

POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Modellazione di tenute di cilindri pneumatici mediante AMESIM



Relatori

Prof. Trivella Andrea

Co-relatori

Prof. Luigi Mazza

Prof. Terenziano Raparelli

Candidata

Carolina Virgadamo

Tutor aziendale

Ing. Luca Morandi

Anno Accademico 2022-2023

PREFAZIONE

Il presente lavoro di tesi è stato realizzato grazie ad una collaborazione tra il *Politecnico di Torino* e *BSIM Engineering S.r.l.*, un'azienda specializzata nella simulazione ingegneristica e testing per supportare le altre aziende nella progettazione, aiutarli a risolvere complessi problemi tecnici e realizzare prodotti più innovativi. L'obiettivo della trattazione è la realizzazione di un modello delle tenute di cilindri pneumatici montate in modo non convenzionale.

Il documento descrive la modellazione di tenute di cilindri pneumatici mediante AMESIM. Le tenute prese in esame per poter essere modellate sono state oggetto di prove sperimentali per determinare l'applicabilità di un semplice mezzo per ridurre la forza di attrito negli attuatori pneumatici lineari. Nei cilindri pneumatici l'attrito dipende dai fenomeni di contatto tra guarnizioni, boccole e asta ma anche dal contatto tra guarnizioni, anello di centratura e canna. Ciò che incide particolarmente sull'attrito è la qualità, le dimensioni e la finitura superficiale sia delle guarnizioni che di canne ed aste. Per ovviare a questi problemi, e quindi ridurre le forze di attrito, sono stati studiati diversi metodi e una soluzione di facile realizzazione, efficace ed economica è l'impiego di guarnizioni a labbro commerciali installate sul pistone nella direzione opposta a quella utilizzata in un'installazione convenzionale. Questo metodo si presta alle applicazioni delicate in cui grassi o altri lubrificanti devono essere evitati. Il montaggio non convenzionale consiste nel posizionare la guarnizione a labbro in verso contrario a quello convenzionale cosicché la pressione di contatto diminuisca all'aumentare della pressione dell'aria nella camera. In questo modo le guarnizioni, e in particolare il labbro, vengono deflesse dalla pressione della camera, creando un'intercapedine d'aria che svolge un'azione lubrificante, riducendo così la forza di attrito. La tenuta tra superfici in movimento relativo non è più totale, in quanto è consentita una leggera perdita che deve essere mantenuta a livelli accettabili. La modellazione mediante AMESIM si pone l'obiettivo di modellare tale tipo di tenuta ed analizzare le perdite di portata in modo tale da essere accettabili, anche nel caso di materiali diversi da quelli utilizzati nelle prove sperimentali. Tramite le misurazioni del coefficiente di rigidezza e di attrito, attraverso le prove sperimentali, è stato creato un modello preliminare a parametri concentrati della guarnizione a labbro utilizzato

per analizzare le flessioni del labbro, le forze scambiate e la perdita di portata tra la guarnizione e il cilindro. Il modello a parametri concentrati è stato fondamentale per modellare la tenuta in AMESIM usando le librerie di pneumatica, meccanica 1D e segnali. In particolare, per modellare il meato d'aria, non essendo presente in AMESIM un blocco orifizio in cui fosse implementata l'equazione di Reynolds, è stato creato mediante segnali che comunicano tramite interfacce pneumatiche. Inizialmente è stato creato un modello che prevedesse una molla di rigidità elevatissima che simulasse la canna del cilindro, ma successivamente è stata eliminata poiché tale molla subiva una deformazione e in questo modo la rigidità della canna risulta infinita. Inoltre, in un primo momento sono stati utilizzati i valori di forza di pressione sperimentali e successivamente sono stati linearizzati in modo da risultare validi qualora si usasse un materiale diverso da quello delle prove sperimentali. Dopo un'attenta modellazione del cilindro pneumatico e della tenuta, considerando sei diversi materiali e variando i parametri di rigidità del materiale, interferenza e rigidità della molla, sono state analizzate le perdite di portata all'interfaccia cilindro-tenuta. In conclusione, attraverso la funzione obiettivo presente in AMESIM sono stati calcolati i parametri in modo tale da avere delle perdite di portata accettabili come nelle prove sperimentali.

INDICE

1	Introduzione.....	6
1.1	Componenti pneumatici	6
1.2	Attrito nei cilindri pneumatici.....	8
1.3	Guarnizioni nei cilindri pneumatici	10
1.4	Materiali e caratteristiche delle guarnizioni.....	14
2	Tenute a labbro non convenzionali.....	16
2.1	Sistema di montaggio non convenzionale.....	18
2.2	Misura delle perdite di portata	22
2.3	Misurazione della forza di attrito	25
2.4	Misura della rigidità della tenuta e del coefficiente di attrito	27
3	Modello a parametri concentrati della tenuta a labbro	31
3.1	Perdita di portata e meato equivalente	35
4	Modellazione della tenuta tramite AMESIM	39
4.1	Descrizione del software Simcenter Amesim	40
4.2	Modellazione del sistema cilindro-tenuta	43
4.3	Modellazione delle tenute non convenzionali.....	50
4.4	Modellazione dell'orifizio.....	56
5	Sviluppo modello attraverso fasi intermedie.....	60
5.1	Modello definitivo.....	65
6	Risultati.....	75
6.1	Prove effettuate con materiale diversi.....	76
6.2	Variazione del solo parametro hL e quindi conseguente variazione di Km a parità di $x0$ e Ks	79
6.3	Variazione del solo parametro $x0$ a parità di hL e Ks	84
6.4	Variazione del solo parametro Ks a parità di hL e $x0$	90

6.5	Funzione Obiettivo.....	94
7	Conclusioni.....	94

1 INTRODUZIONE

1.1 COMPONENTI PNEUMATICI

Nella struttura di una apparecchiatura automatica confluiscono elementi di natura diversa: elettrica, elettronica, pneumatica, oleodinamica e meccanica. I sistemi reali sono ibridi in modo da sfruttare al meglio tutti i vantaggi di qualsiasi componente. Dal punto di vista funzionale, gli elementi di un sistema automatico possono essere raggruppati in elementi di ingresso, unità di governo, attuatori, sensori e fine corsa.

Questo elaborato ha lo scopo di analizzare la parte di attuazione con una attenta minuziosità alle tenute di cilindri pneumatici. Gli organi di attuazione comprendono tutti i dispositivi e i motori che producono movimenti ed effettuano il lavoro previsto dal macchinario. In particolare, l'attuazione pneumatica, rispetto a quella elettrica, oleodinamica o meccanica, si basa su cilindri e motori veloci, di basso costo ma capaci di sviluppare forze di valore medio e piccolo con un favorevole rapporto tra potenza e peso.

Gli elementi pneumatici con parti mobili sono dotati di organi meccanici quali pistoncini, sfere o dischi che si muovono all'interno dell'elemento. Sono dotati di guarnizioni striscianti soggette a fenomeni di attrito ed usura che ne condizionano la durata.

Gli attuatori sono organi che compiono un lavoro meccanico, a spese dell'energia di un fluido in pressione, grazie alla traslazione o rotazione di un apposito organo. Nei sistemi pneumatici il fluido è l'aria compressa. Gli organi attuatori più diffusi nei sistemi ad aria compressa sono i cilindri pneumatici, i quali trasformano l'energia dell'aria compressa in lavoro meccanico, producendo forze che sono proporzionali alla pressione di alimentazione utilizzata.

Costruttivamente i cilindri sono formati da una canna o camicia chiusa alle due estremità da due testate e da uno stantuffo mobile all'interno della canna a cui è collegata un'asta che fuoriesce da una delle due testate o da entrambe nel caso sia passante. L'asta è l'elemento che permette di trasmettere all'esterno le forze prodotte

dalla pressione sullo stantuffo. La testata attraversata dallo stelo viene detta anteriore, mentre l'altra posteriore.

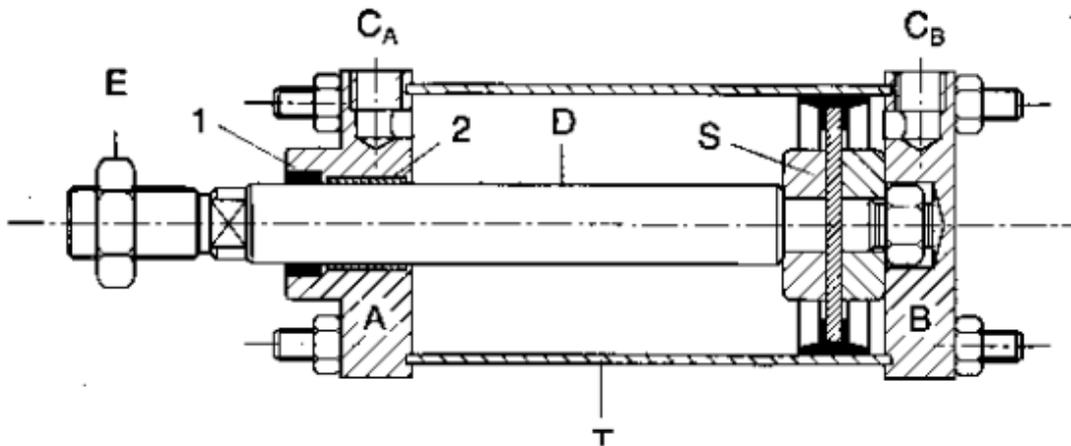


Figura 1.1- Cilindro pneumatico.

Lo stantuffo è fornito di **guarnizioni** in modo da dividere il cilindro in due camere (posteriore e anteriore) isolate l'una dall'altra. Sono presenti, inoltre, altre guarnizioni sull'asta e tra la canna e le testate. Nella *fig. 1.1* sono indicate con 1 la guarnizione dello stelo tenuta in sede da un seeger o da apposite battute, con 2 è indicata una boccia di guida per l'asta [1]. Queste guarnizioni permettono di avere le due camere isolate: inviando aria compressa in una camera, mentre l'altra è a pressione inferiore, si ha una differenza di pressione sulle due facce dello stantuffo che genera una forza motrice trasmessa all'esterno e utilizzata tramite l'asta mobile.

Nella *figura 1.1* sono inoltre visibili i tiranti che serrano insieme le testate. Essi equilibrano la forza dovuta all'aria compressa all'interno delle camere che tende a distaccare le testate stesse. Uno dei pregi fondamentali dei cilindri pneumatici è di ottenere moti alternativi, di regolare l'intensità della forza, e di assorbire uti e colpi grazie alla compressibilità dell'aria per cui il moto ha una sorta di adattamento al carico esterno.

Dal punto di vista funzionale i cilindri possono essere a semplice effetto o a doppio effetto. Nei cilindri a semplice effetto normalmente vi è una molla incorporata in una delle due camere del cilindro. L'aria agisce su un solo lato dello stantuffo e deve vincere sia le forze resistenti che l'azione della molla. Quando cessa l'azione motrice la molla riconduce lo stantuffo nella posizione iniziale di partenza.

Nei cilindri a doppio effetto, invece, l'aria agisce sui due lati dello stantuffo alternativamente esercitando quindi forze motrici in entrambi i sensi di movimento.

Un particolare tipo di cilindro, usato nelle prove sperimentali, è il cilindro con asta passante in cui l'asta sporge da entrambe le testate. Le aree su cui agisce l'aria compressa sono uguali per i due lati dello stantuffo. Questo fa sì che la forza di trazione sia uguale a quella di spinta consentendo di arrestare lo stantuffo in posizioni intermedie della corsa ponendo in pressione entrambe le camere.

1.2 ATTRITO NEI CILINDRI PNEUMATICI

Nei cilindri pneumatici l'attrito dipende dai fenomeni di contatto tra guarnizioni, boccole e asta ma anche dal contatto tra guarnizioni, anello di centratura e canna. Ciò che incide particolarmente sull'attrito è la qualità, le dimensioni e la finitura superficiale sia delle guarnizioni che di canne ed aste. Tra i fattori che provocano maggiormente attrito si riscontrano le variazioni dimensionali che conducono a discordanze di quote rispetto ai valori nominali; le ondulazioni superficiali che sono irregolarità prodotte a causa delle vibrazioni durante la lavorazione. Per ultima, ma non meno importante, è la rugosità ovvero il complesso delle deviazioni della superficie reale rispetto alla superficie tecnica. Le microimperfezioni geometriche intrinseche o risultanti da lavorazioni meccaniche si presentano sottoforma di solchi o scalfitture con passo relativamente piccolo. I parametri per la definizione della rugosità sono la rugosità superficiale R_a che è la media aritmetica dei valori assoluti delle deviazioni del profilo reale rispetto alla linea media di tale profilo; con rugosità totale R_t si intende la distanza tra la cresta più alta e il solco più profondo, mentre con rugosità massima esterna R_p si intende la distanza tra la cresta più alta e la linea media nello stesso tratto di misura. È raccomandabile non avere una rugosità della canna troppo spinta poiché una superficie troppo liscia riduce le sacche per il lubrificante usurando la guarnizione e riducendone la vita. Tuttavia, una superficie troppo rugosa danneggia la guarnizione, per cui l'ideale sarebbe una superficie senza creste superficiali dotata di scanalature poco profonde aventi la funzione di sacche di lubrificazione.

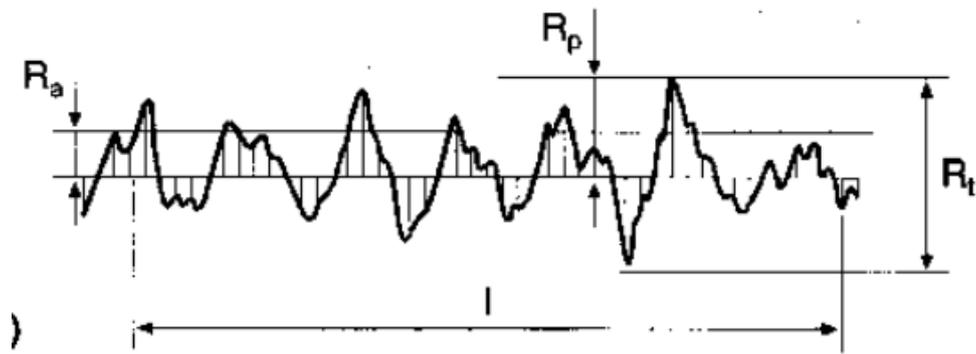


Figura 1.2 - Profilo rugoso con parametri per la definizione della rugosità

Un ulteriore parametro che può avere effetti sulla durata delle guarnizioni è la forma delle guarnizioni come nelle guarnizioni a labbro arrotondato che permette di trattenere meglio il grasso inserito tra le guarnizioni di uno stantuffo.

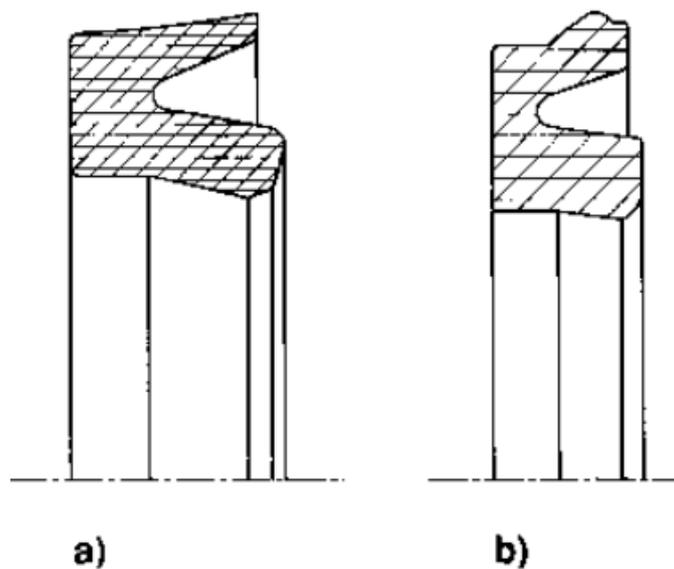


Figura 1.3 - Forme di guarnizioni: a) con spigoli vivi; b) con spigoli arrotondati.

L'attrito di una guarnizione dipende dalla pressione (guarnizione a labbro) e dalla velocità.

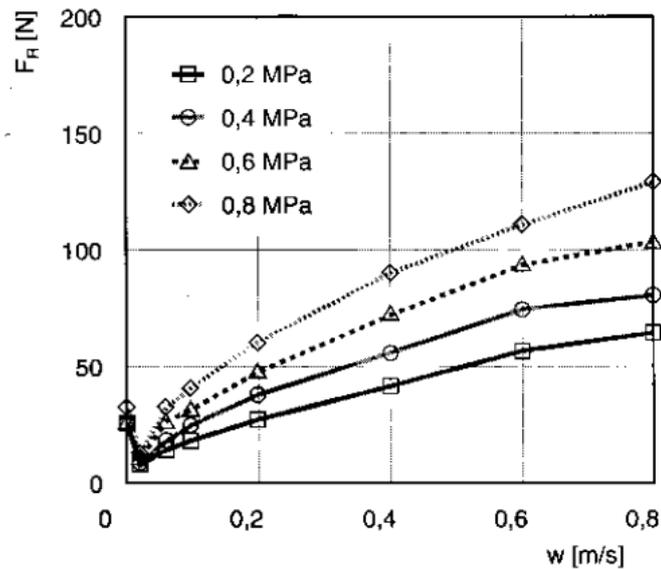


Figura 1.4 - Andamento delle forze di attrito in una tenuta con in funzione della velocità.

In figura 1.4 è riportato il tipico andamento della forza di attrito F_R di una guarnizione per stantuffo in funzione della velocità dello stantuffo per una guarnizione a labbro sottoposta a una pressione che varia da 2 a 8 bar [1]. Il primo valore indica il primo distacco per il quale il valore della lubrificazione è quasi inesistente; vi è poi un tratto in cui l'attrito si riduce perché interviene la lubrificazione. Nell'ultima fase si ha aumento di attrito e le curve seguono l'andamento tipico delle curve di Stribeck.

Le forze di attrito di un cilindro pneumatico dipendono dal comportamento delle guarnizioni e sono quindi funzione delle pressioni nelle camere e della velocità di movimento.

1.3 GUARNIZIONI NEI CILINDRI PNEUMATICI

Le guarnizioni usate nei cilindri pneumatici, come anticipato, svolgono un ruolo molto importante per garantire la qualità e la durata dei cilindri. Le tenute si distinguono in tenute statiche e dinamiche.

Le tenute statiche sono quelle interposte tra gli elementi di un cilindro tra i quali non vi è moto relativo. Un esempio di questa tenuta è un O-Ring toroidale tra la canna e le testate.

Le tenute dinamiche vengono usate quando il processo coinvolge il movimento di organi come sugli stantuffi e sulle aste dei cilindri. Nelle tenute dinamiche è

importante il fenomeno dell'attrito poiché se funzionassero a secco si genererebbe una grande quantità di calore da usarle rapidamente. Per questo motivo viene interposto del lubrificante (olio o grasso) per favorire la tenuta agendo come sigillante fluido e per avere un sistema lubrificato.

Il funzionamento delle guarnizioni si basa sul forzamento della guarnizione stessa contro i corpi su cui deve far tenuta creando un'interferenza tra guarnizione e la sede in cui è alloggiata. Il comportamento delle guarnizioni sotto pressione dipende dalla forma e dal tipo di guarnizione.

Una guarnizione ad anello toroidale (O-Ring) è soggetta ad un certo schiacciamento iniziale a causa dell'interferenza tra guarnizione e sede e questo sarebbe già sufficiente alla tenuta. Quando l'O-Ring è soggetto a pressione la tenuta sarà dovuta all'effetto congiunto di precompressione e schiacciamento dovuto alla pressione differenziale del fluido.

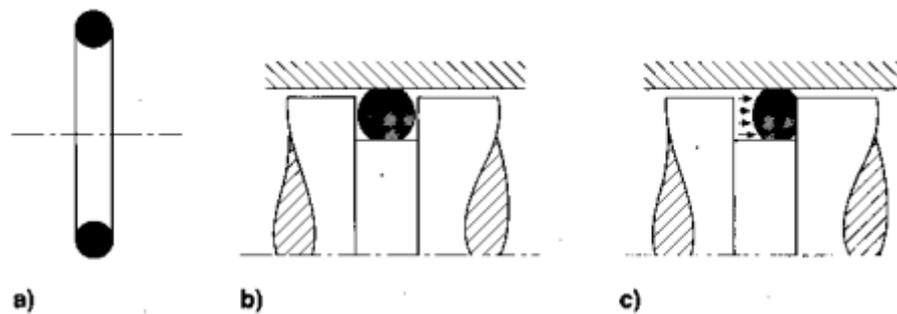


Figura 1.5 - Guarnizione O-Ring: a) fuori dalla sede; b) montata senza pressione; c) montata con pressione.

Le dimensioni delle cave in cui alloggiavano gli O-Ring sono diverse in funzione del livello di pressione e del tipo di applicazione. Nei dispositivi pneumatici le pressioni non sono molto elevate e sarebbe bene ridurre al minimo la precompressione in quanto è fonte di attrito ed usura, adottando montaggi “flottanti” in cui il diametro interno della cava è inferiore a quello dell'O-Ring.

Le guarnizioni a labbro, che presentano un labbro di appoggio sulla superficie di scorrimento, sono differenti da quelle citate in precedenza.

In queste guarnizioni la tenuta è dovuta alla spinta radiale di un tratto più o meno piatto contro la canna e viene favorita dalla pressione stessa che deve essere isolata.

Le guarnizioni a labbro sono energizzate dalla pressione la quale spinge sui labbri e genera un'ulteriore spinta sulla tenuta.

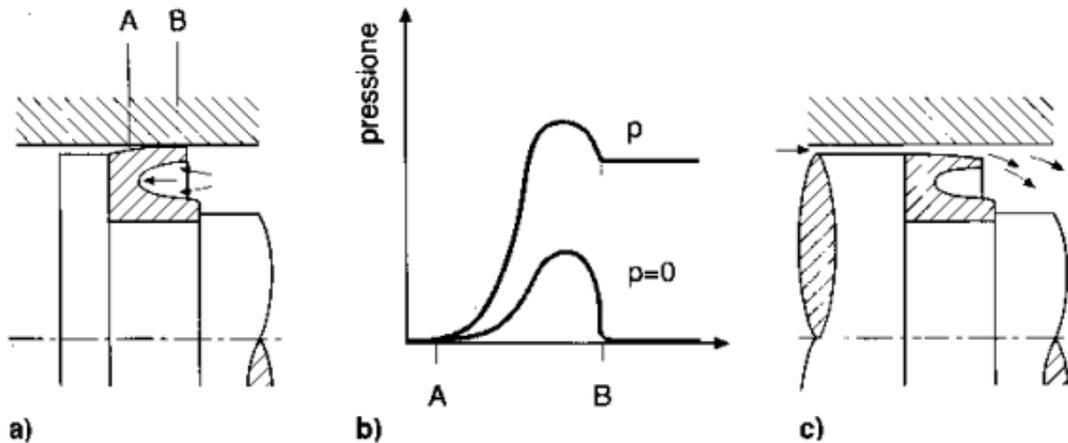


Figura 1.6 - Guarnizioni a labbro: a) in condizioni di tenuta; b) andamento della pressione; c) con passaggio d'aria.

Nella figura 1.6 la guarnizione inizialmente è forzata contro la camera esterna da forze di tipo elastico. La presenza di pressione nella camera di destra provoca l'allargamento della guarnizione e il suo ulteriore schiacciamento sull'esterno. Nella figura 1.6 b) vi è l'andamento della pressione di contatto senza pressione nella camera di destra ($p=0$) e con pressione (p). La guarnizione a labbro è idonea a sopportare differenze di pressione in un solo verso, in particolare nella camera di destra, per cui se occorre effettuare una tenuta doppia è necessario affiancare due guarnizioni contrapposte. In figura 1.6 c) viene mostrata una guarnizione ad U usata come valvola di non ritorno in quanto la guarnizione si piega e lascia passare l'aria se la pressione è applicata all'esterno della guarnizione invece che all'interno.

In un cilindro pneumatico sono presenti guarnizioni di tipo dinamico con diverse funzioni. Nella figura 1.7 è possibile notare che in base alla funzione svolta, le tenute vengono prodotte in diverse forme: a) guarnizione toroidale di sezione quadrangolare che ha una resistenza a torsione superiore rispetto agli O-Ring, b) guarnizione a labbro di tipo a scodella idonea per cilindri a semplice effetto, c) modello doppio per sopportare differenze di pressione in entrambe le camere, d) montaggio di due guarnizioni ad U contrapposte per cilindri a doppio effetto, e) guarnizione composta da due materiali diversi con un anello in gomma che energizza e precarica un anello esterno rigido in teflon o similari, f) guarnizione ad U con anima interna realizzata

con una molla elastica che favorisce la tenuta garantendo un carico di spinta contro la canna piuttosto costante, g) montaggio completo con due guarnizioni e un anello di centratura per equilibrare spinte radiali sullo stantuffo.

