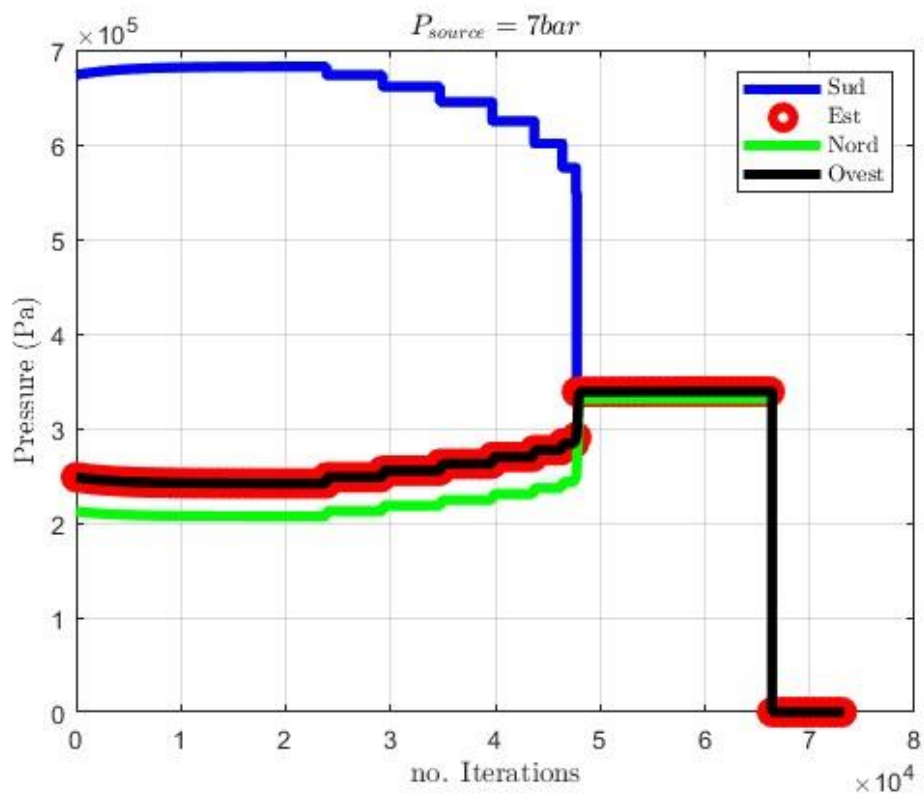


Figura 4.52: Andamento pressioni $P_{source} = 7bar$

Interessante notare dai due grafici riportati sopra come, la pressione partendo da un valore superiore nel secondo caso si assesti ad un valore superiore rispetto al caso di $P_{source} = 4 \text{ bar}$, e che per valori superiori di pressione di alimentazione il transitorio per arrivare a condizioni di regime sia più breve per pressioni di alimentazioni inferiori come nel primo caso. Ciò può essere dovuto al duplice effetto di pressione di alimentazione più elevata e disequilibrio tra pressione nelle camere Sud e Nord, per il fatto che la boccola spinge verso il basso. Quindi essendo la pressione nella camera Sud incrementata da questo duplice effetto, la camera Nord necessita di maggior tempo per recuperare il divario.

Una volta verificato la convergenza del modello si è potuto andare a verificare la capacità di carico della boccola al variare del carico. Il carico, in questo caso lavorando la boccola in condizioni statiche, coincide con la spinta della boccola calcolata come mostrato nei paragrafi precedenti.

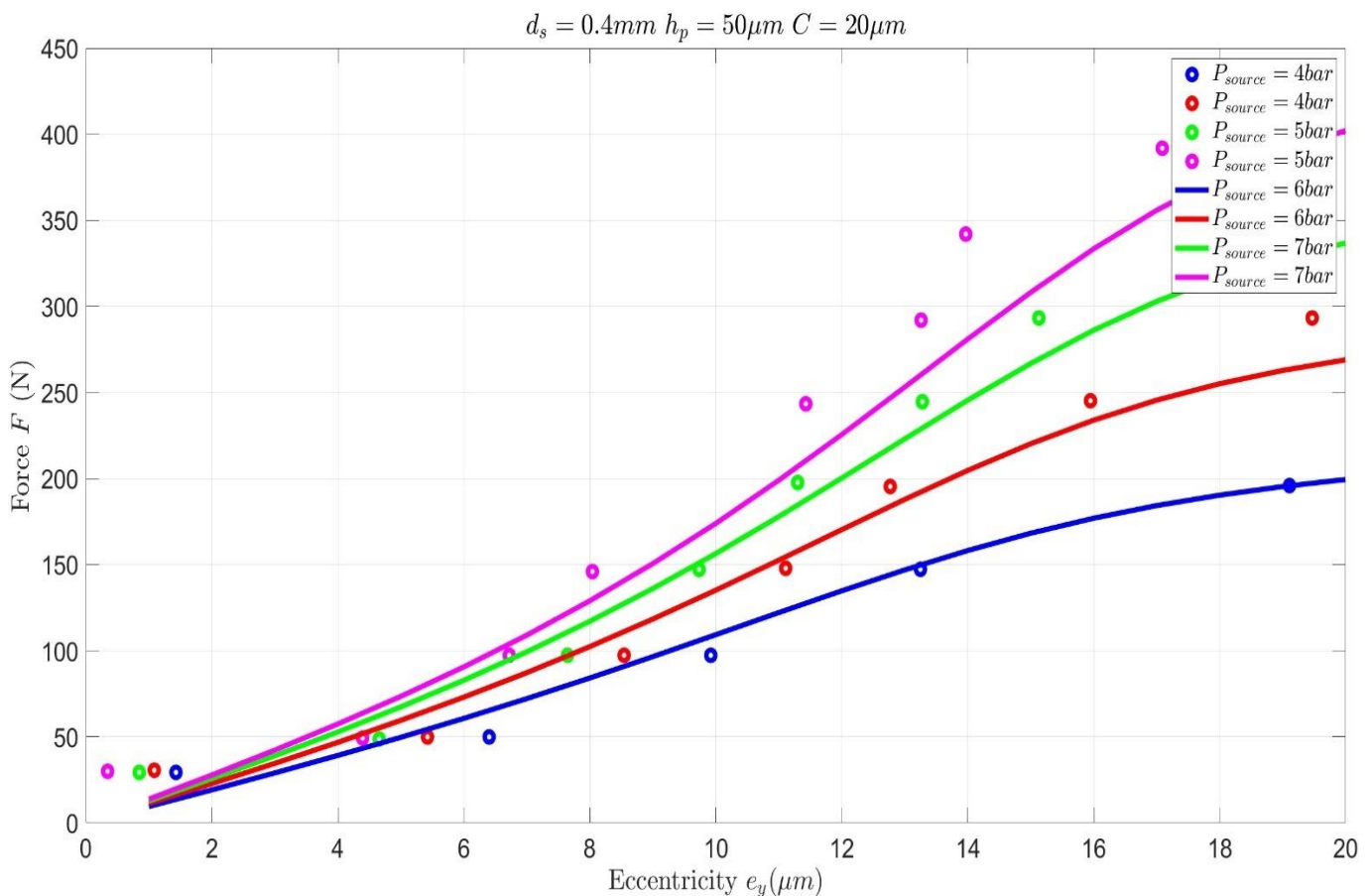


Figura 4.53: Capacità portante per diverse pressioni di alimentazione

La capacità di carico della boccola è strettamente legata alla geometria della boccola, quali il diametro dei fori, il gioco radiale, il volume delle tasche. Nella Figura 4.53 si è

voluti mostrare l'andamento della capacità di carico al variare della pressione di alimentazione, fissati i parametri seguenti:

- Diametro dei fori $d_s = 0.4 \text{ mm}$
- Profondità tasca $h_p = 50 \text{ }\mu\text{m}$
- Gioco radiale in condizioni di coassialità $C = 20 \text{ }\mu\text{m}$

Si può notare come l'andamento sia pressoché lineare solo per piccoli valori di eccentricità, fino a circa $6 \text{ }\mu\text{m}$. Una volta accertato che la spinta sperimentale fitta quella del modello, si è passati al calcolo della portata in ingresso e in uscita dalla boccola, come visibile in Figura 4.54. In questo grafico vengono confrontate le portate in ingresso e uscita dalla boccola, ricavate tramite modello numerico. Si nota come la portata in uscita, data dalla somma delle portate uscenti in direzione assiale dalle varie tasche della boccola, sia per le varie pressioni di alimentazione inferiore alla portata in ingresso. Questa discrepanza tra le portate deriva dalla struttura del modello; infatti, le pressioni nelle regioni intermedie sono state ricavate come media tra le pressioni delle tasche adiacenti, al contrario di queste ultime che sono ricavate in funzione della portata in ingresso dai fori. Inoltre, le portate diminuiscono all'aumentare dell'eccentricità, ciò è dovuto al duplice effetto dell'aumento delle pressioni nelle tasche e alla variazione del gioco radiale.

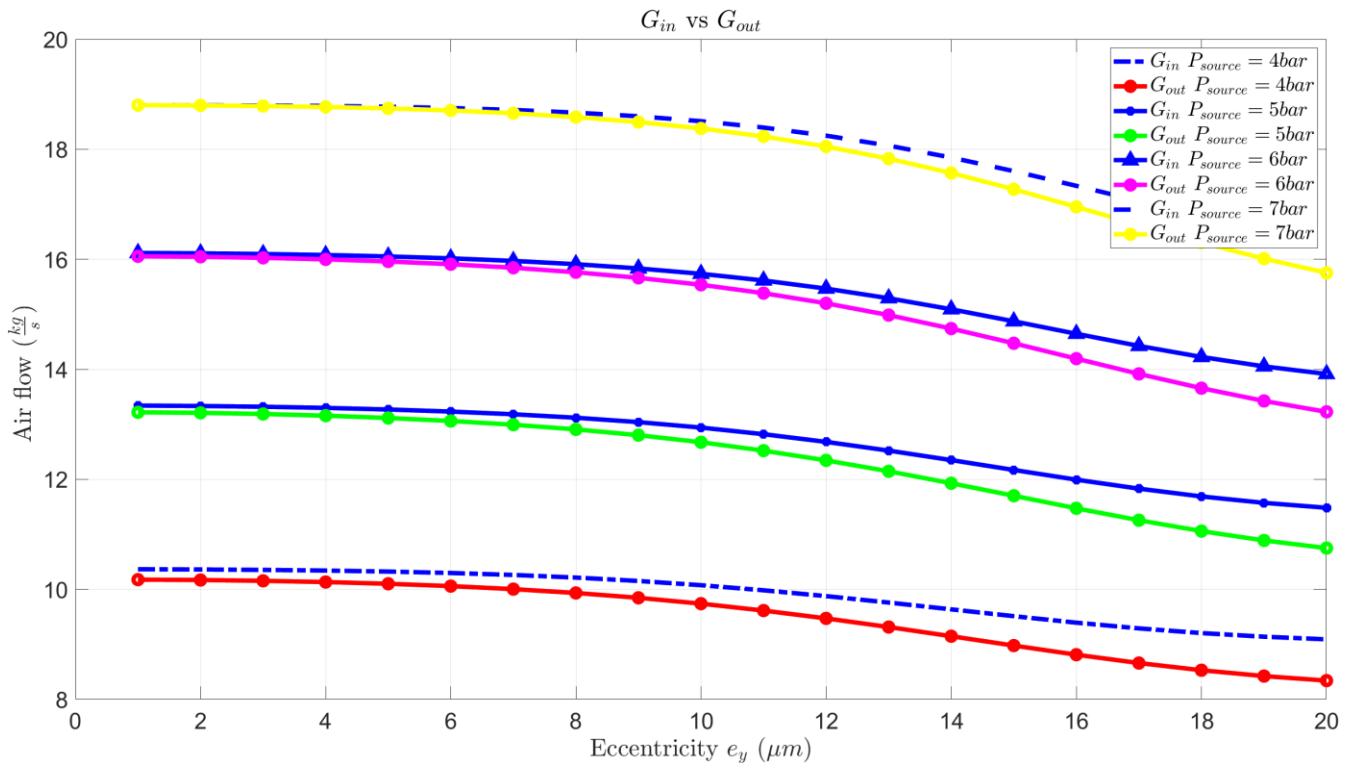


Figura 4.54: Portate in ingresso e uscita per diverse pressioni di alimentazione

4.7 FATTORE CORRETTIVO

Essendo il modello a parametri concentrati, quindi considerando le pressioni lungo la superficie della boccia concentrate nei punti cardinali e costanti lungo lo sviluppo della singola regione come mostrato nel paragrafo 3.4, si è adottato un coefficiente correttivo C_c per simulare la pressione intermedia tra le tasche. Tale coefficiente, strettamente inferiore a 1, consente di rendere più conforme al comportamento reale il valore delle pressioni delle regioni intermedie. Queste ultime risultano nel comportamento reale minori della media. Infatti, l'effetto delle tasche e delle relative pressioni ha effetto predominante sul comportamento della boccia, rispetto alle regioni circonferenziali e alle relative pressioni presenti in esse. Tale effetto è strettamente legato all'eccentricità, infatti all'aumentare di quest'ultima si può vedere in Figura 4.54 che aumenta il divario tra le portate in ingresso e in uscita. Infatti, avendo ipotizzato il movimento della boccia lungo l'asse y , come già chiarito nel capitolo relativo al modello matematico, le pressioni nelle tasche Sud e Nord influiranno maggiormente sulla spinta, al contrario delle pressioni nelle tasche laterali Ovest e Est. Di conseguenza le pressioni nelle tasche laterali e specialmente quella Nord diminuiranno, con trend opposto a quello che succede nella tasca Sud. Dunque, per compensare questo andamento il coefficiente correttivo andrà modificato di conseguenza al variare dell'eccentricità. Si vedrà inoltre nella trattazione di questo capitolo, come tale parametro è funzione sia della pressione di alimentazione, che dell'eccentricità e dei parametri geometrici. Dunque, partendo da parametri sulla geometria riportati nella Tabella 4.3 fissati in base alla geometria predefinita della boccia, dapprima è stato stabilito un coefficiente costante per ciascuna pressione di alimentazione, come vengono indicati in Tabella 4.4.

Parametro	Valore (mm)
d_s	0.4
h_p	0.05
C	0.02

Tabella 4.3: Valori corretti parametri

Pressione di alimentazione (bar)	Coefficiente correttivo
4	0.26
5	0.29
6	0.32
7	0.36

Tabella 4.4: Valori primo tentativo C_c

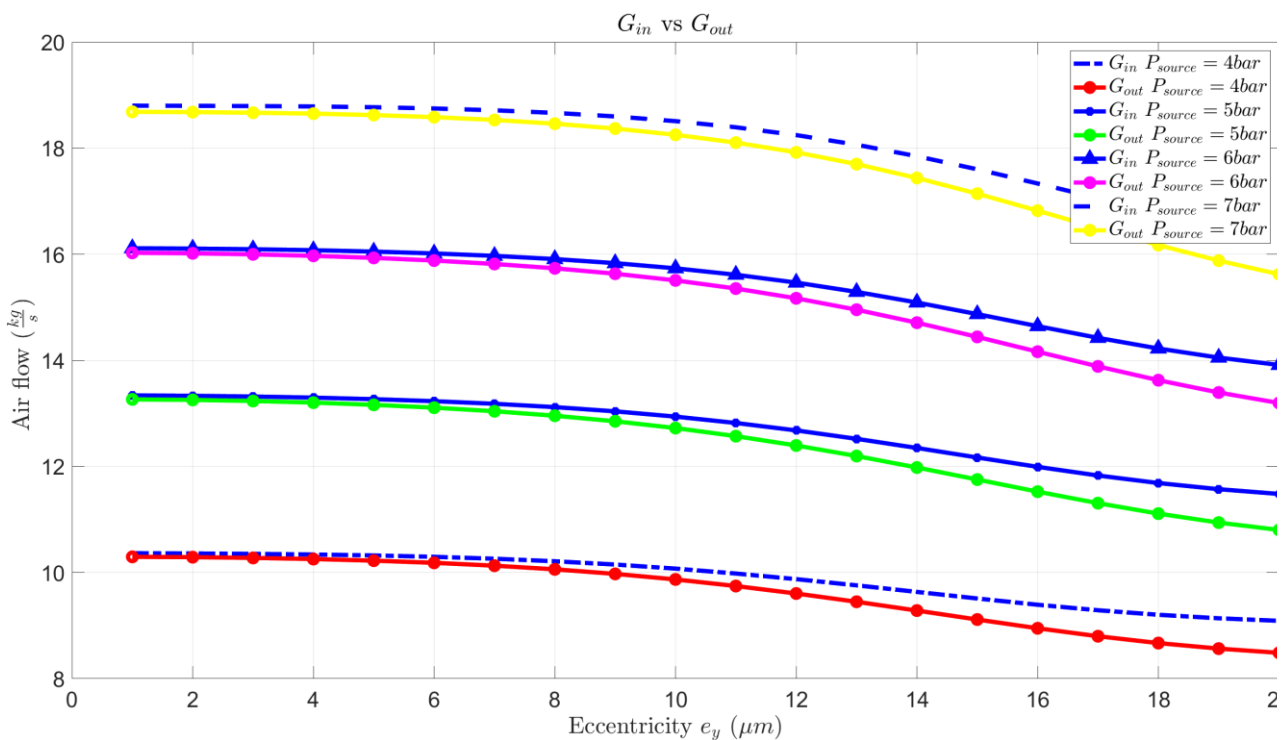


Figura 4.55: Portate per diverse pressioni corrette con coefficienti correttivi costanti

In Figura 4.55 viene mostrato l'andamento delle portate in ingresso e uscita al variare della pressione di alimentazione. Avendo scelto i coefficienti correttivi riportati in Tabella 4.4 le portate vengono a coincidere solo per i primi valori di eccentricità. Quindi per ogni parametro suddetto viene ridefinito il valore del coefficiente, non più costante, come visibile in Figura 4.56. Nel seguito, sarà verrà necessario riformulare i valori di tal parametro in funzione del parametro considerato.

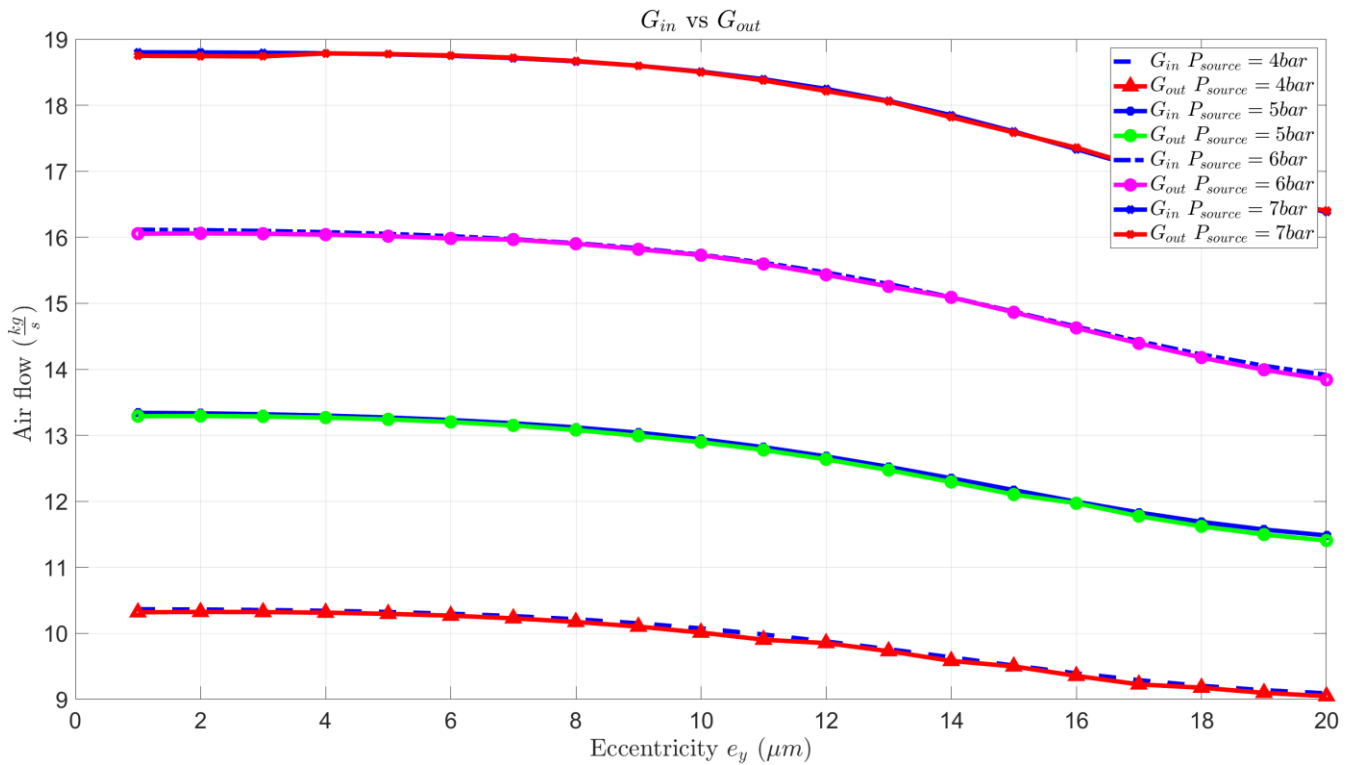


Figura 4.56: Portate per diverse pressioni corrette con coefficienti correttivi variabili

4.8 GIOCO RADIALE IN CONDIZIONI DI COASSIALITA' (C)

Preliminarmente all'analisi delle caratteristiche della boccola, come spiegato nel paragrafo precedente, è stato necessario l'introduzione del fattore correttivo. Infatti, nelle figure sotto riportate Figura 4.57 e Figura 4.58 è possibile notare che gli andamenti delle portate in ingresso e uscita.

Al crescere di C si ha anche una crescita della differenza tra la portata di ingresso e la portata in uscita, dovuto essenzialmente al fatto che, l'aumentare del gioco radiale provoca una diminuzione delle pressioni presenti nelle tasche e di conseguenza anche delle regioni circonferenziali confinanti. Infatti, mentre la portata in ingresso è funzione principalmente della pressione di alimentazione, la portata in uscita è funzione della differenza tra i quadrati delle pressioni delle tasche e delle regioni confinanti e il quadrato della pressione ambiente.

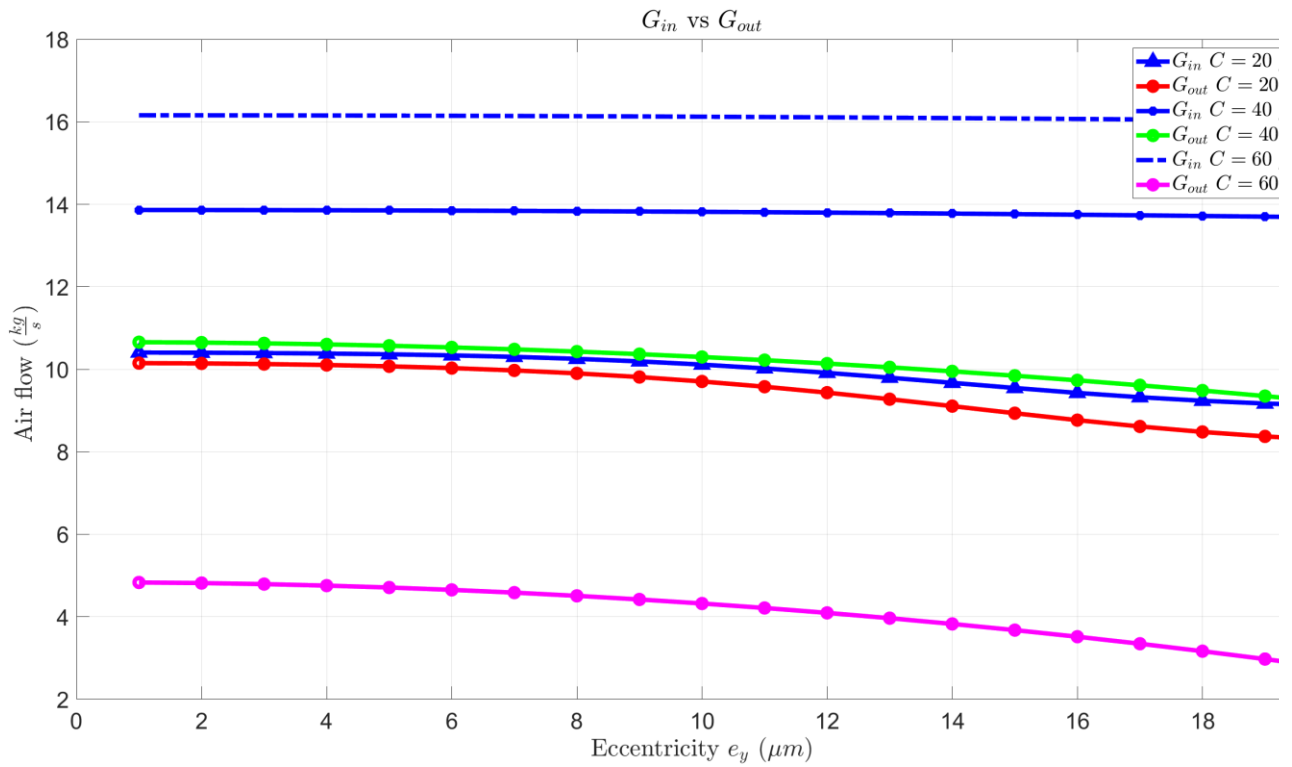


Figura 4.57: Portate in ingresso e uscita per vari giochi radiali

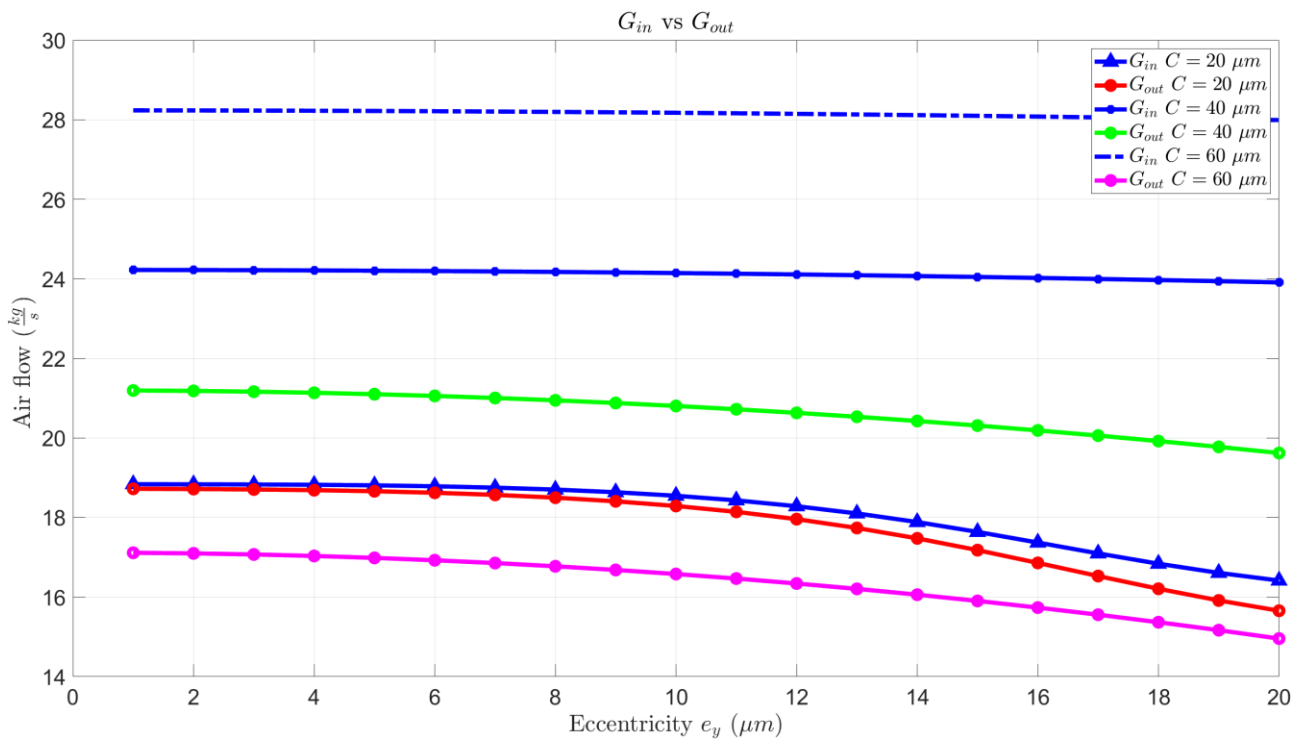


Figura 4.58: Portate in ingresso e uscita per $P_{source} = 7\text{bar}$

Tuttavia, si vede come la portata in ingresso non coincida con la portata in uscita, introducendo invece il fattore correttivo C_c i risultati sulle portate sono i seguenti, mostrati in Figura 4.59 :