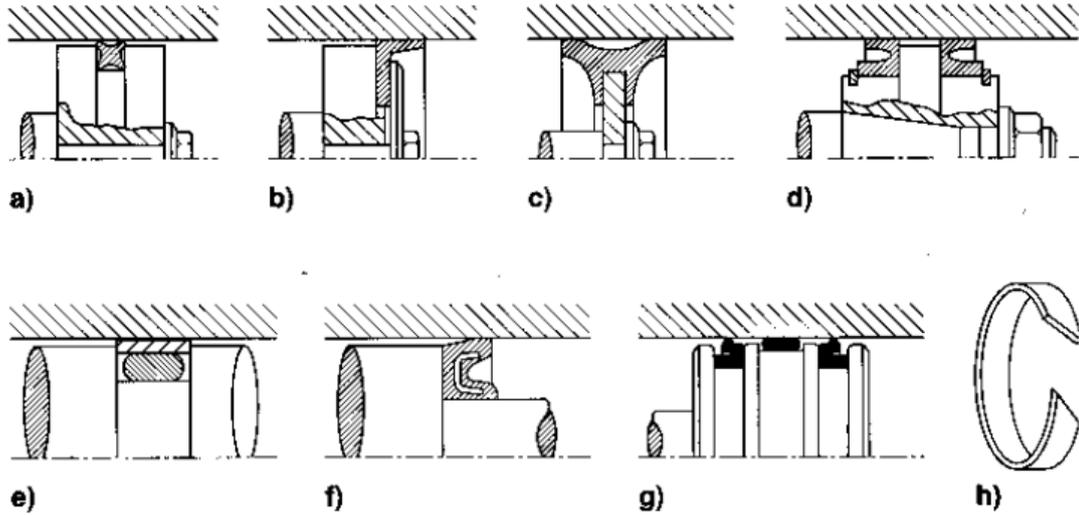


Figura 1.7 - Guarnizioni e anelli per stantuffi e montaggi.

Esistono anche guarnizioni integrali già direttamente vulcanizzate su un disco metallico che comprendono anche gli anelli smorzatori integrati.

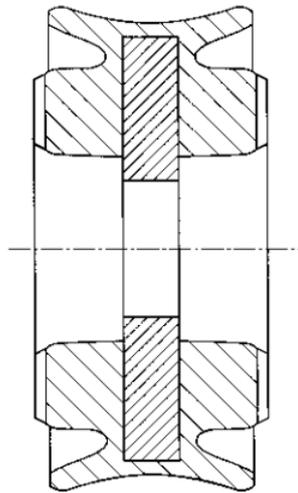


Figura 1.8 - Guarnizione integrale

Per quanto riguarda gli steli si hanno tenute ad anello raschiastelo usato soprattutto per prevenire l'ingresso di polveri o impurità nel cilindro. Negli anelli raschiastelo compositi la guarnizione è in elastomero e quella di protezione in neoprene o resina.

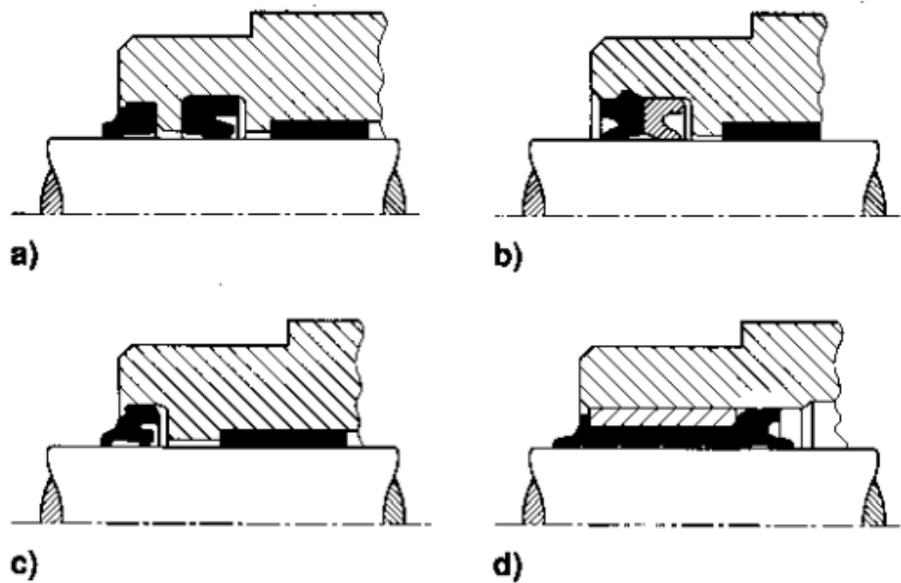


Figura 1.9 - Guarnizioni per aste: a) con anello raschiastelo; b)composita; c) integrata; d) sistema completo.

1.4 MATERIALI E CARATTERISTICHE DELLE GUARNIZIONI

In funzione del tipo di applicazione per una guarnizione è importante scegliere il tipo di materiale con cui è costruita perché questo ha una grande influenza sul suo comportamento.

Le guarnizioni sono comunemente costruite in elastomero, un polimero allo stato di gomma naturale o sintetica. Gli altri componenti sono acceleranti, protezioni antiinvecchiamento, materiali di vulcanizzazione e altri elementi. Esistono molti tipi di gomme sintetiche a cui è possibile aggiungere altri componenti e questo fa sì che si possano avere molteplici combinazioni, e quindi molteplici guarnizioni con proprietà diverse che dipendono dalla miscela utilizzata.

Durante il processo di fabbricazione delle tenute si effettua la vulcanizzazione che consiste in una cottura a temperature che variano da 20°C a 180°C che produce una reazione chimica irreversibile creando opportuni legami tra le catene molecolari. La vulcanizzazione elimina la plasticità della gomma e consente il passaggio allo stato elastico per conferire le caratteristiche meccaniche e chimiche richieste. Per una durata accettabile queste proprietà devono essere mantenute nel tempo al di là delle temperature di lavoro e del campo di pressione. Inoltre, è molto significativa la compatibilità tra il materiale della guarnizione e il fluido con cui viene a contatto.

L'aspetto della compatibilità e dell'assorbimento del fluido va considerato perché la guarnizione tende a reagire chimicamente o ad assorbire fluido con conseguente rigonfiamento e variazione del volume. Il fenomeno del rigonfiamento è inevitabile ma è necessario tenere conto della percentuale di incremento di volume: il 100% è accettabile per guarnizioni piane, il 50% per guarnizioni ad anello per applicazioni statiche e il 15-20% per tenute dinamiche. La maggior parte delle guarnizioni richiede una lubrificazione che può essere fatta con immissione di olio nell'aria compressa o con un ingrassaggio iniziale.

Nei cilindri pneumatici la tenuta deve essere chimicamente inerte con il lubrificante utilizzato e non deve subire rigonfiamenti eccessivi. Se viene usato, ad esempio, il poliuretano anche l'umidità può produrre dei rigonfiamenti e quindi la guarnizione deve essere costruita in modo da tollerare le variazioni di dimensioni conseguenti.

Le prestazioni delle guarnizioni dipendono da: invecchiamento, resistenza meccanica, resilienza, durezza, elongazione, deformazione permanente.

- Con l'invecchiamento la guarnizione si deteriora progressivamente e la rapidità con il quale invecchia dipende dalle condizioni ambientali in cui si trova.
- Solitamente, la resistenza meccanica delle tenute è bassa e diminuisce al crescere della temperatura. Per quanto riguarda la resistenza alla temperatura, in base al materiale con cui è stata realizzata la tenuta si possono raggiungere variazioni della temperatura che vanno da -80°C a $+200^{\circ}\text{C}$ per il teflon, mentre in gomma sintetica in un range più basso da -20°C a $+80^{\circ}\text{C}$.
- Le tenute presentano inoltre buona resilienza, ovvero la capacità di restituire l'energia di deformazione ritornando nella forma originaria.
- Nelle guarnizioni la durezza, ovvero la resistenza di un materiale alla penetrazione di un corpo più duro, varia da valori di $45-50^{\circ}\text{Shore}$ fino a valori di $85-90^{\circ}\text{Shore}$. I materiali più morbidi consentono una tenuta buona anche su superfici ruvide ma sono più soggetti all'usura. In generale, una durezza bassa corrisponde a una aderenza ridotta.
- La deformazione permanente indica la perdita di memoria elastica, ossia l'incapacità di tornare alle dimensioni originarie dopo una deformazione.

Minore è la deformazione permanente, maggiore è la durata della guarnizione.

- L'elongazione è l'aumento di lunghezza percentuale rispetto alla lunghezza originale del provino sottoposto a trazione. La massima elongazione possibile nelle guarnizioni indica di quanto può essere deformata nel montaggio senza danni.

Gli elastomeri più comunemente utilizzati sono: gomma naturale, acril-nitrile-butadiene, silicone, cloroprene, fluorocarbonio o viton, poliacrilato, poliuretano, ecc.

L'elaborato si propone di spiegare quanto sia importante l'uso delle guarnizioni, in particolare l'uso delle guarnizioni montate in modo non convenzionale. Queste, oltre alle proprietà benefiche elencate precedentemente, hanno la capacità di ridurre l'attrito con conseguente perdita di portata che è l'aspetto più analizzato in questa trattazione.

Grazie a un precedente lavoro del DIMEAS in cui si sono ricavati i dati sperimentalmente, è stato creato un modello a parametri concentrati della tenuta e i dati sono stati elaborati con modelli Matlab.

Per studiare bene ciò che avviene tra tenuta e canna del cilindro pneumatico si è ricorso al programma di simulazione AMESIM in collaborazione con l'azienda Bsim di Torino che ha fornito supporto nella realizzazione del modello. AMESIM è stato utile a verificare la correttezza dei risultati e successivamente sarà un supporto utile nel momento in cui si voglia complicare il modello.

2 TENUTE A LABBRO NON CONVENZIONALI

I sistemi di tenuta nei cilindri pneumatici utilizzano solitamente guarnizioni a labbro che sono in grado di deformarsi sotto la spinta della pressione grazie alla loro forma e al tipo di materiale impiegato per realizzarle. In virtù alle proprietà precedentemente elencate, le guarnizioni a labbro garantiscono una perfetta tenuta perché impediscono il passaggio di aria nelle camere del cilindro, se installate nel pistone, oppure evitano trafileamenti tra la camera anteriore e l'ambiente esterno, se installati sullo stelo.

Contrariamente le forze di attrito statica e dinamica sono piuttosto elevate in confronto alla forza utile di lavoro del cilindro, portando a perdite di energia ed usura che riducono le prestazioni della tenuta nel tempo rendendone necessaria la manutenzione e la sostituzione. La riduzione dell'attrito, oltre ad un risparmio energetico, rende più preciso il posizionamento.

Per ovviare a questi problemi, e quindi ridurre le forze di attrito, sono stati studiati pistoni con particolari profili e montati con piccolo gioco all'interno della canna senza guarnizioni striscianti. Questi cilindri funzionano senza contatto tra pistone e canna, e quindi consentono piccole quantità di trafilamento d'aria, secondo il principio dei cuscinetti lubrificati ad aria. L'assenza o la quasi assenza di contatto tra le parti in movimento relativo fornisce due vantaggi principali, in quanto non vengono utilizzati grassi e lubrificanti e le forze di attrito sono ridotte. Inoltre, il vuoto d'aria (traferro, meato) nell'interfaccia di scorrimento tra le parti in movimento relativo funge da lubrificante, ma ciò richiede un'elevata precisione e quindi un costo oneroso. Un'altra soluzione per ovviare al problema dell'attrito è l'uso delle guarnizioni in gomma con materiali di rivestimento a basso attrito e opportune forme (arrotondate) viste nel capitolo precedente. Inoltre, per funzionare bene, le guarnizioni necessitano dell'impiego di grassi e lubrificanti sintetici. Questa soluzione comporta non solo un effettivo risparmio energetico, ma anche un regolare funzionamento, una lunga durata dei componenti e quindi minori costi di manutenzione. Tuttavia, in applicazioni delicate, come in campo medicale, farmaceutico, alimentare o della produzione e dell'assemblaggio di componenti elettronici, l'utilizzo dei grassi o altri lubrificanti deve essere evitato per motivi sanitari o per garantire la pulizia richiesta dal processo. Esistono diversi design di tenute più o meno costose, ma una soluzione di facile realizzazione è stata ideata presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale del Politecnico di Torino [2].

Per ridurre la forza di attrito negli attuatori pneumatici lineari in modo efficace ed economico, dunque, sono state impiegate guarnizioni a labbro commerciali installate sul pistone nella direzione opposta a quella utilizzata in un'installazione convenzionale. Il montaggio non convenzionale consiste nel posizionare la guarnizione a labbro in verso contrario a quello convenzionale cosicché la pressione

di contatto diminuisca all'aumentare della pressione dell'aria nella camera. In questo modo le guarnizioni, e in particolare il labbro, vengono deflesse dalla pressione della camera, creando un'intercapedine d'aria che svolge un'azione lubrificante, riducendo così la forza di attrito. La tenuta tra superfici in movimento relativo non è più totale, in quanto è consentita una leggera perdita che deve essere mantenuta a livelli accettabili.

2.1 SISTEMA DI MONTAGGIO NON CONVENZIONALE

La possibilità di utilizzare le guarnizioni a labbro con un montaggio non convenzionale sul pistone, al fine di ottenere un semplice sistema per la riduzione delle forze di attrito nei cilindri pneumatici in modo efficace ed economico, è stata testata grazie a una precedente attività condotta presso il DIMEAS del Politecnico di Torino.

Un tipico esempio di installazione di tenuta a labbro convenzionale su un attuatore pneumatico a doppio effetto è mostrato in *figura 2.1*. Sotto l'azione delle pressioni della camera, le guarnizioni sono a stretto contatto con la canna garantendo un'ottima tenuta. Nel montaggio convenzionale è possibile notare che le frecce indicate con B si riferiscono alla pressione della camera che agisce sul labbro di tenuta, mentre quelle con A alla pressione di contatto del cilindro [3].

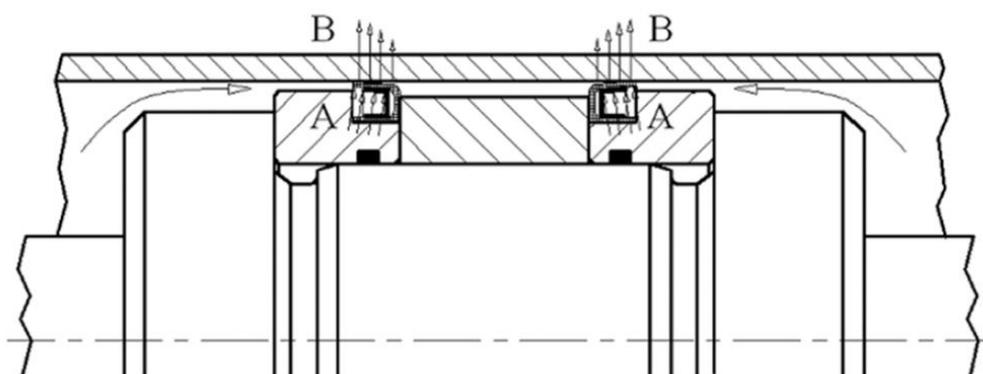


Figura 2.1 - Montaggio della guarnizione a labbro convenzionale.

La guarnizione con montaggio non convenzionale, invece, viene mostrata in *figura 2.2*. La pressione della camera devia i labbri di tenuta, riducendo il contatto con la canna e così anche la forza di attrito. L'aria fuoriesce verso un foro di scarico nel

pistone che è abbastanza grande da garantire che la pressione nelle due camere del cilindro sia completamente disaccoppiata. I labbri della tenuta, deviando, consentono un passaggio di portata e poiché la portata di perdita deve essere mantenuta a livelli accettabili, le guarnizioni devono essere installate con un precarico iniziale per evitare che la pressione del cilindro apra eccessivamente i labbri. Il pistone è dotato di un foro per il passaggio dell'aria di trafilamento all'ambiente esterno.

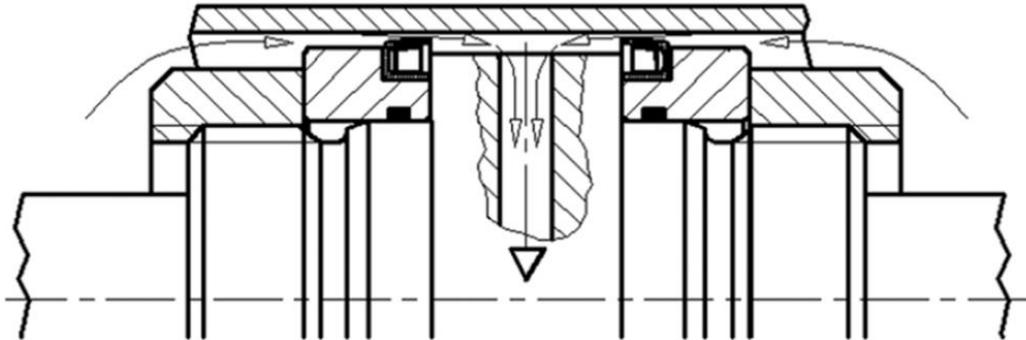


Figura 2.2 - Montaggio guarnizione a labbro non convenzionale.

Le guarnizioni a labbro testate sono visibili in *figura 2.3*. Sono guarnizioni commerciali in PTFE vergine (politetrafluoroetilene) comunemente conosciuto come Teflon per il tipo A_1 o in PTFE caricato con grafite per il tipo A_2 .

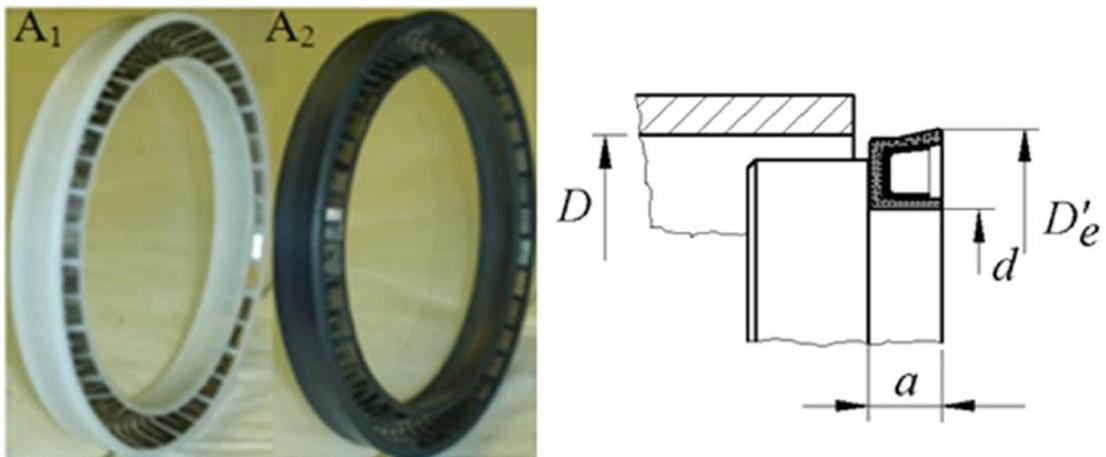


Figura 2.3 - Guarnizioni delle prove sperimentali e principali dimensioni.

Entrambi i tipi di guarnizione hanno la stessa geometria e sono energizzati da una molla metallica a sbalzo.

La tabella 2.1 mostra la larghezza assiale a e il diametro d della sede della tenuta, il diametro esterno D'_e della tenuta installata, i diametri del foro D e l'interferenza radiale x_0 . Per studiare gli effetti della tolleranza di assemblaggio (+0,2 mm) sono state utilizzate canne con diversi diametri del foro. I cilindri sono costruiti in acciaio inossidabile, con una rugosità della superficie del foro di $Ra= 0,6 \mu\text{m}$. I valori riportati in tabella sono le medie delle misure effettuate su tre provini dello stesso tipo utilizzati per il collaudo.

	A_1	A_2
D'_e	51,24	51,32
d	40,56	40,56
D	50-50,2	50-50,2
a	6,71	6,71
x_0	0,62-0,52	0,66-0,56

Tabella 2.1 - Dimensioni guarnizioni e sedi.

Una vista in sezione trasversale e una fotografia del pistone in prova sono mostrate in *fig. 2.4*. Gli anelli intercambiabili (2) fissati al pistone (1) contengono le sedi per le guarnizioni a labbro (3). Il gruppo pistone-guarnizione è inserito nella canna (4). In un'installazione convenzionale, il labbro di tenuta è rivolto verso il lato di pressione P_1 in modo che la pressione lo spinga a entrare in contatto con la canna (4). La deformabilità della tenuta deve fornire uno spazio ristretto tra il labbro e la canna, mentre la quantità di perdita di portata attraverso lo spazio deve essere sufficientemente piccola da ridurre l'attrito senza un'eccessiva perdita d'aria. Una molla metallica irrigidisce la tenuta. Il flusso d'aria attraverso la tenuta viene scaricato attraverso quattro fori radiali (5) e la porta assiale (6) ricavati nel pistone e nell'asta.

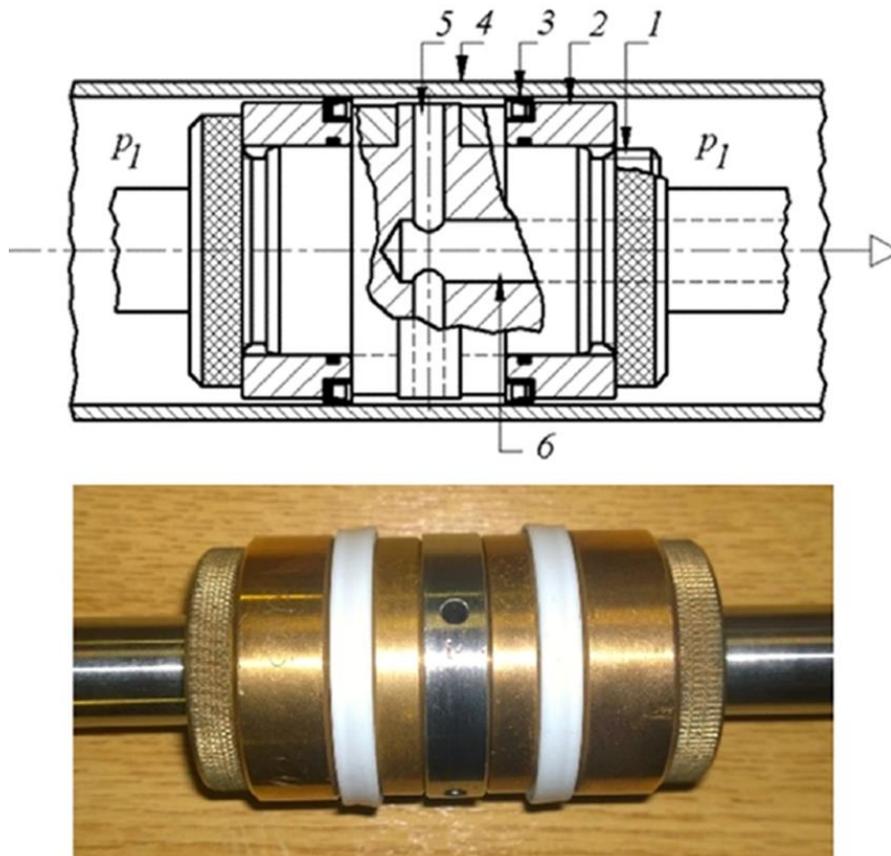


Figura 2.4 - Vista in sezione del cilindro pneumatico e fotografia del cilindro e delle guarnizioni.

Nelle prove sperimentali i materiali delle guarnizioni testate sono stati scelti per le loro proprietà autolubrificanti come il PTFE che viene tipicamente utilizzato per guarnizioni energizzate da molle. Nel montaggio non convenzionale, l'uso di un materiale meno rigido come, ad esempio, l'elastomero non è adatto per le tenute in quanto la loro elevata cedevolezza rende impossibile garantire un trafilamento accettabile. Per cui è necessario impiegare un materiale di tenuta sufficientemente rigido e un'azione energizzata da una molla come il PTFE e il PTFE caricato con grafite. I riempitivi di grafite aumentano significativamente la resistenza all'usura mantenendo le proprietà autolubrificanti. Bisogna, però, tenere conto della rugosità iniziale della controparte: se la superficie è troppo ruvida, non si formerà un film di trasferimento stabile in grado di garantire che coefficiente di attrito e velocità di usura rimangano bassi nel tempo.

2.2 MISURA DELLE PERDITE DI PORTATA

Nelle prove sperimentali la misura delle perdite di portata è stata effettuata con la configurazione mostrata schematicamente in *fig. 2.5* del cilindro pneumatico (1). Il regolatore (2) controlla la pressione in entrambe le camere, misurata dal manometro (3). Il pistone con guarnizioni di prova è installato all'interno della canna del cilindro e fissato assialmente mediante distanziali posti nella canna. La perdita attraverso la tenuta di prova viene scaricata attraverso la porta assiale nel gruppo stelo-pistone e misurata dal flussometro a galleggiante (4). Le misurazioni sono state effettuate variando la pressione di alimentazione alle due camere del cilindro. Sono state registrate due letture per ciascuna posizione di installazione e quindi è stata calcolata la media.

Misure preliminari hanno rilevato perdite di portate irregolari che non sempre aumentavano con la pressione di alimentazione, in particolare per bassi valori di interferenza radiale. Questo comportamento è stato attribuito al movimento indesiderato della guarnizione nella sua sede. Questo movimento è stato impedito fissando assialmente la guarnizione nella sede mediante un anello conico come mostrato in *fig. 2.6*.

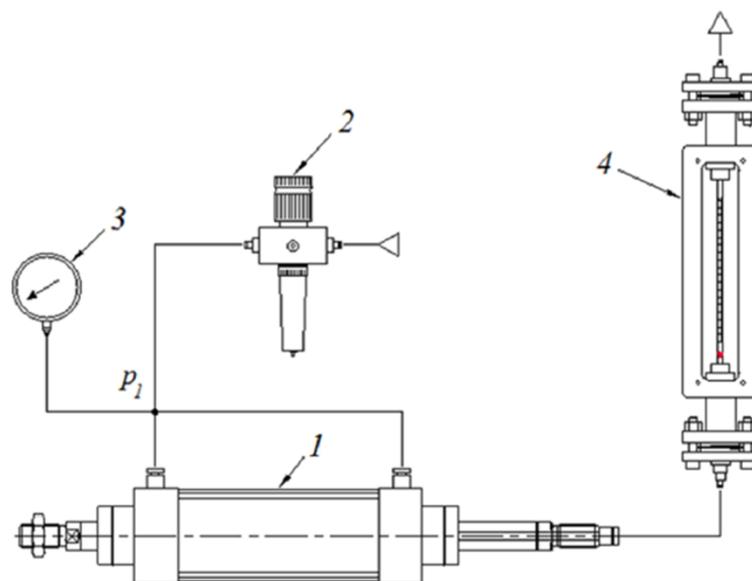


Figura 2.5 - Sistema di misura delle perdite di portata.