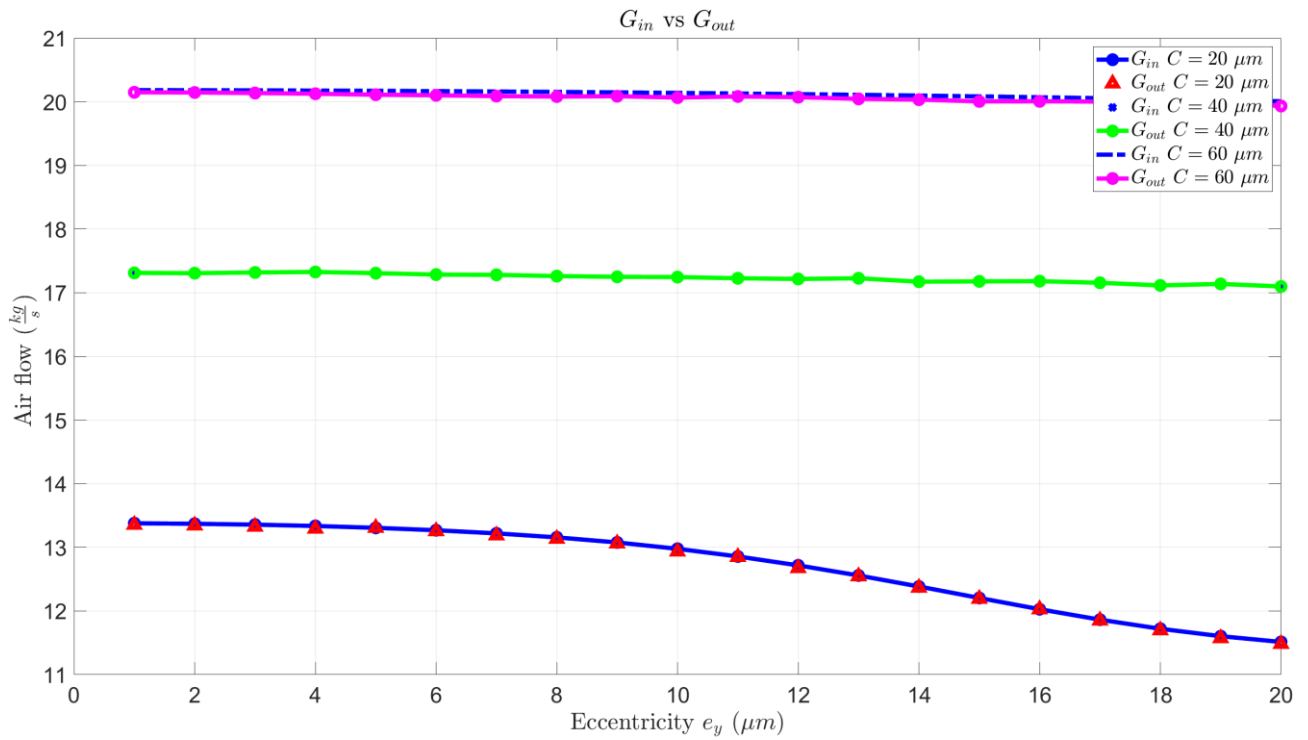


Figura 4.59: Portate in ingresso e uscita corrette

Dove il coefficiente correttivo risulta avere l'andamento seguente, mostrato nella Figura 4.60:

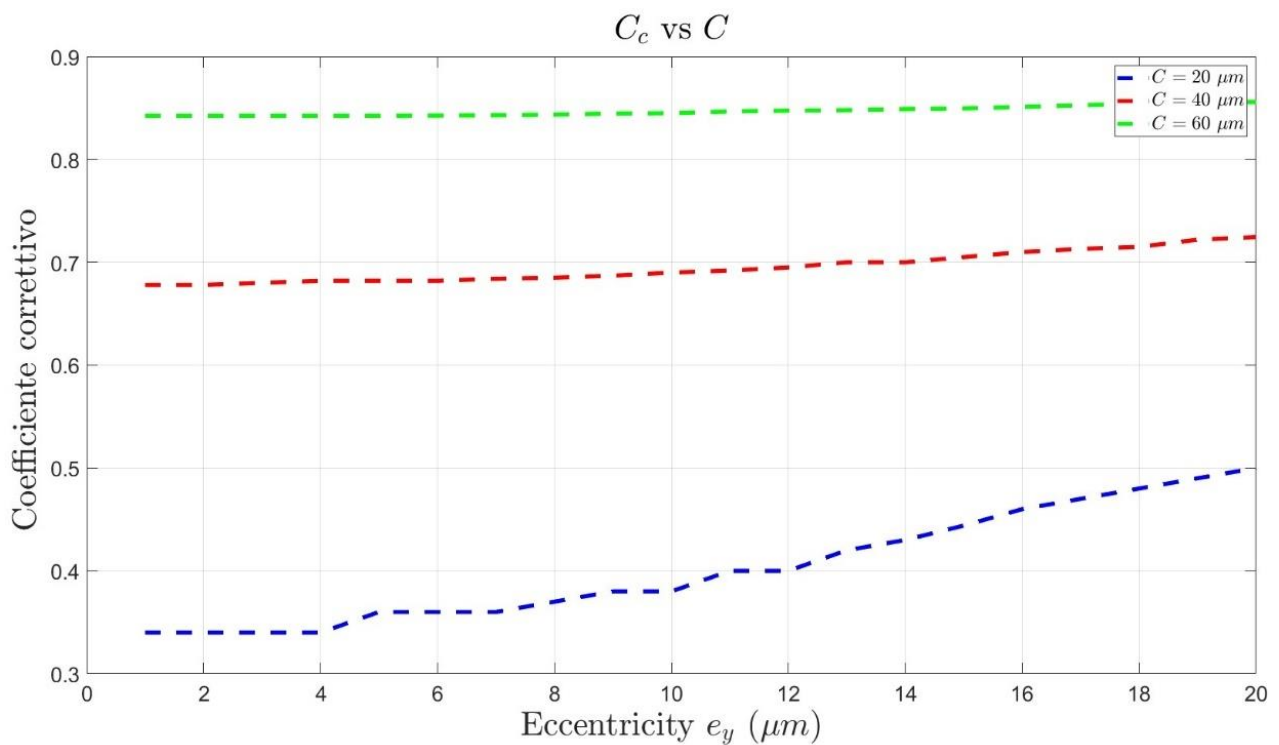


Figura 4.60: Andamento del coefficiente correttivo al variare del gioco radiale

Incrementando la dimensione del gioco radiale il fattore correttivo cresce di conseguenza, per via del fatto che si instaurano pressioni inferiori nelle tasche al crescere di esso.

Una volta introdotti i coefficienti correttivi e rivalutato il modello in base all'andamento delle portate, si sono analizzate le capacità portanti al variare della pressione di alimentazione e dei giochi radiali. A tal proposito, si è fatto dunque variare quest'ultimo, prendendo come riferimento tre valori $C = 20 \mu\text{m}$; $40 \mu\text{m}$; $60 \mu\text{m}$, facendo come al solito variare l'eccentricità, mentre i restanti parametri sono fissati ai valori di partenza mostrati nel paragrafo 4.6. Risulta evidente dai grafici riportati in Figura 4.61 e Figura 4.62 (rispettivamente pressione di alimentazione pari a 4 bar e 7 bar), che la capacità di carico della boccola aumenta al crescere della pressione di alimentazione, mentre diminuisce all'aumentare di C .

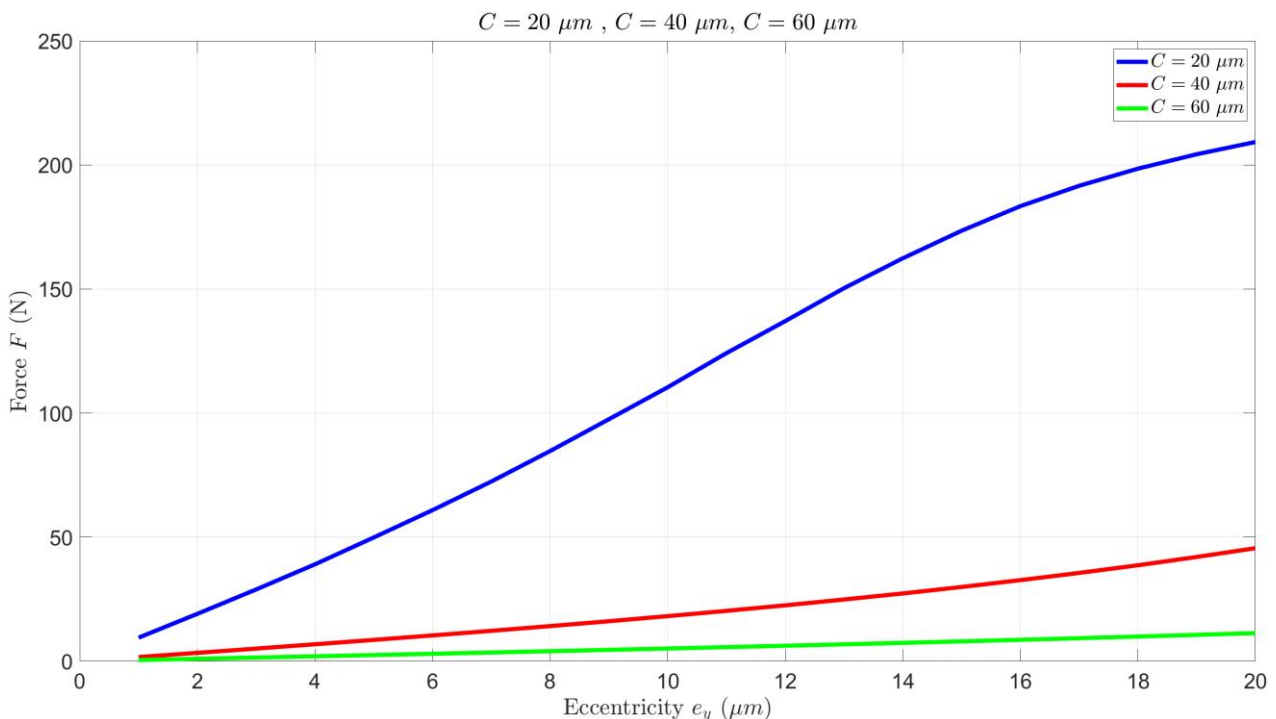


Figura 4.61: Capacità di carico per vari giochi radiali con $P_{\text{source}} = 4\text{bar}$

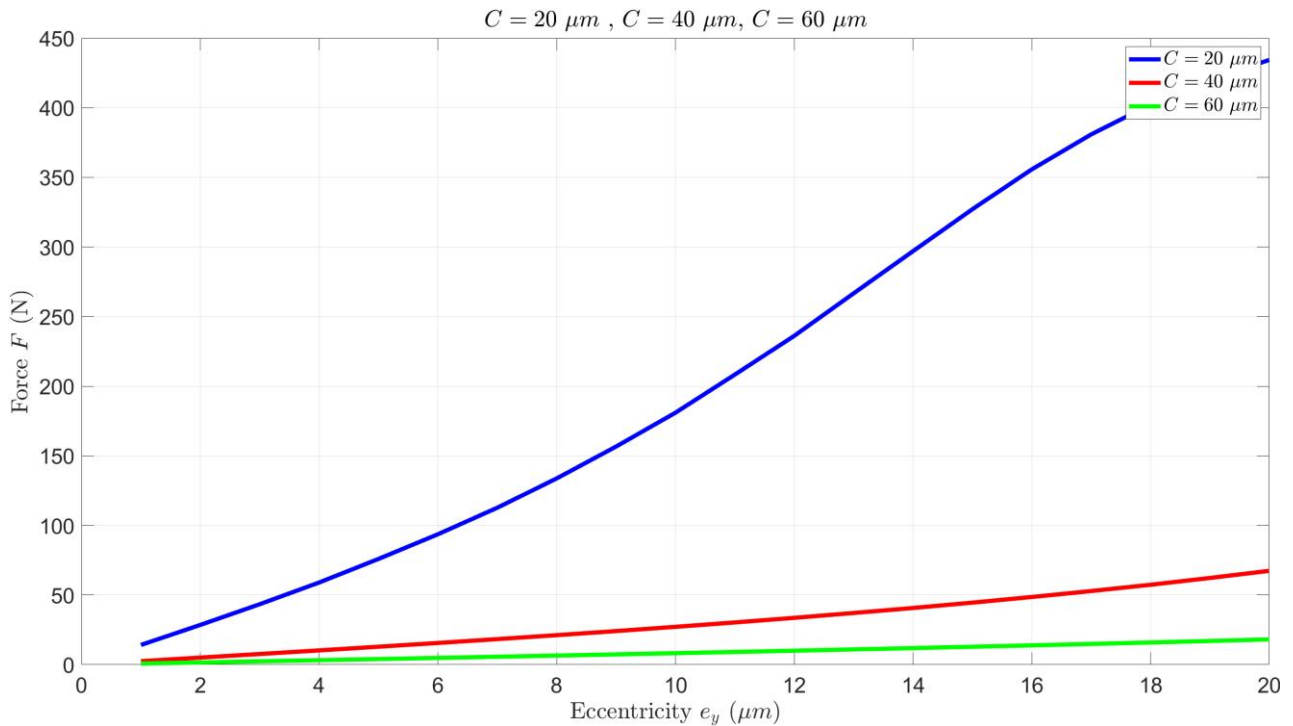


Figura 4.62: Capacità di carico per vari giochi radiali con $P_{source} = 7bar$

4.9 PROFONDITA' DI TASCA (h_p)

Altro parametro sul quale vale porre attenzione è la profondità della tasca h_p . Nel modello si è ipotizzata una profondità di tasca costante, per l'intero sviluppo in direzione circonferenziale. Nella realtà le tasche della boccia essendo realizzate tramite un taglio mediante un disco-fresa, di pari larghezza w_p della tasca, non hanno altezza costante, ma variabile in funzione della coordinata angolare. Per simulare tale modifica del modello si sono scelti valori inferiori al parametro di riferimento $h_p = 50 \mu m$; $40 \mu m$; $30 \mu m$. I restanti parametri sono quelli mostrati nel paragrafo 4.6. Anche in questo viene confrontata la portata in ingresso con quella in uscita, per entrambe le pressioni di alimentazione. Come prevedibile le portate sia ingresso che in uscita aumentano di pari passo con la pressione. Si assiste allo stesso comportamento all'aumentare della profondità della tasca. L'andamento viene rispettato per i primi valori di eccentricità, mentre per gli ultimi valori si ha un gap più elevato al diminuire della profondità di tasca.

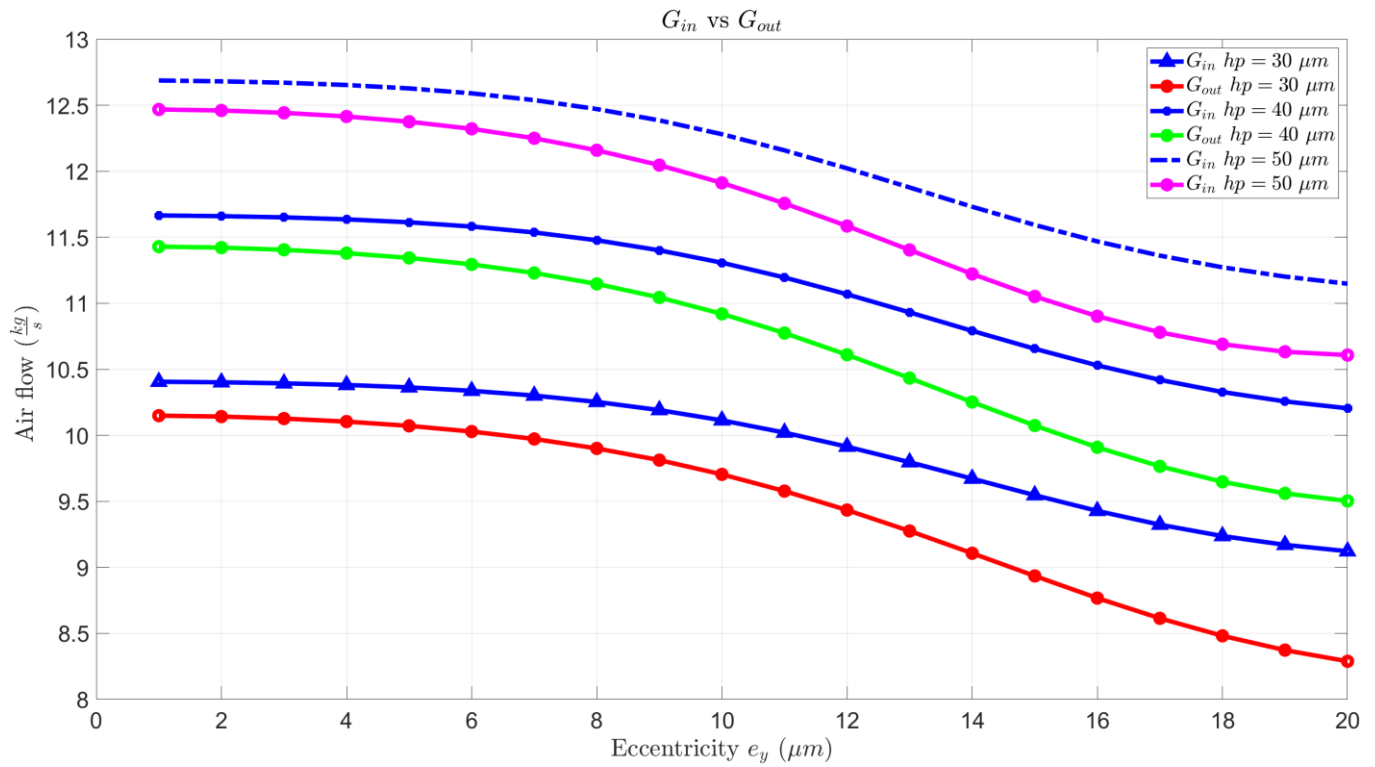


Figura 4.63: Portate in ingresso e uscita per $P_{source} = 4bar$

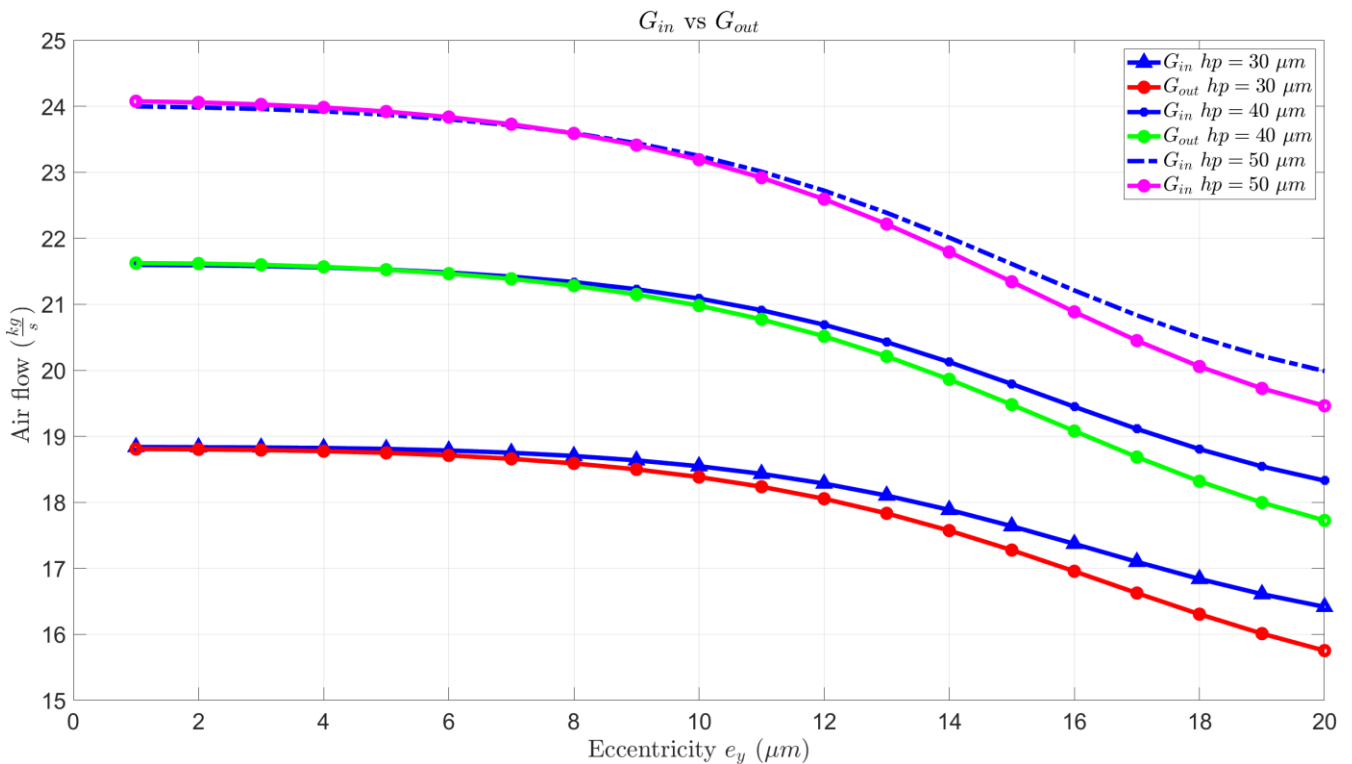


Figura 4.64: Portate in ingresso e uscita per $P_{source} = 7bar$

Anche in questo caso, preliminarmente all'analisi di sensitività, viene rivalutato il modello dopo l'introduzione del fattore correttivo.

Al seguito della correzione tramite il fattore correttivo le portate risultano le seguenti mostrate in figura Figura 4.65:

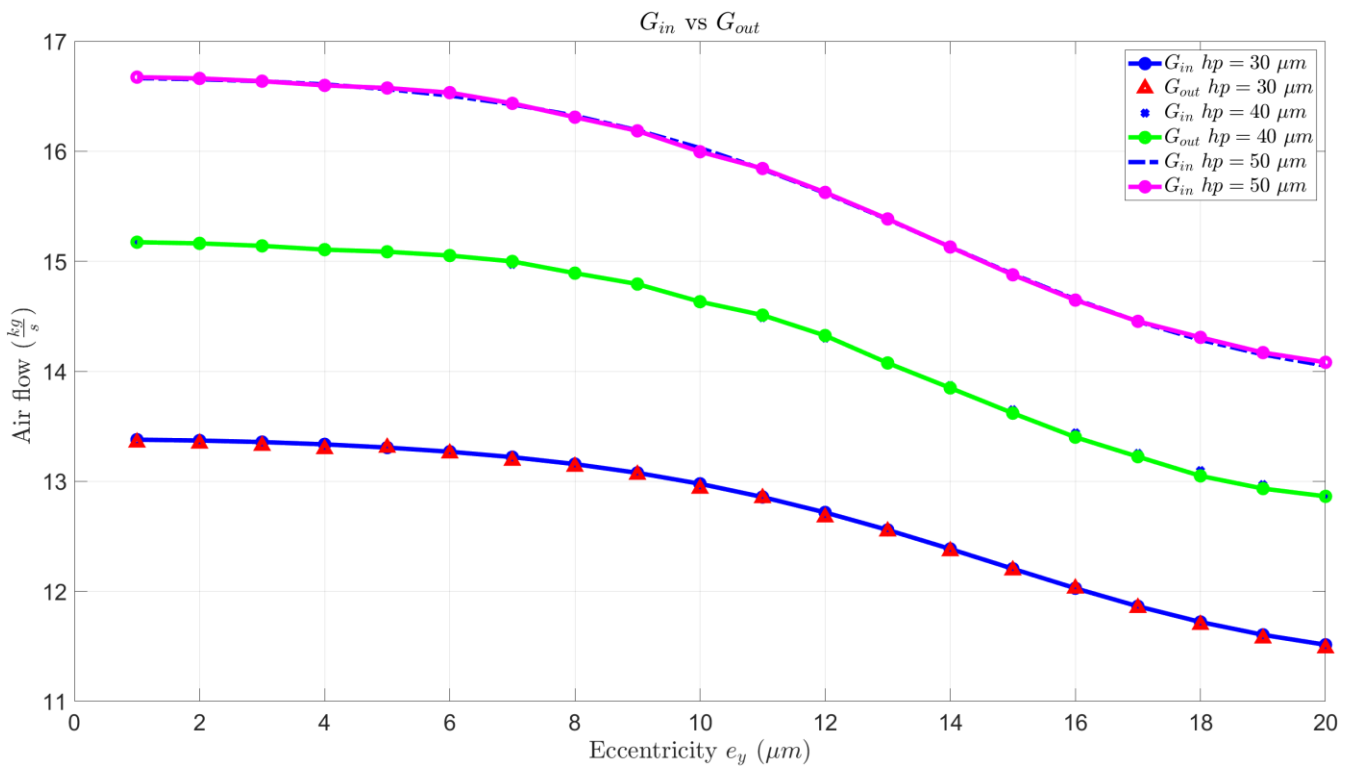


Figura 4.65: Portate corrette per coefficienti correttivi variabili

I fattori correttivi relativi alla profondità di tasca hanno l'andamento come riportato nella Figura 4.66:

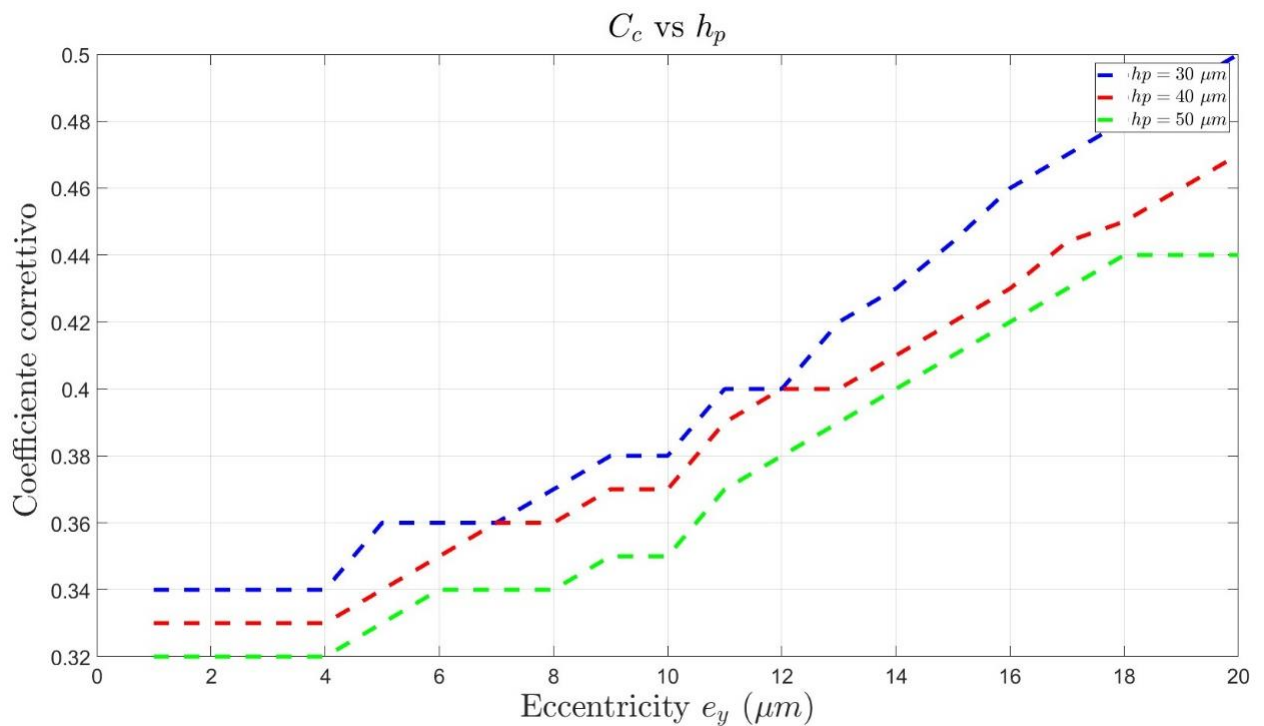


Figura 4.66: Andamento coefficiente correttivo in funzione dell'eccentricità

Per quanto riguarda la profondità di tasca, si ha comportamento opposto a quello che si verifica riguardo al gioco radiale. Il fattore correttivo aumenta al diminuire della profondità di tasca; dunque, contrariamente a come si potrebbe pensare le pressioni nelle tasche sono maggiori all'aumentare del volume della tasca.

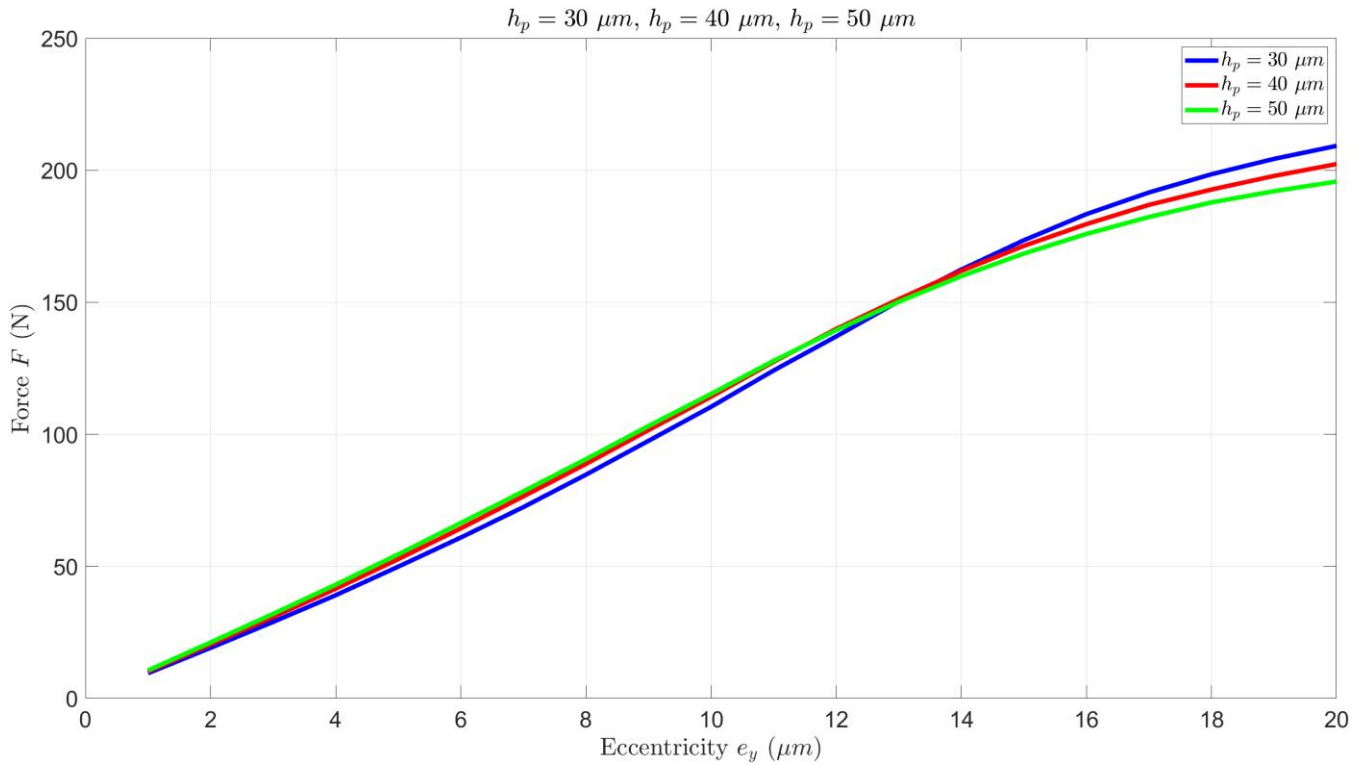


Figura 4.67: Capacità portante per varie profondità di tasca

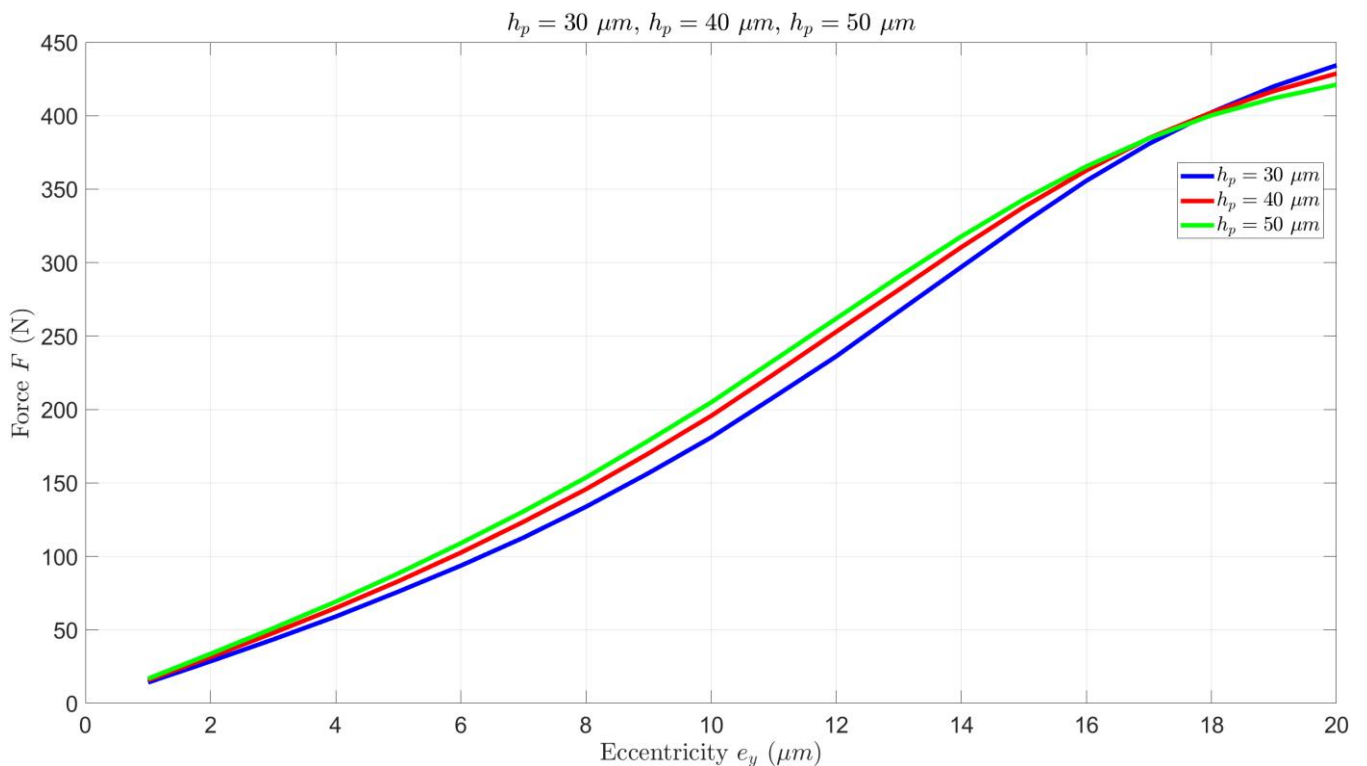


Figura 4.68: capacità portante per $P_{source} = 7bar$

Come è visibile dalle figure Figura 4.67 e Figura 4.68, al variare della profondità di tasca la capacità di carico varia sensibilmente. Da tali figure si può concludere, che un'eccessiva profondità di tasca non aumenta significativamente la capacità di carico, ma può rendere la boccia più instabile rispetto alla massa applicata. Infatti, si vede che per determinati valori di eccentricità la capacità di carico è superiore per minori valori di profondità di tasca. Tale effetto viene attenuato per pressioni superiori, come nel caso di Figura 4.68 dove la pressione di alimentazione è pari a 7 bar.

4.10 DIAMETRO FORO DI ALIMENTAZIONE (d_s)

Ultimo parametro geometrico analizzato è il diametro dei fori delle tasche, come per gli altri è stato fatto variare entro tre valori $d_s = 0.2 \text{ mm}$; 0.4 mm ; 0.8 mm . Nella figura Figura 4.69 viene riportato l'andamento delle portate al variare del diametro del foro di alimentazione.

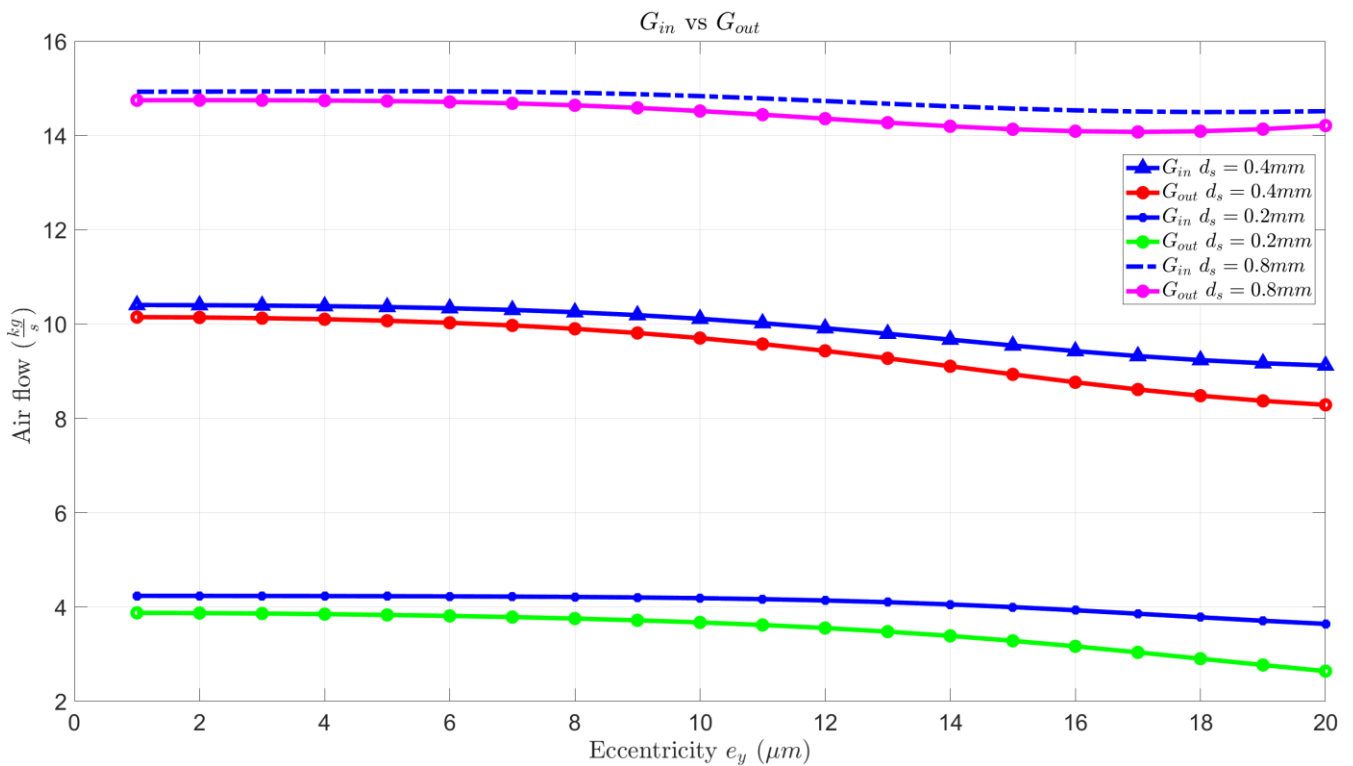


Figura 4.69: Portate in ingresso e uscita per vari fori di alimentazione

Mentre nelle figure Figura 4.70 e Figura 4.71 vengono riportate le portate corrette con gli andamenti corrispondenti del fattore correttivo.

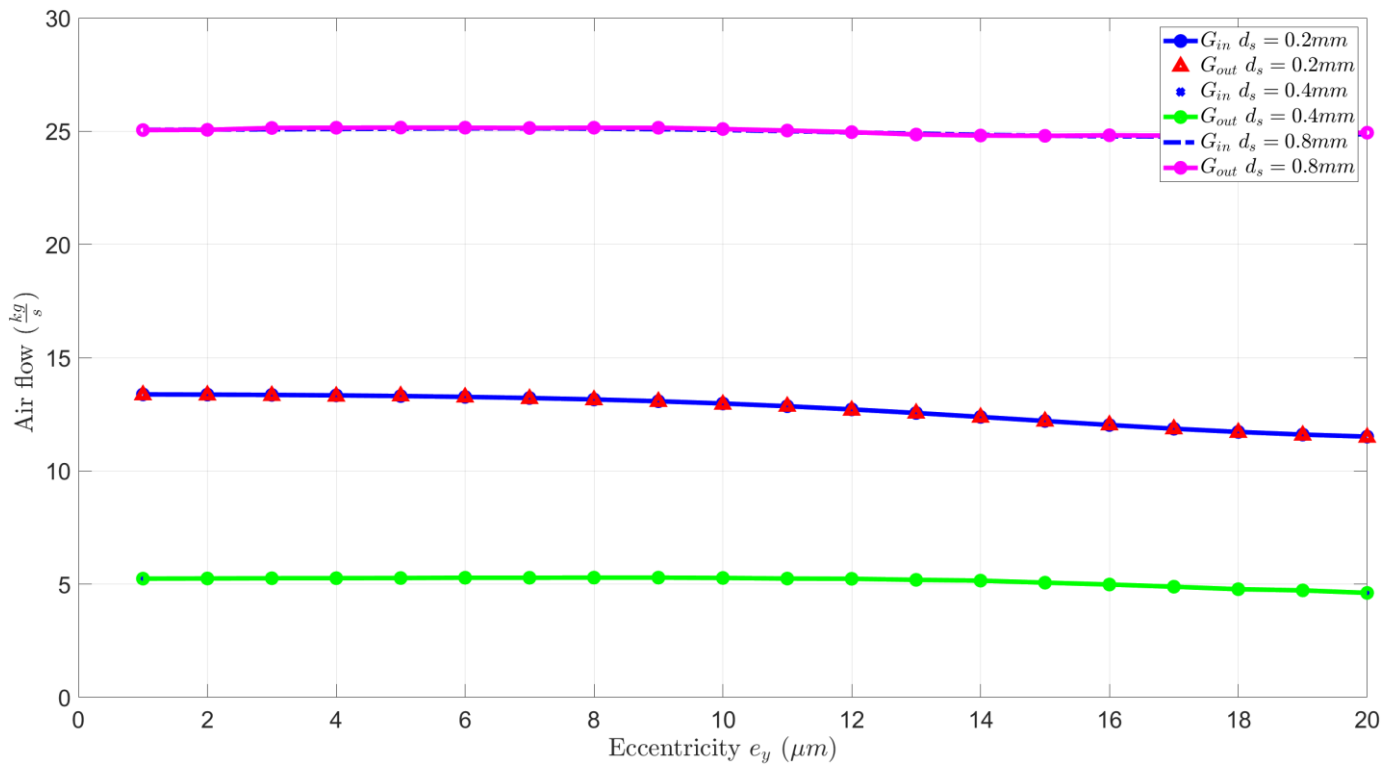


Figura 4.70: Portate corrette al variare del diametro del foro di alimentazione

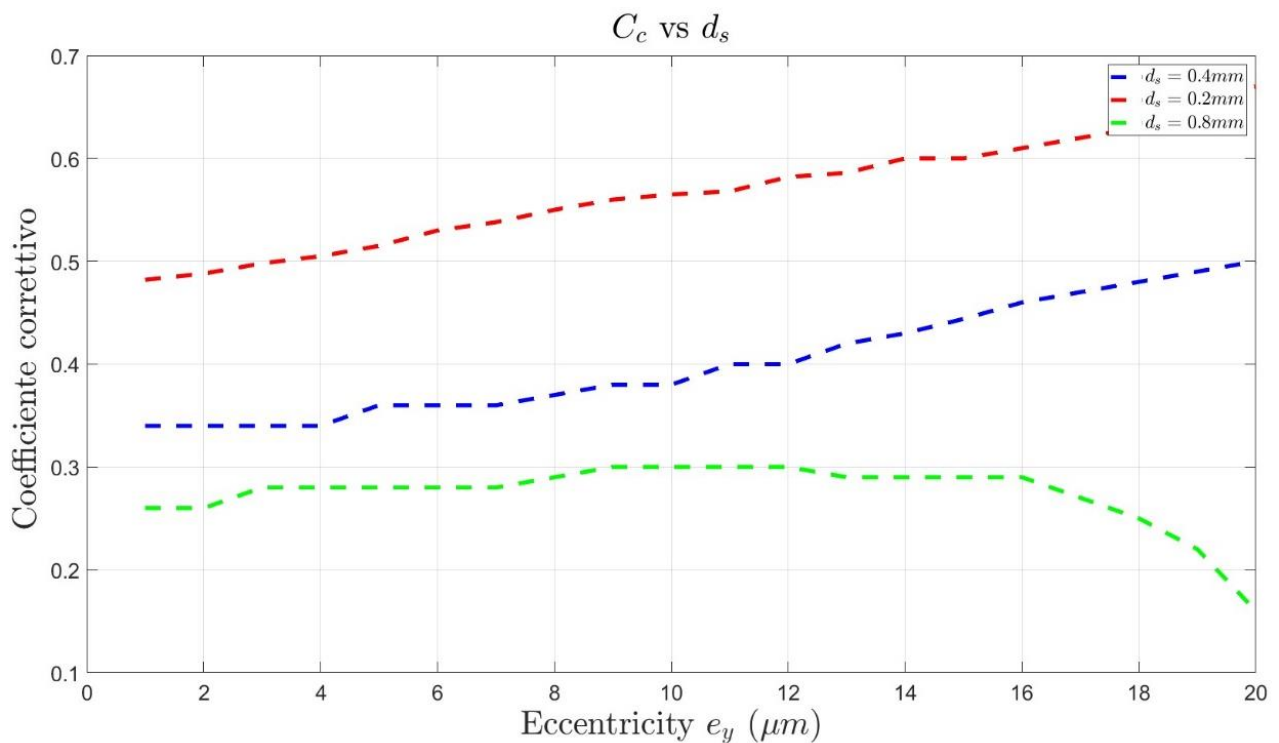


Figura 4.71: Andamento coefficiente correttivo in funzione dell'eccentricità

Comportamento simile al caso della profondità di tasca si verifica per il diametro dei fori di alimentazione. In particolare, per un diametro di 0.8 mm per valori di eccentricità superiori a 16 μm il contributo delle regioni circolari sulla portata

in uscita diventa trascurabile. Infatti, tal dimensione di diametro è sufficiente a compensare l'effetto del carico, che rende la tasca sud predominante sulle altre. Con un diametro di dimensioni notevoli le pressioni delle tasche laterali Ovest e Est diventano comparabili alla pressione della tasca Sud, ciò porta ad avere portate verso le regioni circolari quasi nulle e anche di pari passo le portate assiali uscenti da tali regioni.

Di seguito, nelle Figura 4.72, Figura 4.73, vengono riportate la capacità di carico e le portate in funzione della dimensione dei fori. Si può vedere, in questo caso, come un aumento del diametro del foro di alimentazione non comporti un aumento della capacità di carico. Infatti, come nel caso dell'alimentazione a 4bar, la spinta è inferiore rispetto a quella risultante con i restanti casi. Nel caso con pressione a 7 bar, per i primi valori di eccentricità la spinta risulta maggiore per $d_s = 0.8 \text{ mm}$.

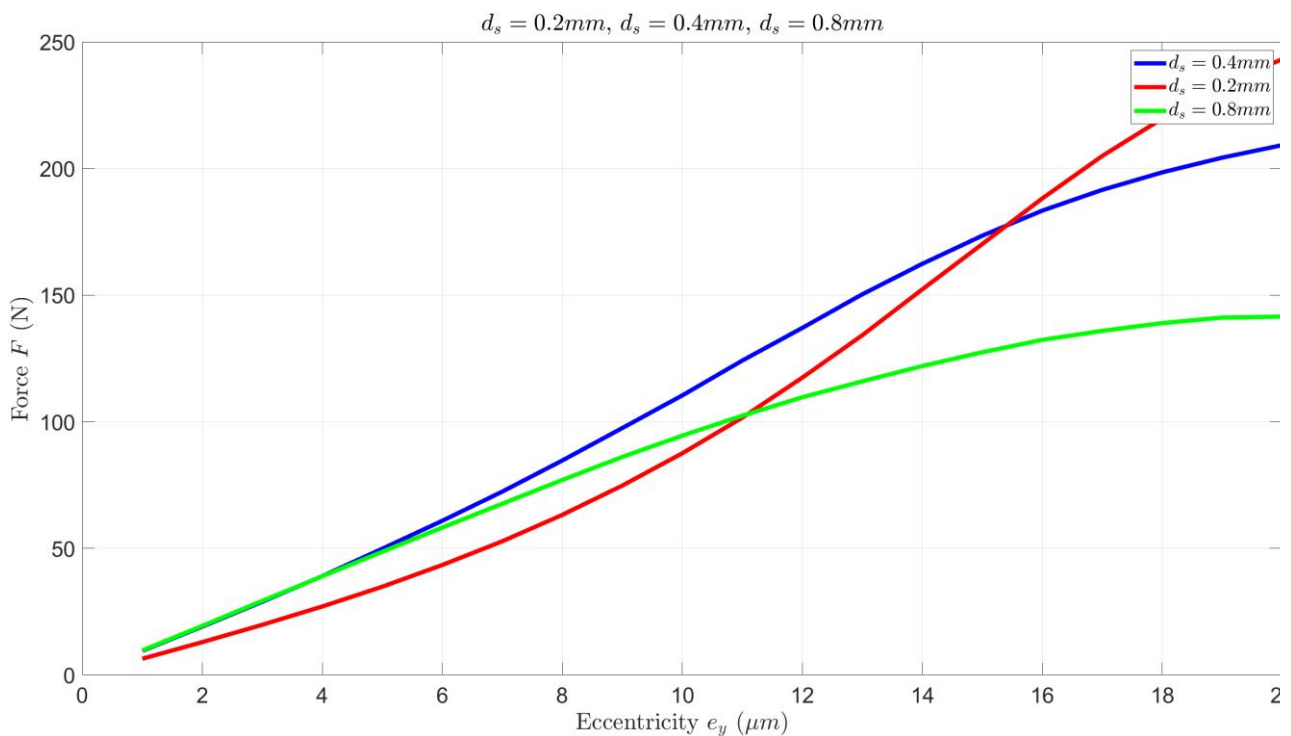


Figura 4.72: Capacità di carico per vari diametri dei fori di alimentazione

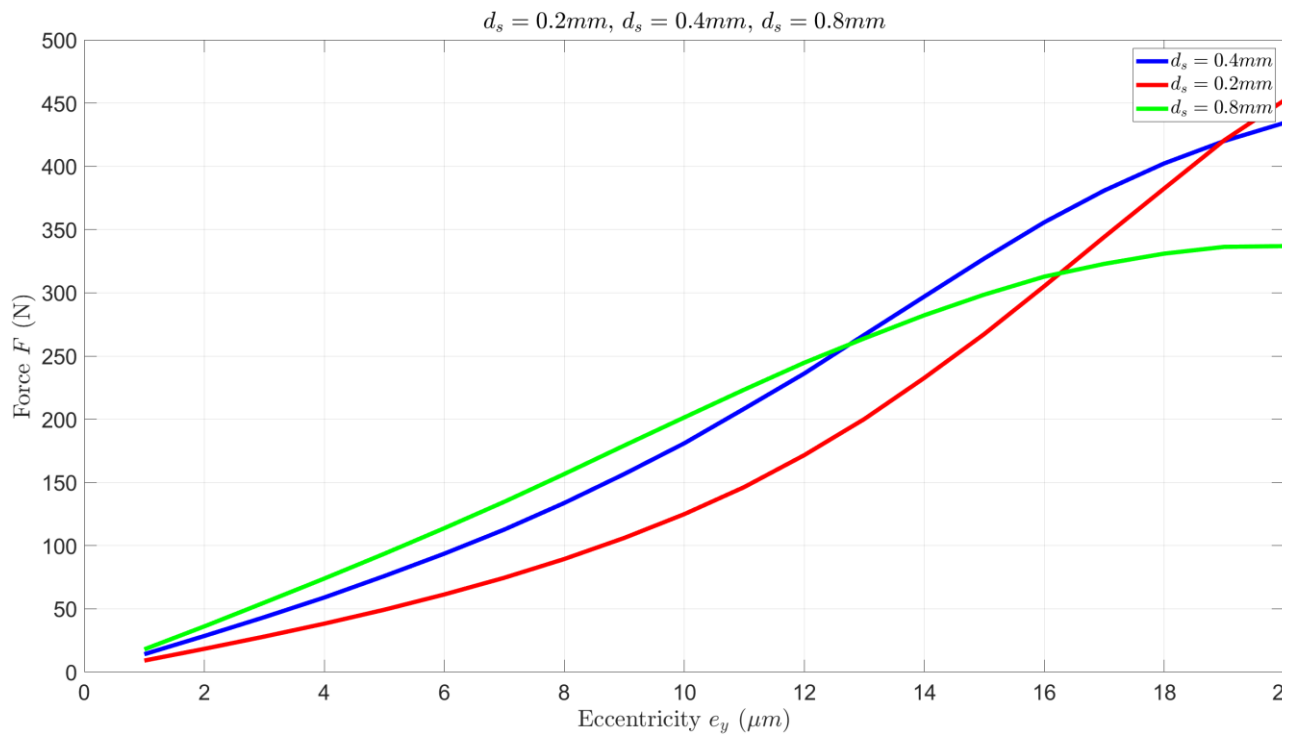


Figura 4.73: Capacità di carico per vari diametri dei fori di alimentazione per $P_{source} = 7bar$

4.11 RIGIDEZZA

Per completezza vengono riportati i grafici relativi alla rigidezza statica del sistema boccola, al variare dei vari parametri sopra esaminati.

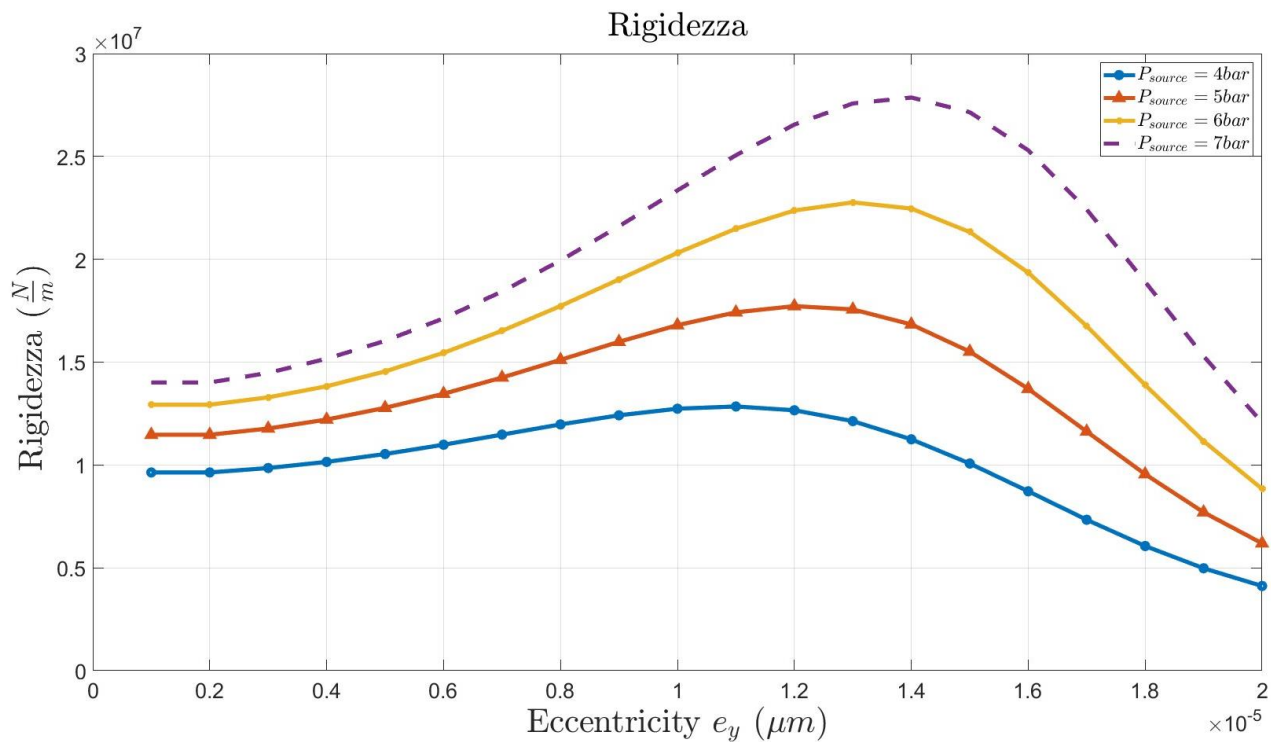


Figura 4.74: Rigidezza corretta per diverse pressioni secondo coefficienti correttivi

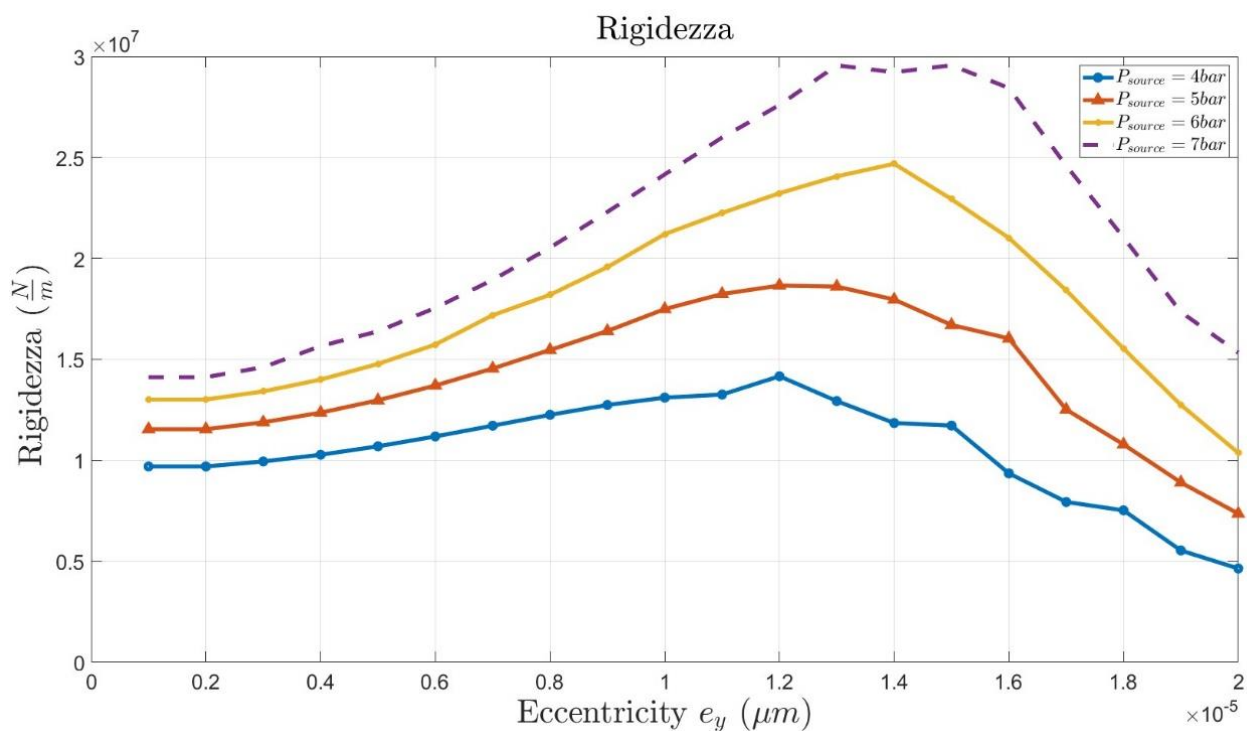


Figura 4.75: Rigidezza corretta per diverse pressioni secondo coefficienti correttivi

Come si può vedere dalle Figura 4.74 e Figura 4.75 riportate sopra la rigidezza aumenta all'aumentare della pressione di alimentazione come prevedibile, inoltre l'introduzione del fattore correttivo porta ad un leggero miglioramento per tutte e quattro le pressioni considerate.