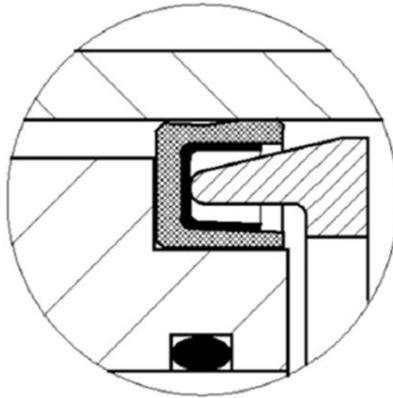


Figura 2.6 - Anello conico per fissare la tenuta.

L'anello conico tiene saldamente i lati della tenuta contro i bordi della sede, impedendo movimenti incontrollati e consentendo al labbro di deviare e aprire il traferro. Inoltre, il saldo contatto con la sede impedisce all'aria di passare sotto la tenuta, cioè lungo gli spallamenti della sede, in modo che l'intero flusso d'aria agisca per aprire lo spazio tra labbro e cilindro. Con l'anello conico, il meato si apre regolarmente, in modo che l'aumento della pressione di alimentazione provochi un aumento della perdita di portata e una diminuzione delle forze di attrito.

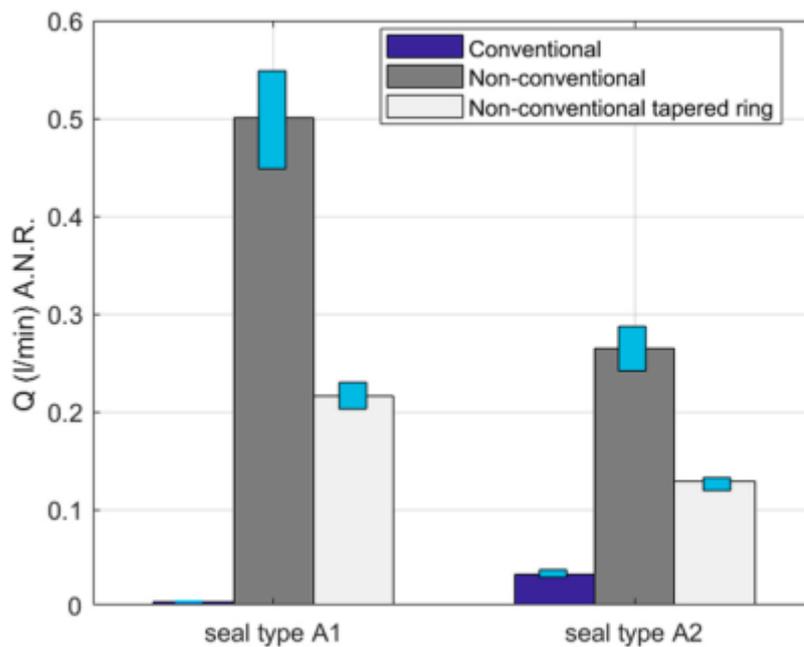


Figura 2.7 - Perdite di portata con pressione di alimentazione a 6 bar per diversi montaggi.

Il grafico in *fig. 2.7* mostra le perdite di portata alla pressione di alimentazione di 6 bar per le guarnizioni A1 e A2 e tutte e tre le configurazioni di installazione: convenzionale, non convenzionale e non convenzionale con anello conico. Per l'installazione non convenzionale sia con che senza anello conico, la perdita di portata è inferiore per le guarnizioni in PTFE caricato con grafite (A2).

Questa portata inferiore rende più difficile per la guarnizione A2 deviare e aprire il passaggio dell'aria ed è dovuta al fatto che la guarnizione A2 è più rigida della guarnizione in PTFE vergine A1. Mentre, per l'installazione convenzionale, la maggiore rigidità della guarnizione A2 rende più difficile la flessione di questa guarnizione sotto l'azione della pressione contro il cilindro, cioè nella direzione di chiusura dell'intercapedine d'aria. Ciò è confermato dalla maggiore perdita di portata registrata per la tenuta A2 nell'installazione convenzionale. L'effetto delle tolleranze di fabbricazione del foro influisce sulle perdite di portata; la tenuta, infatti, è molto sensibile all'aumento del diametro, in quanto la portata di trafilamento è tre volte quella misurata con il diametro nominale alla stessa pressione di alimentazione.

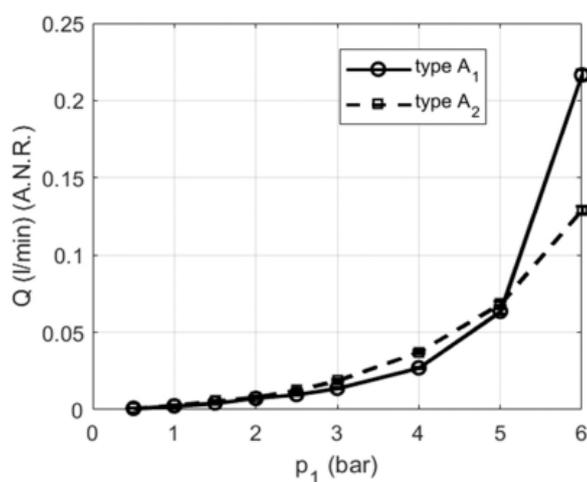


Figura 2.8 - Perdita di portata rispetto alla pressione di alimentazione (A1 PTFE vergine, A2 PTFE con grafite)

La *fig. 2.8* mostra le misure di portata con guarnizioni A1 e A2 installate su entrambi i lati del pistone (doppia tenuta, montaggio non convenzionale con anello conico) all'aumentare della pressione di alimentazione p_1 . Il sistema funziona correttamente, dimostrato dal fatto che la portata aumenta con la pressione di alimentazione.

Per entrambi i tipi di tenuta A1 e A2, la *fig.2.8* mostra i risultati ottenuti utilizzando diametro di alesaggio di 50,0 mm. Il precarico ha una grande influenza sui labbri di

tenuta. La perdita di portata attraverso le guarnizioni aumenta in modo significativo quando l'interferenza di assemblaggio (e quindi il precarico iniziale) viene ridotta.

Per ogni dato precarico, la perdita di portata è inferiore con la tenuta A1 che con la tenuta A2. Questo effetto diventa più evidente all'aumentare del diametro del foro D . Probabilmente ciò può essere spiegato dalla differenza della rigidità del materiale della guarnizione, poiché la guarnizione in PTFE vergine più flessibile (A1) si adatta meglio alla superficie di contatto del cilindro e quindi fornisce una tenuta più efficace. Tuttavia, se il precarico iniziale è sufficientemente elevato, le portate per entrambi i tipi di tenuta sono in pratica simili.

Per la tenuta più flessibile A1, la pendenza della curva di portata sale bruscamente dopo aver superato circa 5 bar. Oltre questa soglia, le superfici a contatto con la canna sono notevolmente ridotte, in quanto la pressione prevale sul precarico. In particolare, se $D=50$ mm la portata attraverso la tenuta A1 è maggiore che con la tenuta A2.

La rigidità complessiva e la rigidità del materiale del labbro sono state misurate per le tenute A1 e A2 come descritto di seguito.

2.3 MISURAZIONE DELLA FORZA DI ATTRITO

Le forze di attrito della guarnizione del pistone sono state misurate a diverse pressioni della camera del cilindro utilizzando la configurazione mostrata in Fig. 9. La pressione p_1 nelle camere del cilindro (1) è regolata dal riduttore di pressione (2) e letta sul manometro (3). La forza di attrito viene misurata dal dinamometro (4) tirando il pistone a velocità costante.

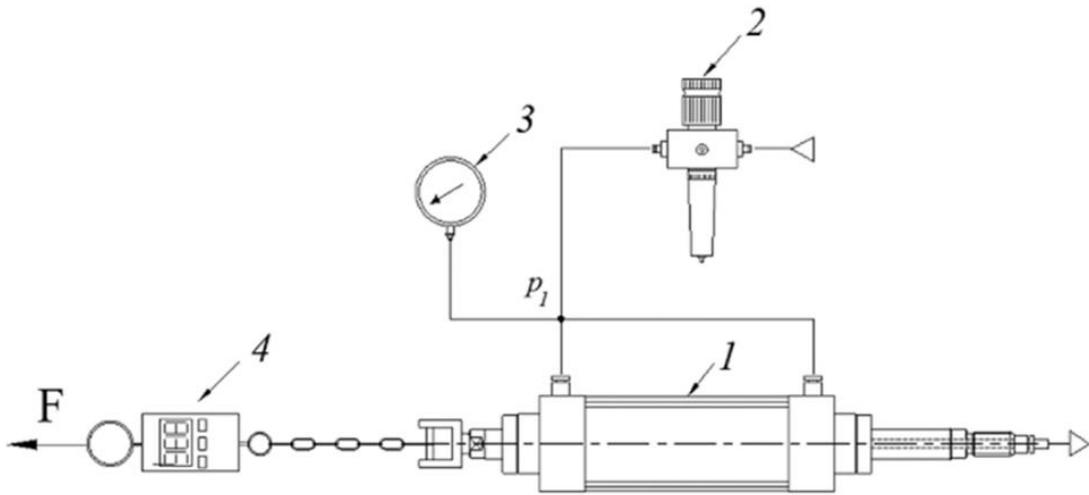


Figura 2.9 - Sistema di misura della forza di attrito.

I test sono stati eseguiti con le configurazioni di installazione convenzionali e non convenzionali e due diametri di alesaggio. Per l'installazione non convenzionale sono state effettuate prove anche senza anello conico a fini comparativi e per valutare le prestazioni. I risultati per l'alesaggio da 50,0 mm sono mostrati in *fig. 2.9*. Le forze di attrito mostrate nei grafici si riferiscono a una coppia di tenute.

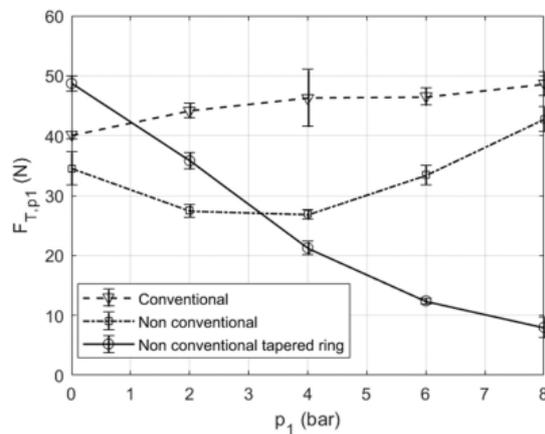


Figura 2.10 - Forza di attrito per A1

Con l'installazione convenzionale, la forza di attrito aumenta insieme alla pressione della camera solo per la guarnizione A1. Con la guarnizione A2 riempita di grafite, la forza di attrito mostra poca sensibilità alla pressione di alimentazione, confermando che questa guarnizione è più rigida dell'unità in PTFE vergine.

Per l'installazione non convenzionale senza anello conico, le forze di attrito sono inferiori rispetto all'installazione convenzionale. Tuttavia, a causa di movimenti indesiderati della tenuta nella sede, come descritto all'inizio della Sezione 3.1, le forze di attrito scendono al minimo a pressioni di alimentazione di circa 3–4 bar, per poi aumentare nuovamente all'aumentare della pressione.

Con l'anello conico, le forze di attrito continuano a diminuire insieme alla pressione di alimentazione, sebbene questa configurazione di installazione fornisca prestazioni migliori dell'altra a pressioni superiori a 3–4 bar per il tipo A1 e 6 bar per il tipo A2. Il vantaggio dell'installazione non convenzionale rispetto alla configurazione convenzionale in termini di riduzione della forza di attrito è maggiore per la guarnizione in PTFE vergine A1 sia con che senza l'anello conico.

Va sottolineato che riducendo l'interferenza radiale sul montaggio si abbassano notevolmente le forze di attrito sul pistone, ma aumenta il consumo di aria.

2.4 MISURA DELLA RIGIDEZZA DELLA TENUTA E DEL COEFFICIENTE DI ATTRITO

Il fatto che vi sia una forza di attrito tra la guarnizione e la canna conferma che sono in contatto a tutte le pressioni di alimentazione. La riduzione della forza di attrito e della normale forza di contatto che si verifica con l'aumento della pressione di alimentazione provoca un aumento del flusso d'aria allo scarico.

Questi due effetti sono compatibili con una riduzione dell'area di contatto tenuta-cilindro. Si ritiene che i percorsi di perdita di portata si formino tra le macro e micro asperità delle superfici di contatto, determinando un contatto parziale all'interfaccia guarnizione-cilindro. In [4], questo comportamento è stato modellato utilizzando uno schema di lubrificazione mista morbida e la teoria della percolazione, ovvero il passaggio lento di un fluido attraverso una massa porosa. La porosità viene espressa come rapporto percentuale tra il volume dei vuoti esistenti in una determinata porzione di un materiale e il volume complessivo. La teoria della percolazione studia le proprietà di un grafo quando i nodi o i collegamenti vengono rimossi tramite un parametro p , che descrive la probabilità che un collegamento sia aperto o chiuso (che quindi fisicamente può essere interpretato come la porosità del materiale). Viene

considerata come parte della meccanica statistica perché a un valore critico p_c (che dipende dalle caratteristiche del reticolo) si osserva una transizione di fase geometrica, fra una situazione in cui il fluido non può percolare attraverso il materiale, e una in cui invece può [5]. La rigidità del labbro, che risulta dall'elasticità della molla a sbalzo e del materiale della tenuta, ha un ruolo decisivo nell'assicurare un contatto parziale all'interfaccia, riducendo l'attrito e mantenendo il flusso di perdita entro limiti accettabili. La rigidezza del labbro necessaria a questo scopo è stata stimata sperimentalmente sulle guarnizioni A1 e A2.

È stato costruito un portatenuta appositamente progettato per riprodurre le condizioni operative effettive, ovvero un dispositivo compatto che sostiene un provino (PTFE e molla metallica a sbalzo) prodotto tagliando un segmento circolare di lunghezza L_s da una guarnizione anulare. Il test utilizza un tribometro TRB modello Anton Paar.

Il provino di tenuta (1) è installato a contatto radiale con un provino cilindrico di 50 mm di diametro (2) ricavato dallo stesso cilindro pneumatico utilizzato per le prove di perdita e forza di attrito. Il portatenuta (3) è fissato al braccio tribometrico (4), mentre la forza normale (radiale) F_N è ottenuta mediante pesi calibrati (5). Il braccio (4) è dotato di un trasduttore per misurare lo spostamento del braccio, cioè la deflessione del labbro x in condizioni di forza normale. Questa forza è stata selezionata per riprodurre l'effettiva precompressione della tenuta risultante dall'accoppiamento con interferenza nel cilindro.

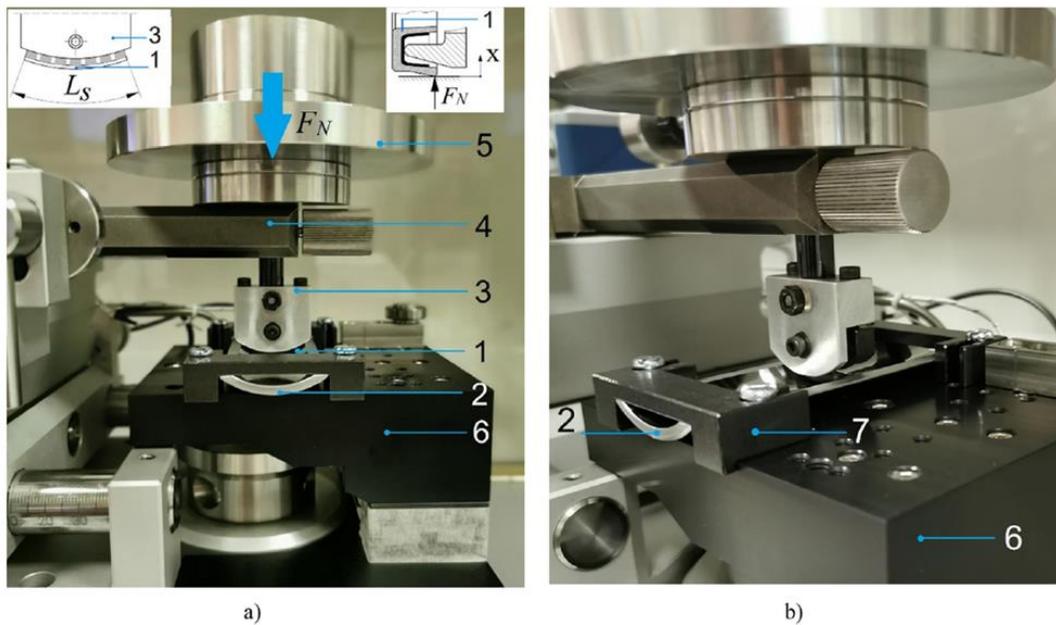


Figura 2.11- Sistema di misurazione della rigidezza e del coefficiente di attrito della tenuta.

La forza normale F_N sul provino di tenuta è stata gradualmente aumentata fino a quando la deflessione eguagliava l'interferenza e poi gradualmente ridotta a zero. Le misurazioni sono state ripetute su almeno tre provini per ciascuna guarnizione A1 e A2. Per entrambi i tipi, l'aumento di x è praticamente lineare, indicando che la rigidità K della tenuta è pressoché costante.

L'elasticità del materiale della molla e del labbro contribuiscono in serie, quindi il valore K così misurato è la rigidità totale. La rigidità K e il coefficiente di attrito sono stati utilizzati in seguito per sviluppare il modello preliminare a parametri concentrati della tenuta.

Il tribometro è stato utilizzato anche per misurare il coefficiente di attrito f tra guarnizione e cilindro variando la forza normale applicata. Come mostra la *fig. 2.11 b*), il portaguarnizione (3) è fisso e collegato positivamente al braccio del tribometro (4), mentre il provino del cilindro (2) è fissato alla slitta del modulo lineare del tribometro (6) mediante dispositivi di fissaggio e localizzatori (7). La slitta (6) è in grado di eseguire un movimento alternato lineare lungo l'asse della canna (2). Le misurazioni sono state effettuate a una velocità media di circa 0,01 m/s, simile a quella utilizzata per le misurazioni della forza di attrito. Durante la misurazione, il tribometro fornisce il coefficiente di attrito istantaneo f come rapporto tra la forza

normale applicata e la forza tangenziale trasferita dalla guarnizione al braccio del tribometro (4).

I risultati delle misurazioni tribometriche effettuate su almeno tre provini di sigilli A1 e A2 utilizzando un provino cilindrico di 50,0 mm di diametro sono riassunti nella tabella 2.2.

	A ₁	A ₂
$K_u \frac{N}{mm^2}$	2,10	1,88
f	0,15	0,18

Tabella 2.2- Misure lette dal tribometro della rigidezza e del coefficiente di attrito.

Rigidità radiali medie per unità di lunghezza circonferenziale (1 mm),

$K_u = \frac{K}{\pi * D}$ per entrambe le tenute si avvicinano a $2 \frac{N}{mm^2}$, soprattutto perché presentano entrambe lo stesso tipo di molla a sbalzo. Le misurazioni mostrano una deviazione standard di circa il 15% della media, derivante dalle tolleranze di fabbricazione della guarnizione e dall'incertezza nella misurazione della molla a sbalzo e del campione di guarnizione (il bordo tagliato non era sempre perfettamente radiale/dritto e privo di sbavature). La tabella mostra anche i coefficienti di attrito medi misurati con carichi radiali di 0–20 N; qui, la deviazione standard per i tre campioni è entro il 20% della media.

Le forze di attrito misurate sul tribometro sono state confrontate con quelle misurate sul cilindro a pressione di alimentazione zero. Non sono state rilevate discrepanze significative tra le misurazioni su un campione circolare e le misurazioni sul sigillo completo.

La tabella 2.3 mostra le forze di attrito medie in entrambi i casi.

	$F_{T,p_1=0} (N)$	$x_0 (\mu m)$	$L_s (mm)$	$F_{T,L_s} (N)$	$F_T = (F_{T,L_s}) \frac{2\pi R}{L_s} (N)$
A ₁	24,35	570	16,25	2,85	27,55
A ₂	26,90	610	16,02	3,24	31,40

Tabella 2.3- Confronto delle forze di attrito misurate sul tribometro e sul cilindro pneumatico per una sola tenuta.

Dato che tali forze sono quelle di una singola tenuta, i valori riportati per la tenuta installata nel cilindro pneumatico sono stati ottenuti dividendo per due le forze

riportate alla pressione di alimentazione $p_1 = 0$ in *fig. 2.10*. F_{T,L_S} si misura con il segmento circolare di lunghezza L_S montato sul tribometro, mentre F_T è la corrispondente forza di attrito estesa a tutta la lunghezza della guarnizione: dove R è il raggio della canna. La buona corrispondenza tra F_T misurato sul tribometro e $F_{T,p_1=0}$ misurato con il cilindro pneumatico conferma che il setup di misura del tribometro è affidabile e che il provino di tenuta può riprodurre le effettive condizioni operative.

3 MODELLO A PARAMETRI CONCENTRATI DELLA TENUTA A LABBRO

Per ottenere una migliore comprensione del comportamento della tenuta a labbro sotto carico è stato sviluppato un modello preliminare a parametri. Il modello riproduce questo comportamento a livello macroscopico.

Per semplificazione, il labbro è schematizzato come un corpo rigido che sotto carico esterno ruota attorno all'estremità collegata alla faccia esterna. Le sezioni trasversali della guarnizione sia libera che installata nel cilindro sono mostrate in *fig. 3.1 a)*, dove L è il labbro, F è la faccia esterna, S è la molla a sbalzo, x_0 è l'interferenza radiale e y è la coordinata che misura il movimento del labbro dalla posizione di installazione originale. I valori positivi di y indicano che il labbro si è separato dal cilindro. Il modello è mostrato schematicamente in *fig. 3.1 b)*. Sul labbro agiscono tre forze concentrate: la forza di spinta della pressione dell'aria F_p che agisce per separare la guarnizione dal cilindro, la forza di reazione elastica F_e della molla della guarnizione e la forza di contatto guarnizione-cilindro F_c .

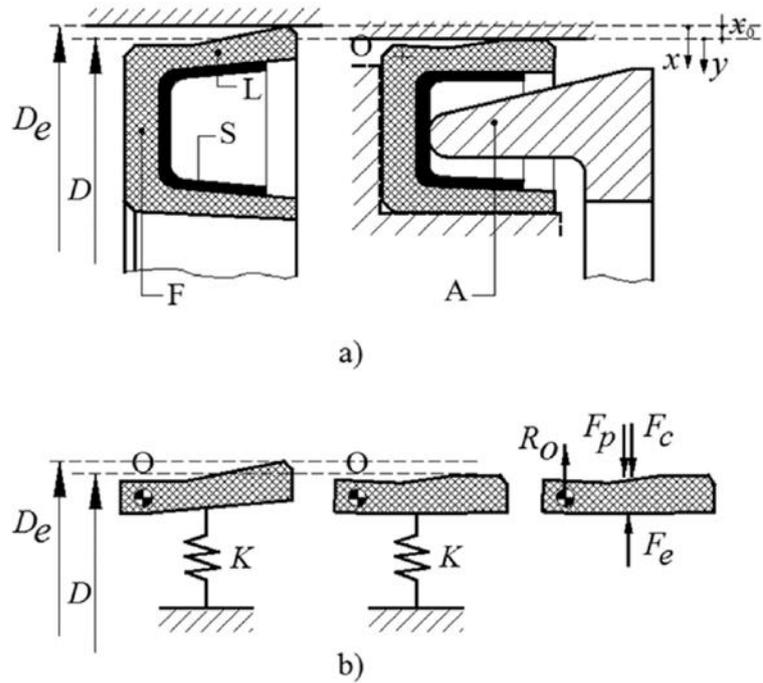


Figura 3.1- a) schema della guarnizione libera e montata; b) modello semplificato a parametri concentrati.

Le tenute sono installate in modo tale che la pressione possa deviare il labbro senza causare movimenti assiali, grazie all'anello conico (A). Il movimento dei labbri può quindi essere rappresentato come una rotazione attorno alla cerniera virtuale O.