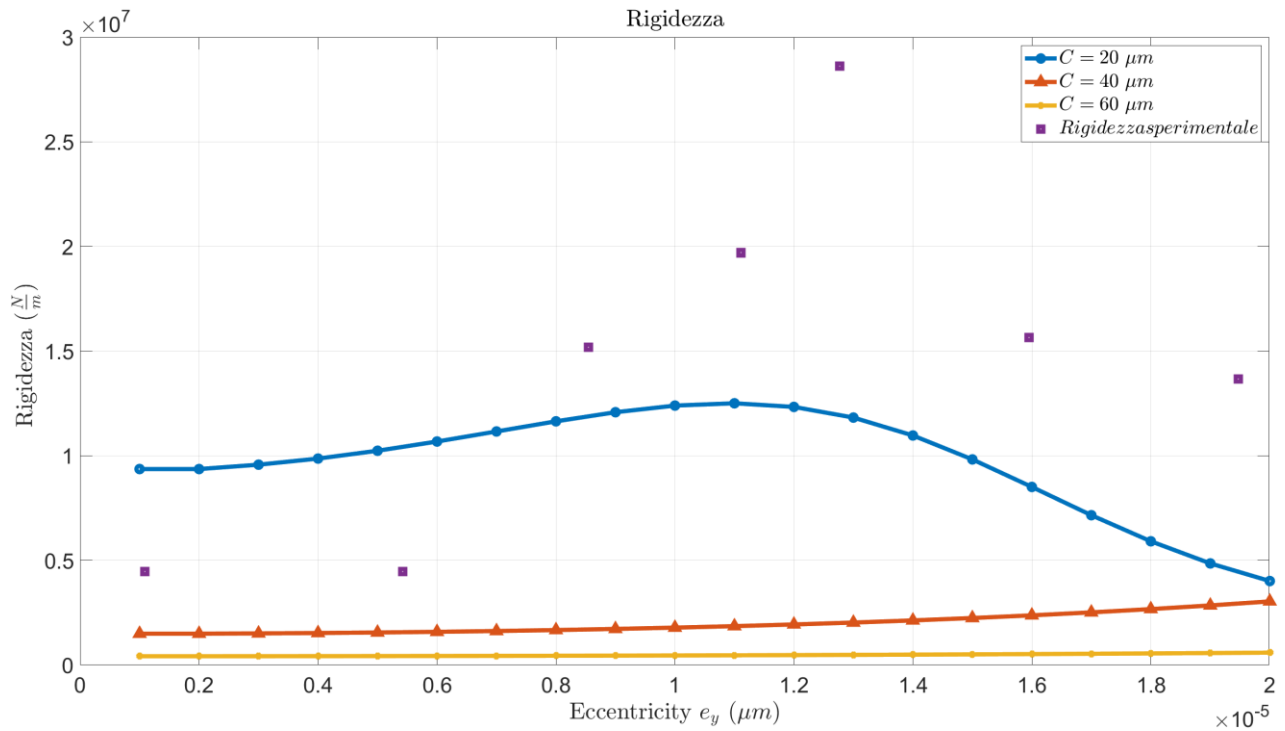


Figura 4.76: Rigidezza per vari giochi radiali

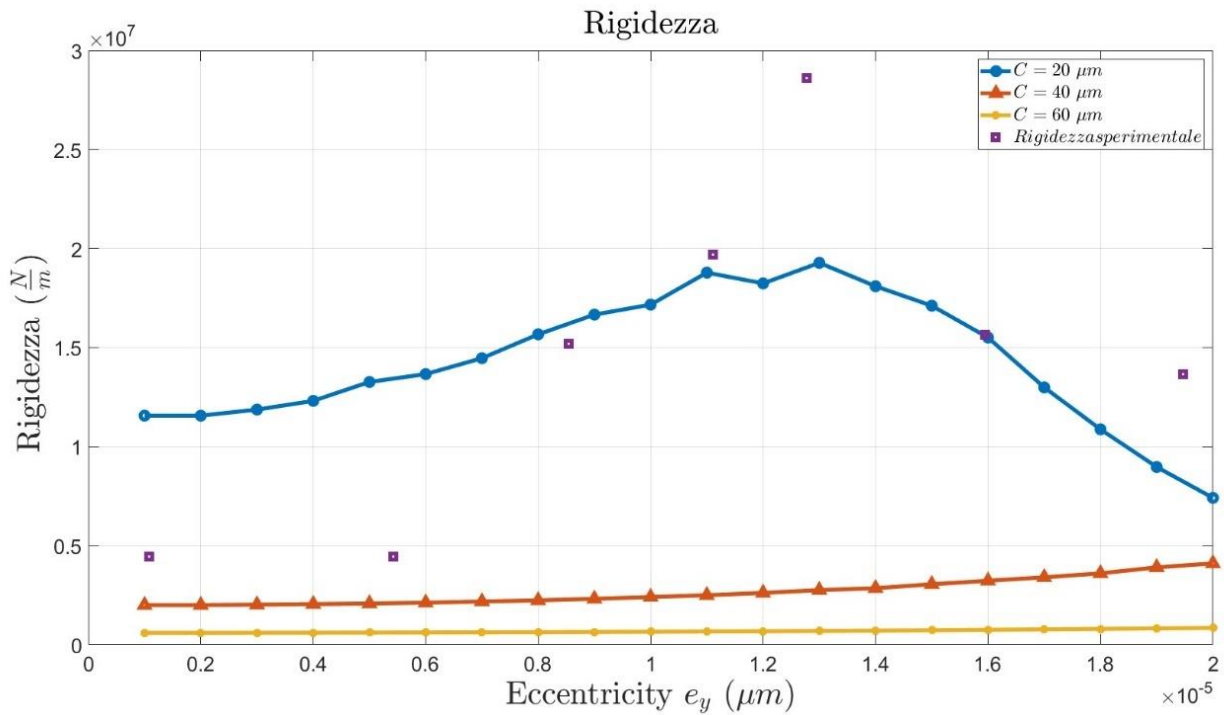


Figura 4.77: Rigidezza per vari giochi radiali corretta

Nella Figura 4.76 e Figura 4.77 viene mostrato all'aumentare del gioco radiale la rigidezza diminuisce notevolmente; perciò, viene confermata la scelta di $C = 20 \mu\text{m}$. Per tale valore si ha anche la migliore approssimazione della curva di valori sperimentali, ricavata per una pressione di alimentazione assoluta pari a 5 bar. Anche in questo caso l'introduzione del coefficiente correttivo incrementa, seppur in maniera minima, la rigidezza e consente un miglior fitting della curva sperimentale per valori più alti di eccentricità.

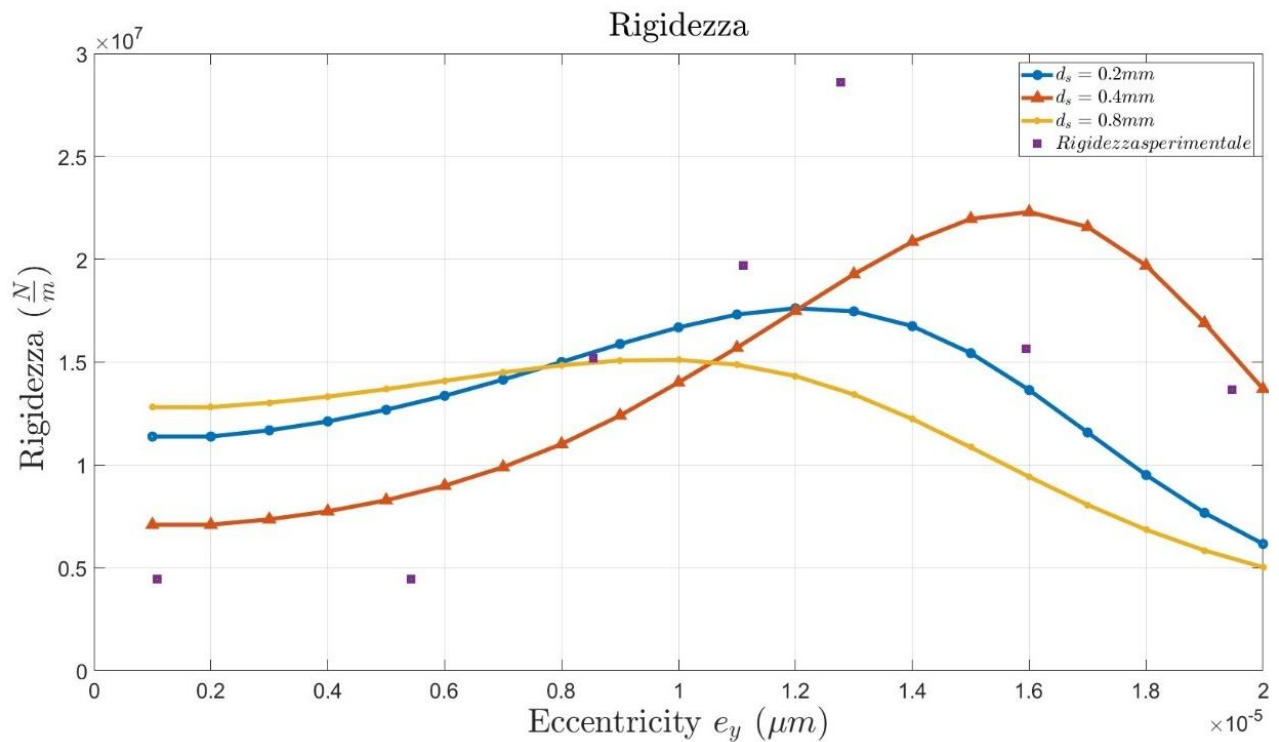


Figura 4.78: Rigidezza per vari diametri di alimentazione

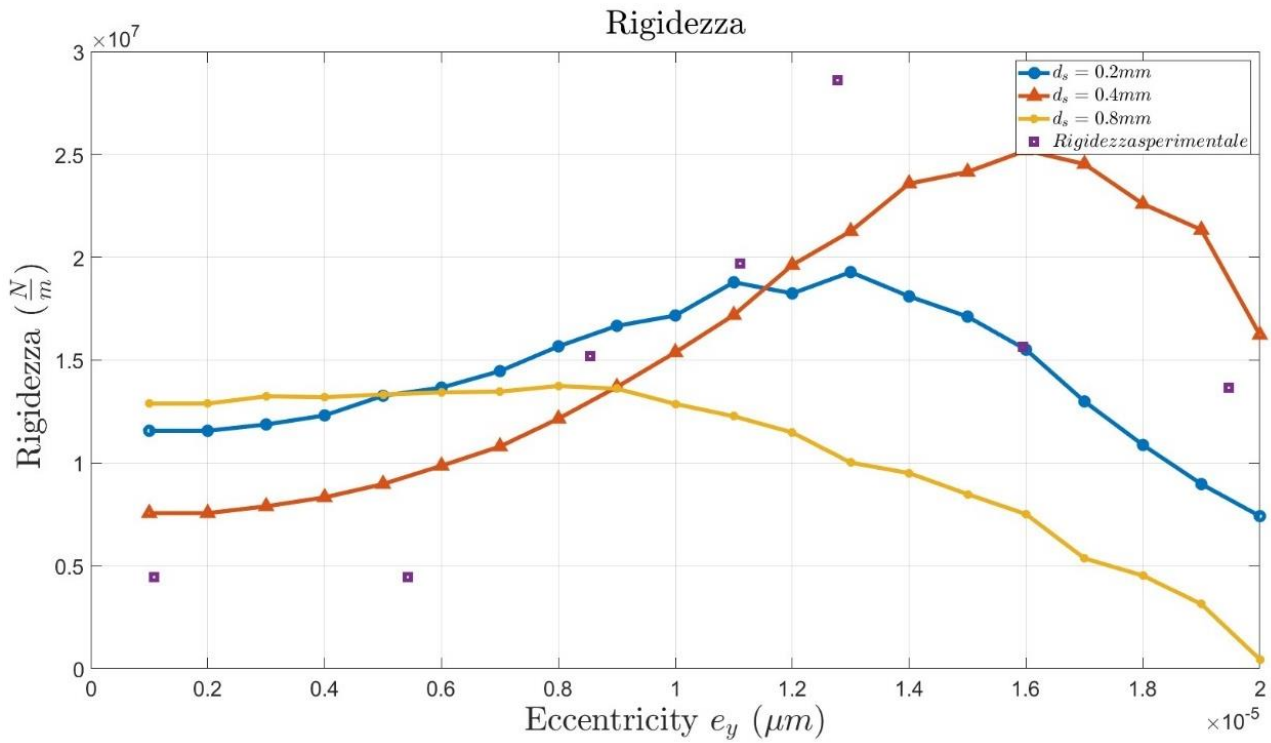


Figura 4.79: Rigidezza corretta per vari diametri dei fori di alimentazione

Per valori ridotti di eccentricità la curva con diametro dei fori pari a 0.2 mm approssima la curva sperimentale e massimizza la rigidezza, mentre da valori superiori la curva che massimizza la rigidezza è quella con diametro pari a 0.4 mm, il che giustifica fatta in precedenza, come riportato nelle figure Figura 4.78 e Figura 4.79.

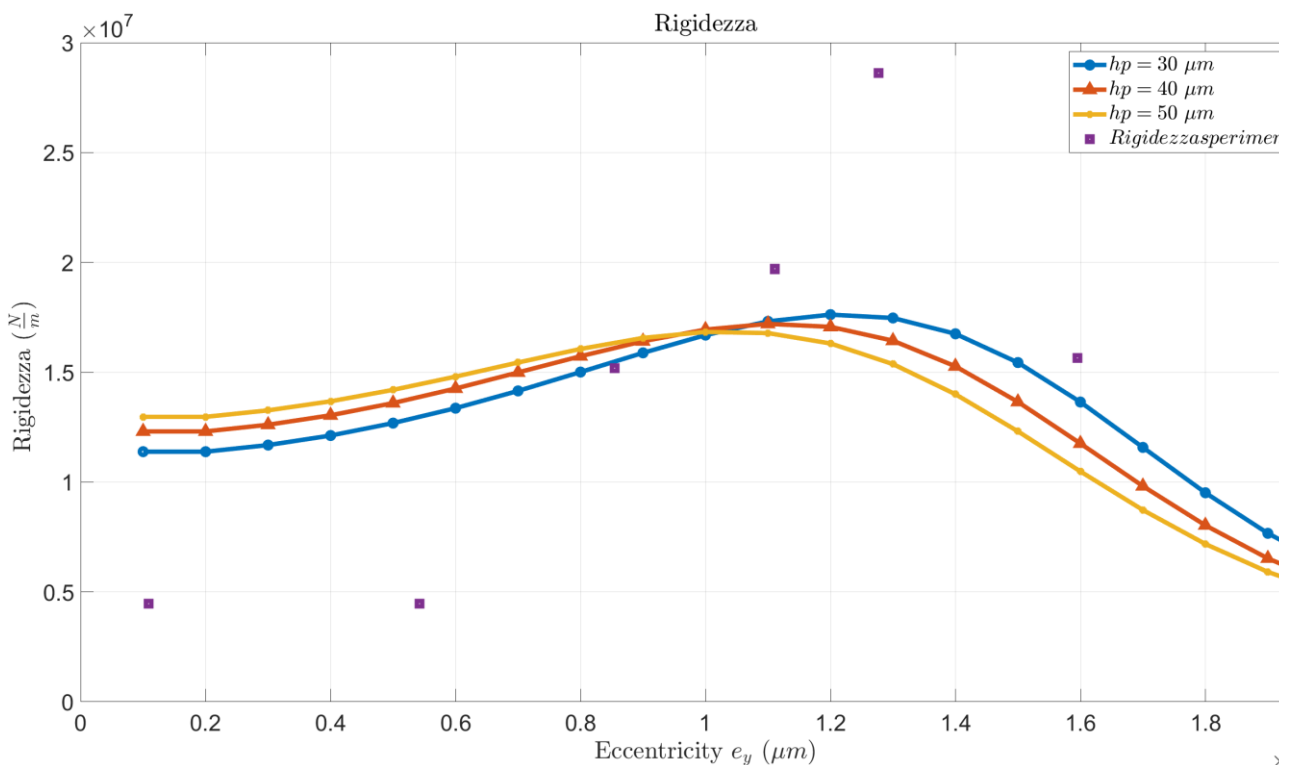


Figura 4.80: Rigidezza per varie profondità di tasca

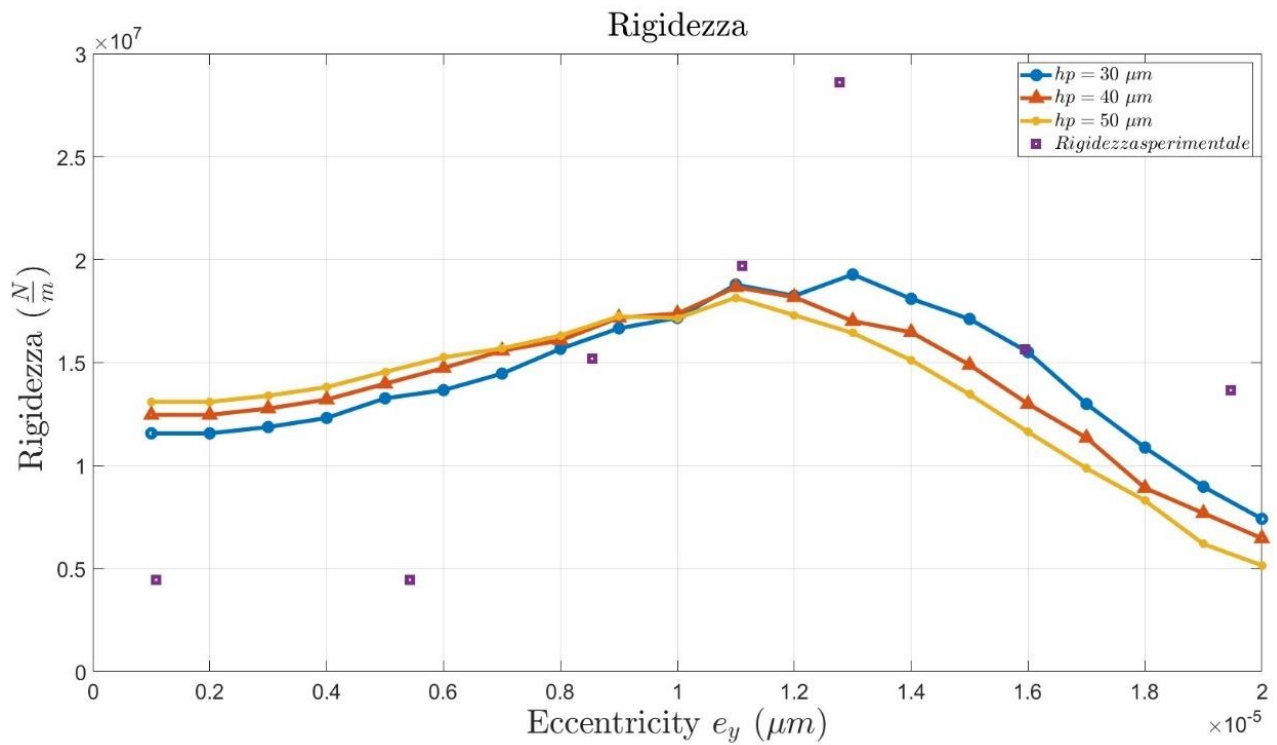


Figura 4.81: Rigidezza corretta per varie profondità di tasca

Per quanto riguarda la profondità di tasca si nota dalle Figura 4.80 e Figura 4.81 l'introduzione del fattore correttivo non comporta enormi modifiche, inoltre la profondità che massimizza la rigidezza è quella pari a $30 \mu m$.

CONCLUSIONI

Grazie al loro attrito quasi nullo, i cuscinetti pneumostatici vengono largamente utilizzati in molte applicazioni in cui siano richieste elevatissime precisioni di posizionamento, come ad esempio, macchine utensili, macchine di misura a coordinate o sistemi per la verifica di circuiti stampati. I maggiori svantaggi relativi all'uso di cuscinetti pneumostatici sono la loro bassa rigidità relativa e il loro basso smorzamento. L'utilizzo di metodi di compensazione costituisce una delle soluzioni tecniche più efficaci al fine di compensare queste limitazioni.

Questo lavoro di tesi riguarda una boccola pneumostatica controllata mediante due valvole differenziali a diaframma. Oltre alle due valvole, la boccola pneumostatica è integrata con un sensore a contropressione che misura la variazione della distanza tra l'albero e la boccola e fornisce il segnale di retroazione alle valvole di controllo. I principali obiettivi del lavoro di tesi hanno riguardato l'ottimizzazione di un banco prova già esistente e implementazione di un modello numerico del sistema.

L'ottimizzazione del banco prova ha previsto diverse modifiche finalizzate ad aumentare la flessibilità e l'accuratezza di misura del banco. Diversamente da quanto proposto nei precedenti lavori di tesi di Cuccarolo, la distanza relativa tra l'albero e la boccola viene misurata mediante dei sensori di tipo capacitivo piuttosto che dai precedenti sensori LVDT. Inoltre, le due valvole di controllo sono state riprogettate per essere collegate al basamento piuttosto che direttamente sulla boccola al fine di rendere più agevole l'uso del sistema di compensazione. Il sistema di applicazione del carico è stato riprogettato prevedendo l'inserimento di una cella di carico in modo da poter effettuare anche test di tipo impulsivo.

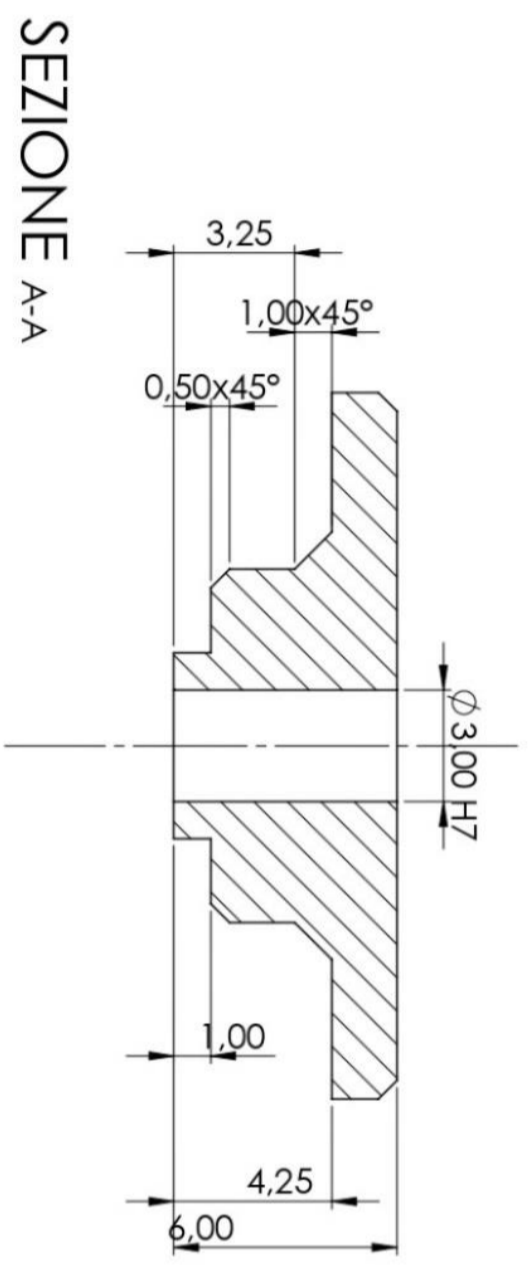
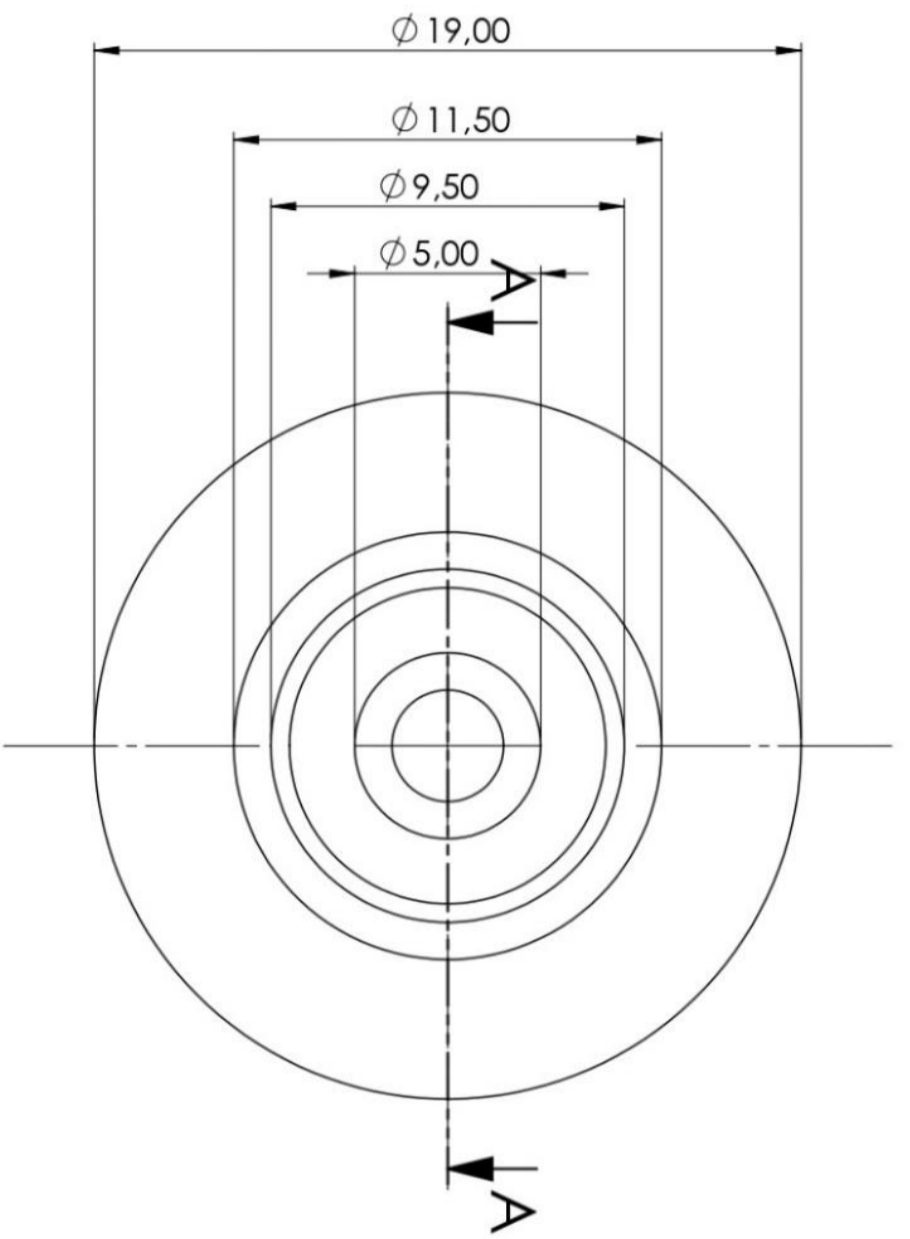
La seconda parte del lavoro ha riguardato l'implementazione di un modello numerico a parametri concentrati del sistema. Purtroppo, le tempistiche strette hanno consentito solo l'implementazione del modello relativo alla boccola passiva. Questa presenta quattro fori di alimentazione con tasca disposti simmetricamente e circonferenzialmente in prossimità della mezzeria della boccola stessa. Il modello a parametri concentrati del sistema è stato ottenuto dividendo circonferenzialmente il meato in otto settori e associando delle capacità pneumatiche solo alle porzioni in corrispondenza delle quattro tasche. Le portate in ingresso provenienti dai fori di alimentazione della boccola sono state calcolate considerando un flusso isoentropico e un'area equivalente che tenga conto sia della sezione di passaggio in corrispondenza del foro sia di quella all'ingresso del meato. Le portate in uscita dai volumi delle tasche sono state calcolate secondo le classiche formule previste dalla formulazione di Reynolds. I valori di pressione non in corrispondenza delle tasche sono invece stati calcolati come medie aritmetiche dei due valori adiacenti. Il modello numerico è stato

validato mediante dei test sperimentali di tipo statico dove la boccola veniva caricata solo lungo la direzione verticale. A valle di un primo confronto tra risultati numerici e sperimentali si è potuto constatare un'ottima corrispondenza per quanto riguarda la portanza del cuscinetto. Al contrario si è notata una incongruenza tra le portate di ingresso e uscita dalla boccola calcolate dal modello numerico. È stato verificato che questa differenza era principalmente dovuta all'approssimazione utilizzata per il calcolo delle pressioni equivalenti nelle zone adiacenti alle tasche. Infatti, in queste condizioni di lavoro, queste pressioni risultano essere di gran lunga inferiori rispetto alla media delle pressioni relative alle due tasche adiacenti. Questo inconveniente è stato risolto identificando dei coefficienti che correggessero tali pressioni al fine di ottenere dei valori di portata in ingresso e in uscita dalla boccola che fossero quanto più simili possibile. Ripetendo questa identificazione al variare della profondità delle tasche, del gioco radiale tra albero e boccola, della pressione di alimentazione e del diametro dei fori è stato possibile verificare come e di quanto questi coefficienti correttivi variano al variare dei parametri di funzionamento della boccola.


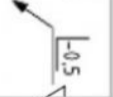
A partire da questi risultati preliminari sarà poi possibile modellare il comportamento del sistema controllato e validarlo per mezzo di test sperimentali.

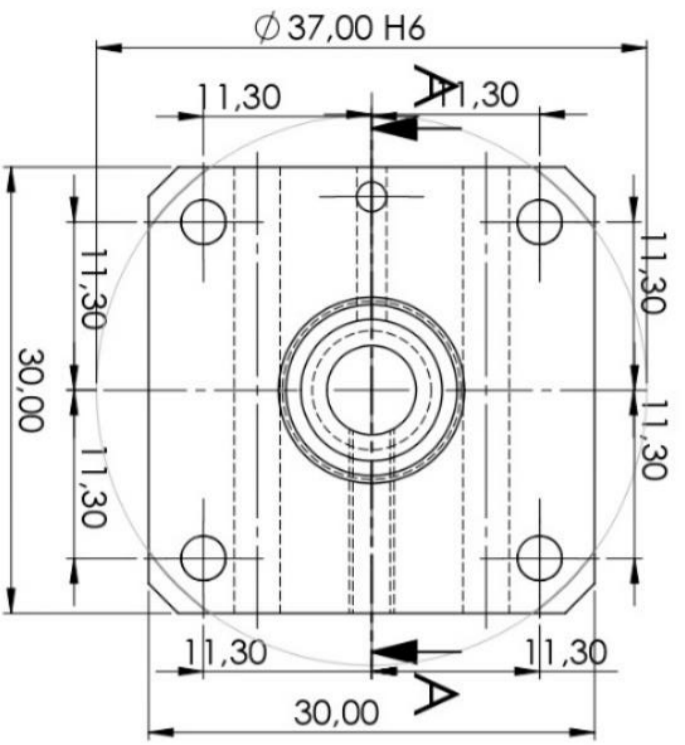
APPENDICE

A1 Disegni costruttivi valvola differenziale

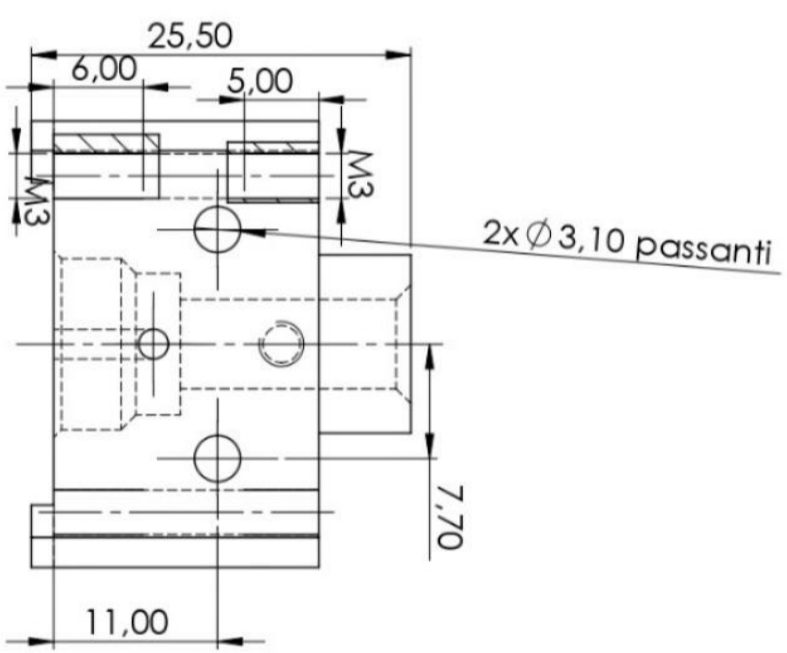
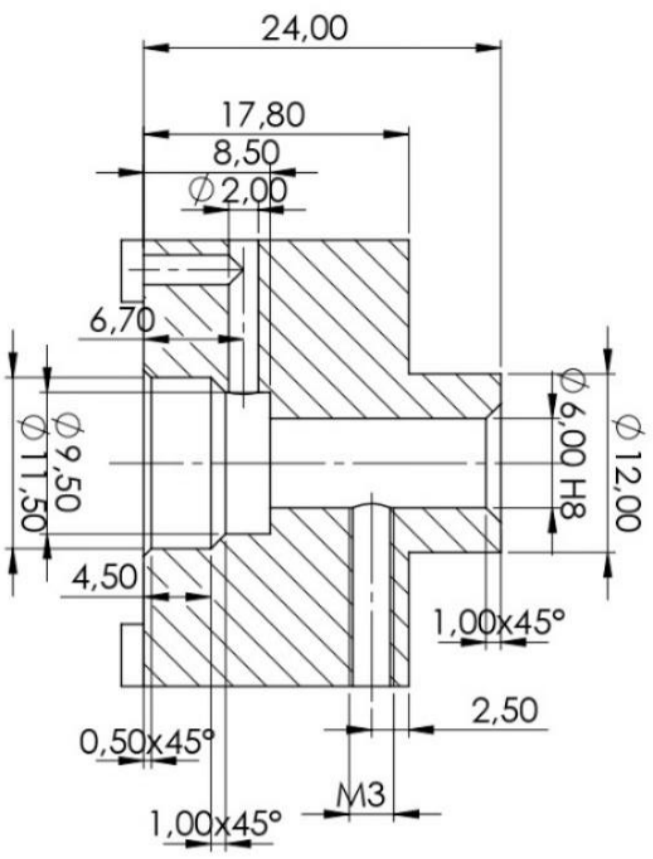



SEZIONE A-A

 POLITECNICO DI TORINO		Spool ISO 13715		FINITURA:  Ra 1.6		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NOOME		FIRMA		DATA		Descrizione		Nome del file	
DISEG.		VERIF.		APPR.		FABR.		Distanziale maggiore	
Coll. generali ISO 22081		MATERIALE		PESO (kg):		SCALA: 5:1		Tavola n.	
Corso		Corso		Corso		Corso		A3	



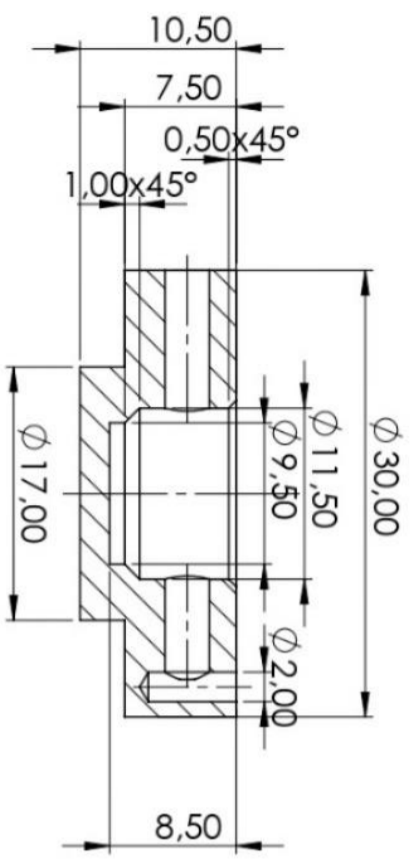
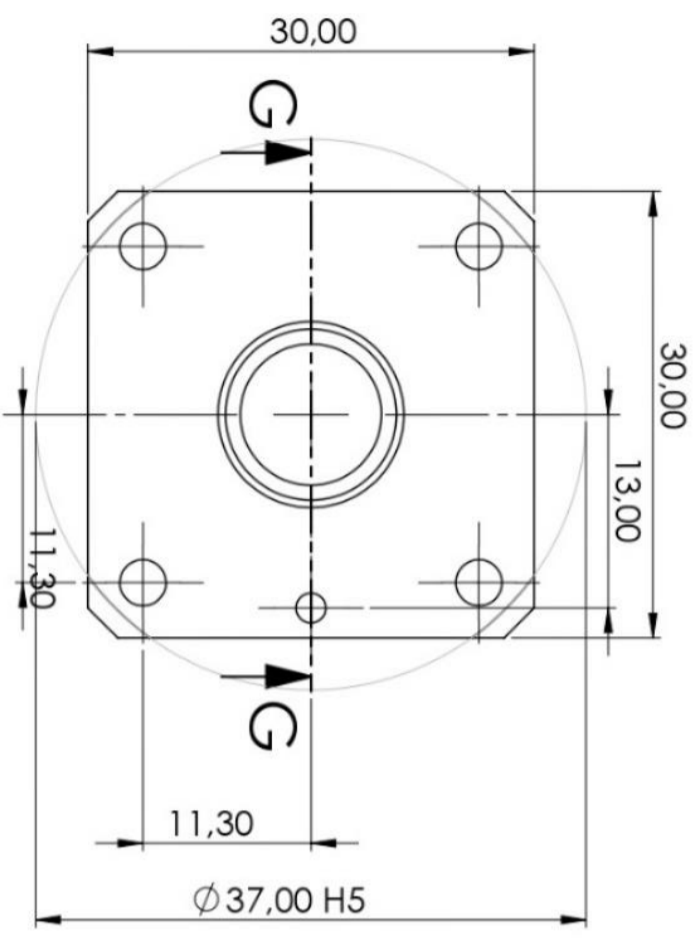
SEZIONE A-A



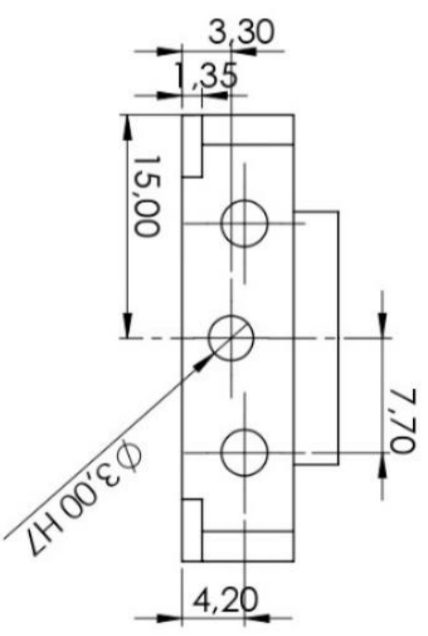
 <p>POLITECNICO DI TORINO</p>		<p>Spazio ISO 13715</p>	
NOI	FRUA	DATA	FINITURA: Ra
DISEG.			
VERIF.			
APPR.			
FABR.			
<p>Toll. generali ISO 22081</p>		<p>MATERIALE</p>	
<p>Nome del file</p>		<p>Argomento</p>	
<p>SCALA: 2:1</p>		<p>Simone Foi</p>	
<p>Tavola n.</p>		<p>Matr.</p>	


Corpo superiore valvola

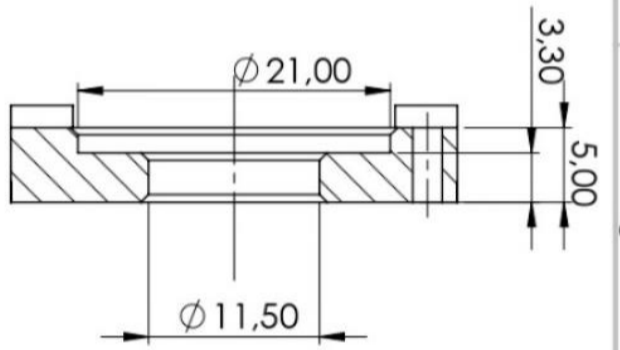
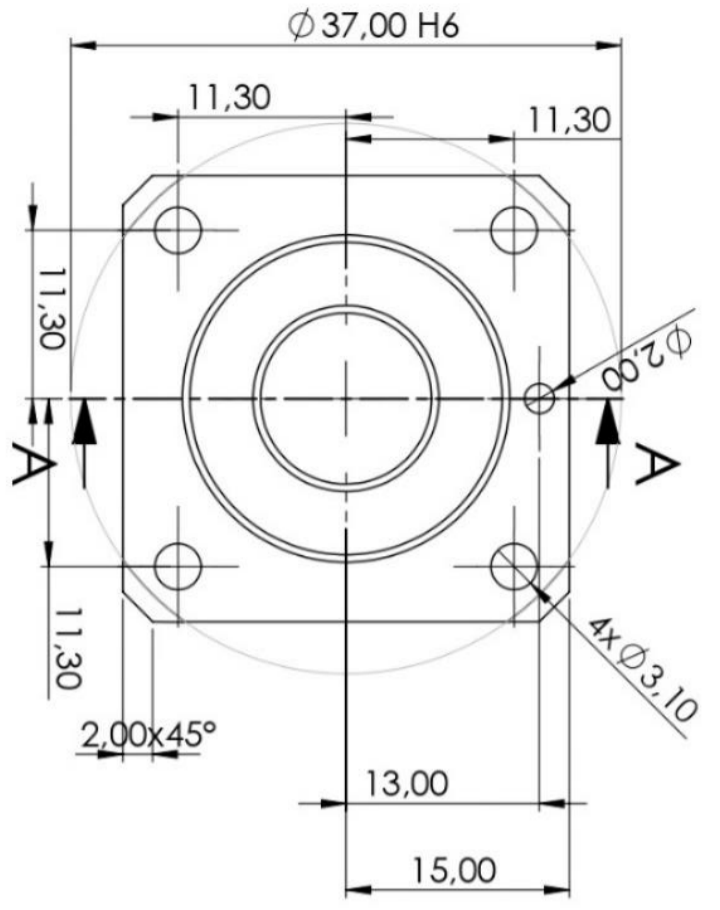
A3



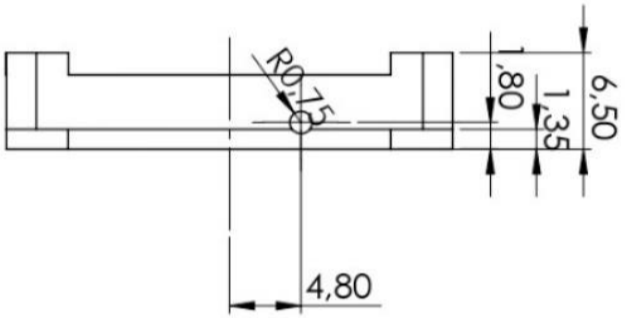
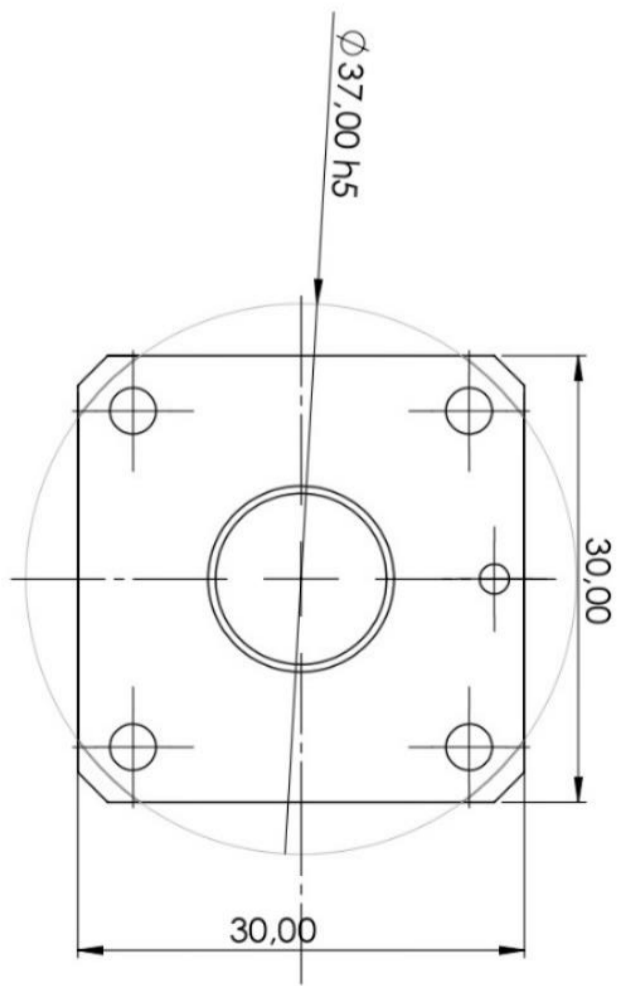
SEZIONE G-G




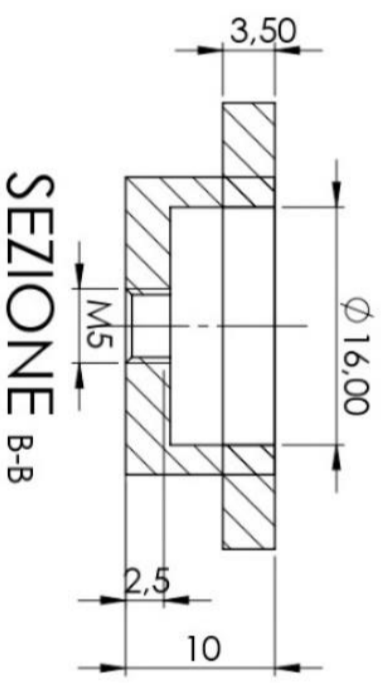
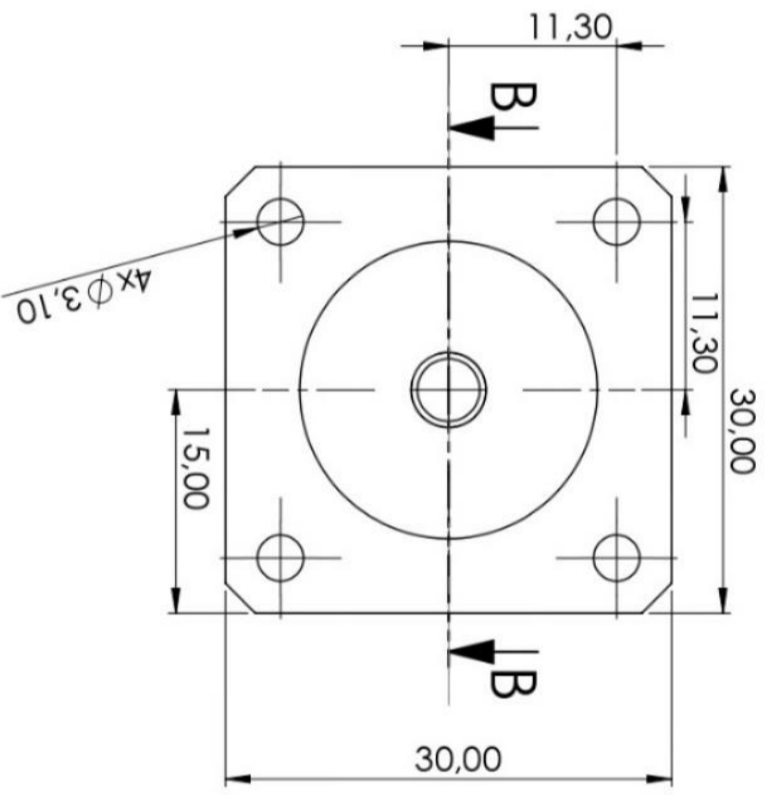
 POLITECNICO DI TORINO		Spool ISO 13715		FINITURA: Ra		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NOIUE	FRIVA	DATA	Derivazione			Nome del file Corpo inferiore			
DISEG.			Toll. generali ISO 22081			SCALA:2:1			
VERIF.			MATERIALE: Alluminio			Tavola n.			
APPR.			Corso			A3			
FABB.			FESQ (kaj)						





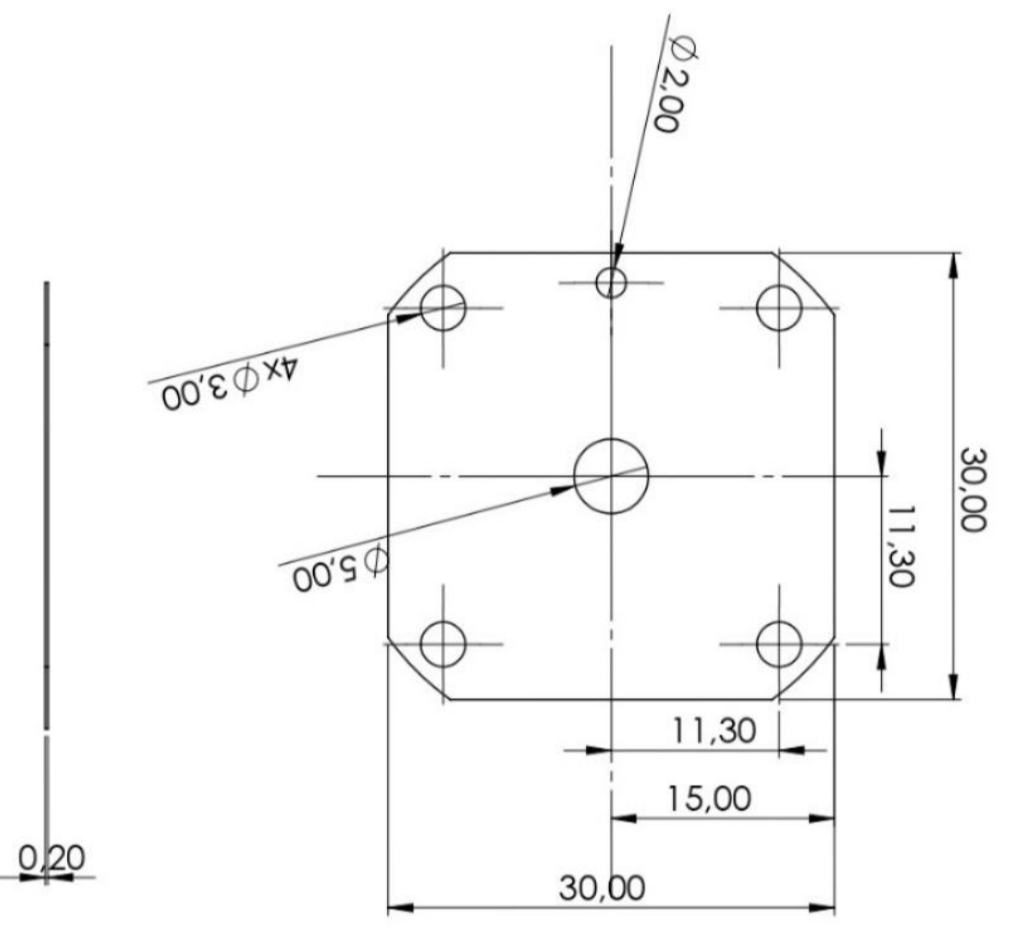
SEZIONE A-A





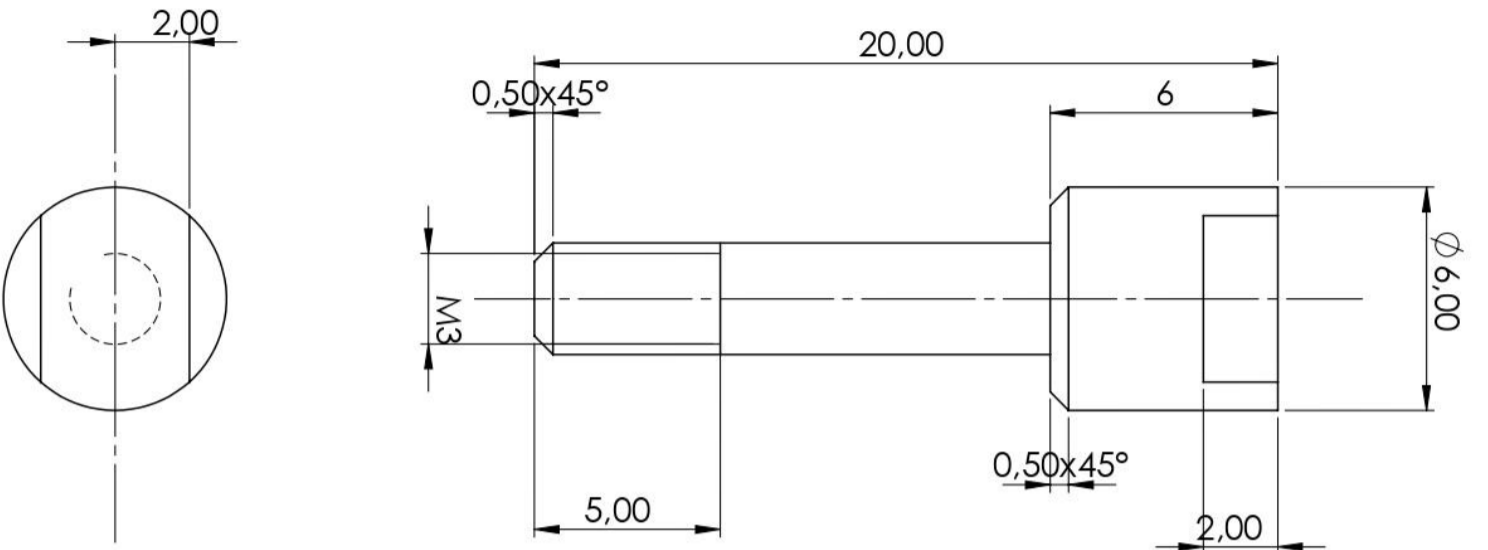
 POLITECNICO DI TORINO		Spagof ISO 13715		RITURBA RA		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NOOME		FR/UA		DATA		Detrazione		Nome del file Corpo intermedio superiore	
DISEG.		VERIF.		APPR.		FABB.		A3	
Coll. generali ISO 22081		Materiale: Alluminio		FES0 (kg):		SCALA: 2:1		Tavola n.	
Corso		4		3		2		1	




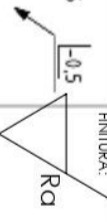
 POLITECNICO DI TORINO		Spool		 FINITURA: Ra		Argomento		Data			
		NOME		FR/VA		DATA		Simone Foti		Matr.	
DISEG.		VERIF.		APP.		FABB.		Toll. generali ISO 22081		Nome del file	
MATERIALE		Corpo		FE0 (kg):		SCALA: 2:1		Tavola n.		A3	

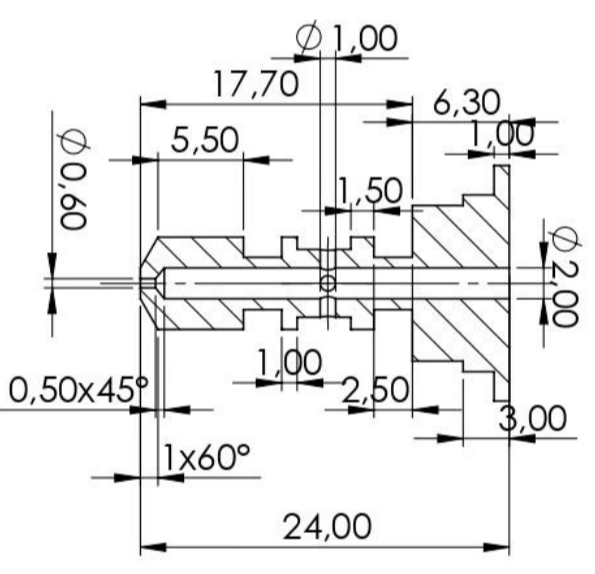
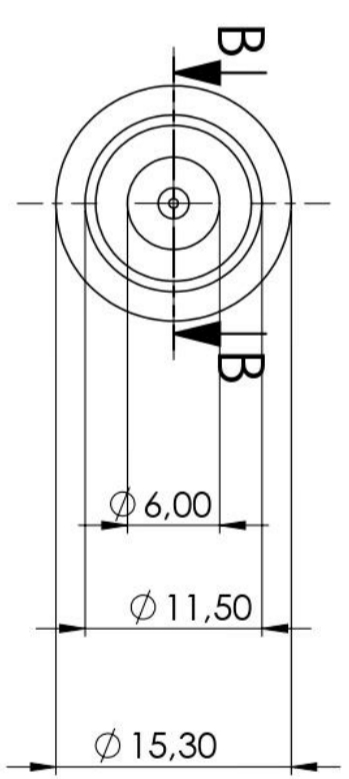


 POLITECNICO DI TORINO		Spazio ISO 13715		RITURBA:  RA	Argomento Simone Foti		Data Matr.		
		NOME	FRUA		DATA	Descrizione		Nome del file	
DISEG.					Toll. generali ISO 22081		Membrana		
VERIF.					MATERIALE		A3		
APP.					PESO (kg):		Tavola n.		
Corso									


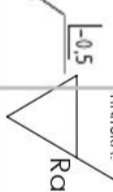


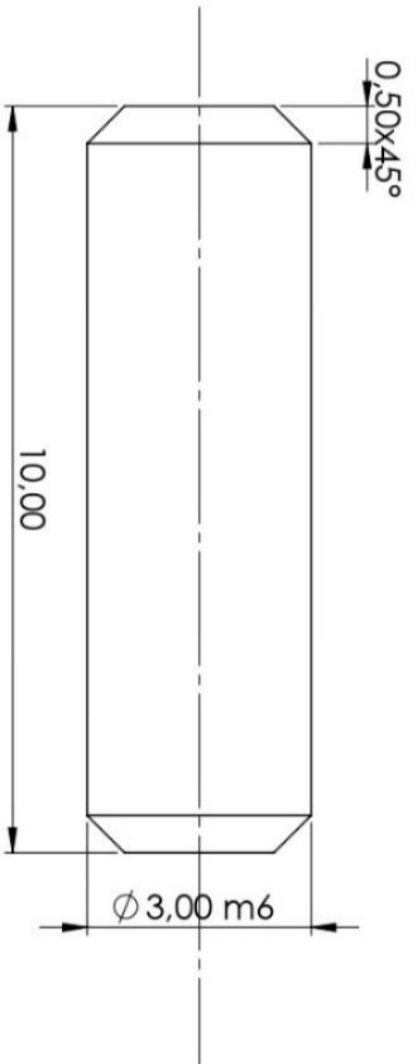
SOLIDWORKS Educational Product. Solo per uso didattico.