L'equazione di equilibrio rotazionale genera:

$$F_p + F_c - F_e = 0 \quad (1)$$

dove la forza elastica F_e è data da:

$$F_e = Kx = K(x_0 + y) \quad (2)$$

Da queste espressioni si ottiene:

$$F_p + F_c = K(x_0 + y) \quad (3)$$

Nella condizione di installazione iniziale ($y = 0$) con pressione di alimentazione nulla ($p_1 = 0$), l'equazione (3) fornisce la forza di contatto massima generata dall'accoppiamento con interferenza della tenuta x_0 :

$$F_{c,0} = Kx_0 \quad (4)$$

L'equazione (3) può essere riscritta per tenere conto della discontinuità risultante dal fatto che la forza di contatto F_c scende a zero per $y > 0$. Tenendo presente l'equazione (4), si ha che:

$$\begin{cases} F_p = F_{c,0} + Ky & \text{per } y > 0 & (a) \\ F_p = F_{c,0} - F_c & \text{per } y \leq 0 & (b) \end{cases} \quad (5)$$

La forza di pressione F_p necessaria per separare il labbro di tenuta dal cilindro è $F_p = F_{c,0}$, ovvero pari alla massima forza di precarico generata dalla molla. Se la forza di pressione è pari quindi alla massima forza di precarico, si ha che la forza di contatto sia pari a zero $F_c = 0$. Tenendo presente la relazione tra forza di contatto normale e la forza tangenziale, si ha:

$$F_{c,0} = \frac{F_{T,p_1=0}}{f} \quad \text{ed} \quad F_c = \frac{F_{T,p_1}}{f}$$

dove $F_{T,p}$ ed $F_{T,p_1=0}$ sono le forze di attrito nel cilindro rispettivamente alla pressione di alimentazione generica e alla pressione di alimentazione nulla ($p_1 = 0$).

Sostituendo le due relazioni precedenti nell'eq. (5) si ha che:

$$\begin{cases} F_p = F_{T,p_1=0} + K \cdot y & \text{per } y > 0 & (a) \\ F_p = \frac{F_{T,p_1=0}}{f} - \frac{F_{T,p_1}}{f} & \text{per } y \leq 0 & (b) \end{cases} \quad (6)$$

I dati sperimentali per la forza di attrito con e senza pressione di alimentazione, sono stati inseriti nella formula (6). In particolare, sono stati utilizzati i dati delle misure sulla guarnizione A1 e D= 50.0 mm. Per tenere conto del contributo di attrito di una singola guarnizione, le misure della *fig. 2.10* sono state divise per due.

I risultati sono mostrati rispetto alla coordinata x in *fig. 3.2*.

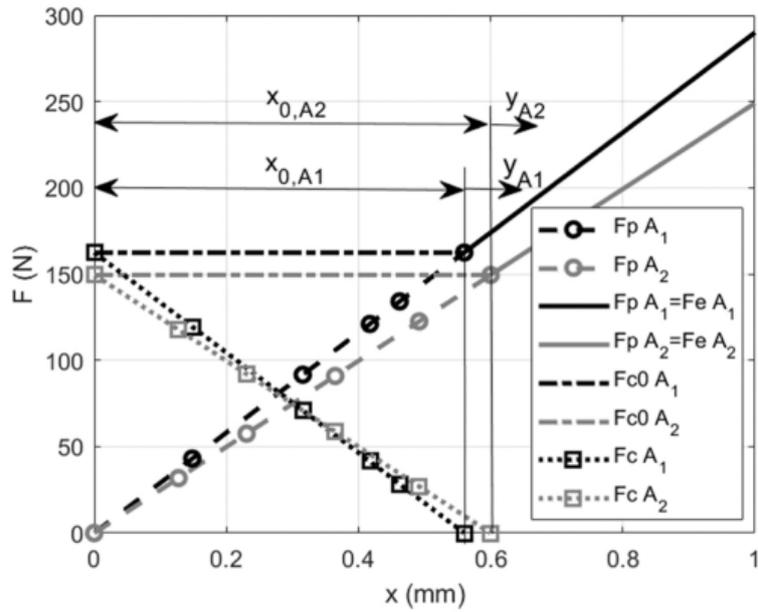


Figura 3.2 - Forza di contatto e di pressione sul labbro della tenuta in funzione della coordinata x .

La forza di contatto F_c diminuisce da un valore iniziale $F_{c,0}$ a pressione di alimentazione nulla, raggiungendo lo zero quando la forza di pressione F_p supera la forza $F_{c,0}$ e il labbro inizia a separarsi dalla canna. La forza di pressione aumenta linearmente con la deflessione x . Oltre ai punti sperimentali, la *fig.* 3.3 mostra i punti corrispondenti alla separazione del labbro (dove $F_c = 0$, $y = x_0$, $F_p = F_e$).

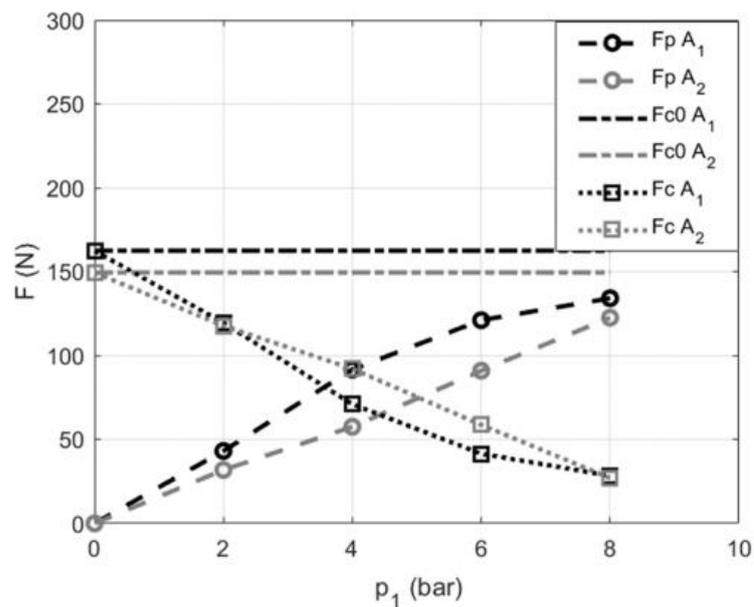


Figura 3.3 - Forza di contatto e di pressione sul labbro della tenuta in funzione della pressione di alimentazione.

La *fig. 3.3* mostra gli stessi risultati rispetto alla pressione di alimentazione p_1 ; il labbro non si è ancora separato completamente dalla canna alla massima pressione di prova (8 bar).

Secondo il modello della *fig. 3.2* in cui F_p ed F_c crescono linearmente con y , l'aumento della pressione di alimentazione, e quindi della forza di pressione F_p , non devia la molla a sbalzo nell'intervallo $0 \leq x \leq x_0$ ($y \leq 0$), cioè nell'intervallo di deflessione al momento dell'installazione della tenuta nella sua sede.

Quando $F_p = F_{c,0} = K \cdot x_0$, la forza di contatto scende a zero ($F_c = 0$). Questa è la condizione corrispondente all'inizio della completa separazione tra canna e tenuta. Di conseguenza, i valori di deflessione mostrati in *fig. 3.2* per l'intervallo $0 \leq x < x_0$ sono fittizi. Nei grafici di *fig. 3.2 e 3.3* sono stati aggiunti questi punti fittizi, oltre a quelli ricavati sperimentalmente, per mostrare l'inizio della separazione labbro-canna.

Le forze di attrito misurate sul cilindro pneumatico e i coefficienti di attrito misurati con il tribometro possono essere utilizzati per calcolare la rigidità della tenuta e confrontarla con la lettura della rigidità del tribometro. Conoscendo i valori sperimentali per la forza di contatto $F_{c,0}$ e l'interferenza x_0 , l'eq. (4) fornisce una rigidità K_u di $1,78 \text{ N/mm}^2$ e $1,60 \text{ N/mm}^2$ rispettivamente per le guarnizioni A_1 e A_2 . Tenendo conto dell'incertezza nella misurazione del coefficiente di attrito e della forza di attrito, i risultati sono in linea con quelli ottenuti col tribometro.

3.1 PERDITA DI PORTATA E MEATO EQUIVALENTE

Il modello a parametri concentrato fornisce una visione macroscopica della tenuta.

A livello di forze scambiate i risultati sono coerenti e permettono di distinguere l'area di contatto labbro/cilindro ($0 \leq x \leq x_0$) dall'area in cui le superfici di interfaccia sono completamente separate. Tuttavia, la semplificazione del modello preclude un'analisi microscopica del contatto che avviene tra le asperità risultanti dalla rugosità superficiale dei corpi (“contatto parziale”).

L'aria si insinua tra le creste e le valli del materiale della tenuta attraverso le regioni di contatto poiché la perdita di portata si verifica anche durante il contatto tra canna e tenuta. L'interferenza radiale non è in grado di impedire all'aria di fuoriuscire attraverso la tenuta, ma indubbiamente la configurazione di installazione non convenzionale aiuta a raggiungere gli obiettivi prestazionali a basso attrito.

Attraverso vari studi che forniscono il comportamento del flusso nella regione di contatto, è noto che il flusso d'aria attraverso uno stretto orifizio venga paragonato al

flusso attraverso mezzi porosi, nel quale viene usata l'equazione di Darcy per identificare il comportamento delle resistenze porose.

Nel caso in questione la porosità è difficile da valutare perché le zone di contatto non sono distribuite uniformemente lungo la direzione del flusso. L'approccio a parametri concentrati semplificato può essere utilizzato per identificare due molle, una per la rigidità del materiale della tenuta K_M e una per la rigidità della molla a sbalzo K_S . La tenuta installata nella sua sede in condizioni di precarico iniziale è stata schematizzata nella *fig. 3.4 a*) in cui la geometria del labbro è qualitativa.

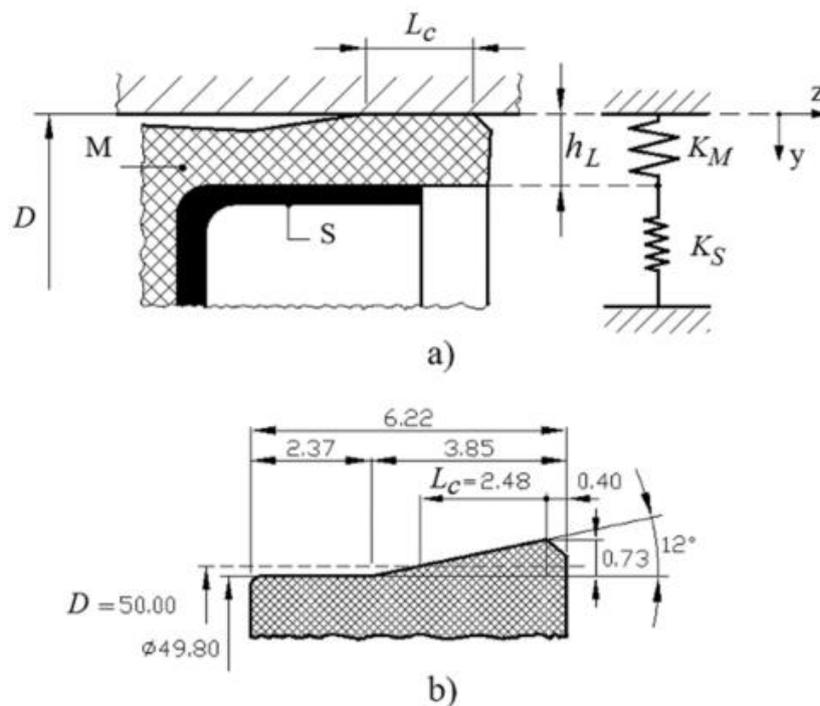


Figura 3.4 - a) Modello a parametri concentrati della guarnizione (molle in serie); b) sezione della guarnizione non deformata.

Data la forma del profilo e i giochi tra guarnizione e cilindro, il contatto avverrà per una lunghezza inferiore L_c alla lunghezza totale della guarnizione.

Il metodo di calcolo della perdita di portata proposto prevede che nel campo di pressione del fluido in cui avviene il contatto parziale tra tenuta e cilindro, l'aumento della pressione di alimentazione apra nuovi canali tra i risalti e gli avvallamenti nel materiale della tenuta, riducendo così progressivamente le aree dove quest'ultima è a contatto con la canna. In questa fase, la rigidità K_M del materiale di tenuta ha un

ruolo chiave nel determinare l'area dei canali attraverso i quali la perdita di flusso fuoriesce verso lo scarico.

In *fig. 3.5* si ha una schematizzazione della regione di contatto parziale e dei canali di perdita tra le creste e le valli; le molle indicano la rigidità del materiale nell'approccio a parametri concentrati. Il modo in cui la rigidità influisce sul comportamento del materiale può essere identificato caso per caso. Ad esempio, un materiale di tenuta morbido mostrerà un'eccellente conformità con le asperità sulla contro superficie dura della canna, ma sarà più probabile che consenta l'apertura dei canali di perdita all'aumentare della pressione di alimentazione.

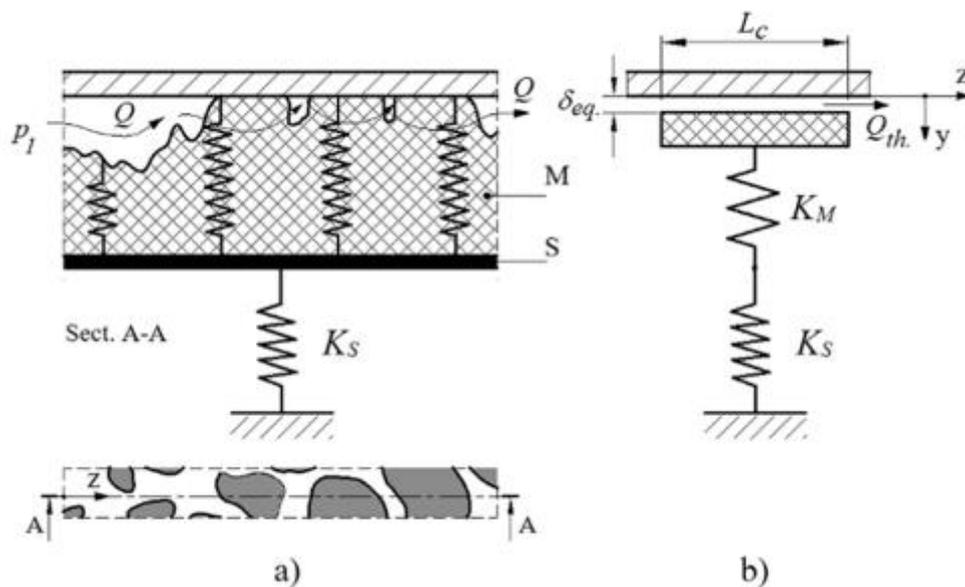


Figura 3.5- a) Schematizzazione dei parametri concentrati nella regione di contatto; b) meato equivalente d'aria.

La perdita all'interfaccia tenuta-cilindro può essere modellata qualitativamente e quantitativamente come flusso attraverso un traferro d'aria ad altezza costante equivalente. Un modello di questo tipo idealizza il contatto parziale all'interfaccia separata da un sottile film attraversato dal fluido e la deformazione del materiale di tenuta e quindi della molla K_M crea flusso in un traferro di altezza uniforme δ_{eq} lungo la lunghezza di contatto.

La portata teorica Q_{th} attraverso questo traferro è stata calcolata integrando l'equazione di Reynolds per il flusso unidirezionale: in particolare, per flusso laminare e isotermico, fluido newtoniano, con densità e viscosità costanti, fluido

privo di massa e pressione nell'intervallo dipendente solo dalla coordinata longitudinale z . Le superfici sono considerate perfettamente lisce e il flusso Couette è stato trascurato (nessun movimento relativo tra guarnizione e cilindro). La lunghezza del gap L_c è stata considerata costante e indipendente dalla pressione di alimentazione.

Alla luce di tutte le ipotesi fatte, è stata calcolata la portata volumetrica Q_{th} in atmosfera standard di riferimento (ANR) con installazione a doppia tenuta.

$$Q_{th} = \frac{2\pi D}{24\mu R_G T L_C} \delta_{eq}^3 (P_1^2 - P_a^2) \frac{1}{\rho_N} \quad (7)$$

μ : viscosità dinamica dell'aria

R_G : costante dell'aria

T : temperatura (293 K)

P_1 : pressione assoluta di alimentazione

P_a : pressione assoluta

ρ_N : densità dell'aria ANR.

La rigidità K_M è stata determinata sulla base delle proprietà elastiche e geometriche dell'area di contatto elasticamente deformata:

$$K_M = \frac{E \cdot A_c}{h_L} \quad (8)$$

Dove

E : modulo elastico del materiale

A_c : area di contatto $A_c = \pi D L_c$

h_L : spessore del labbro

Il modulo elastico è stato misurato sperimentalmente mediante test di microindentazione Vickers per i materiali presi in esame, ottenendo i seguenti valori:

	A_1	A_2
E (N/mm ²)	485	880
$K_{M,u}$ (N/mm ²)	1002	1820

Tabella 3.1 - Modulo elastico e rigidità del materiale delle tenute.

La rigidezza è espressa per unità di lunghezza circonferenziale: $K_{M,u} = K_M / \pi D$. La rigidità del materiale della tenuta è molto più grande della rigidità elastica della molla a sbalzo. Si può ragionevolmente supporre che la deformazione risultante dall'interferenza x_0 sia quasi interamente assorbita dalla molla a sbalzo, cioè dall'elemento con rigidezza inferiore. L'aumento della pressione P_1 agirà sul labbro precaricato sollevandolo dal contatto fino a separare le due superfici; plausibilmente, la forza di pressione che agisce sulle microasperità del materiale di tenuta comprime le creste per aprire nuovi canali d'aria, con un corrispondente aumento della portata di perdita.

4 MODELLAZIONE DELLA TENUTA TRAMITE AMESIM

Il modello della tenuta a parametri concentrati consente di avere una formulazione matematica delle tenute con annesse equazioni che descrivono le forze che agiscono sulla guarnizione al passaggio dell'aria.

Per avere una maggiore completezza della formulazione si è deciso di usare il software Simcenter Amesim, in modo tale da simulare nel modo più realistico possibile ciò che avviene tra labbro della tenuta e canna, soprattutto per determinare le perdite di portata. La precisione numerica del modello sarà quindi una ulteriore prova di ciò che avviene sperimentalmente. Inoltre, cambiando i parametri, è possibile visualizzare le perdite di portata per altre guarnizioni con materiali diversi. Questo sarà utile soprattutto per i vari produttori di guarnizioni che volendo usare tenute con materiali più o meno rigidi possono affidarsi alla modellazione tramite software piuttosto che eseguire prove sperimentali e di conseguenza avere costi più contenuti.

Amesim è un programma commerciale di facile intuizione che si presta bene a simulare sistemi più o meno complessi come in questo caso. Da questo scaturisce il fatto di averlo utilizzato per modellare il cilindro pneumatico e le tenute.

4.1 DESCRIZIONE DEL SOFTWARE SIMCENTER AMESIM

Simcenter Amesim, acronimo di “Advanced Modeling Environment for performing SIMulations of engineering systems” è un software di simulazione dei sistemi che consente di valutare e ottimizzare virtualmente le prestazioni dei sistemi. Si basa su un'interfaccia grafica intuitiva in cui il sistema viene visualizzato durante tutto il processo di simulazione, ed è strutturato in modo da permettere la creazione dei modelli utilizzando sia le librerie standard integrate nel software, che quelle personali sviluppate dall'utente. Con una vasta scelta di componenti, funzionalità e strumenti, Amesim consente la modellazione e l'analisi di sistemi multidominio per una vasta gamma di applicazioni e di ottimizzare il comportamento dinamico dei componenti, in particolare in questa trattazione di quelli pneumatici [6].

Un sistema fisico è generalmente costituito da diversi sottosistemi interconnessi e il vantaggio è quello di avere un unico software con cui è possibile simulare allo stesso tempo il comportamento dei diversi sottosistemi e valutarne la loro influenza.

Il sistema può essere rappresentato in un approccio funzionale di alto livello per studiare il comportamento macro o in un approccio geometrico dettagliato (comportamento dinamico). La simulazione può avvenire in condizioni statiche o dinamiche (domini del tempo e della frequenza).

Le principali funzionalità del software sono:

- Simulazione di sistemi fisici multidominio;
- Modellazione di domini fisici;
- Analisi dello stato stazionario e studio dinamico durante i transitori;
- Studio di sistemi lineari e non lineari;
- Analisi delle vibrazioni;
- Simulazioni nel dominio del tempo e della frequenza;
- Integrazione con strumenti software CAE (Computer Aided Engineering).
- Analisi di sensibilità alla variazione dei parametri;

La modalità operativa è composta da quattro fasi principali:

- Schizzo (Sketch): è il primo passo per modellare il sistema in cui i componenti vengono scelti dalle diverse librerie. Per creare un modello di simulazione per un sistema, viene utilizzato un insieme di librerie che contengono componenti predefiniti per diversi domini fisici. Le icone nel sistema devono essere collegate e a questo scopo ogni icona dispone di porte, che hanno diversi ingressi e uscite. In questo passaggio è possibile collegare tutti i componenti, anche tra le diverse librerie. Ogni componente ha le proprie variabili esterne, dove è possibile vedere l'input e l'output di ciascuna porta del componente. Le variabili esterne devono coincidere con l'elemento adiacente secondo la regola di causalità: ogni componente ha una specifica causalità e non può sempre essere connesso al suo vicino.

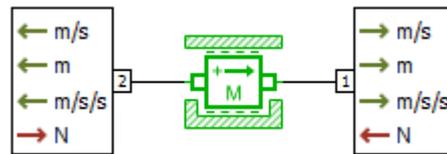


Figura 4.1 - Esempio di componente meccanico con variabili in uscita/entrata dalle porte.

Ad esempio, l'elemento nella *figura 4.1* rappresenta una massa a due porte in moto unidirezionale sotto l'azione di due forze esterne N , peso e forze di attrito. Il sottomodulo restituisce la velocità, lo spostamento e l'accelerazione. Ne consegue che, assemblando il modello, è necessario collegare blocchi compatibili, allo scopo di garantire il flusso delle informazioni.

Quando tutte le porte sono collegate e non ci sono elementi evidenziati è possibile procedere al passaggio successivo.

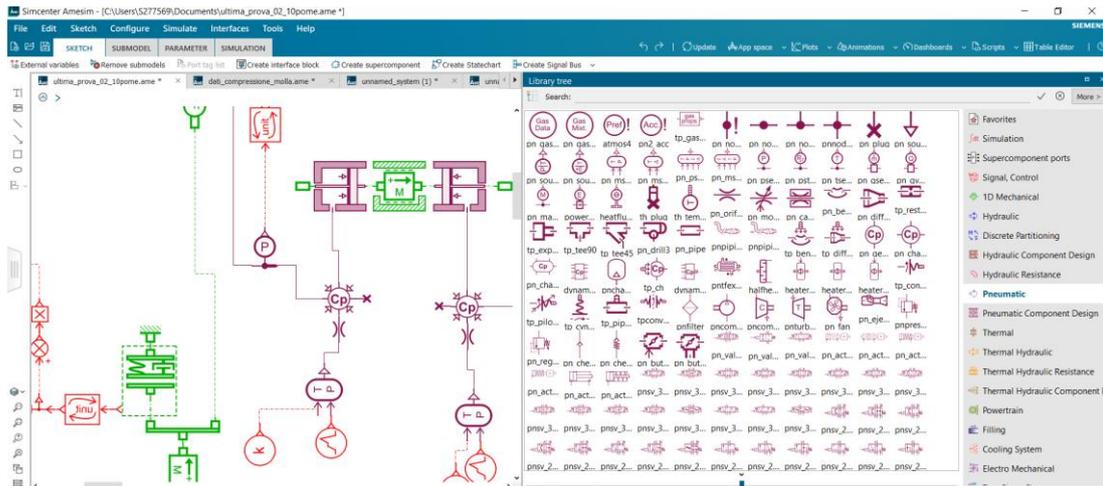


Figura 4.2 - Pagina di sketch e librerie con componenti.

In figura viene mostrata la pagina di sketch e le varie librerie da cui è possibile reperire i componenti e trascinarli all'interno dello schizzo.

- Sottomodello (Submodel); in questa fase è possibile scegliere un sottomodello di ciascun componente. Ogni blocco ha sia un simbolo grafico che lo rappresenta, sia un modello matematico che permette di simulare il suo comportamento fisico. Saltare questo passaggio fa sì che Amesim imposti automaticamente il sottomodello più semplice.
- Parametri (Parameters); una volta selezionati tutti i sottomodelli possiamo passare alla parte di parametrizzazione. Cliccando su ogni elemento compare una finestra con tutti i parametri. Quelli in grassetto sono i parametri che l'utente modifica, quelli non in grassetto sono i parametri preimpostati. In questa fase c'è la possibilità di eseguire un batch run (simulazione in cui un parametro può essere variato tra valori diversi).

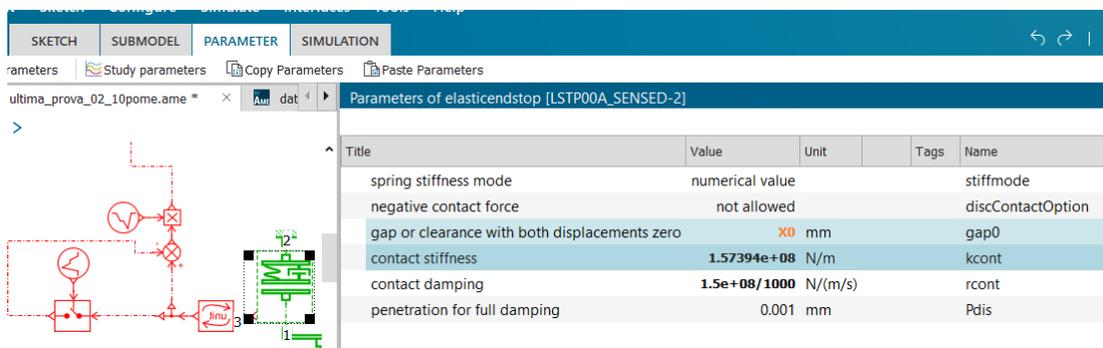


Figura 4.3 - Parametri di un componente.

- Simulazione (Simulation): una volta impostati tutti i parametri si può eseguire la simulazione. Si può scegliere di eseguire un'analisi temporale o di frequenza.