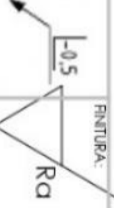
 POLITECNICO DI TORINO		Spigoli ISO 13715		Finitura: 	
NOME	FIRMA	DATA	Argomento Simone Foti		
DISEG.			Descrizione Otturatore		
VERIF.			Nome del file Otturatore		
APPR.			SCALA: 1:1 Tavola n.		
FABB.	Toll. generali ISO 22081 MATERIALE:		A3		
Corpo			PESO (Kg):		

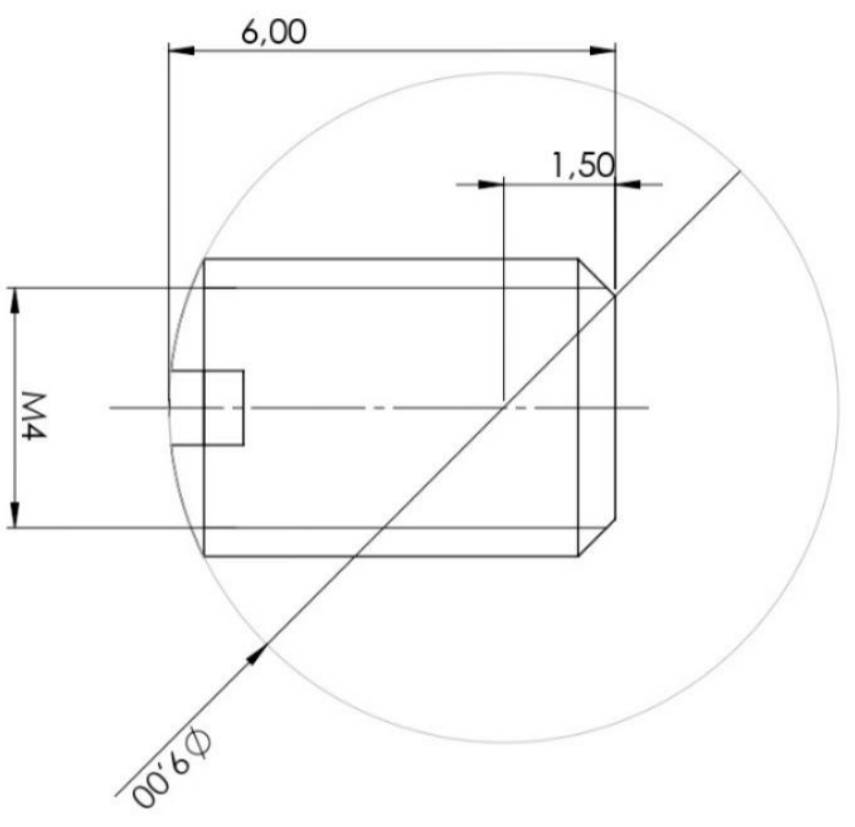
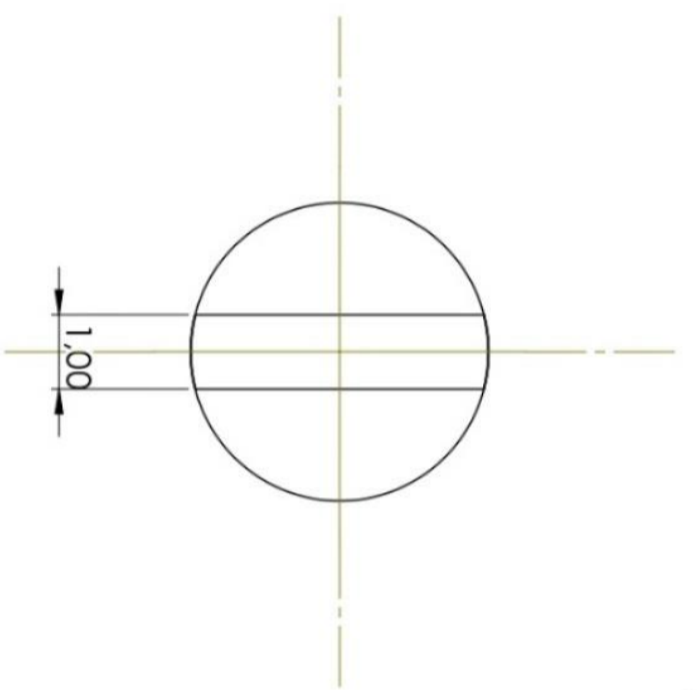



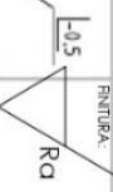
SEZIONE B-B

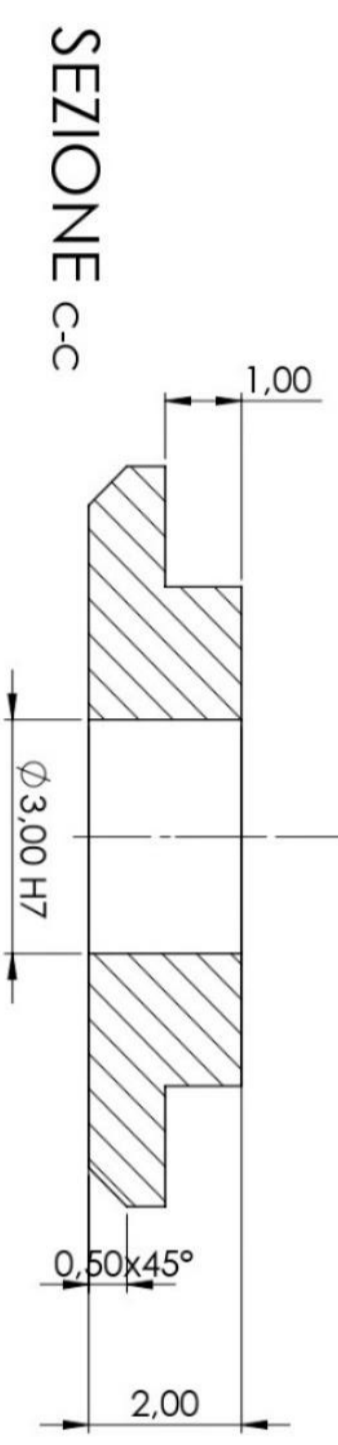
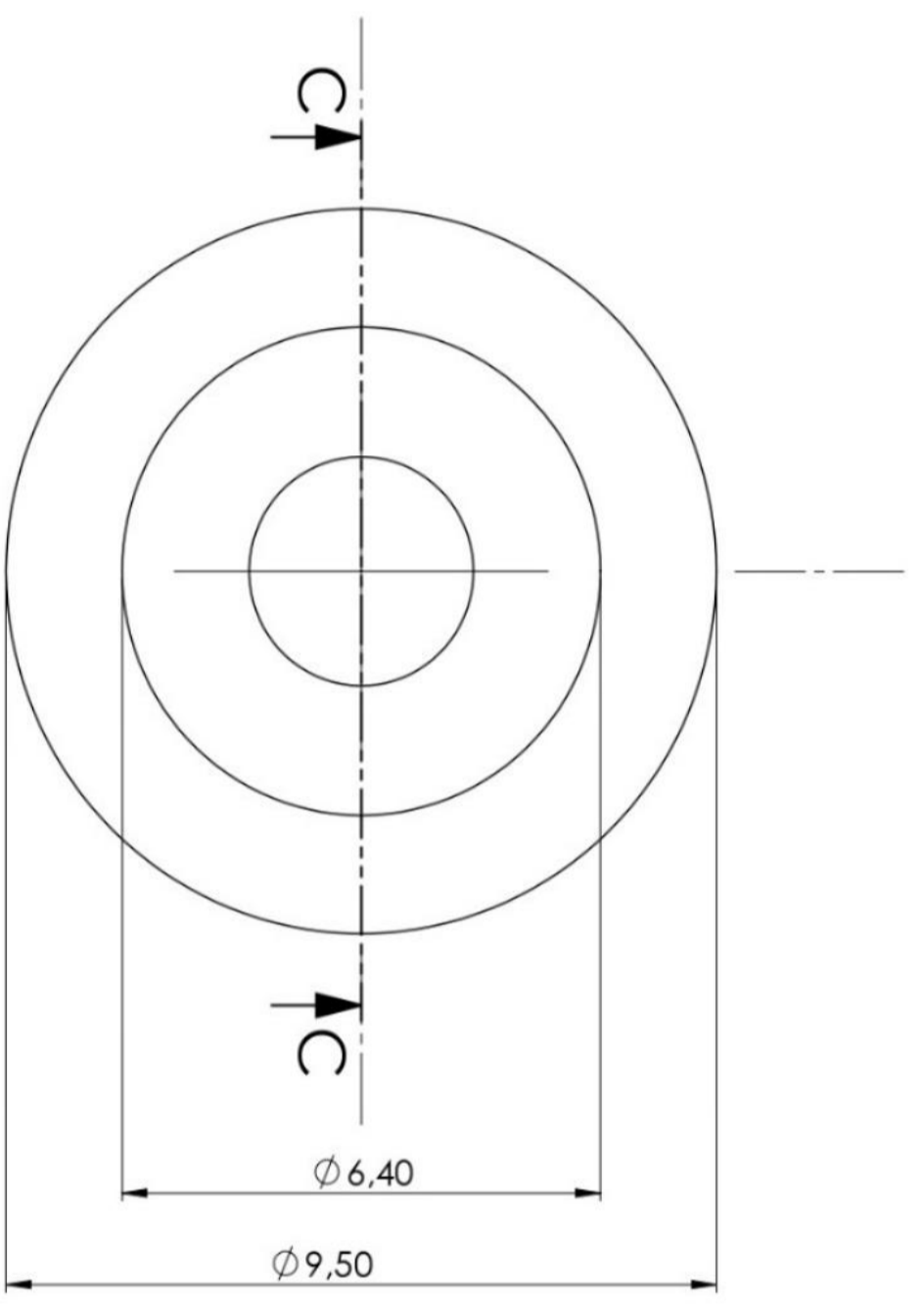
 POLITECNICO DI TORINO		Spigoli ISO 13715		FINITURA:  Ra	
NOBIE		FIRMA		DATA	
DISEG.		VERIF.		APPR.	
FABB.		Toll. generali ISO 22081		Nome del file	
Corso		MATERIALE: Alluminio		Ugello	
Corso		PESO (kg):		SCALA: 2:1	
Argomento		Simone Foti		Data	
Descrizione		Matr.		Matr.	
A3		Tavola n.		1	





 POLITECNICO DI TORINO		Spazio ISO 13715		FINITURA 	Argomento Simone Foti	Data Matr.
		NOIUE	FRIMA			
DISEG.					Nome del file Tappo ugello corpo inferiore	A3
VERIF.						
APPR.						
FASB.						
Toll. generali ISO 22081 MATERIALE				Corso		
PECO (kg):				SCALA: 10:1		Tavola n.

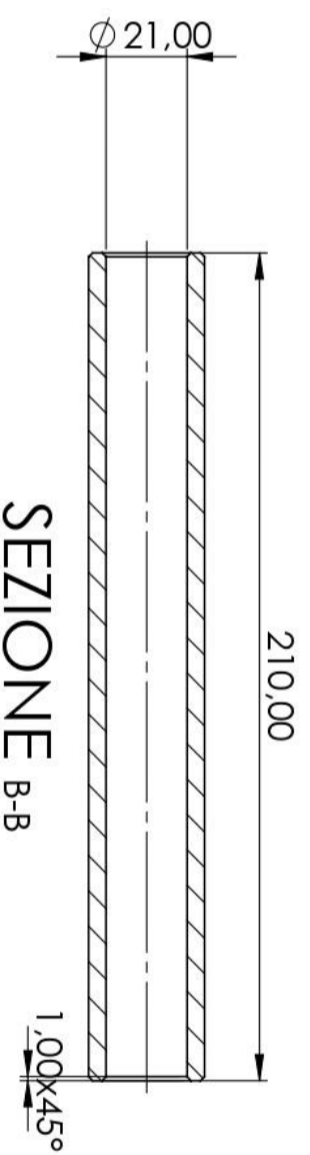
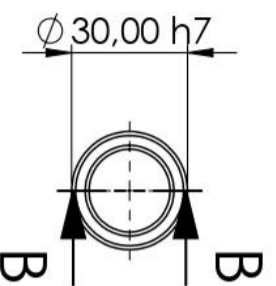




 POLITECNICO DI TORINO		Spazio ISO 13715		RITURBA:  Ra		Argomento Simone Foti		Data Matr.			
NOI	FR/VA	DATA	Derivazione Toll. generali ISO 22081		Nome del file Grano		SCALA: 1:1		Tavola n.		
DISEG.			MATERIALE		A3						
VERIF.											
APPR.											
FABR.											
Corso		PESO (kg):									

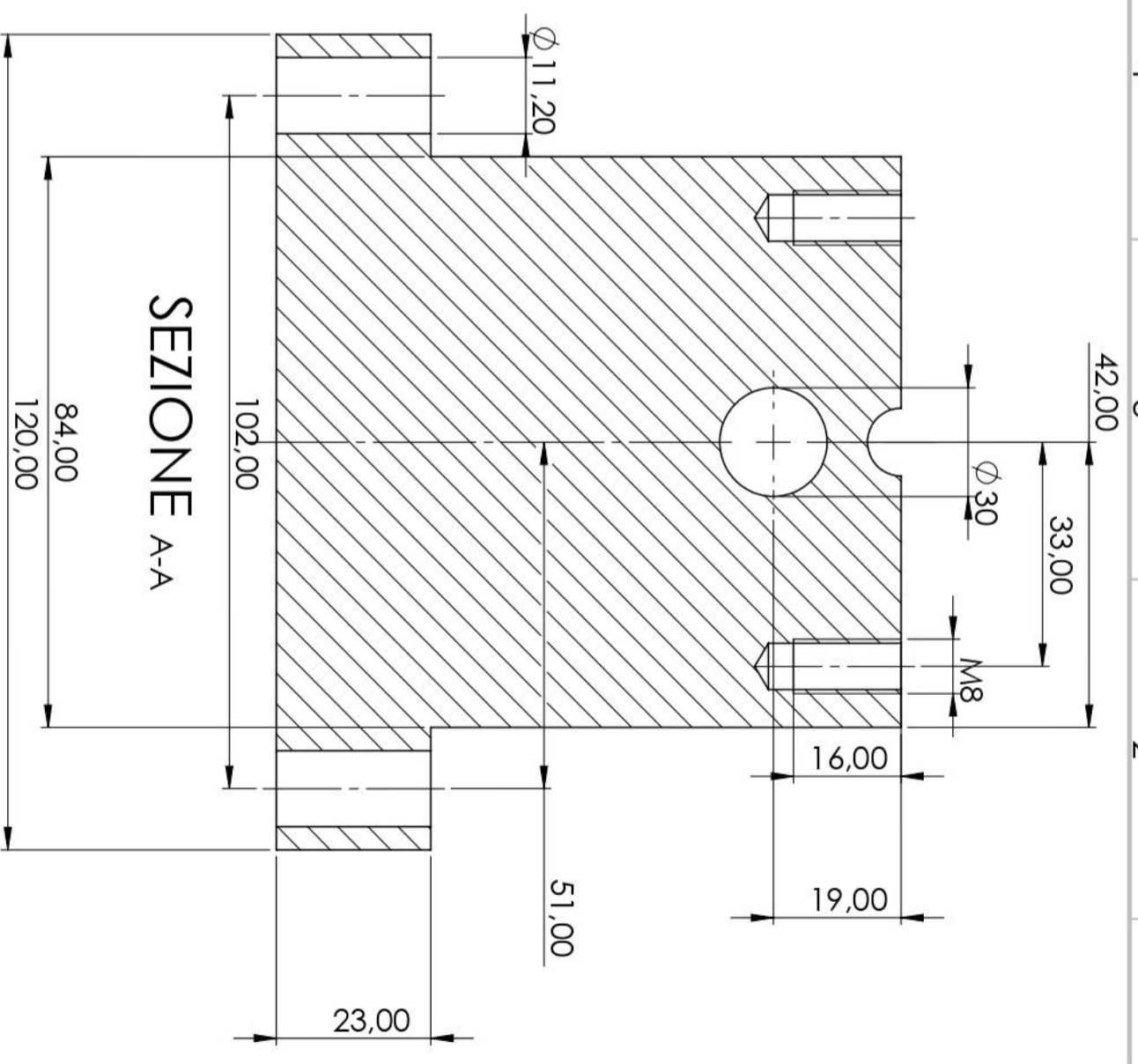
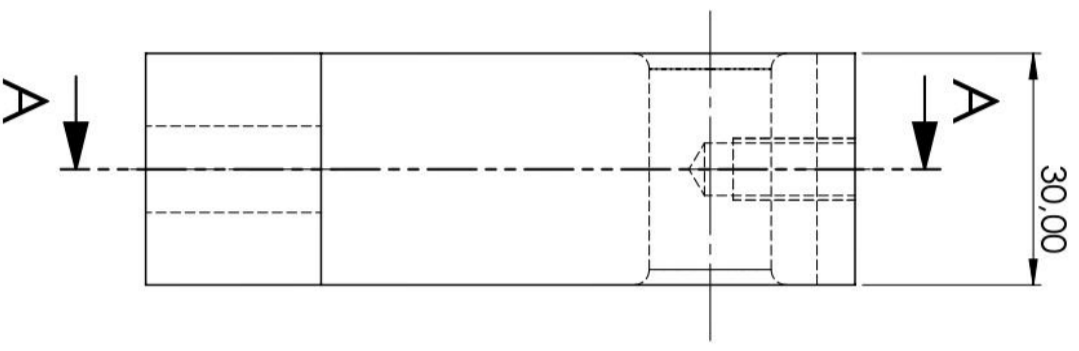


 POLITECNICO DI TORINO		Spazio ISO 13715		FINITURA:  1.6		Aggiornamento Simone Foti		Data Matr.		
NOVIE	FRMA	DATA	TOLL. generali ISO 22081 MATERIALE			Descrizione Distanziale minore				
DISEG.	VERIF.	APPR.	FABB.	Nome del file Distanziale minore			SCALA: 10:1		Tavola n.	
Corso			PESO (Kg):			A3				


A2 Disegni costruttivi banco precedente

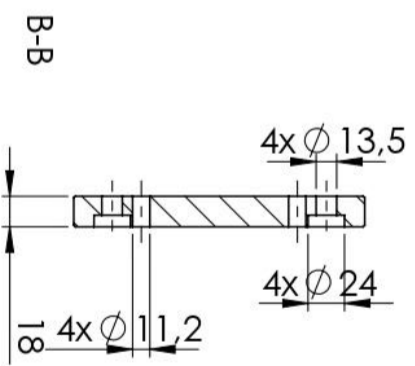
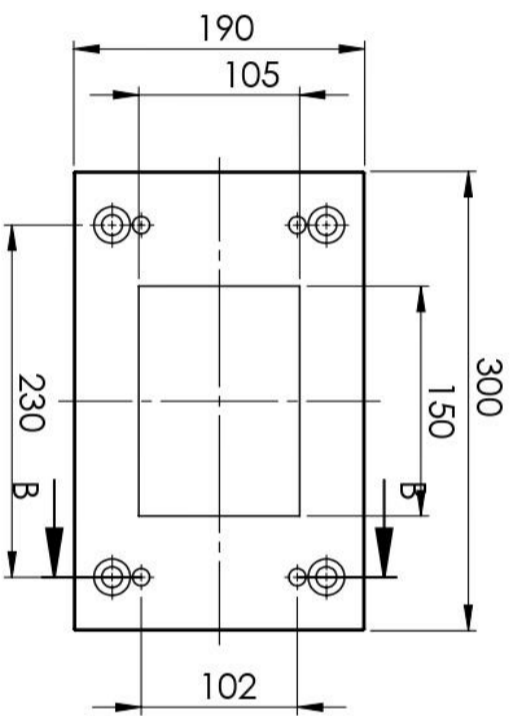




 POLITECNICO DI TORINO		Spool ISO 13715		FINITURA: 		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NOOME		FIRMA		DATA		Descrizione		Nome del file	
DISEG.		VERIF.		APPR.		FABB.		SCALA: 1:2	
FABB.		TOLL. generali ISO 22081		MATERIALE		Nome del file Albero		Tavola n.	
Corso		PESO (kg):		A3		A3		A3	

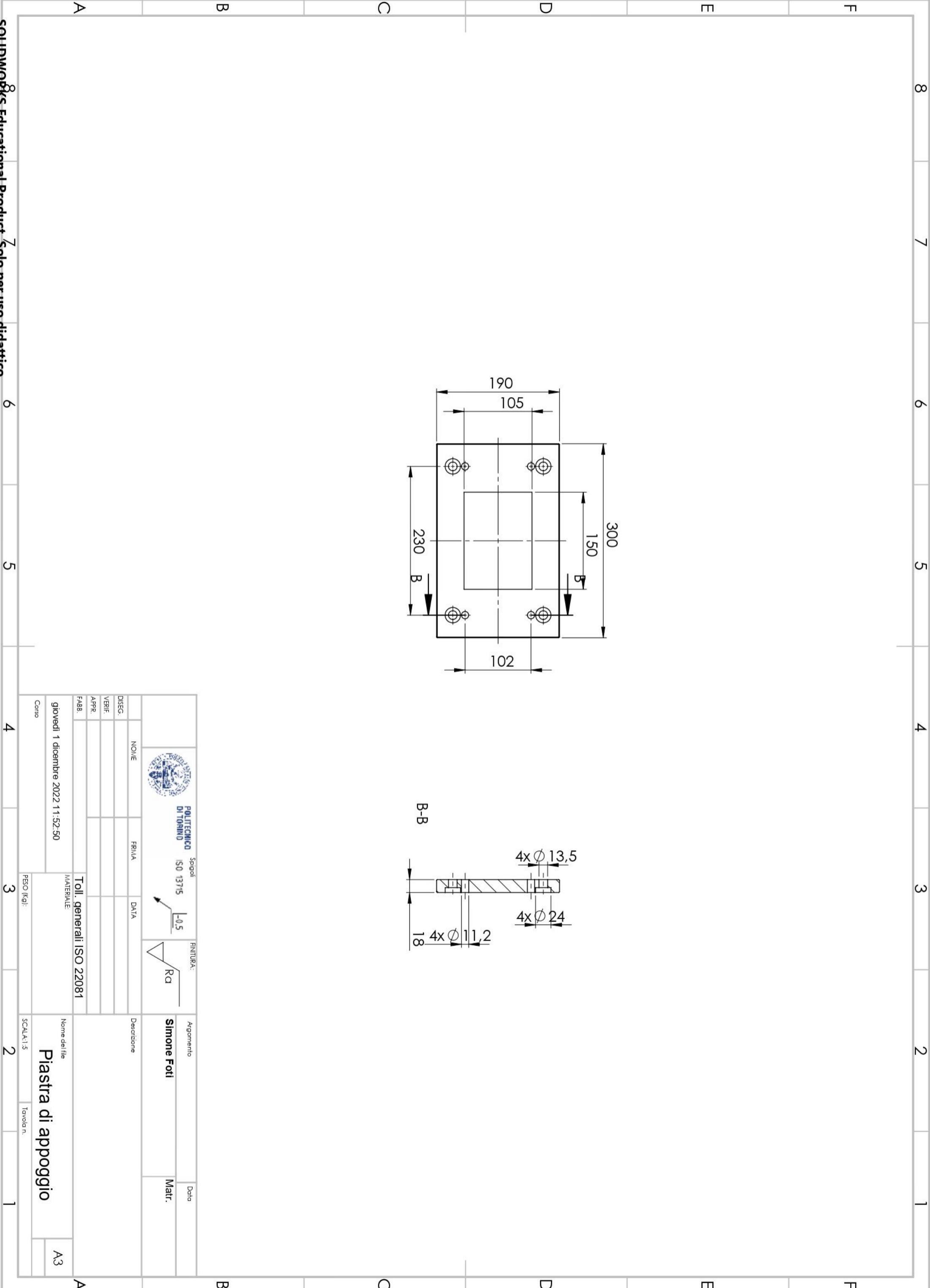


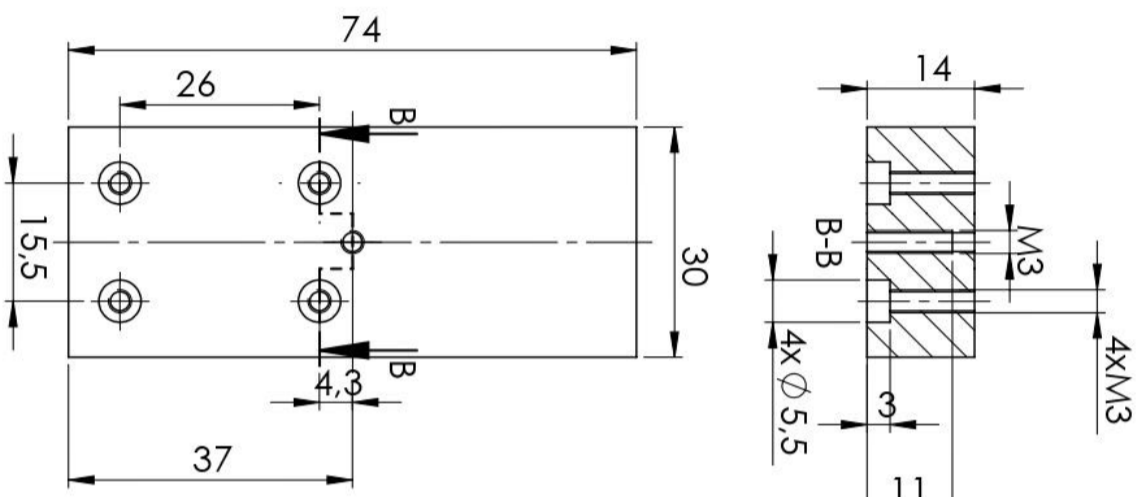
SEZIONE A-A


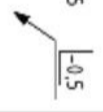
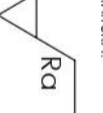
 POLITECNICO DI TORINO		Spool ISO 13715		FINITURA: Ra		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NOBIE		FIRMA		DATA		Descrizione		Nome del file	
DISEG.		VERIF.		APPR.		Materiale Toll. generali ISO 22081		SCALA: 1:1	
Corso		Corso		Corso		Distanziale		Tavola n.	
A3		A3		A3		A3		A3	

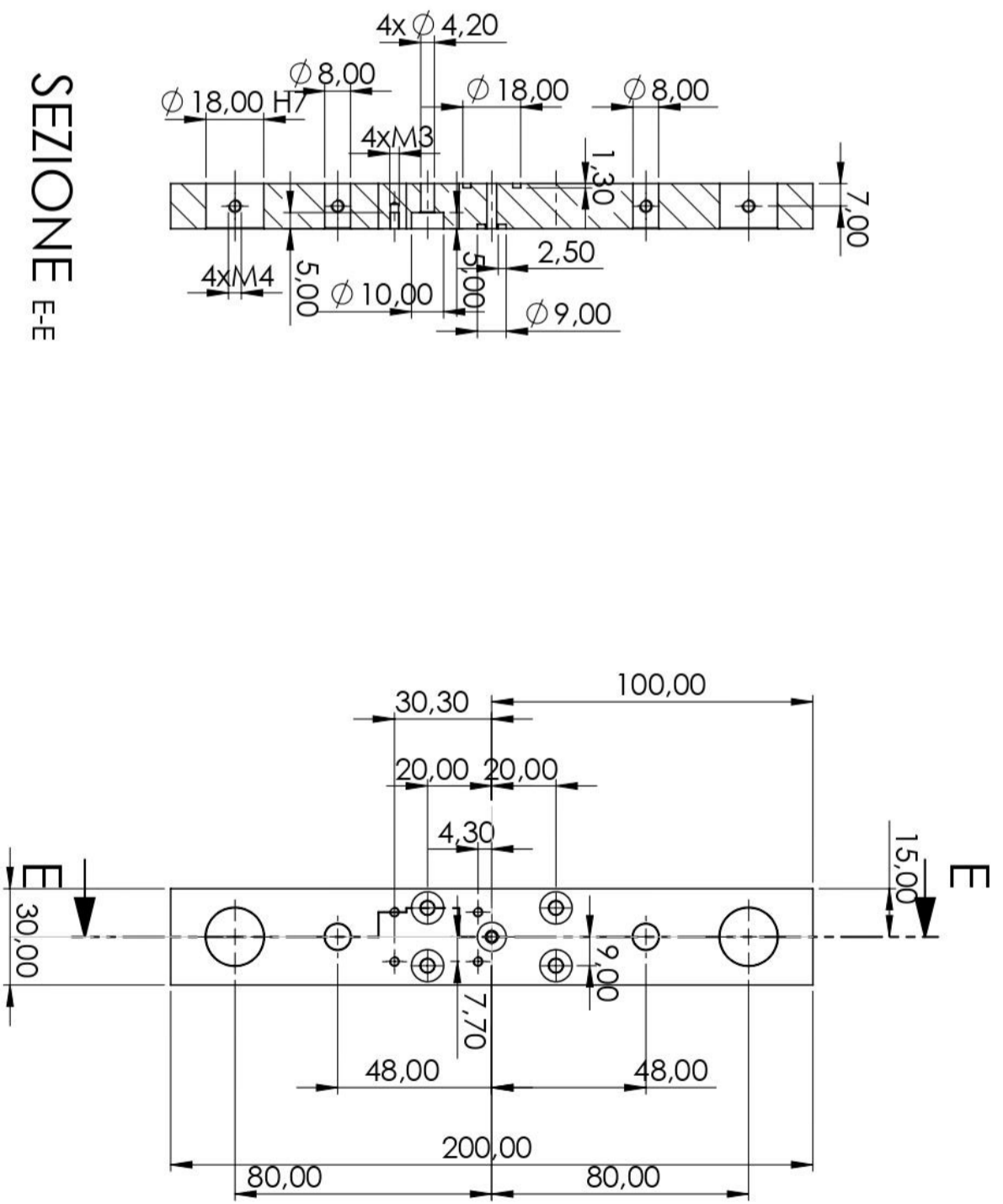


 POLITECNICO DI TORINO		Spogli ISO 13715		FINITURA:  Ra		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NOME		FIRMA		DATA		Descrizione			
DISEG.		VERIF.		APPR.		Nome del file Piastra di appoggio			
FABB.		Materiale Toll. generali ISO 22081		PESO (kg):		SCALA 1:5		Tavola n.	
giovedì 1 dicembre 2022 11:52:50		Corso		A3					


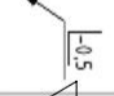
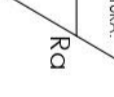




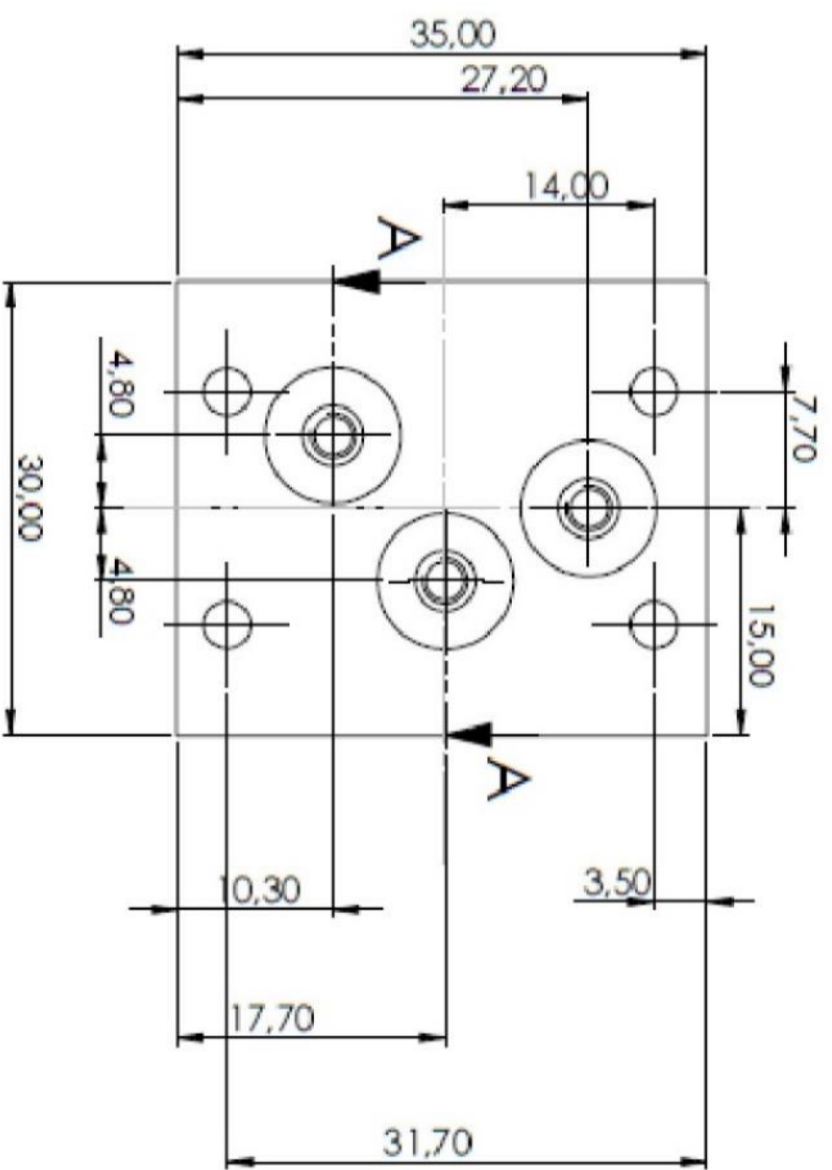
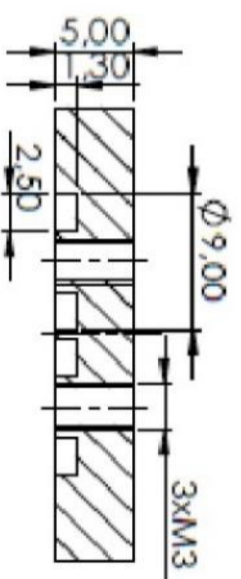
 POLITECNICO DI TORINO		Spogli ISO 13715 		FINITURA: 		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NO.ME FIRMA DATA		DATA		DATA		Descrizione		Nome del file Piastre collegamento astina filettata	
DISEG. VERIF. APPR. FABR.		Toll. generali ISO 22081 MATERIALE		Nome del file SCALA:1:1		Tavola n.		A3	
Creado martedì 19 settembre 2023 13:49:15		Corso		PESO (Kg):		SCALA:1:1		A3	



SEZIONE E-E

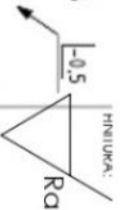
 POLITECNICO DI TORINO		Spigoli ISO 13715 -0,5 		FINITURA: Ra 	
NO.ME _____		FIRMA _____		DATA _____	
DISEG. _____		ARGOMENTO Simone Foti		DATA _____	
VERIF. _____		DESCRIZIONE Piastra portasensore		MATR. _____	
APPR. _____		TOLL. generali ISO 22081		Nome del file Piastra portasensore	
FABBR. _____		MATERIALE _____		SCALA: 1:2	
Corso		PESO (Kg):		Tavola n.	
_____		_____		_____	

8 7 6 5 4 3 2 1



POLITECNICO
DI TORINO

3pago
ISO 13715



NOME	FRIMA	DATA
DISEG.		
VERIF.		
APPR.		
FABB.		

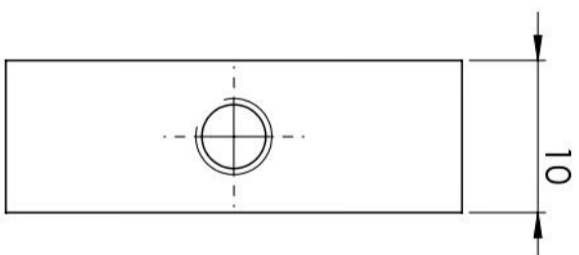
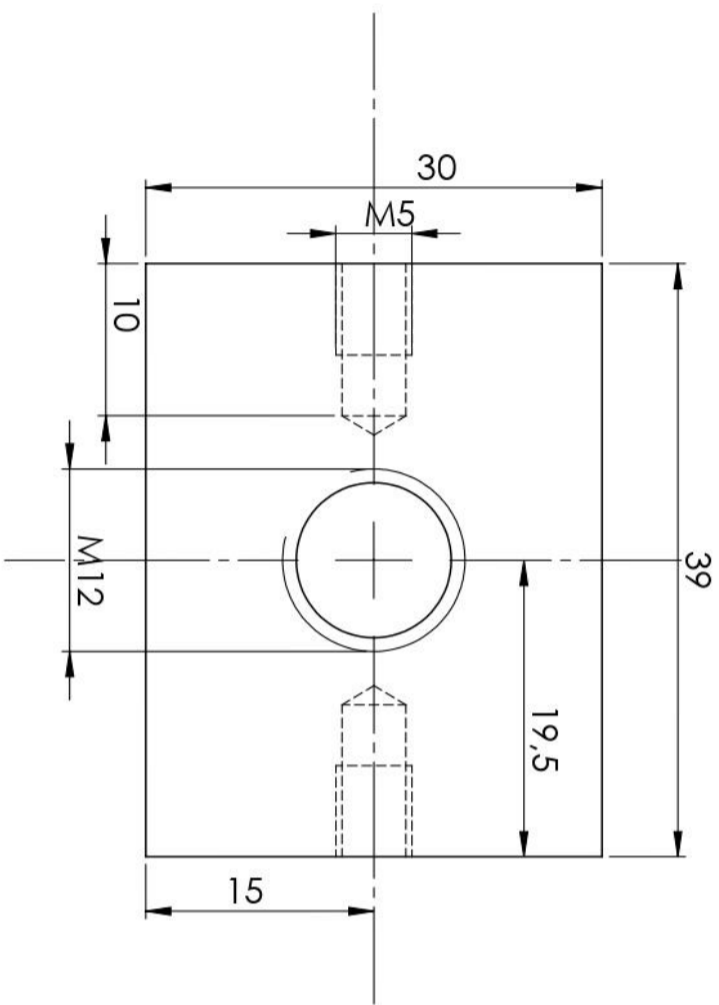
Argomento	Descrizione	Matr.	Data
Simone Foti			


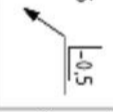
Nome del file	
Piastina mediazione	
SCALA: 2:1	Tavola n.
Toll. generali ISO 22081	
MATERIALE	
Corso	

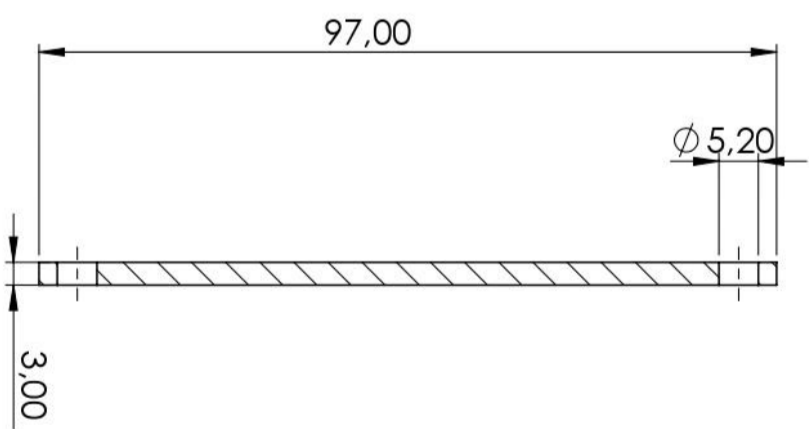
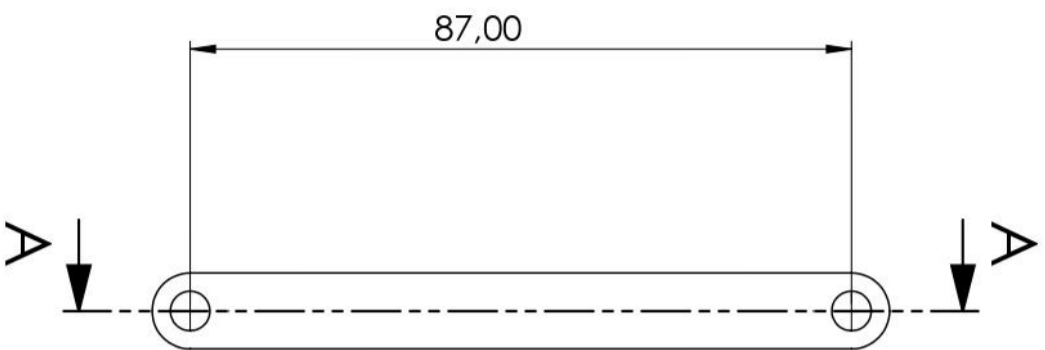
Nome del file	
Piastina mediazione	
SCALA: 2:1	Tavola n.
Toll. generali ISO 22081	
MATERIALE	
Corso	

SEZIONE A-A


Piastina mediazione

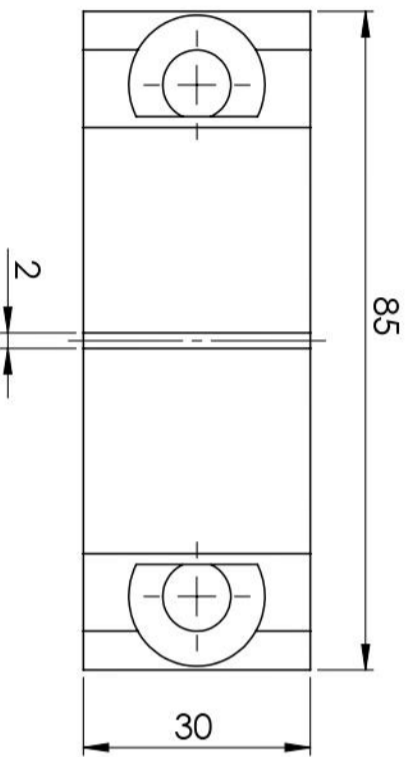
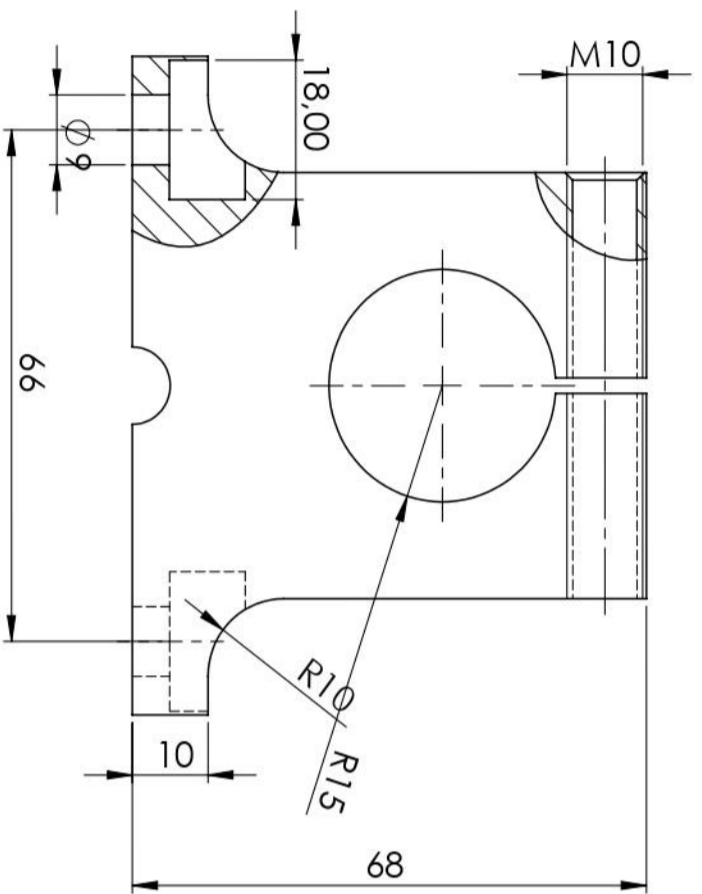




 POLITECNICO DI TORINO		Spigoli ISO 13715		FINITURA:  Ra		Argomento Simone Fori		Data Matr.	
NOMINE		FIRMA		DATA		Descrizione		Nome del file Piastrina porta carichi	
DISEG.		VERIF.		APPR.		Toll. generali ISO 22081		SCALA: 2:1	
CORSO		PESO (Kgj):		MATERIALE:		A3		Tavola n.	

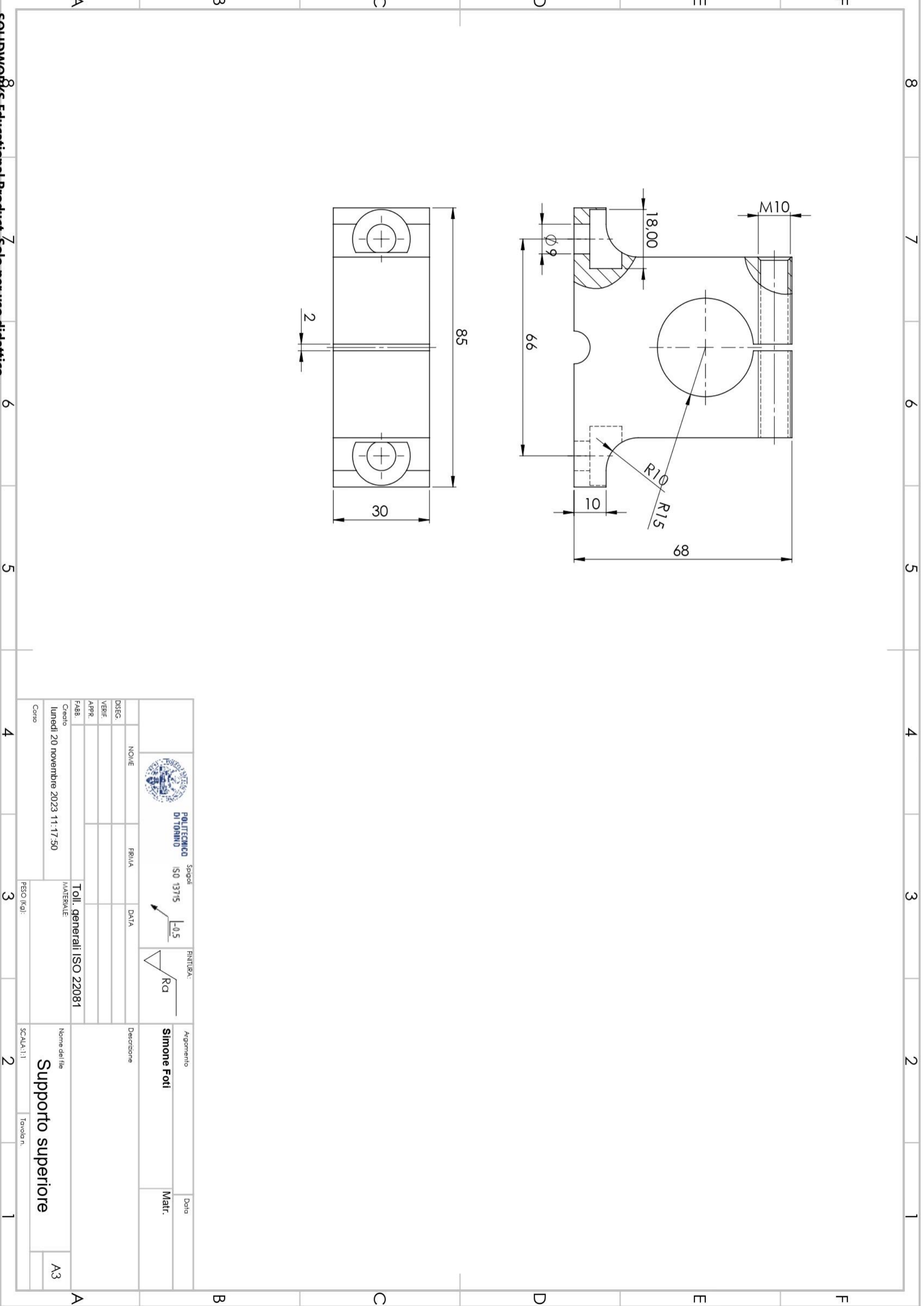


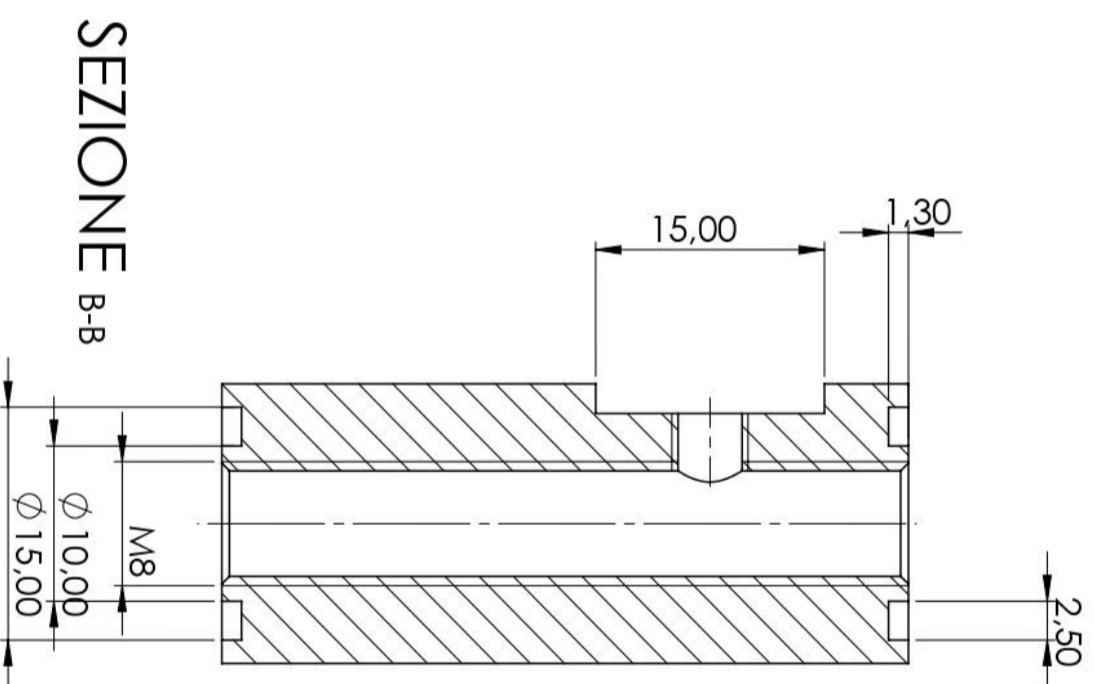
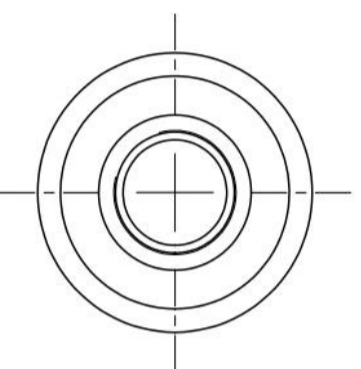
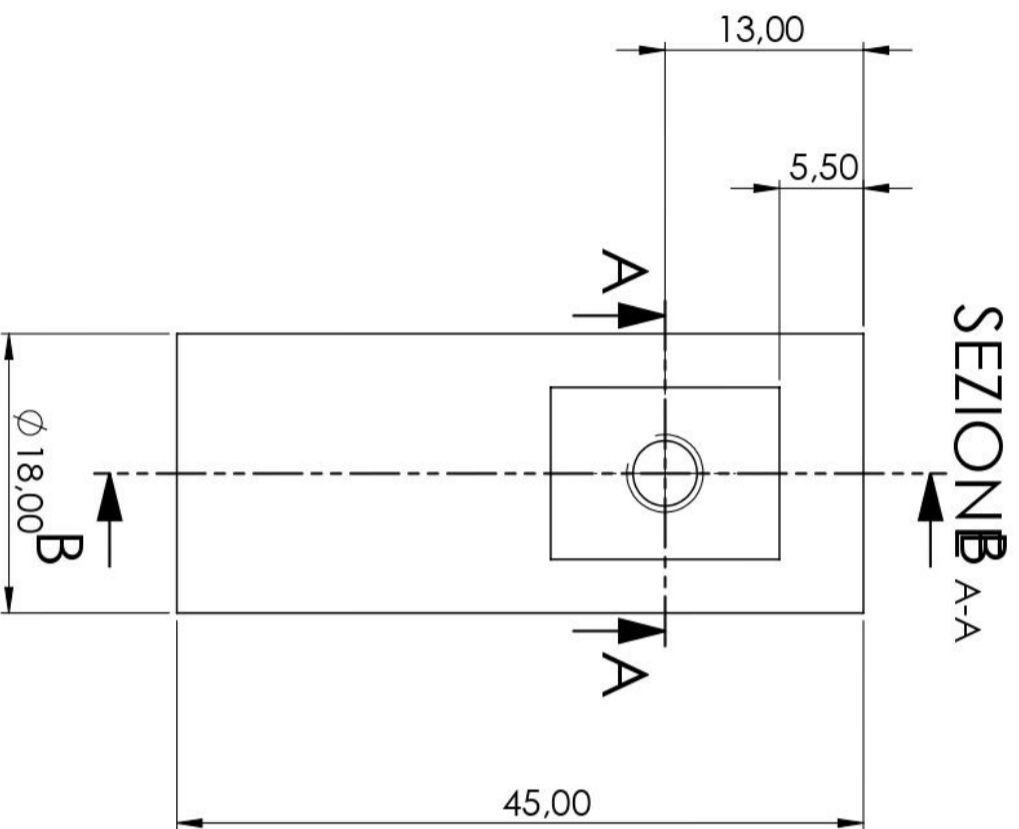
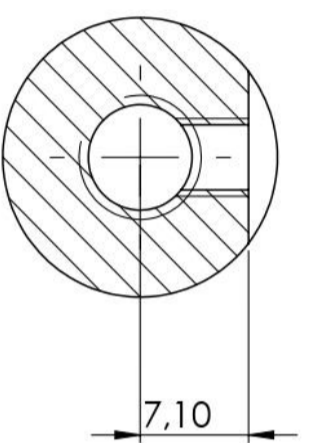
SEZIONE A-A


 POLITECNICO DI TORINO		Spadol ISO 13715		FINITURA: -0,5 Ra		Argomento: Simone Foti		Data: Matr.	
NOOME		FIRMA		DATA		Descrizione		Nome del file	
DISEG.		VERIF.		APPR.		TOLL. generali ISO 22081		Astina	
FABB.		MATERIALE		PESO (Kg):		SCALA: 1:1		Tavola n.	
Corso		A3		2		1		A3	

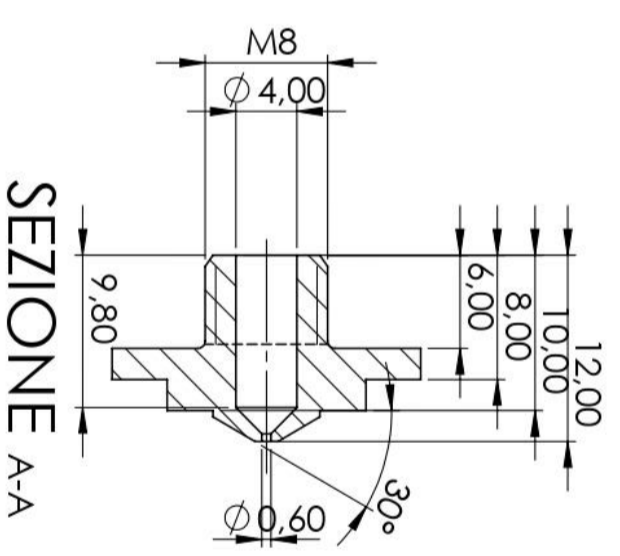
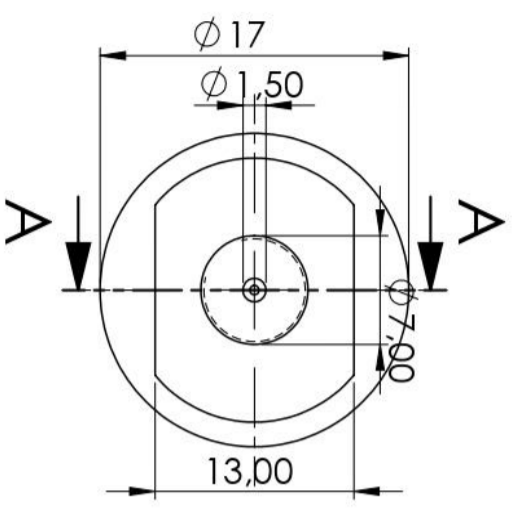


 POLITECNICO DI TORINO		Spigoli ISO 13715		FINITURA:  Ra		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NOME	FIRMA	DATA	TOLL. generali ISO 22081		Descrizione		Nome del file Supporto superiore		
DISSEG.			MATERIALE		SCALA: 1:1		A3		
VERIF.			CREATO lunedì 20 novembre 2023 11:17:50		PESO (Kg):		Tavola n.		
APPR.			Corso						


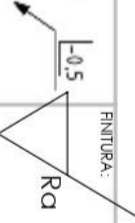




 POLITECNICO DI TORINO		Spigoli ISO 13715		FINITURA: Ra		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NO. PROGETTO:		FIRMA:		DATA:		Descrizione Corpo centrale sensore		Nome del file SCALA:2:1	
DISEG.		VERIF.		APPR.		FABB.		Materiale Toll. generali ISO 22081	
Corso		PESO (kg):		A3		Tavola n.		A3	

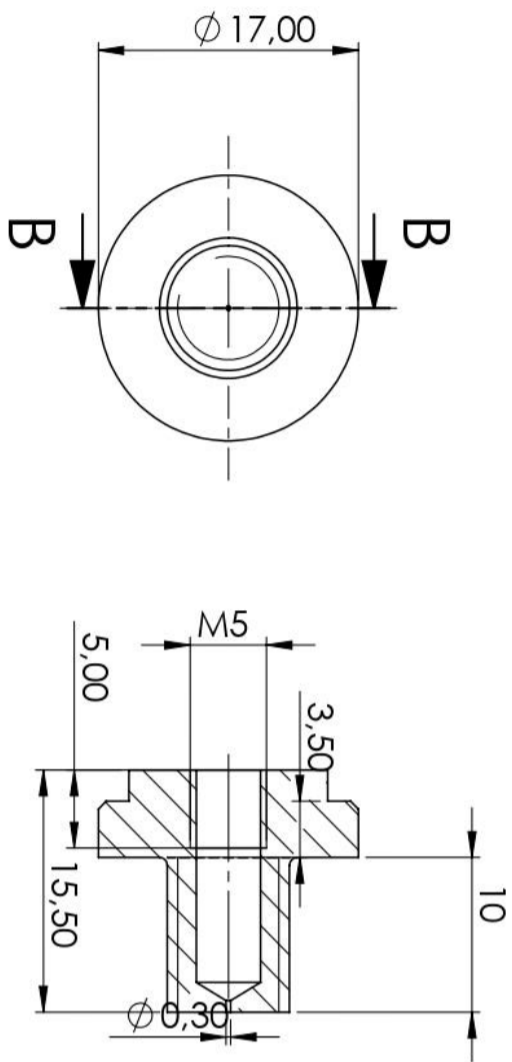


SEZIONE A-A

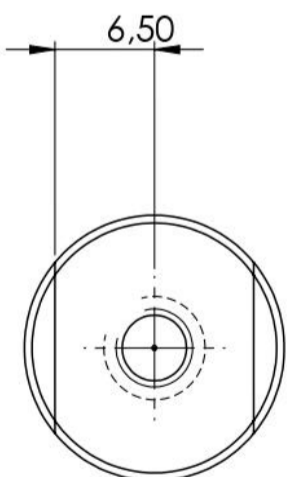
 POLITECNICO DI TORINO Spisat ISO 13715		FINITURA: 	
Argomento Simone Foti		Data Matr.	
Descrizione Ugello sensore		Nome del file Ugello sensore	


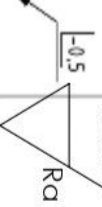
NOME	FIRMA	DATA
DISEG.		
VERIF.		
APPR.		
FABB.		
Toll. generali ISO 22081		
MATERIALE:		

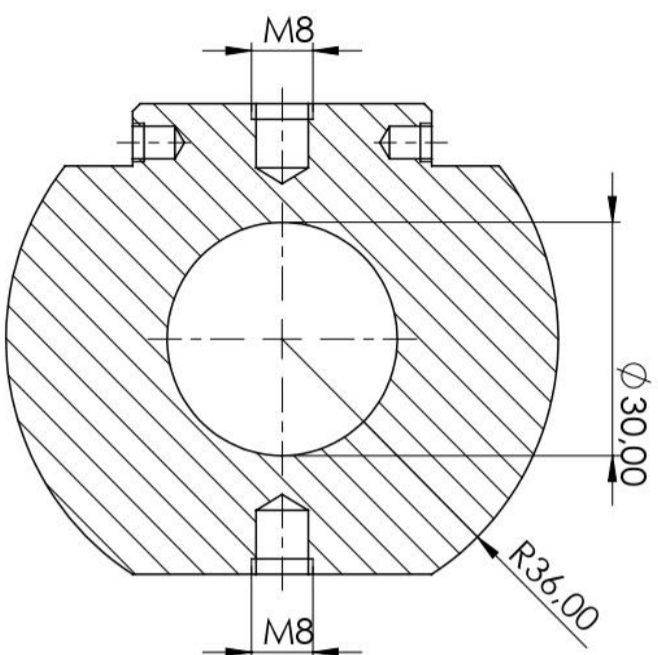
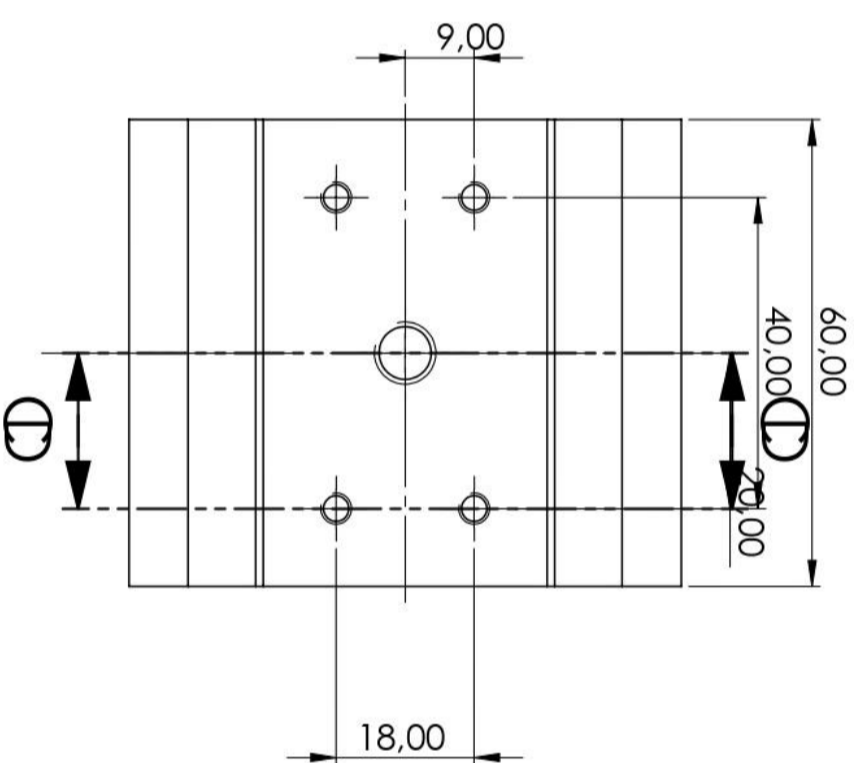
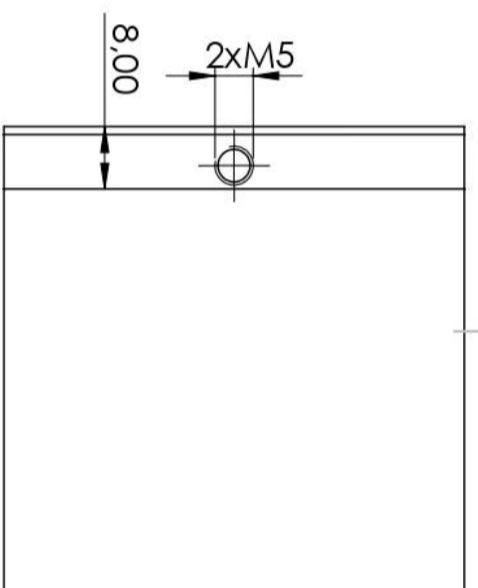
Corso	PSO (Kq):	SCALA:2:1	Tavola n.
A3			