Nell'analisi temporale si può scegliere il tempo di simulazione, il passo fisso o variabile e l'intervallo di stampa della simulazione. Finita la simulazione, tutte le variabili possono essere visualizzate in grafici semplicemente trascinando la variabile selezionata sullo schermo dalla finestra delle variabili.

4.2 MODELLAZIONE DEL SISTEMA CILINDRO-TENUTA

Per modellare la guarnizione è stato tenuto conto dell'intero sistema, ovvero del cilindro su cui viene montata e soprattutto del meato d'aria equivalente che si crea al passaggio dell'aria tra tenuta e cilindro. La modellazione si è basata sul modello a parametri concentrati precedentemente descritto in cui la guarnizione è rappresentata da due molle in serie K_M e K_S che costituiscono rispettivamente la rigidezza del materiale e la rigidezza della molla della tenuta.

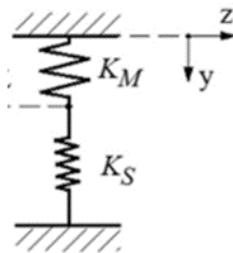


Figura 4.4 - Modello a parametri concentrati della tenuta con molle in serie.

Inizialmente è stato creato un sistema in cui anche la parete del cilindro pneumatico veniva rappresentata da un blocchetto molla impostando una rigidezza molto grande, ma successivamente ci si è resi conto che anche questa rigidezza influiva sui risultati, per cui si è deciso di eliminare tale blocco, rendendo effettivamente la parete del cilindro pneumatico una molla di rigidezza infinita, capace di non deformarsi al passaggio dell'aria. Inoltre, per simulare il gap di aria tra guarnizione e pistone è stato inserito un orifizio. Tuttavia, tale componente non aveva un modello matematico tale da poter essere usato per il calcolo della perdita di portata, per cui si è proceduto creando un orifizio tramite la libreria segnali.

I principali passi svolti durante la modellazione riguardano:

- La creazione di un sistema simile all'originale con le stesse perdite di portata delle prove sperimentali.
- Linearizzazione dei risultati ottenuti sperimentalmente per quanto riguarda la forza di pressione e di conseguenza il meato di aria equivalente.
- Creazione di più modelli con diversi materiali e cambiamento di diversi parametri con tecnica Batch al fine di individuare la migliore combinazione col minor valore di perdita di portata.

Il modello ha preso forma considerando le librerie di pneumatica, meccanica 1D e segnali.

Il primo componente modellato è stato il cilindro pneumatico.

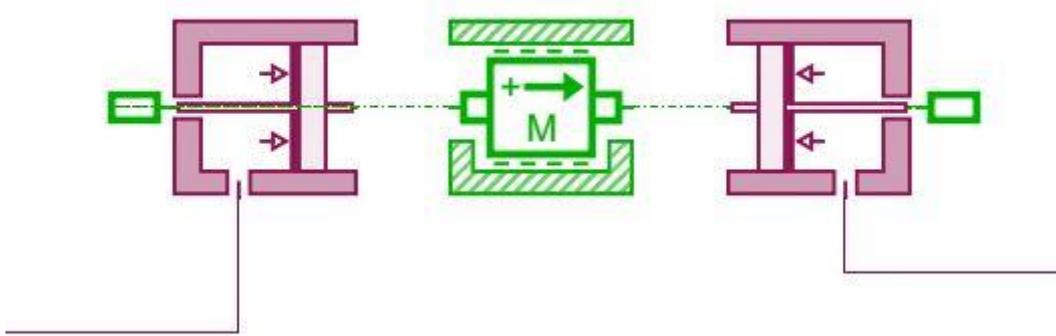


Figura 4.5 - Cilindro pneumatico modellato con componenti pneumatici e pistone con componente pneumatico.

Per avere una comparazione col sistema reale si riporta la foto del cilindro pneumatico usato, in cui la pressione di alimentazione nelle due camere del cilindro è la medesima.



Figura 4.6 - Foto di cilindro pneumatico con guarnizioni e foro di scarico.

Le camere del cilindro pneumatico sono rappresentate da due componenti uguali, che rappresentano parte di un martinetto in cui la pressione agisce su un pistone e il corpo del martinetto è fisso. Il componente ha asta passante.

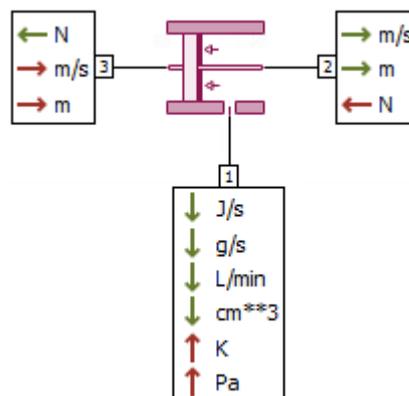


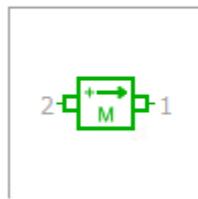
Figura 4.7 - Componente per modellare camera del cilindro pneumatico.

La pressione in Pa e la temperatura in K vengono immesse alla porta 1 e la portata in l/min e il volume in cm^3 vengono calcolati e inviati in uscita a questa porta. La velocità in m/s e lo spostamento in m del pistone vengono immessi nella porta 3 e trasmessi senza modifiche alla porta 2. Una forza in N viene immessa alla porta 2, ovvero sull'asta del pistone, e viene calcolata una forza in uscita nella porta 3 a causa della forza di pressione o di una forza esterna applicata. Normalmente la porta 3 viene collegata a un sottomodulo massa come in questo caso, in modo da simulare il pistone vero e proprio. Nella sezione parametri sono stati assegnati i valori di 50 mm, 20mm e 500 mm rispettivamente per il diametro del cilindro pneumatico, per il diametro dell'asta del pistone, per la camera del cilindro.

Per il principio di causalità citato in precedenza è possibile collegare al componente pneumatico, il componente meccanico massa che rappresenta la massa del pistone del cilindro pneumatico.

Inizialmente è stato usato il componente massa con sottomodello semplice di una massa in traslazione 1D.

Submodel summary



Alias mass_friction_endstops
Component mass_friction_endstops
Submodel name MECMAS21

Compatible submodel list

Name	Description
MECMAS21	1D translation mass
MAS005RT	zero mass with viscous friction and ideal end stops
MAS000	dynamics of a zero mass (using implicit variable)
MAS010RT	friction and elastic end stops (real time)
MAS011RT	friction and elastic end stops (real time)

Figura 4.8 - Sottomodello del componente massa.

Successivamente nel modello definitivo si è scelto il sottomodello con fincorsa ideale e attrito viscoso.

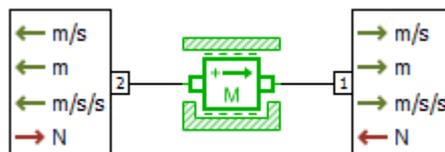


Figura 4.9 - Componente che rappresenta il moto unidimensionale di una massa.

Questo blocco rappresenta il movimento unidimensionale di una massa sotto l'azione di due forze esterne in *fig. 4.9*. Il sottomodello restituisce la velocità in m/s, lo

spostamento in m e l'accelerazione in m/s^2 . Lo spostamento può essere limitato ad un intervallo specifico includendo un finecorsa, in questo caso nei parametri è stato impostato un finecorsa ideale da 0,5 m a -0,5 m. Nel caso del cilindro pneumatico preso in esame, il pistone sta in equilibrio in quanto la pressione nelle due camere è identica. Inoltre, il modello permette di assegnare tra i parametri una forza di attrito viscosa in modo tale da renderlo fermo nella posizione di equilibrio, ma in questo caso non è stato necessario. Alla massa del pistone è stato attribuito un peso di 1 kg all'incirca calcolandola come volume del pistone per densità dell'acciaio inossidabile di cui è costituita. Essendo però in condizioni stazionarie, visto che il pistone non si muove considerato che su di esso agisce una forza di pressione uguale sia da un lato che dall'altro, non è importante specificare i kg della massa.

Entrambe le camere del cilindro vengono alimentate da una sorgente di pressione alla temperatura ambiente. Le due sorgenti, pressione e temperatura, sono collegate a una interfaccia pneumatica.

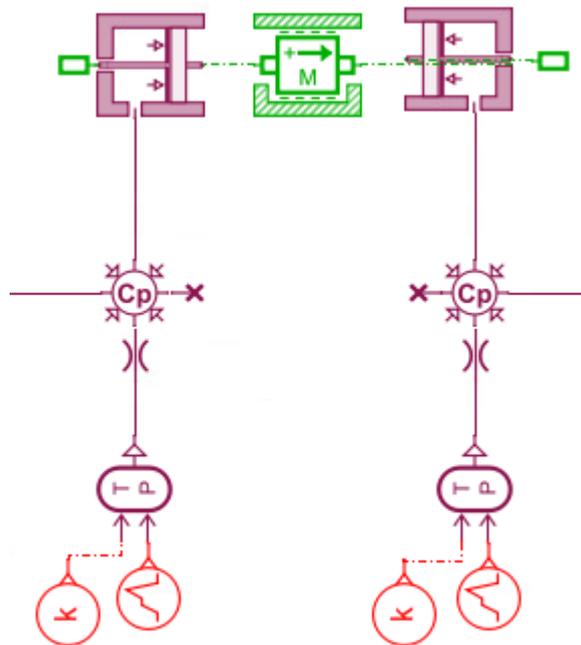


Figura 4.10 - Modellazione cilindro pneumatico con sorgente di pressione di alimentazione.

La sorgente di pressione è raffigurata dal simbolo in rosso in cui è raffigurata una curva perché è possibile specificare fino a 8 stage assegnando un valore iniziale, un valore finale e la durata per ciascuna fase. Per determinare l'output viene utilizzata

l'interpolazione lineare e in questo modo è possibile realizzare tratti, rampe e gradini costanti.

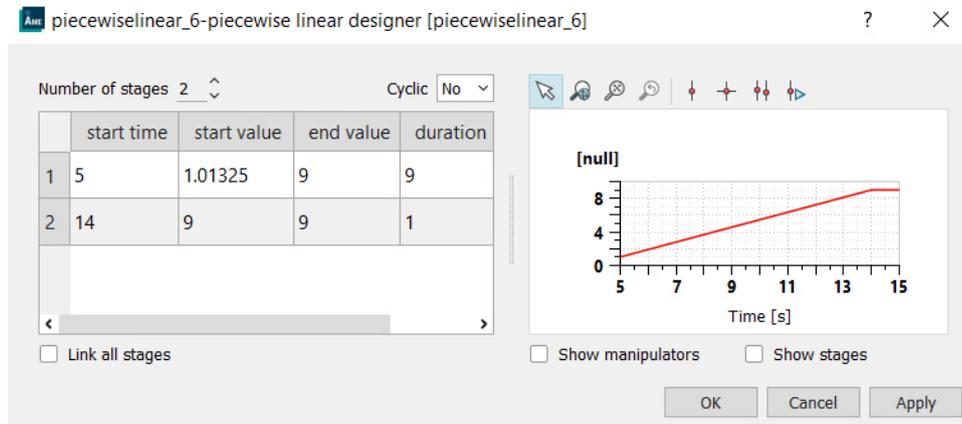


Figura 4.11 - Stage della sorgente di pressione.

In prima battuta la sorgente di pressione erogava aria da 1 a 9 barA per 10 secondi in un unico stage; così facendo quando si avviava la simulazione era come se si montasse la guarnizione ed eseguisse la simulazione contemporaneamente, per cui si è deciso di erogare una pressione che varia da 1,013 bar a 9 barA a partire da 5 secondi fino a 14 secondi. Il sistema, così facendo, si stabilizza meccanicamente nei primi 5 secondi, poi, dopo i 5 secondi, inizia la simulazione che si protrae per 9 secondi e per un secondo si ha una pressione costante di 9 barA.

La temperatura è costante, infatti il suo segnale è indicato da una k, al contrario del segnale di pressione che è variabile. Il valore della temperatura specificato nei parametri è di 293,15 K, temperatura alla quale sono state eseguite le prove sperimentali.

I segnali adimensionali di pressione e temperatura sono collegati a una interfaccia pneumatica di colore viola. Questa ha proprio la funzione di convertire i due segnali di ingresso adimensionali in pressione e temperatura. A seguire si ha un orifizio pneumatico ad area costante, sottomodello di un generico tubo (pipe), in cui una pressione in Pa e una temperatura in K vengono immesse in ciascuna porta e una portata massica in g/s e una portata entalpica in J/s vengono calcolate come output in entrambe le porte. L'orifizio ha come parametro preimpostato quello del coefficiente di flusso $C_q = 0,72$ e un'area di passaggio in mm^2 .

Dopo di che si è posizionato l'elemento camera pneumatica con volume e pressione dinamica variabili. Questo elemento, usato per simulare la camera pneumatica in un martinetto, è collegato in basso all'orifizio e quindi alla sorgente di pressione, in alto al componente martinetto, lateralmente prosegue per la via di scarico mentre l'altro lato viene tappato dall'elemento con simbolo X.

Ciascuna porta dell'elemento camera (C_p) riceve in ingresso una portata massica in g/s e una portata entalpica in J/s e fornisce in uscita la pressione in Pa e la temperatura in K della camera. Ogni porta riceve anche il volume (cm^3) e la variazione di volume in l/min come input. Il volume totale viene calcolato come la somma dei quattro ingressi di volume e di un volume morto (dal valore di 0,05 l nei parametri). Inoltre, l'elemento può tenere conto dello scambio termico, esprimendo la variazione dell'energia interna utilizzando il primo principio della termodinamica per un sistema aperto. Per evitare che la simulazione si bloccasse, nei vari tentativi precedenti al modello definitivo, era stato impostato un coefficiente di scambio termico per evitare che la camera di depressurizzasse. Successivamente, con le dovute modifiche all'intero modello, la camera è stata ritenuta adiabatica, senza scambi di calore con l'esterno.

All'interno dei parametri della camera si ha il "gas type index" ovvero l'indice che si riferisce al tipo di gas utilizzato nel modello.

È importante specificare il tipo di gas, inserendo nel modello il componente di definizione del gas.



Figura 4.12 - Componente che specifica il gas (aria) in uso.

Questo sottomodulo è specifico dell'aria secca con composizione molecolare di 78,084% di N_2 , 20,9476% di O_2 , 0,9365% di Ar.

Nel primo semplicissimo schizzo, si è posta l'attenzione sul martinetto, sulla sorgente di pressione, sulle camere del cilindro pneumatico, l'orifizio variabile che

rappresenta il passaggio dell'aria attraverso la tenuta e le vie di scarico attraverso i 3 tubi, 1 e 2 che rappresentano un unico foro, e 3 che rappresenta l'uscita radiale, collegati da una giunzione a T.

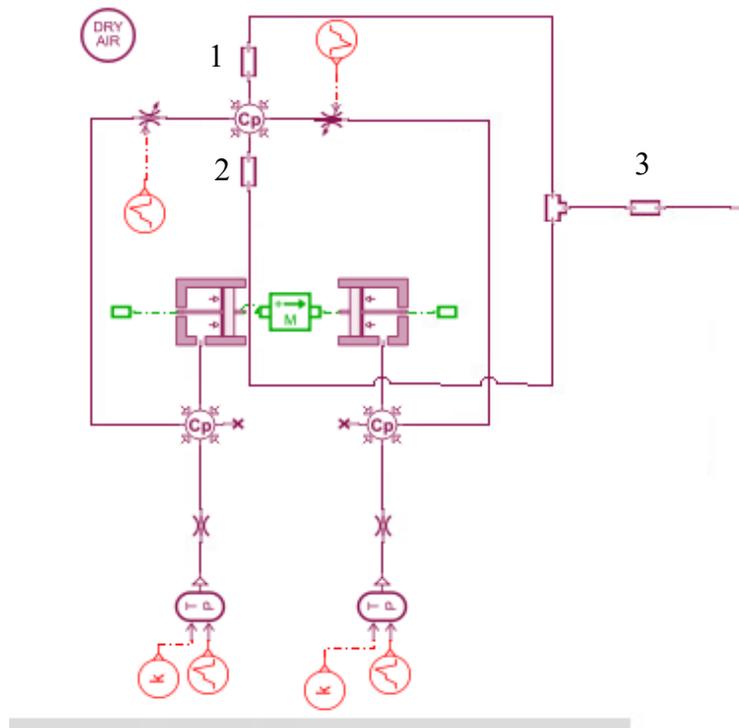


Figura 4.13 - Primo schizzo del sistema con cilindro pneumatico, sorgente di pressione, orifizio variabile e condotti di scarico.

L'aria dalla sorgente va nelle camere del martinetto cercando di insinuarsi attraverso la tenuta a labbro non convenzionale rappresentata dall'orifizio variabile. Il segnale legato all'orifizio rappresenta la variazione del passaggio dell'aria in base a come varia la tenuta che successivamente verrà schematizzata secondo il modello a parametri concentrati. Le perdite di portata che trafilano attraverso la tenuta vengono convogliate allo scarico attraverso i tubi rappresentati in figura che tengono solo conto degli effetti di comprimibilità e attrito senza tenere conto dello scambio di calore.

4.3 MODELLAZIONE DELLE TENUTE NON CONVENZIONALI

Per quanto riguarda le tenute non convenzionali, all'interno del modello, sono state rappresentate seguendo il modello a parametri concentrati descritto in precedenza.

Queste molle sono state sostituite in seguito da un componente molla-smorzatore in modo da rendere più preciso e più stabile il sistema.

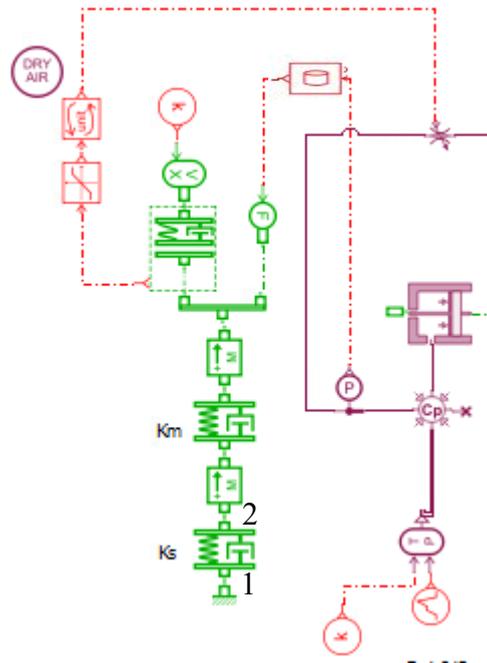


Figura 4.15 - Modellazione della tenuta con componente molla-smorzatore.

L'elemento che rappresenta il materiale della molla e la lamina metallica, è un sistema ideale molla-smorzamento. Il sottomodulo ha due porte da cui fornisce forza in N. I sottomodelli collegati devono fornire velocità in m/s e spostamento in m. La forza della molla è una variabile di stato interna e il suo valore dipende dalla differenza degli spostamenti sugli estremi e dal precarico. Da questo si calcola la compressione della molla in metri che è anch'essa una variabile interna.

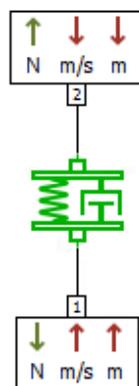


Figura 4.16 - Componente molla-smorzatore.

Dalle prove sperimentali era emerso che la rigidezza del materiale della molla fosse $K_u=1002 \text{ N/mm}^2$ ovvero:

$$K_M = K_u \cdot \pi \cdot D = 1002 * \pi * 50 = 157393,79 \frac{\text{N}}{\text{mm}} = 157393791,9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Essendo le molle poste in serie, è di facile risoluzione il calcolo della rigidezza della lamina metallica:

$$\frac{1}{K_{eq}} = \frac{1}{K_M} + \frac{1}{K_S}$$

$$K_S = \frac{K_{eq} \cdot K_M}{K_M - K_{eq}} = 285311,16 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Al fattore di smorzamento è stato attribuito il valore di $157393,79 \frac{\text{N}}{\text{m}} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$ per il materiale della tenuta e di $285,31 \frac{\text{N}}{\text{m}} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$ per la lamina metallica.

Nella *fig.4.17* le due molle in serie sono collegate ad un connettore a tre porte. La porta in basso consente di ricevere una velocità e uno spostamento che vengono trasferite alle due porte in alto, le quali ricevono forze in N.

Alla porta 1, in alto, viene collegato il sottomodulo col simbolo F che converte un segnale di ingresso adimensionale in un segnale di forza. Il segnale in ingresso è dato dalla forza di pressione. Quest'ultima è calcolata come il prodotto tra la pressione di alimentazione e l'area su cui agisce la pressione. Essendo l'area un parametro variabile poiché è variabile la lunghezza di contatto, si è scelto inizialmente di dare sottoforma tabellare i valori ottenuti sperimentalmente per il PTFE vergine della forza di pressione in funzione della pressione.

La pressione arriva dalla linea di alimentazione, in cui è stato inserito un manometro in grado di misurarla e di convogliare il segnale al blocco tabellare. Essendo la pressione di alimentazione espressa in bar assoluti, si è adottato un blocco segnale per convertire l'unità di misura da bar assoluti a bar relativi.

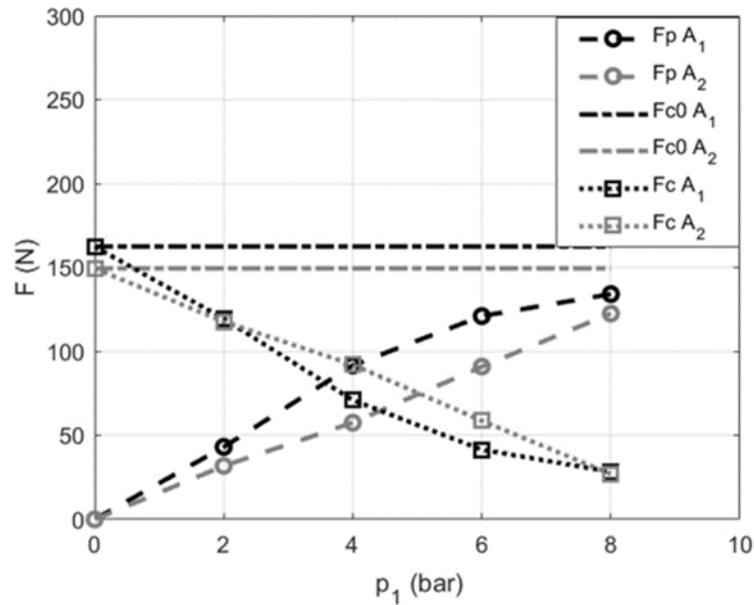


Figura 4.19 - Grafico della forza di pressione in funzione della pressione di alimentazione (Al PTFE vergine).

Alla porta 2, in alto, viene collegato il sottomodello di contatto elastico tra due corpi capaci di muoversi linearmente. Se non c'è contatto i due corpi si muovono indipendentemente; quando avviene il contatto ad entrambi i corpi viene applicata una forza di contatto. Come prima bozza di modello questo elemento è stato usato come canna del cilindro pneumatico di rigidità molto elevata ($K=1e+18$ N/m) in modo che non si deformasse al passaggio del flusso d'aria. Inoltre, il gap di questo blocco viene inviato come segnale all'orifizio variabile. Il gap è il delta equivalente che figura nella formula del calcolo delle perdite di portata.

Il sistema fin qui descritto risulta essere quello della figura 4.20. Questo sistema risulta avere delle criticità per il calcolo delle perdite di portata in quanto queste risultavano essere molto basse, dell'ordine di 10^{-6} in l/min. Questo era dovuto soprattutto al fatto che le perdite di portata non fossero calcolate correttamente all'interno del sottomodello orifizio, il quale ha un modello matematico differente dalla formula della portata teorica usata per il calcolo delle perdite di portata. Infatti, nel blocco di orifizio variabile la portata massica veniva calcolata secondo la seguente formula:

$$dm = A \cdot C_q \cdot C_m \cdot \frac{p_{up}}{\sqrt{T_{up}}} \quad (9)$$

Dove A è l'area dell'orifizio, C_q il coefficiente di flusso, C_m il parametro di flusso, p_{up} la pressione assoluta a monte e T_{up} la temperatura a monte. Il coefficiente C_q viene utilizzato nella formula per includere perdite aggiuntive dovute all'attrito locale e alla perdita di energia cinetica. Inoltre, il tipo di flusso (sonico o subsonico) dipende dal rapporto di pressioni da confrontare col rapporto delle pressioni critico e dal tipo di gas usato. La portata, quindi, non è calcolata come nella trattazione teorica dal blocco Amesim, per cui questo blocco sarà sostituito.

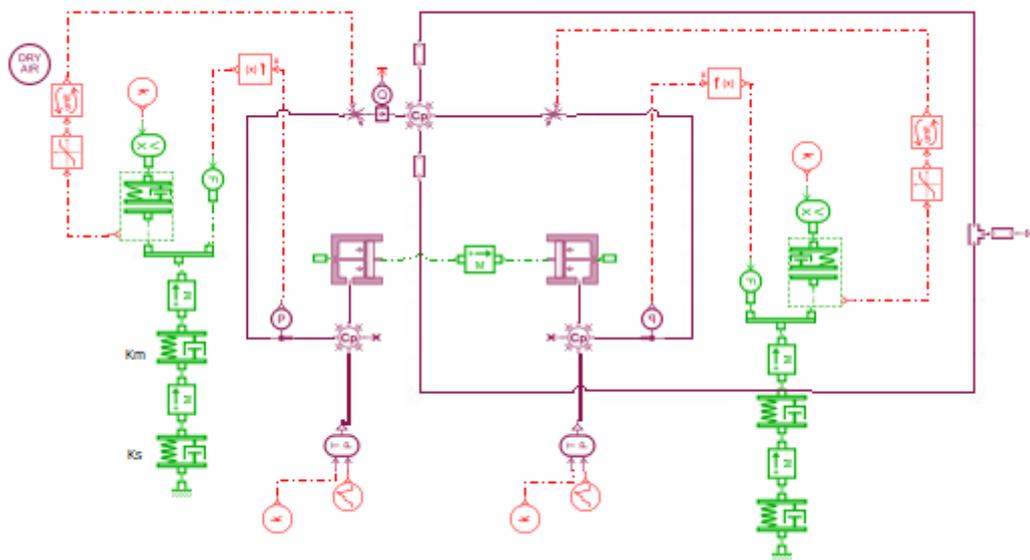


Figura 4.20 - Secondo tentativo di modellazione del sistema intero.

4.4 MODELLAZIONE DELL'ORIFIZIO

L'orifizio variabile rappresenta il "condotto" da cui avviene il passaggio del flusso d'aria.

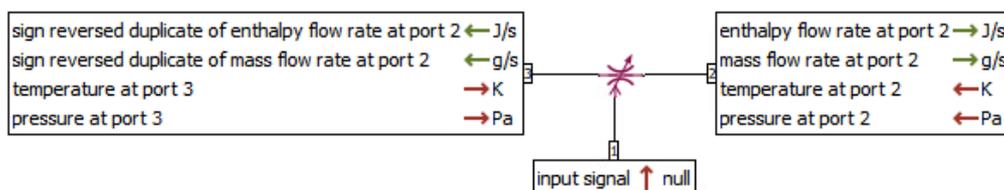


Figura 4.21 - Componente di orifizio variabile.

All'interno del blocco è possibile specificare una portata volumetrica $q_v = f(x, dp)$. Nel calcolo delle perdite di portata si è però tenuto conto di altri parametri sfruttando l'equazione di Reynolds per il flusso unidirezionale. Le ipotesi di flusso laminare e isothermico, fluido newtoniano, con densità e viscosità costanti, fluido privo di massa e pressione non sono riscontrabili nel blocco dell'orifizio variabile.

Non esistendo su AMESIM un blocco che potesse calcolare la portata con l'equazione di Reynolds:

$$Q_{th} = \frac{2\pi D}{24\mu R_G T L_C} \delta_{eq}^3 (P_1^2 - P_a^2) \frac{1}{\rho_N} \quad (7)$$

si è creato un *supercomponente*, ovvero un elemento al cui interno sono presenti altri blocchi di segnali e di pneumatica in modo da poter riprodurre il trafileamento da cui passano le perdite di portata.

Il gap attraverso cui avviene la perdita di flusso viene schematizzato nella figura a seguire e successivamente viene confrontato col modello dell'orifizio creato col supercomponente.

Il super componente, indicato in *figura 4.22* dal blocco S C_1, nasce dall'esigenza di calcolare il flusso delle perdite di portata che dipendono dal delta equivalente al cubo, ovvero dalla distanza che viene a crearsi tra la tenuta e la canna del cilindro pneumatico. Successivamente si vedrà che questa distanza in realtà non sarà così grande perché in realtà c'è ancora contatto tra la tenuta e la canna, ma l'aria riesce a insinuarsi tra le creste e le valli del materiale della tenuta.

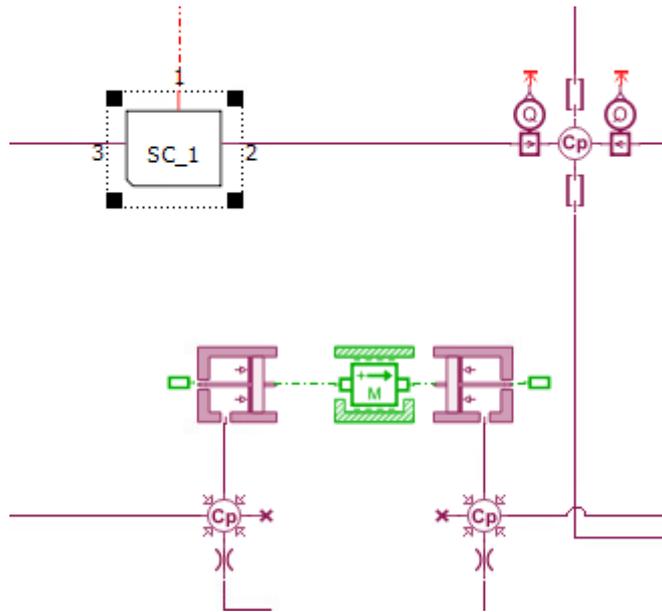


Figura 4.22 - Orifizio creato con supercomponente SC_1

All'interno del super componente sono presenti diversi elementi che provengono dalla libreria dei segnali e dalla libreria pneumatica.

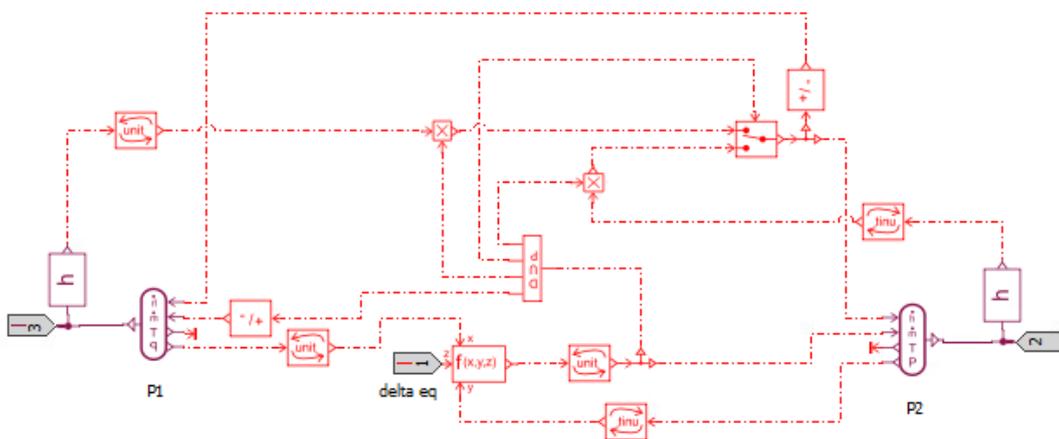


Figura 4.23 - Orifizio creato con interfacce pneumatiche e segnali.

In input a questo blocco (flag 3) si ha la pressione relativa, si calcola e si elabora la portata, la quale si serve del flag 1 che convoglia il δ_{eq} , mentre in output (flag 2) si ha la portata in massa.

Dal flag 3 arriva la pressione relativa di alimentazione all'interfaccia pneumatica la quale consente un segnale di portata entalpica in J/s, un segnale di portata massica in g/s, un segnale di temperatura in K e un segnale di pressione in barA.

Dal flag 3 viene prelevato, tramite il sottomodulo delle proprietà del gas, l'entalpia utile al calcolo della portata entalpica. Questo calcolo non era necessario per determinare la portata ma non essendoci altri blocchi interfaccia costituiti solo da pressione e portata è stato necessario usare questo e quindi creare le adeguate connessioni. L'entalpia in J/kg viene convertita in J/g e moltiplicata per la portata in massa (g/s) per ottenere la portata entalpica in J/s da inviare all'altra interfaccia pneumatica.

La pressione viene convertita da barA a PaA e mandata al sottomodulo funzione in x e in y. Il sottomodulo funzione permette di poter esprimere al suo interno qualsiasi funzione in relazione agli ingressi x, y e z che sarebbe il flag 1 relativo al delta equivalente.

L'espressione presente all'interno del blocco funzione sarà quella del calcolo della portata equivalente nella seguente forma:

$$\dot{m}_{th} = \frac{2\pi D}{24\mu R_G T L_C} z^3 (x^2 - y^2) \frac{1}{2} \quad (10)$$

$$\dot{m}_{th} = \frac{2\pi \cdot 0,05}{24 \cdot 0,00001866 \cdot 287 \cdot 293 \cdot 0,00248} z^3 (x^2 - y^2) \frac{1}{2}$$

In cui:

- x: pressione assoluta di alimentazione P_1
- y: pressione assoluta P_a
- z: spessore δ_{eq}

La formula viene divisa per due poiché fa riferimento al montaggio di una sola tenuta che sarà poi specchiata con gli stessi blocchi e le stesse formule anche per l'altra tenuta.

La portata massica (kg/s) in uscita da questo blocco funzione sarà convertita in g/s e condotta, tramite il duplicatore di segnale DUP, alle due interfacce pneumatiche, al moltiplicatore dell'entalpia per ottenere la portata entalpica e ad uno switch.

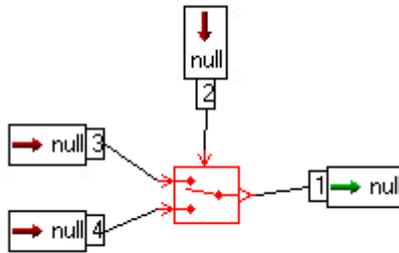


Figura 4.24 - Blocco switch.

Lo switch produce un valore in uscita che passa da un valore (ingresso alla porta 4) all'altro (ingresso alla porta 3) quando il comando di switch (ingresso alla porta 2) è superiore o uguale alla soglia fornita dall'utente. L'uscita passa dal valore sulla porta 3 a quello sulla porta 4 quando il segnale di comando scende al di sotto della soglia.

Il modello costruito dell'orifizio è qualcosa che riceve delle pressioni e calcola delle portate. La portata calcolata nel blocco funzione si va ad imporre da un lato e dall'altro ma con segno opposto perché se la portata va in un senso allora va prelevata da un lato e condotta nell'altro in funzione della differenza di pressione ai capi delle interfacce pneumatiche. La portata va nel verso in cui la pressione è più bassa.

In tal senso, lo switch viene inserito per la portata entalpica cosicché quando viene comandato un valore di portata si abbia un valore di portata entalpica in un verso piuttosto che nell'altro.

5 SVILUPPO MODELLO ATTRAVERSO FASI

INTERMEDIE

Il sistema fin qui descritto non è ancora quello definitivo. Le numerose simulazioni fatte hanno permesso di migliorarlo sostituendo alcuni componenti. Si stanno mostrando i passaggi seguiti durante tutta la modellazione fino ad arrivare al modello definitivo visibile nel prossimo paragrafo.

Nonostante l'orifizio da cui passano i trafileamenti d'aria fosse stato modellato tramite segnali, il modello precedente non rispecchiava i dati ottenuti sperimentalmente. Per tale motivo si sono fatte delle prove cambiando ulteriori sottomodelli.

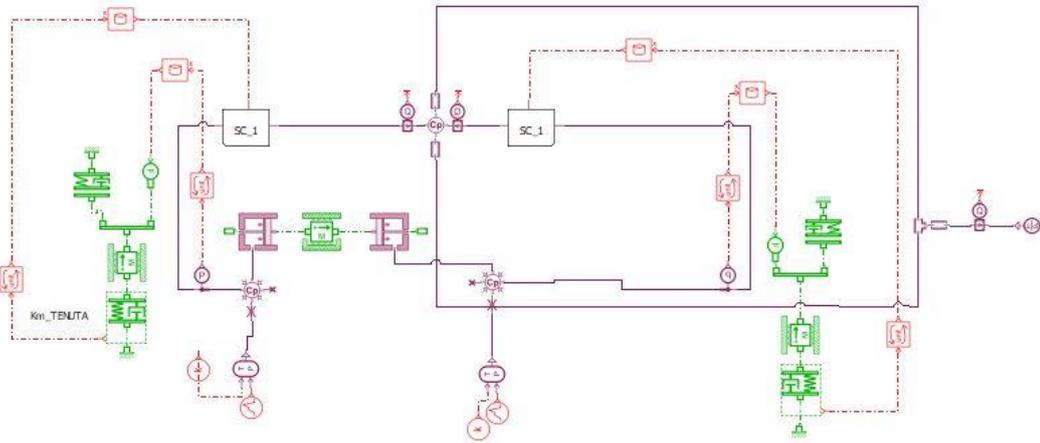


Figura 5.1 - Nuovo sistema non ancora definitivo a cui apportare modifiche.

In questo nuovo sistema è cambiato soprattutto il ragionamento che sta alla base del meato di aria che si forma tra la tenuta e la canna del cilindro pneumatico. Considerando che le molle sono poste in serie, la rigidità equivalente è dello stesso ordine di grandezza della rigidità della lamina in metallo. Dalle prove sperimentali si è notato che non si ha mai distacco della tenuta dalla canna del cilindro, per cui l'ipotesi è che l'aria si faccia spazio tra le creste e le valli del materiale della tenuta, (PTFE vergine), deformando di fatto solo il materiale della tenuta.

Come primo tentativo di calcolo del meato è stata fornita in ingresso una pressione di 0,5 bar ed è stata rilevata la perdita di portata a quella pressione. A partire dal valore di portata ottenuto sperimentalmente, si è calcolato il primo valore di meato dalla formula inversa della portata teorica.

Quindi il meato di aria è stato calcolato come segue:

$$\delta_{eq} = \frac{\Delta F_P}{K_M} + \delta_{eq-1} \quad (10)$$

Si sono ottenuti i seguenti valori di meato:

Pressione [bar]	Meato δ_{eq} [μm]
0,5	0,7196
2	1,0276
4	1,2145
6	1,2977
8	1,4776

Tabella 5.1- Valori di meato riferiti alla pressione di alimentazione.

Le sostanziali modifiche sono state fatte su come viene trasmesso il segnale del meato.

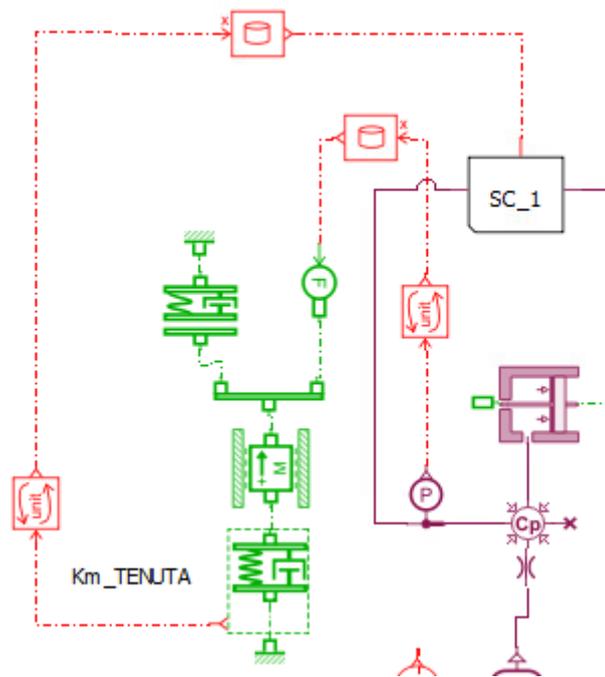


Tabella 5.2 - Modellazione non definitiva della tenuta e della canna del cilindro.

Come prima si ha la forza di pressione che agisce sulla tenuta, ma stavolta solo sul materiale della tenuta, senza tenere conto della lamina sottostante. È stato mantenuto il blocco che rappresenta la canna del cilindro con rigidità molto elevata di $1e-18$ N/m, ma a differenza del modello precedente non viene convogliato più nessun segnale di meato. Questo perché si è adottato un nuovo segnale, ovvero quello di compressione della molla del materiale della tenuta. Ad ogni compressione è stato associato il valore dei meati ottenuti dai calcoli precedenti.

Al sottomodulo che rappresenta il materiale della guarnizione è stato impostato come parametro la forza di precarico $F_{c,0} = 162,33 \text{ N}$, mentre la forza di pressione deriva sempre dai valori trovati sperimentalmente e inseriti in tabella.

I valori di compressione della tenuta sono stati plottati in un grafico insieme alla pressione in modo tale da ricavare i valori punto per punto e associarli a quelli del meato.

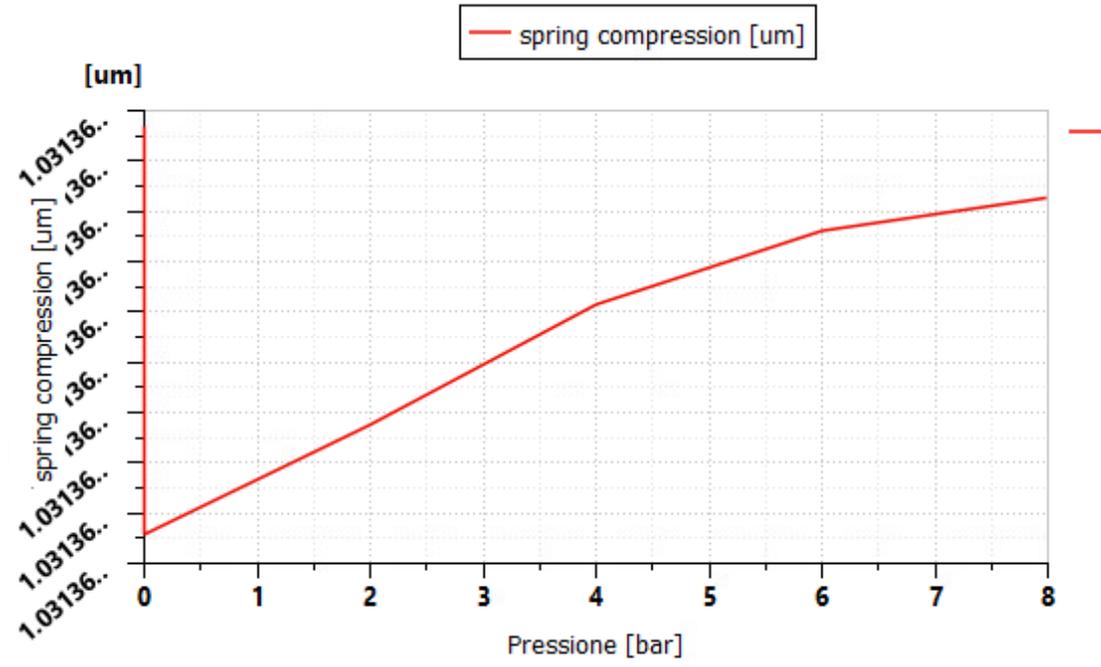


Figura 5.2 - Compressione della tenuta in funzione della pressione.

I valori di compressione della molla vengono convertiti da metri a micrometri e il segnale viene convogliato nel blocco tabella.

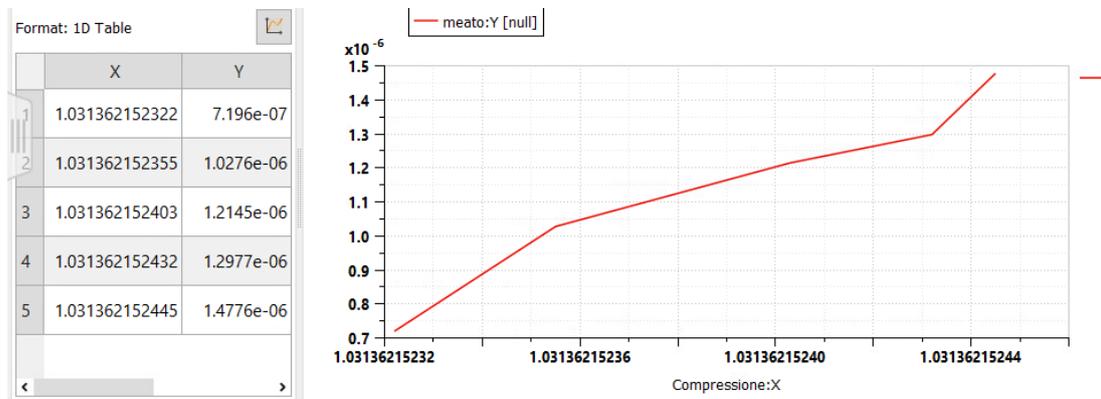


Figura 5.3 - Interno del blocco tabella costituito dai valori di compressione della tenuta e dai valori di meato equivalente.

L'output di questa tabella sarà proprio il segnale del meato δ_{eq} usato nel calcolo della portata teorica.

Il modello così costruito, utilizzando tutti i dati ottenuti sperimentalmente, ponendoli in tabelle e quindi riproducendo esattamente cosa avviene per il PTFE vergine, effettivamente riporta una portata quasi identica a quella ottenuta con il modello Matlab dell'articolo [3].

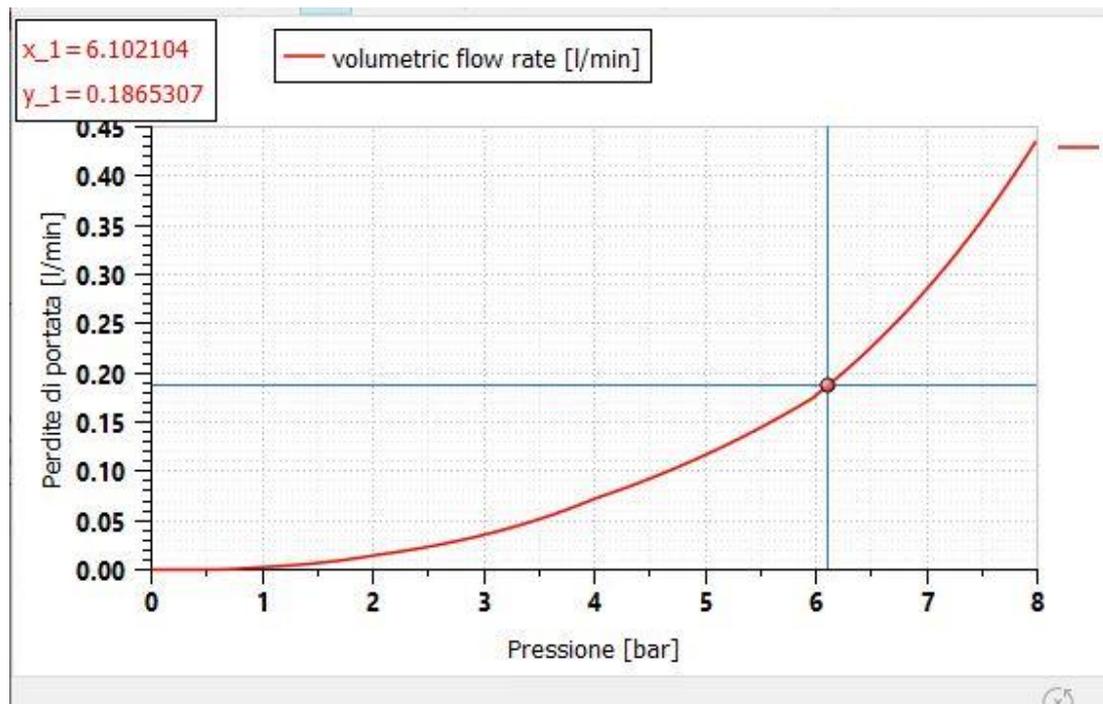


Figura 5.4 - Perdite di portata in funzione della pressione con modello ancora da modificare.

Per quanto questo sia un grande risultato, dopo svariati tentativi, non è comunque accettabile perché non è riproducibile per altri materiali in quanto il valore della forza di pressione e il valore del meato equivalente sono propri del PTFE vergine, inseriti tramite tabelle punto per punto.

La tabella che riproduce il delta equivalente è anch'essa falsata in un certo senso poiché anche se in input (x) viene fornita la compressione della molla del materiale, in output (y) vengono comunque imposti i valori di meato equivalente calcolati col modello Matlab. Questo fa sì che non sia riproducibile per eventuali altri materiali in quanto sarebbe necessaria una funzione che correli la compressione della molla al meato equivalente e non una tabella che non fa altro che imporre il valore di output (y) del meato.

Tra l'altro anche la compressione della molla che riproduce solo il materiale della tenuta non è corretta in quanto risulta essere davvero molto piccola ($1,031 \cdot 10^{-6}$) poiché è influenzata dal blocco della molla che riproduce la canna del cilindro (di rigidità dell'ordine di 10^{18}).

A titolo di esempio è come se una molla venga posta tra due blocchi di granito e venga incastrata in mezzo ai due; la molla tenderà ad allargarsi tra i blocchi di granito e quindi la sua deformazione sarà dovuta a quando sono rigidi i blocchi di granito. È proprio quello che succede in questo modello perché da un lato della molla del materiale non si ha movimento (infinitamente rigido) ma dall'altro si ha la canna che con una rigidità di 10^{18} permette una compressione della molla di $1,031 \cdot 10^{-6}$. Per evitare che il blocco della canna influenzi i risultati è stato deciso di eliminarlo.

5.1 MODELLO DEFINITIVO

Alla luce di quanto evidenziato nel capitolo precedente, si può ipotizzare che una linearizzazione della curva di forza di pressione e del meato renderebbe il modello riproducibile anche cambiando il materiale della tenuta.

Inoltre, nel modello precedente si è tenuto solo conto della rigidità del materiale ma bisognerebbe inserire anche la rigidità della lamina in metallo.

Rispetto ai modelli precedenti, in quest'ultimo, per quanto riguarda la schematizzazione del cilindro pneumatico e dell'orifizio da cui si hanno i trafilamenti di aria, sono rimasti praticamente identici, modellati allo stesso modo e con gli stessi parametri.

Dovendo, però, rendere il modello riproducibile, ovvero riutilizzabile con qualsivoglia tenuta che abbia un materiale diverso da quello usato nelle prove sperimentali è necessario fare alcune ipotesi.

L'ipotesi fondamentale è che, anche cambiando il materiale della tenuta, che sia più rigido o più morbido, la forza di pressione abbia lo stesso andamento di quella ottenuta con le misure sperimentali.

Al fine di rendere possibile tutto questo è stato necessario linearizzare la curva della forza di pressione.