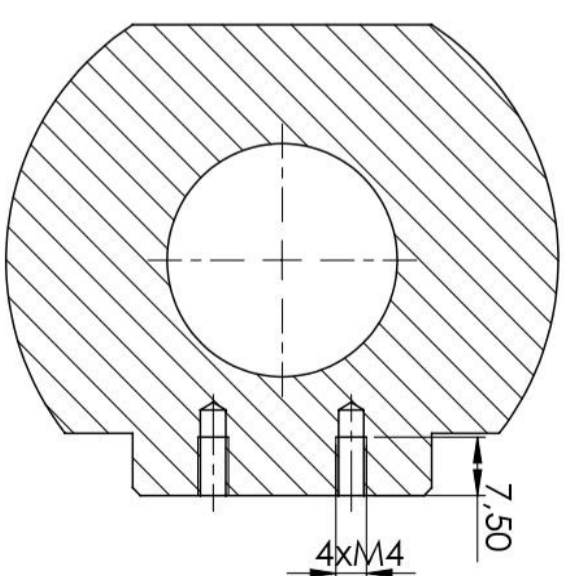
SEZIONE B-B




 POLITECNICO DI TORINO		Spigoli ISO 13715		FINITURA:  Ra	
NOME	FRIMA	DATA	Argomento Simone Foti		
DISEG.			Descrizione Matr.		
VERIF.			Nome del file Collettore sensore		
APPR.			MATERIALE Toll. generali ISO 22081		
FABB.			PESO (Kg):		
Corso			SCALA:2:1		
			Tavola n.		
			A3		



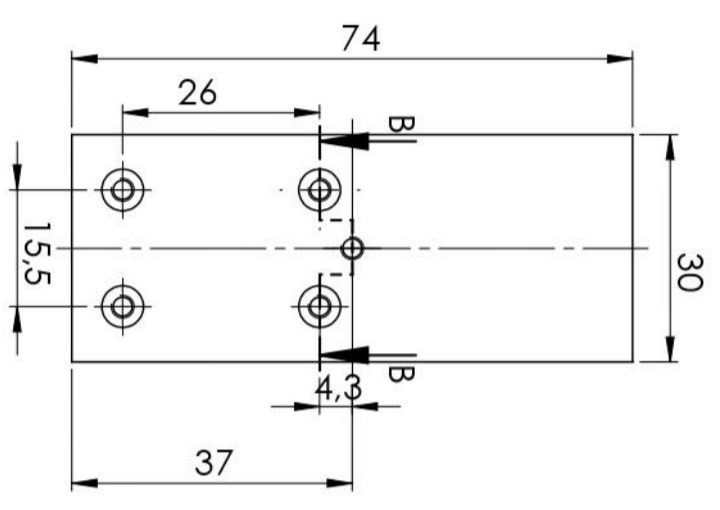
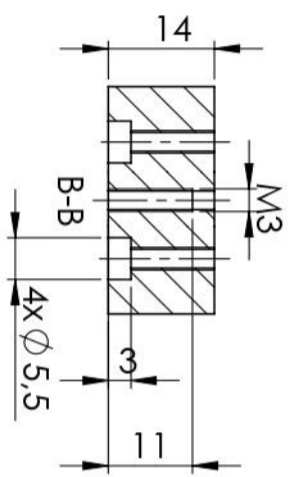
SEZIONE C-C


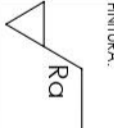


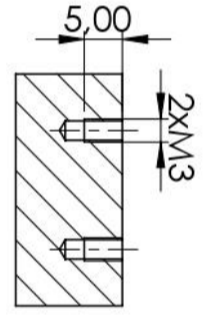
SEZIONE D-D

 POLITECNICO DI TORINO		Spigoli ISO 13715		FINITURA: Ra		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NOOME		FIRMA		DATA		Destinazione		Nome del file Boccola vecchia	
DISEG.		VERIF.		APPR.		FABB.		Materiale Toll. generali ISO 22081	
Corso		PESO (kg):		SCALA: 1:1		Tavola n.		A3	

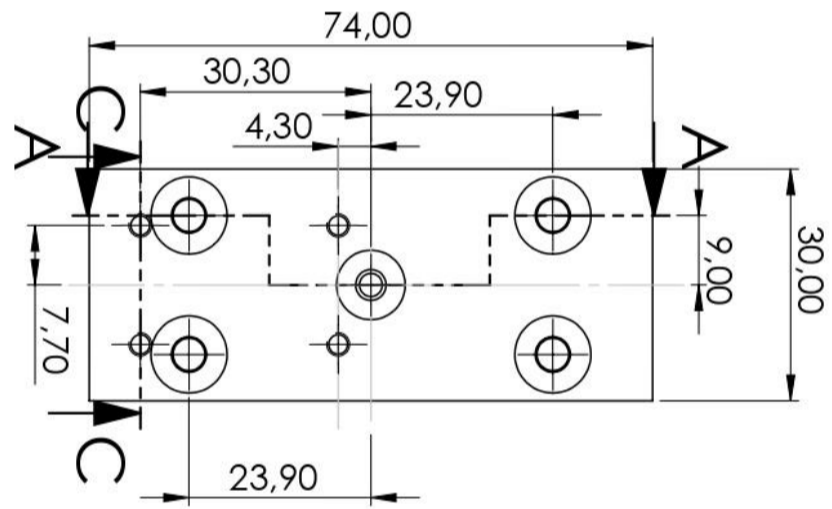
A3 Disegni costruttivi elementi introdotti nel banco nuovo



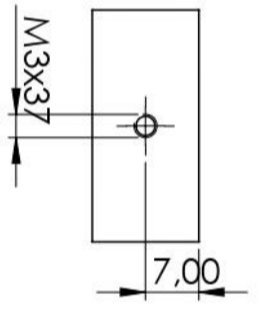
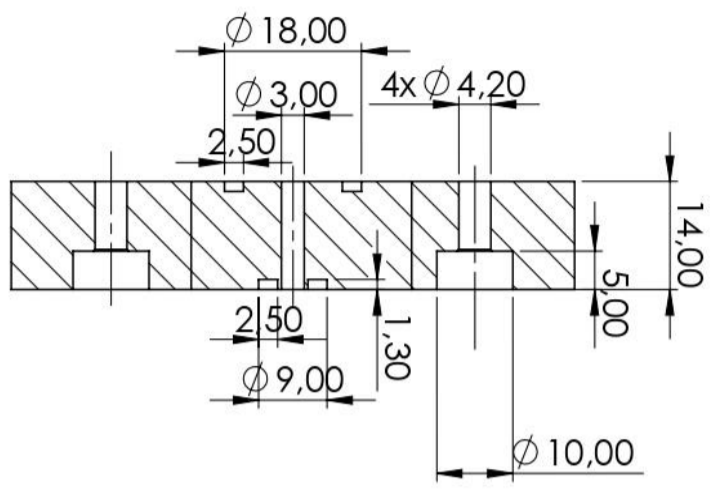
 POLITECNICO DI TORINO		Spigoli ISO 13715		FINITURA:  Ra		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NO.ME		FIRMA		DATA		Descrizione			
DISEG.									
VERIF.									
APPR.									
FABBR.									
Creato martedì 19 settembre 2023 13:49:15		TOLL. generali ISO 22081		MATERIALE		Nome del file Piastra collegamento astina filettata		A3	
Corso		PESO (Kg):		SCALA:1:1		Tavola n.			




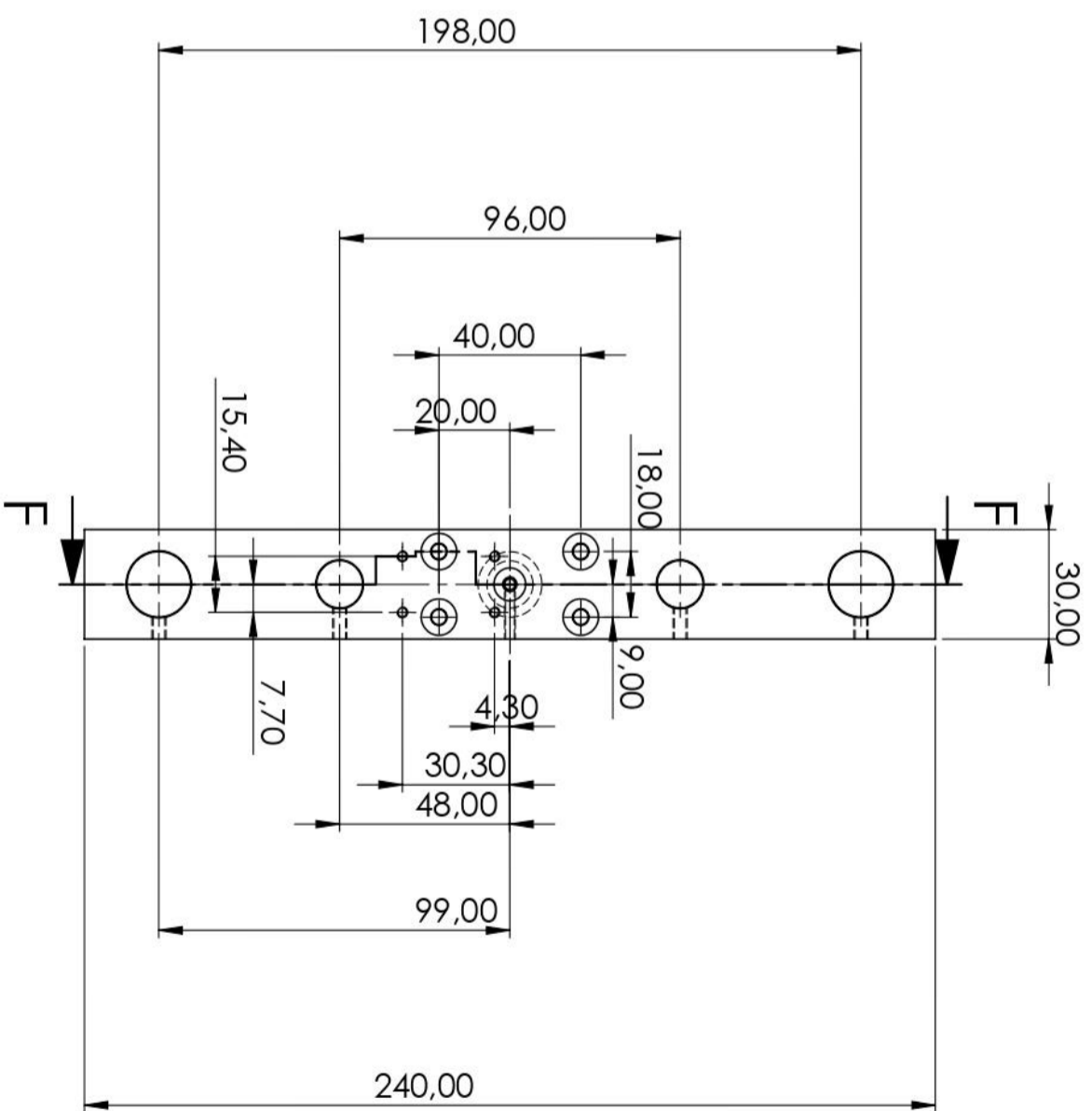
SEZIONE C-C



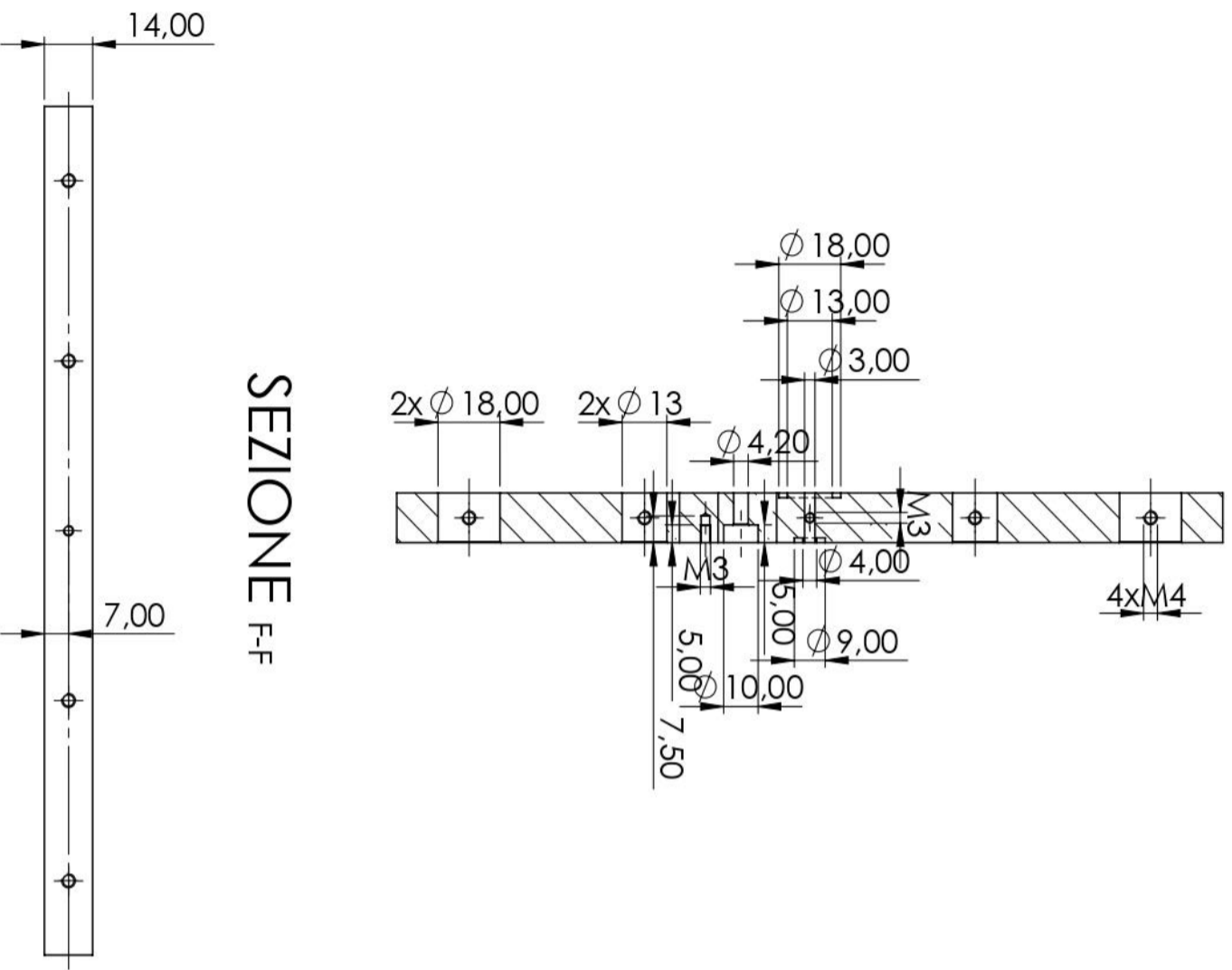
SEZIONE A-A




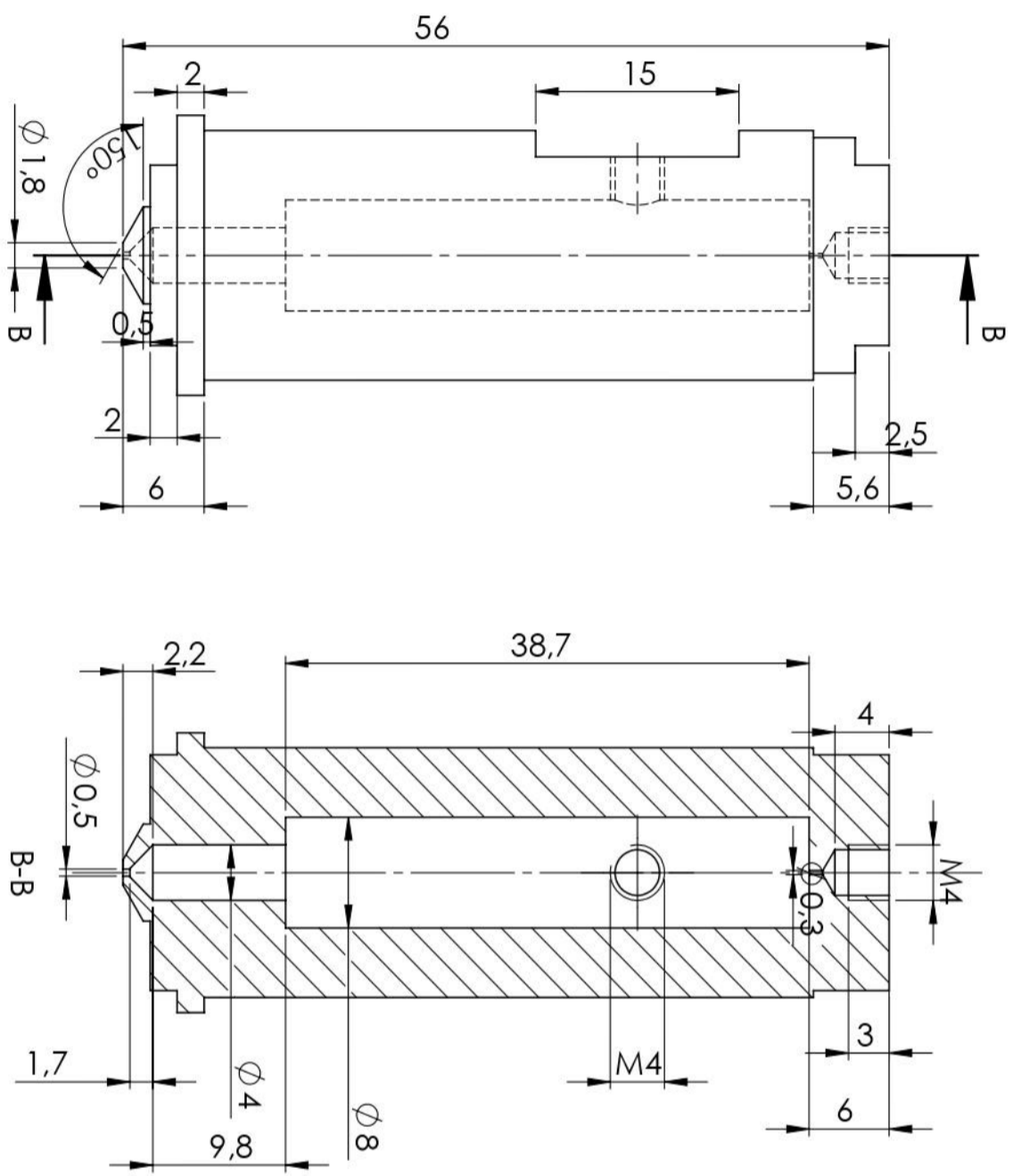
 POLITECNICO DI TORINO		Spogli		Spogli ISO 13715 -0.5 R0	Argomento Simone Foti	Data Matr.
		NOI	FIRMA			
DISEG. VERIF. APPR. FABB.	NOI FIRMA DATA	DISEG. VERIF. APPR. FABB.	NOI FIRMA DATA	Spogli ISO 13715 -0.5 R0	Argomento Simone Foti	Data Matr.
Nome del file Piastra collegamento inferiore		Materiale Toll. generali ISO 22081		Descrizione Piastra collegamento inferiore		
Corso		PESO (kg):		SCALA: 1:1		
Tavola n.		A3		2		


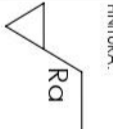


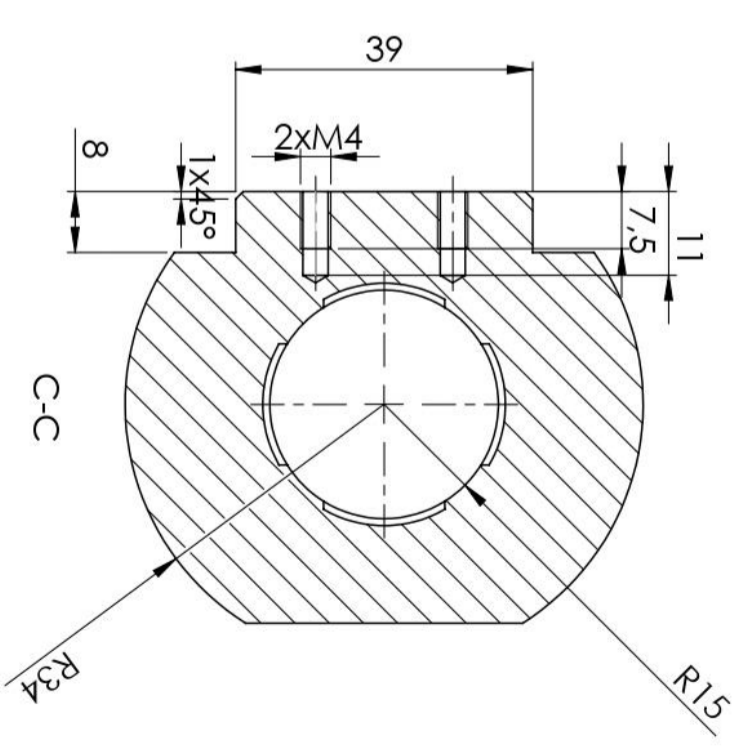
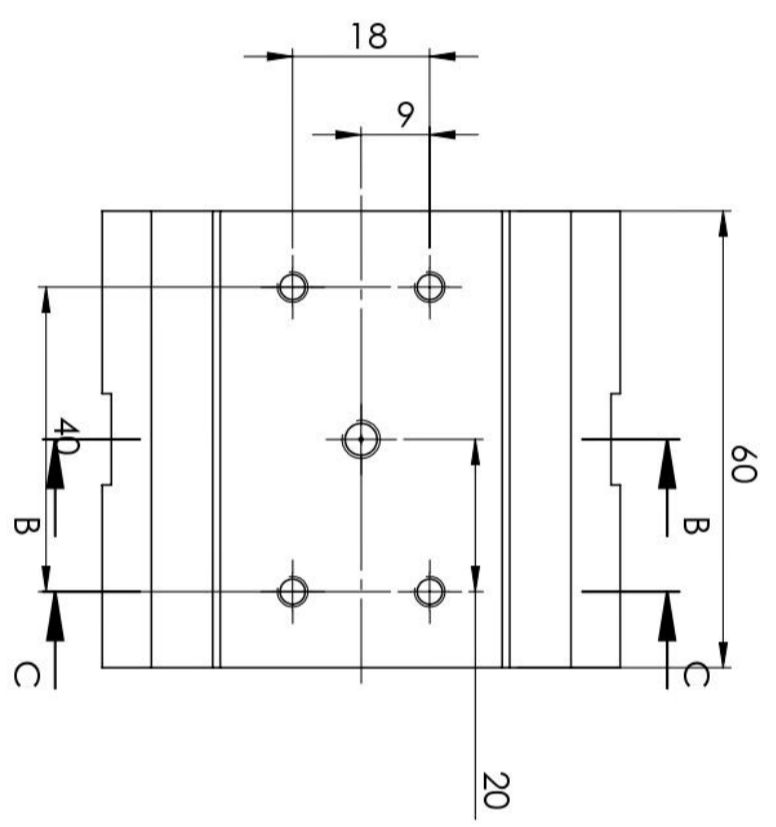
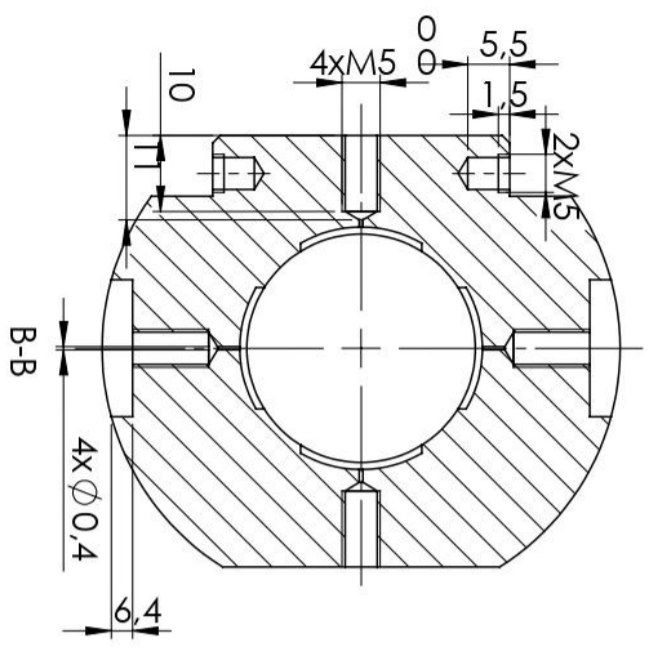
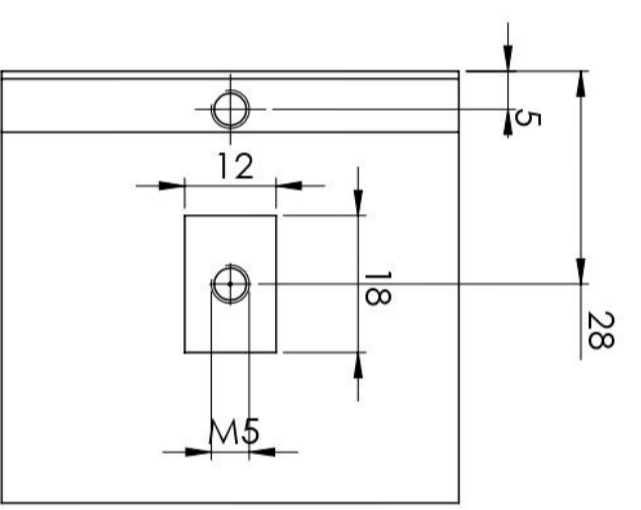
SEZIONE F-F




 POLITECNICO DI TORINO Spagoi ISO 13715 -0,5 FINITURA: Ra		Argomento: Simone Foti Data: Matr.	
NOOME FIRMA DATA		Detrazione	
DISEG. VERIF. APPR. FABB.		Toll. generali ISO 22081 MATERIALE:	
Corso		Nome del file: Piastra portasensore SCALA: 1:2 Tavola n.	
PESO (Kg):		A3	



 POLITECNICO DI TORINO		Spazio ISO 13715		FINITURA:  Ra		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NOVE		FIRMA		DATA		Descrizione		Nome del file Sensore a contropressione	
DISEG.		VERIF.		APPR.		MATERIALI: Toll. generali ISO 22081		SCALA: 2:1	
FABB.		martedì 19 settembre 2023 15:10:39		CORSO		PESO (Kg):		Tavola n.	
A3		A		B		C		D	



 POLITECNICO DI TORINO		Spigoli ISO 13715		Argomento Simone Foti		Data Matr.	
NOVIE	FRIMA	DATA	FINITURA: Ra	Descrizione Simone Foti		Nome del file Boccola	
DISEG.			-0,5	Toll. generali ISO 22081		SCALA: 1:1	
VERIF.				Materiale		Tavola n.	
APPR.				Creazione Lunedì 18 settembre 2023 14:38:51		A3	
FABR.				Corso		A3	

BIBLIOGRAFIA

- [1] https://www.newwayairbearings.com/sites/default/files/new_way_application_and_design_guide_%20Rev_E_2006-01-18.pdf n.d. https://www.newwayairbearings.com/sites/default/files/new_way_application_and_design_guide_%20Rev_E_2006-01-18.pdf (accessed July 8, 2024).
- [2] Crowder R. 3 - Power transmission and sizing. In: Crowder R, editor. *Electric Drives and Electromechanical Systems* (Second Edition), Butterworth-Heinemann; 2020, p. 73–106. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-102884-1.00003-0>.
- [3] Wardle F. 4 - Aerostatic bearings. In: Wardle F, editor. *Ultra-Precision Bearings*, Oxford: Woodhead Publishing; 2015, p. 227–306. <https://doi.org/10.1533/9780857092182.227>.
- [4] Zhao Q, Qiang M, Hou Y, Chen S, Lai T. Research Developments of Aerostatic Thrust Bearings: A Review. *Applied Sciences* 2022;12:11887. <https://doi.org/10.3390/app122311887>.
- [5] National Aeronautics and Space Administration (NASA). US Government Bookstore n.d. <https://bookstore.gpo.gov/agency/national-aeronautics-and-space-administration-nasa> (accessed July 9, 2024).
- [6] Raparelli T, Viktorov V, Colombo F, Lentini L. Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review. *Precision Engineering* 2016;44:1–12. <https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2015.11.002>.
- [7] Belforte G, Raparelli T, Viktorov V, Trivella A. Analysis of steady and transient characteristics of pneumatic controlled air bearing, JPN; 2002.
- [8] Raparelli T, Viktorov V, Trivella A. Static and dynamic analysis of a journal bearing 2006.
- [9] Pink EG. Analysis of the performance characteristics of aerostatic and hybrid journal bearings. De Montfort University; 1981.