Nella seguente tabella vengono mostrati i punti rappresentati nel blocco tabella Amesim della forza di pressione.

P_1 relativa	F_p
0	0
2,00	43,62
4,00	91,41
6,00	120,73
8,00	133,92

Tabella 5.3 - Forza di pressione in funzione della pressione di alimentazione relativa.

Questi punti sono plottati in una curva e linearizzati.

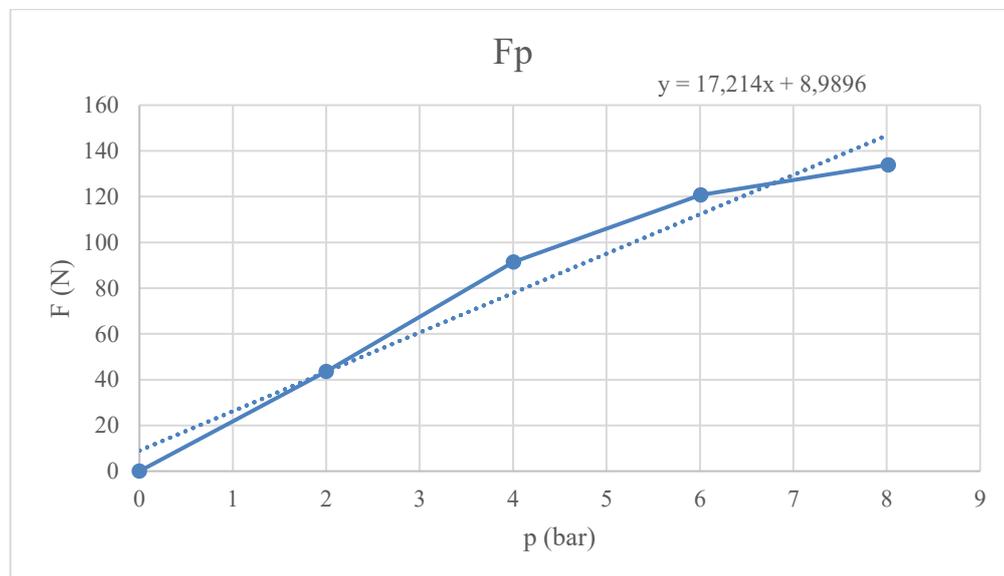


Figura 5.5 - Grafico della funzione lineare della forza di pressione.

Con la funzione di Excel che permette di ricavare la linea di tendenza della curva, si è ottenuta la seguente funzione lineare:

$$y = 17,214 \cdot x + 8,9896 \quad (12)$$

in cui la y rappresenta la forza di pressione mentre la x rappresenta la pressione relativa.

Su Amesim, il blocco tabella è stato sostituito dal blocco funzione al cui interno tra i parametri è stata scritta la funzione sopra citata. In input (1) al blocco si ha la pressione relativa, mentre l'output (2) fornisce la forza di pressione linearizzata.

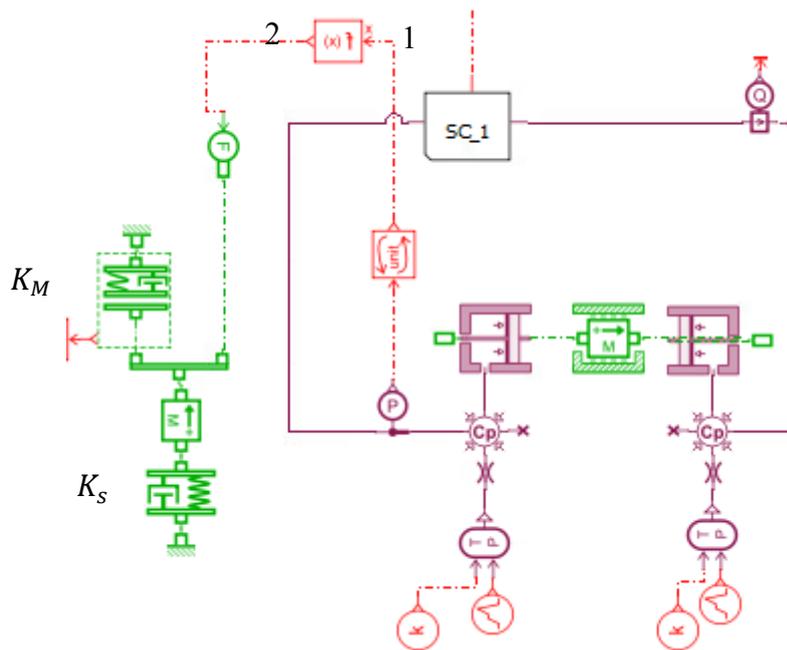


Figura 5.6 - Schema modello con particolare attenzione al blocco funzione.

Tale blocco funzione, come prima, fornisce alla tenuta la forza di pressione che esercita l'aria al suo passaggio tra le creste e le valli del materiale.

Rispetto all'elemento precedente è possibile notare che il blocchetto che rappresentava la canna del cilindro pneumatico di rigidità molto alta, è stato completamente eliminato.

Questa scelta è stata compiuta in base ai test effettuati nel corso della modellazione.

Come accennato nel precedente paragrafo, il blocco della canna influenza la compressione della molla del materiale e, nelle prove successive in cui si è linearizzata la funzione del meato (poi non risultata corretta per i motivi sopra citati), esso subiva una certa deformazione facendo passare portate d'aria estremamente elevate.

Esso, infatti, nonostante gli sia stata assegnata una rigidità dell'ordine delle exa (10^{18}), subisce una certa deformazione, molto piccola, ma pur sempre non accettabile in quanto si ritiene che la parete del cilindro pneumatico, essendo costituita da acciaio inossidabile, non possa essere deformata dai trafilamenti d'aria.

È stato opportuno eliminare il blocco di modo tale che il calcolatore considerasse la parete del martinetto di rigidità infinita e quindi non deformabile.

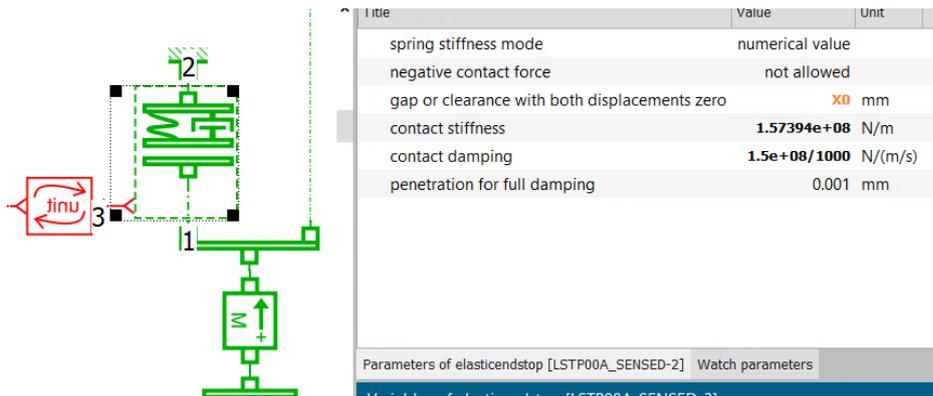


Figura 5.8 - Blocco molla-smorzatore-gap del materiale della tenuta con relativi parametri.

Nella formulazione del capito 3, è stato evidenziato che, quando la tenuta e la canna sono a contatto ($y \leq 0$), come in questo caso in cui si stanno analizzando le perdite di portata quando c'è ancora aderenza e non distacco tra canna e tenuta, la forza di precarico è:

$$F_{c,0} = F_p + F_c$$

Nella seguente immagine è chiaro che la forza di precarico che agisce sulla lamina è di 162, 598 N data dalla forza di pressione e dalla forza di contatto; quando il gap (-0,57 mm) diventa positivo vuol dire che non si ha più aderenza e che quindi si è aperto il passaggio tra la tenuta e la canna e solo allora passerà una portata molto elevata.

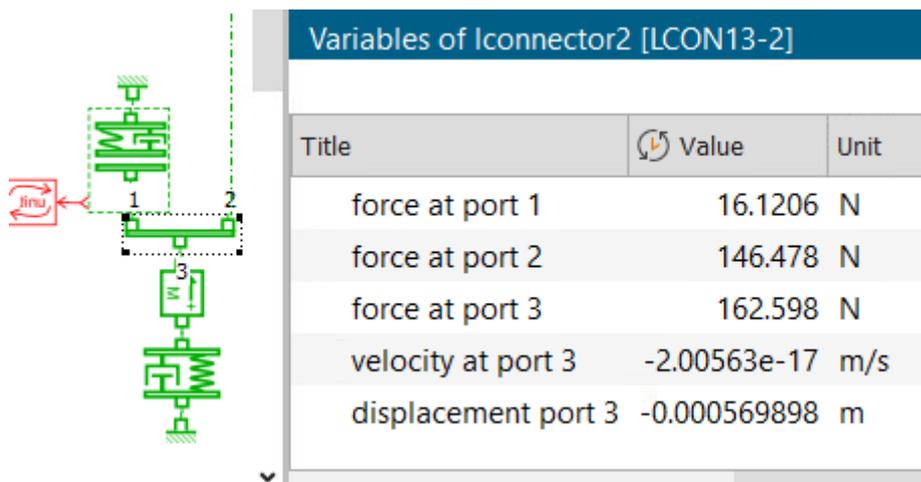


Figura 5.9 - Forze che agiscono sulla tenuta.

Dal blocco della rigidità del materiale viene prelevato il segnale di compressione della molla che verrà correlato al δ_{eq} utile al calcolo di perdite di portata.

Per calcolare in modo corretto il meato equivalente e renderlo una funzione lineare che correla la compressione della molla del materiale della tenuta e il δ_{eq} ottenuto tramite il modello Matlab dell'articolo [3], si è proceduto nel seguente modo.

È stata fatta una simulazione per il PTFE vergine che riproduce le condizioni a cui è sottoposto il materiale della molla, su cui agisce la forza di pressione secondo il modello semplificato in *figura 5.10*.

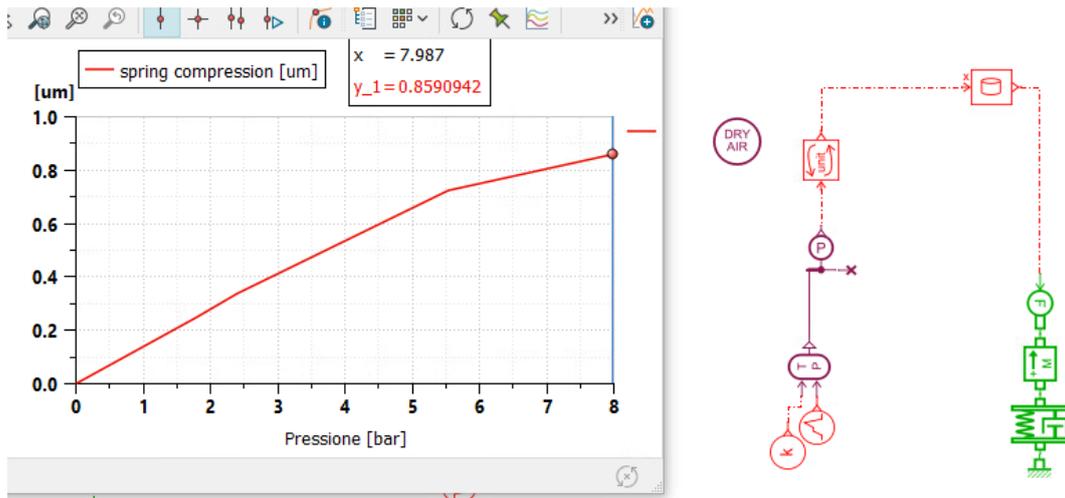


Figura 5.10 - Modello semplificato per il calcolo della compressione della molla di rigidezza K_m .

In questo modo è stato possibile ricavare i valori di compressione della molla del materiale alle pressioni desiderate.

Pressione [barA]	Compressione molla [um]
1	0
3	0,2770562
5	0,5331366
7	0,7488178
9	0,859096

Tabella 5.4 - Valori di compressione del materiale della tenuta in funzione della pressione di alimentazione assoluta

I valori di compressione del materiale della molla sono stati correlati ai valori di meato equivalente ottenuti con il modello Matlab [3] riferiti alla tenuta in PTFE vergine.

Compressione molla [um]	Meato equivalente [um]
0	0,7196
0,2770562	1,0276
0,5331366	1,2145
0,7488178	1,2977
0,859096	1,4776

Tabella 5.5 - Valori di compressione della molla correlati ai valori di meato equivalente.

Per riprodurre la stessa correlazione, ma per altri materiali, è stato opportuno creare la funzione lineare in modo tale da poter andare oltre i limiti superiore e inferiore qualora si scelgano materiali con proprietà diverse.

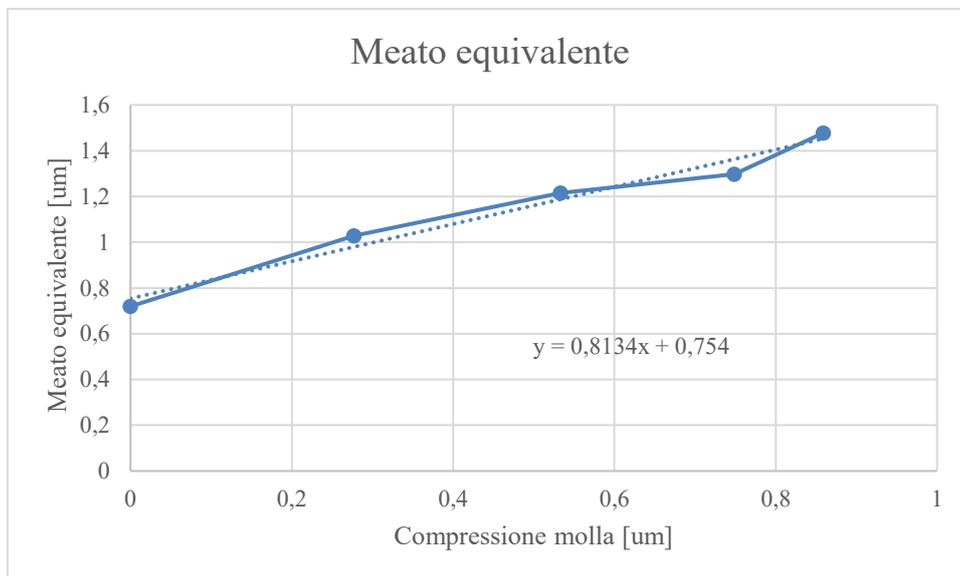


Figura 5.11 - Grafico della funzione lineare del meato equivalente.

La funzione lineare che dà come risultato il meato equivalente è:

$$y = 0,8134 \cdot x + 0,754 \quad (13)$$

In cui x è la compressione della molla e y il meato equivalente.

Nel modello Amesim viene quindi prelevato il segnale dal blocco della rigidità del materiale e convogliato alla funzione lineare del meato, il cui output è proprio il meato equivalente usato nella formula per il calcolo delle perdite di portata.

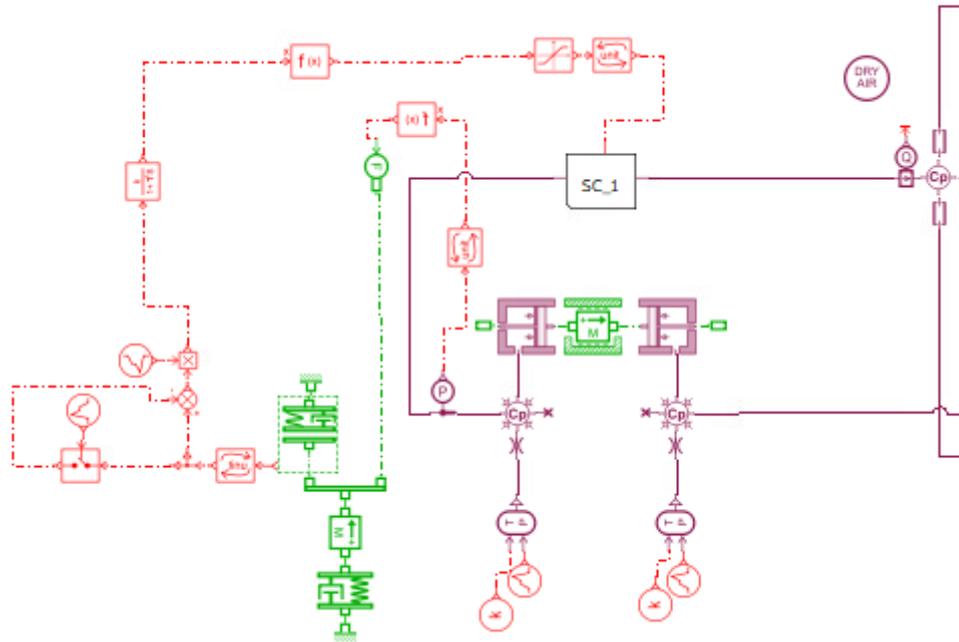


Figura 5.12 - Porzione di modello con particolare attenzione al blocco funzione del meato equivalente.

Il segnale in uscita dal blocco della molla viene convertito da mm a μm perché il blocco lo dà preimpostato in mm . Viene inviato a un blocco sampler.

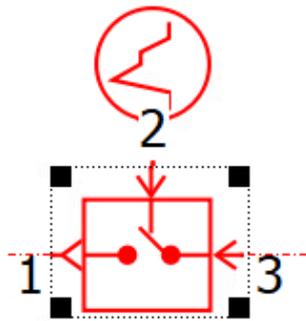


Figura 5.13 - Blocco Sampler con segnale di reset costante.

Il campionamento è pilotato da un segnale di ingresso di reset ricevuto sulla porta 2. Tale segnale di campionamento è costituito da due stage in modo da creare un impulso da 0 a 1 per 4,9 secondi.

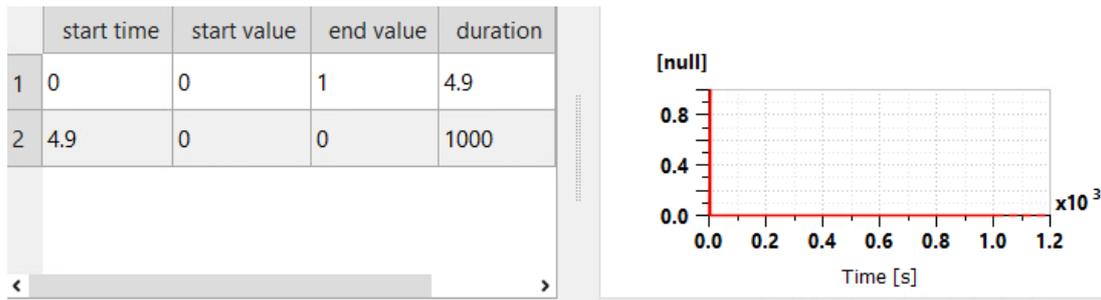


Figura 5.14 - Impulso di segnale dato al sampler.

Il sampler è utile a campionare la compressione della molla perché mi occorre non il valore assoluto ma una differenza, ovvero un delta di compressione avendo calcolato il meato come:

$$\delta_{eq} = \frac{\Delta F_P}{K_M} + \delta_{eq-1}$$

La differenza di compressione viene quindi fatta tra il segnale in uscita dal blocco molla e il segnale campionato e inviato alla funzione lineare del meato, passando per il blocco del ritardo del primo ordine.

Nella figura 5.15 è mostrato il sistema completo per esteso. Tutto ciò che è stato modellato per una tenuta viene specchiato per l'altra tenuta.

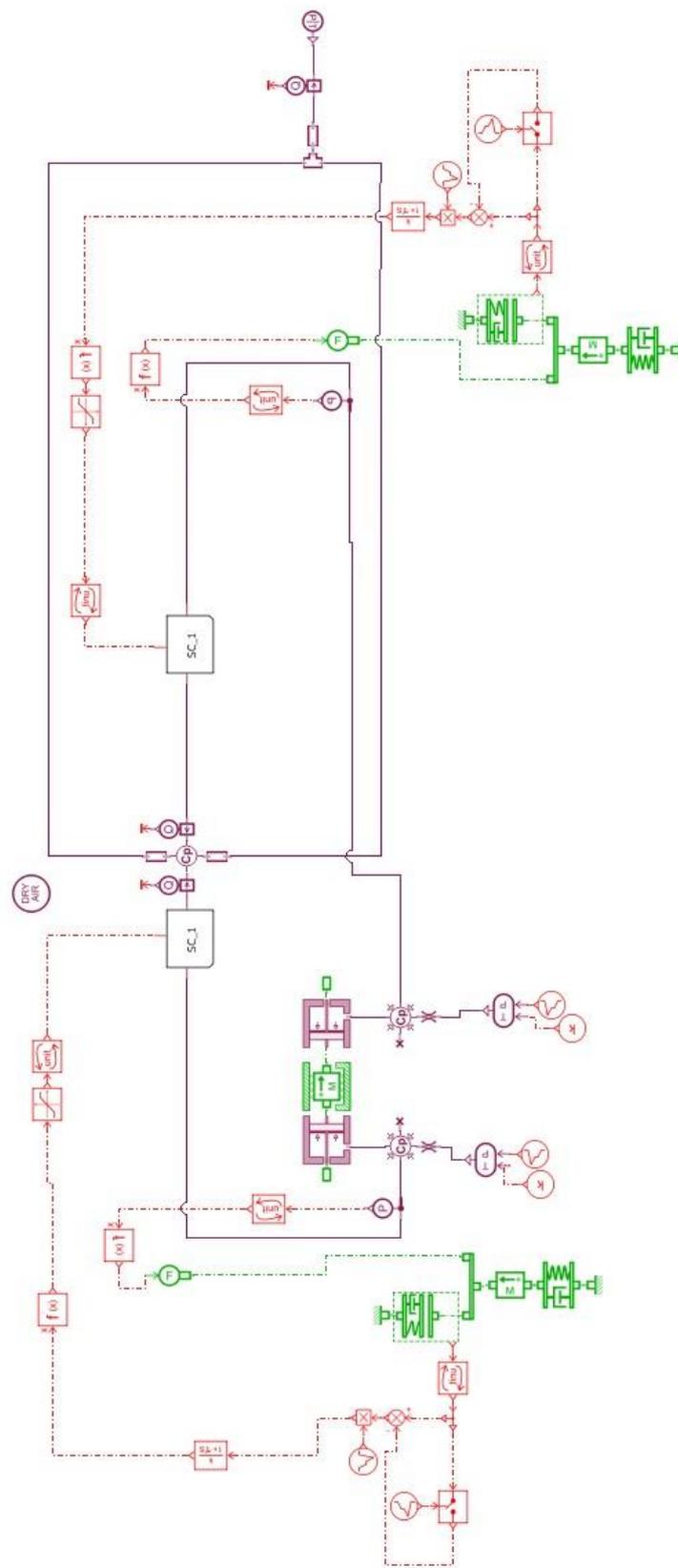


Figura 5.15 - Modello definitivo del cilindro pneumatico con due tenute.

6 RISULTATI

Dopo aver costruito il modello definitivo, si analizza in particolare la perdita di portata che si ha tra la tenuta e la canna del cilindro pneumatico. Nonostante queste siano a contatto, si ha comunque una perdita di portata. Probabilmente, queste “fughe” di aria sono dovute al fatto che quest’ultima si insinua tra le creste e le valli del materiale. Per confronto, si riportano i grafici sperimentali e i grafici della portata ottenuta col modello per due tenute installate, con A_1 ci si riferisce al PTFE vergine:

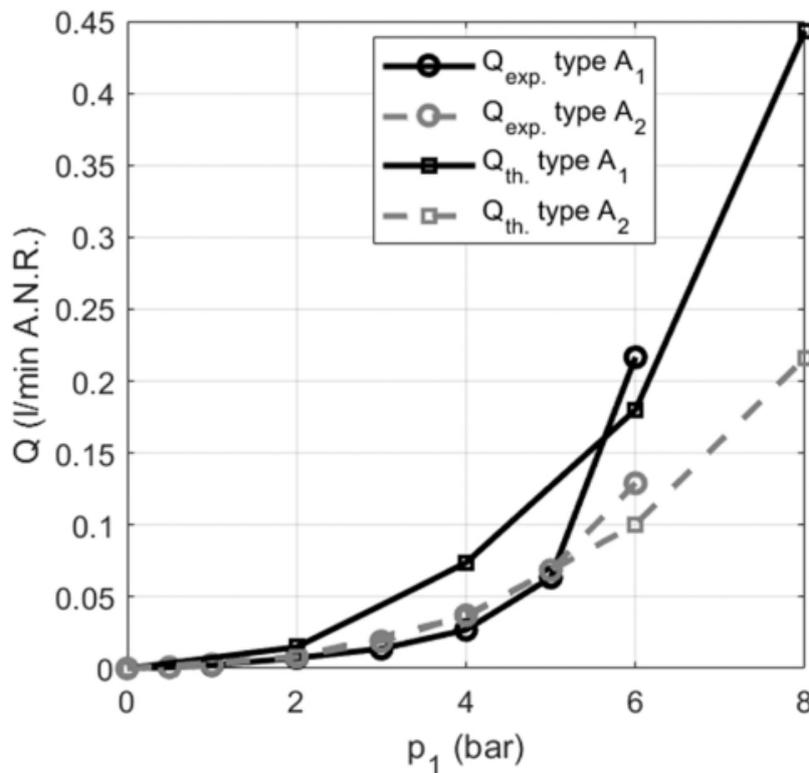


Figura 6.1 - Grafico delle perdite di portata teorica e sperimentale (A1 PTFE vergine e A2 PTFE con grafite).

Sperimentalmente erano state effettuate prove fino a una pressione di alimentazione di 6 bar in cui le perdite di portata raggiungevano poco più di 0,20 l/min. Per confronto, nello stesso grafico, da una trattazione precedente [3] è stata aggiunta la portata teorica calcolata con l’equazione di Reynolds vista nel capitolo 3. C’è una buona corrispondenza tra le misure sperimentali e i risultati teorici del modello di meato equivalente. Tuttavia, la differenza tra le misurazioni sperimentali e i risultati teorici aumenta insieme all’aumento di pressione. Ciò può essere attribuito al fatto

che il modello considera costante la lunghezza di contatto L_c che in realtà diminuisce all'aumentare della pressione.

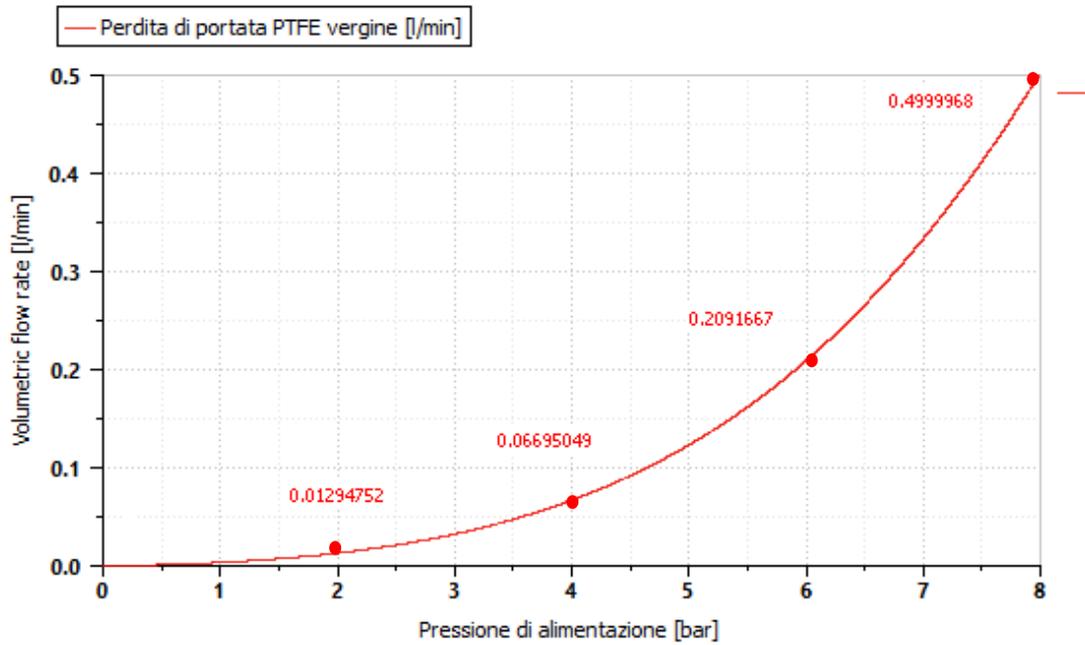


Figura 6.2 - Perdite di portata attraverso il meato in funzione della pressione di alimentazione ottenute col modello definitivo.

Nel modello numerico realizzato su Amesim, per due tenute installate nel cilindro pneumatico, si nota che la perdita di portata, ad esempio alla pressione di 6 bar, è intermedia tra quella ottenuta sperimentalmente e quella calcolata teoricamente con l'equazione di Reynolds con tutte le ipotesi a corredo. Alla pressione di 8 bar è superiore a quella teorica.

6.1 PROVE EFFETTUATE CON MATERIALE DIVERSI

Al fine di verificare la possibilità di usare diverse tenute da quelle impiegate nelle prove sperimentali, sono stati presi in esame materiali con diverso modulo elastico che esprime il rapporto tra la deformazione e la tensione. Fare questa analisi è ragionevole dal punto di vista non solo della deformazione del materiale della tenuta, ma anche dal costo stesso del materiale in modo da poter scegliere, in base ai parametri da tenere d'occhio, come la perdita di portata, il materiale più adatto per ridurre l'attrito.

L'ipotesi fatta è che la superficie del materiale abbia la stessa rugosità superficiale e si comporti allo stesso modo al passaggio dell'aria in modo da poter usare il modello con funzione di forza di pressione e funzione del meato equivalente linearizzati.

Sono state eseguite prove con diversi materiali alla pressione fissa di 6 bar.

I materiali presi in esame con i loro corrispettivi moduli elastici sono:

- NBR (gomma nitrilica) con $E = 5 \text{ Mpa}$
- Butile con $E=10 \text{ Mpa}$
- Poliuretano con $E= 100 \text{ MPa}$
- PTFE vergine con $E= 485 \text{ Mpa}$
- PTFE caricato con grafite con $E= 880 \text{ MPa}$
- Polietilene con $E= 1000 \text{ Mpa}$

Il diverso modulo elastico, proprio di ogni materiale, fa variare la rigidezza del materiale

$$K_M = \frac{E \cdot A_c}{h_L}$$

e di conseguenza variano le perdite di portata.

Per effettuare queste prove il modello è stato ripetuto per ogni materiale usufruendo della tecnica Batch.

Inizialmente, i parametri quali interferenza, spessore della tenuta e rigidezza della molla sono stati considerati come quelli delle prove sperimentali ed è stata fatta variare solo la rigidezza della molla variando il solo parametro del modulo elastico.

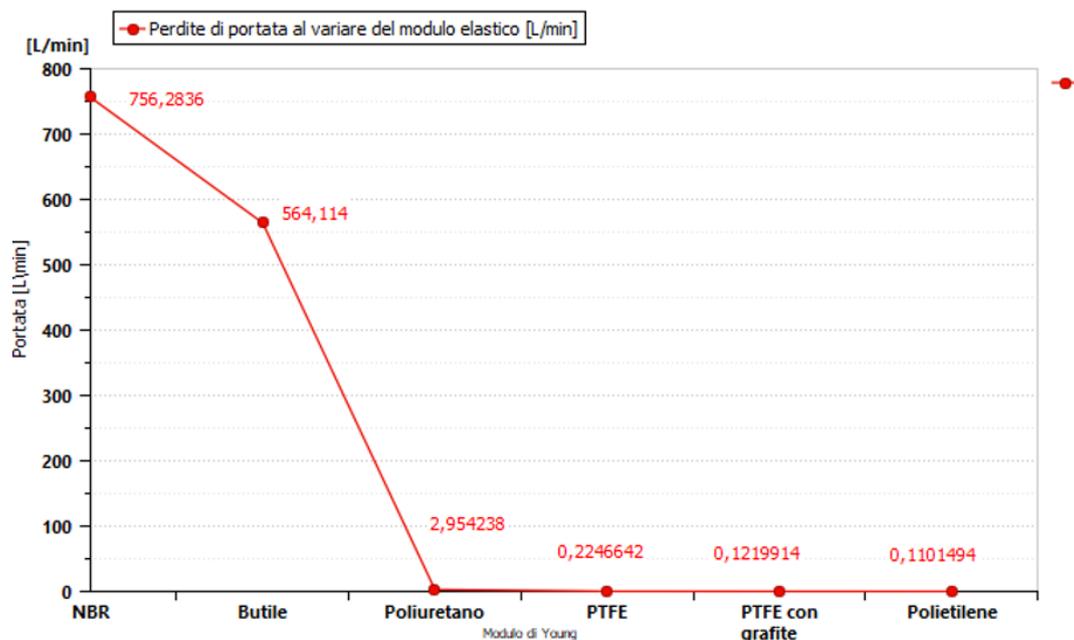


Figura 6.3 - Perdite di portata per diversi materiali al variare del modulo elastico.

È possibile notare che aumentando il modulo elastico aumenta la rigidità del materiale e si ha minore perdita di portata come nel caso del PTFE, PTFE con grafite e Polietilene. Mentre con un modulo elastico basso, la rigidità del materiale diminuisce e si ha maggiore perdita di portata come per l’NBR e il butile.

Nella sezione Parameter, in Global Parameter, si definiscono i parametri utili alla simulazione quali la rigidità del materiale, il modulo di Young, l’area di contatto, la lunghezza effettiva di contatto, il diametro della tenuta, lo spessore del materiale della tenuta e l’interferenza.

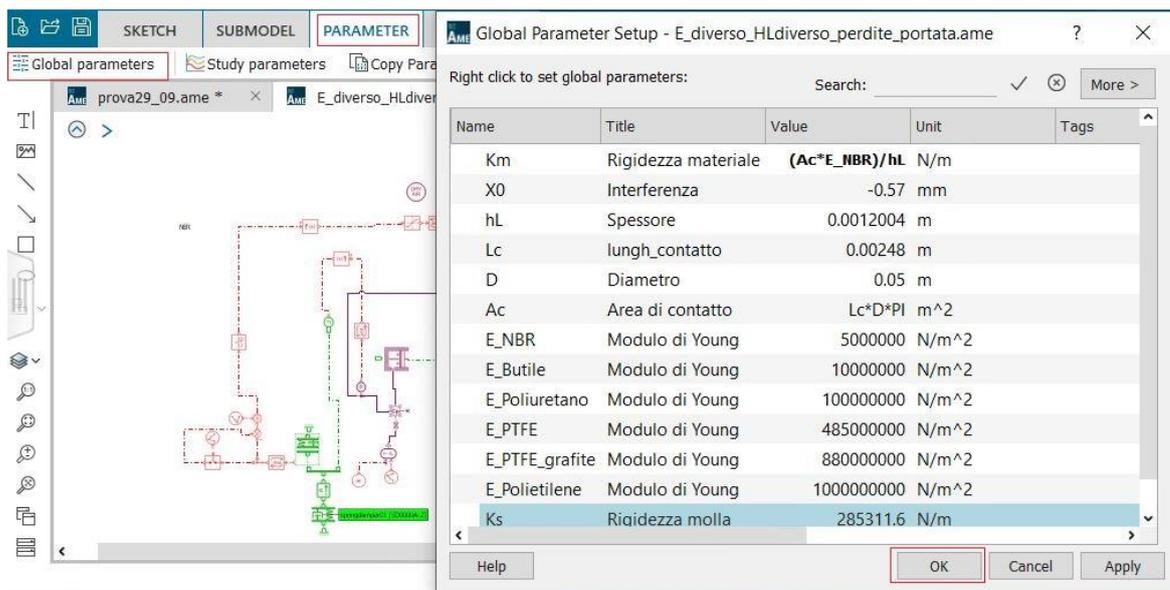


Figura 6.4 - Definizione dei Global Parameter utili per simulazioni Batch.

Sempre nella sezione Parameter, in Study Parameter, si aggiungono i parametri da voler studiare tramite la tecnica Batch.

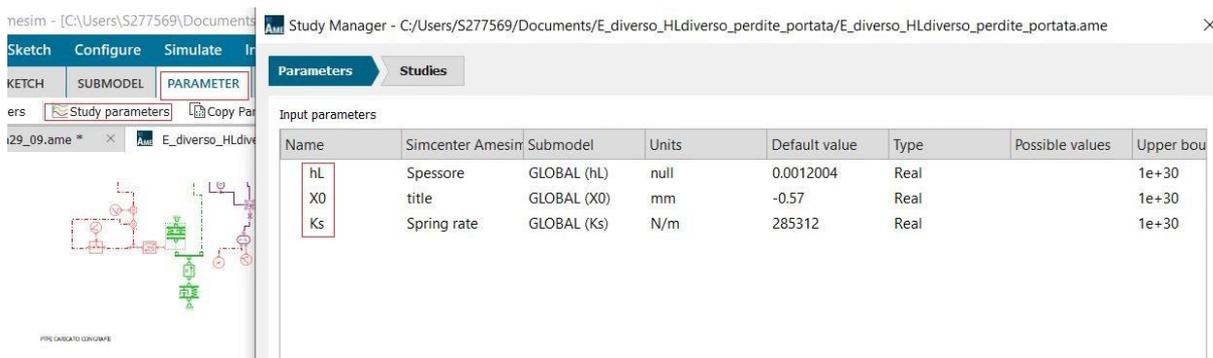


Figura 6.5 - Parametri da studiare con simulazione Batch.

In Studies si selezionano i parametri che di volta in volta si vogliono cambiare per le simulazioni; in questo caso sono stati aggiunti i parametri di spessore della tenuta, interferenza e rigidità della molla. Si seleziona un solo parametro e si sceglie un set di valori in cui varia tale parametro.

6.2 VARIAZIONE DEL SOLO PARAMETRO h_L E QUINDI CONSEGUENTE VARIAZIONE DI K_m A PARITÀ DI x_0 E K_s

Sono stati considerati i seguenti valori di h_L :

- 0.0008 m
- 0.001 m
- 0.0012 m
- 0.0013 m
- 0.0014 m
- 0.0015 m

Al variare di questi valori, varia la rigidità della molla. Con h_L più bassi si ha una K_m maggiore e quindi le perdite di portata sono inferiori, mentre con h_L più alti si ha una K_m minore e una perdita di portata maggiore.

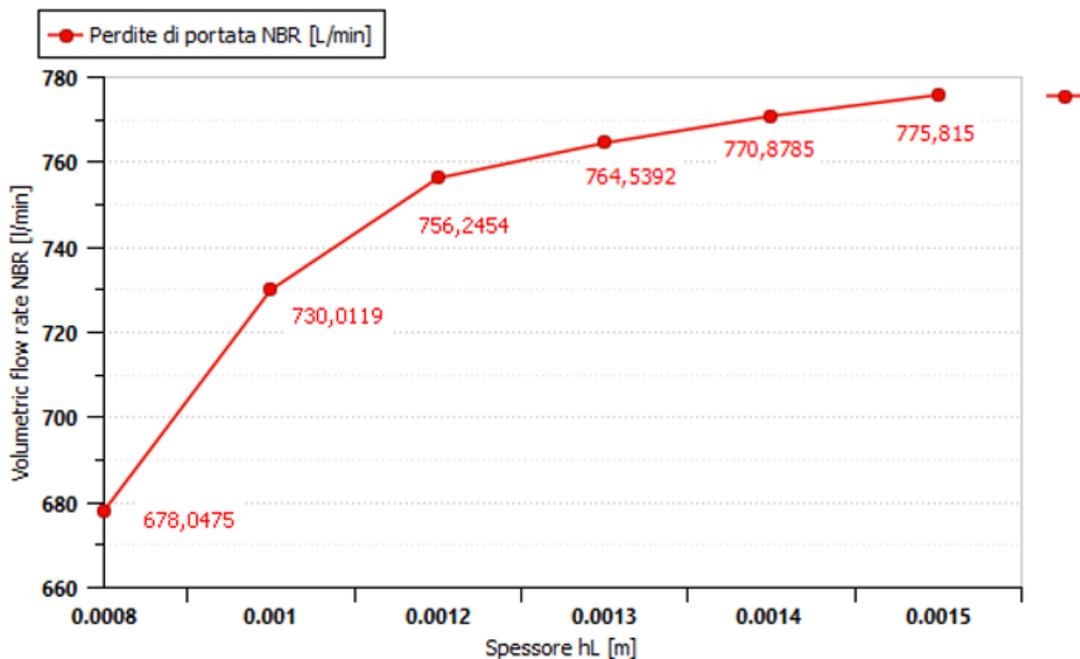


Figura 6.6 - Perdite di portata per NBR al variare del parametro h_L .

Allo spessore $h_L = 0,0012$ m che è quello usato nelle prove sperimentale, per l'NBR si ha una perdita di porta piuttosto elevata (756,245 l/min). Si potrebbe pensare di diminuire ulteriormente lo spessore della tenuta per ridurre le perdite di portata o ancora meglio adottare altri parametri diversi.

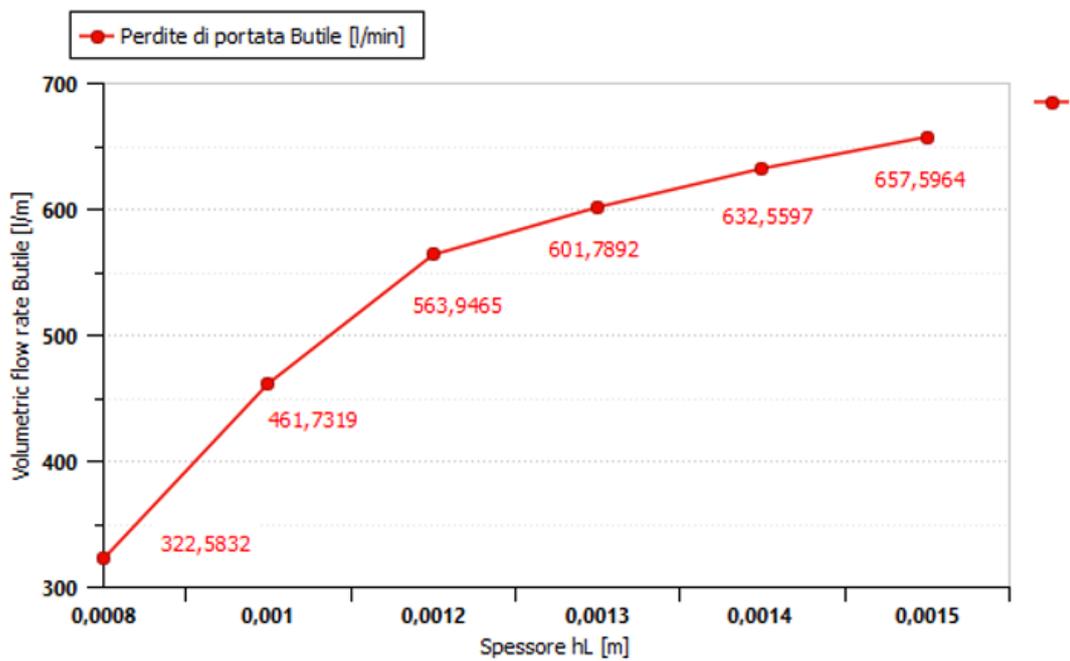


Figura 6.7- Perdite di portata per il Butile al variare del parametro h_L .

Anche con il Butile allo spessore usato nelle prove sperimentali si ha una perdita di portata piuttosto elevata. Con uno spessore di 0,0008 m si ha una perdita di circa 350 L/min. Si potrebbe quindi diminuire ulteriormente lo spessore affinché la rigidezza del materiale K_M aumenti.

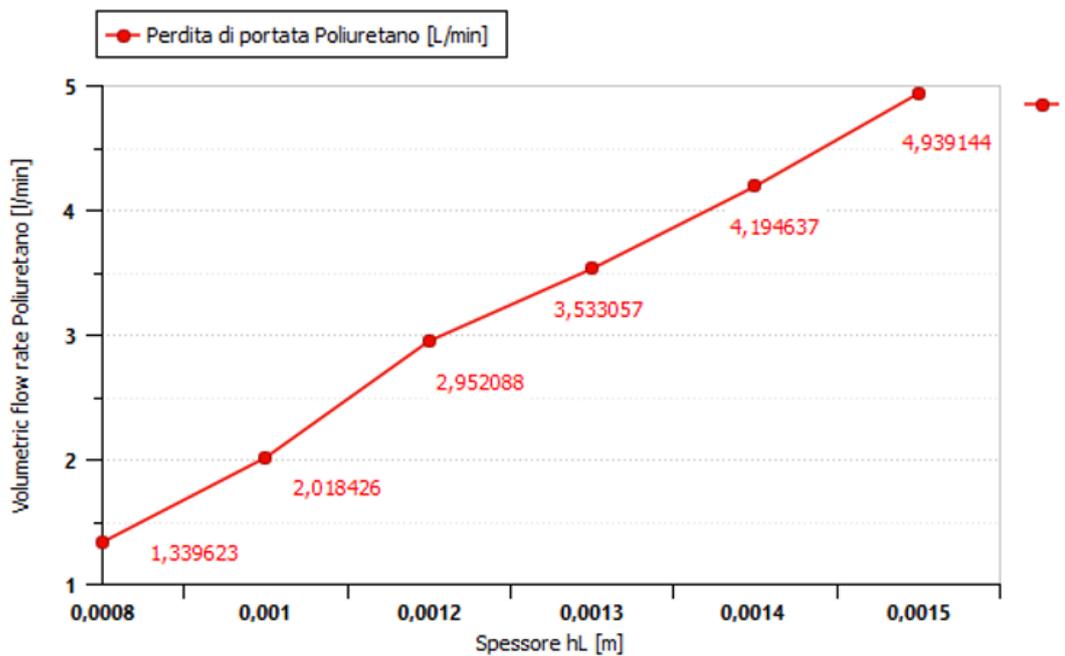


Figura 6.8 - Perdite di portata per il Poliuretano al variare del parametro h_L .

Per il poliuretano, che ha modulo elastico $E=100$ Mpa, le perdite di portata si sono ridotte notevolmente rispetto ai precedenti materiali; tuttavia, si possono ritenere ancora abbastanza alte.

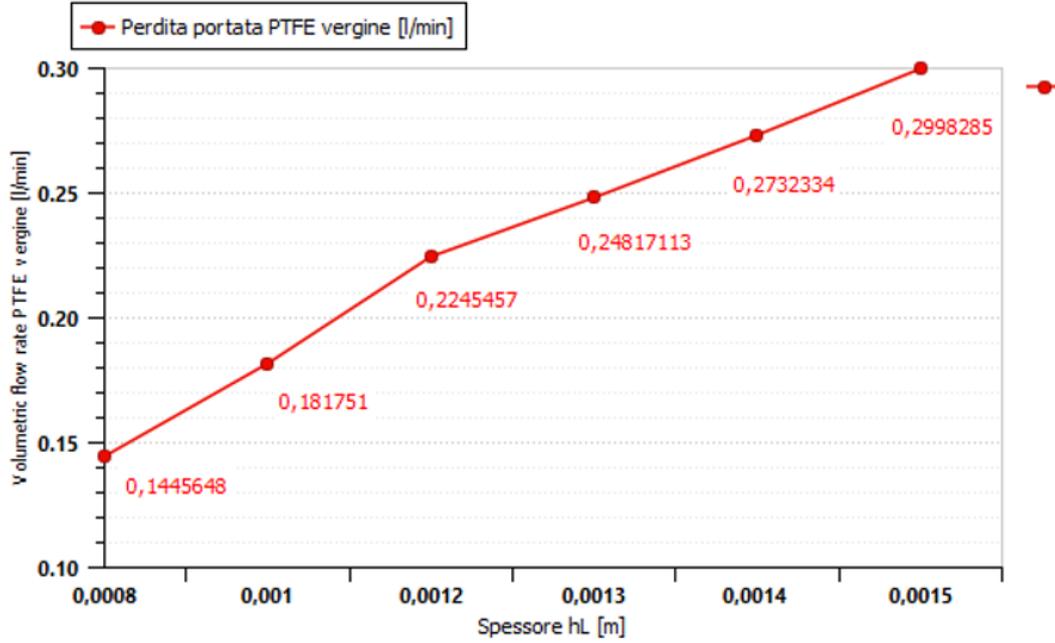


Figura 6.9 - Perdite di portata per il PTFE vergine al variare del solo parametro h_L .

Per il materiale usato nelle prove sperimentali e nella modellazione della tenuta mediante Amesim, si ha una perdita di portata che diminuisce al diminuire dello spessore della tenuta in combinazione a un modulo elastico piuttosto elevato.

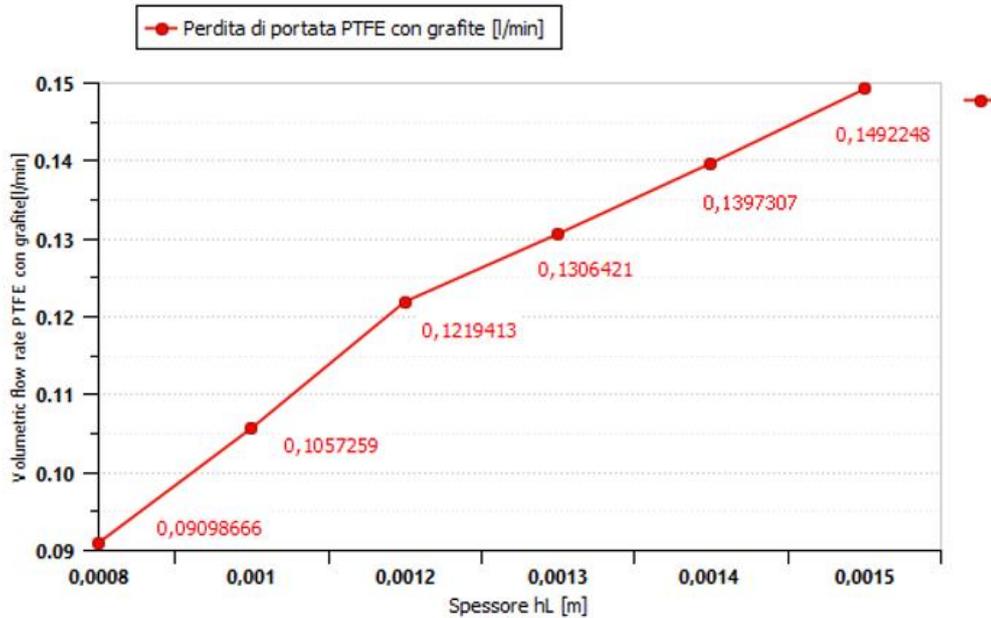


Figura 6.10 - Perdite di portata per il PTFE con grafite al variare del solo parametro h_L .

Per il materiale con grafite usato nelle prove sperimentali, si ha un'ulteriore diminuzione delle perdite di portata dovuto sia all'elevato modulo elastico e sia al diminuire dello spessore della tenuta che in questo modo risulta più rigida.

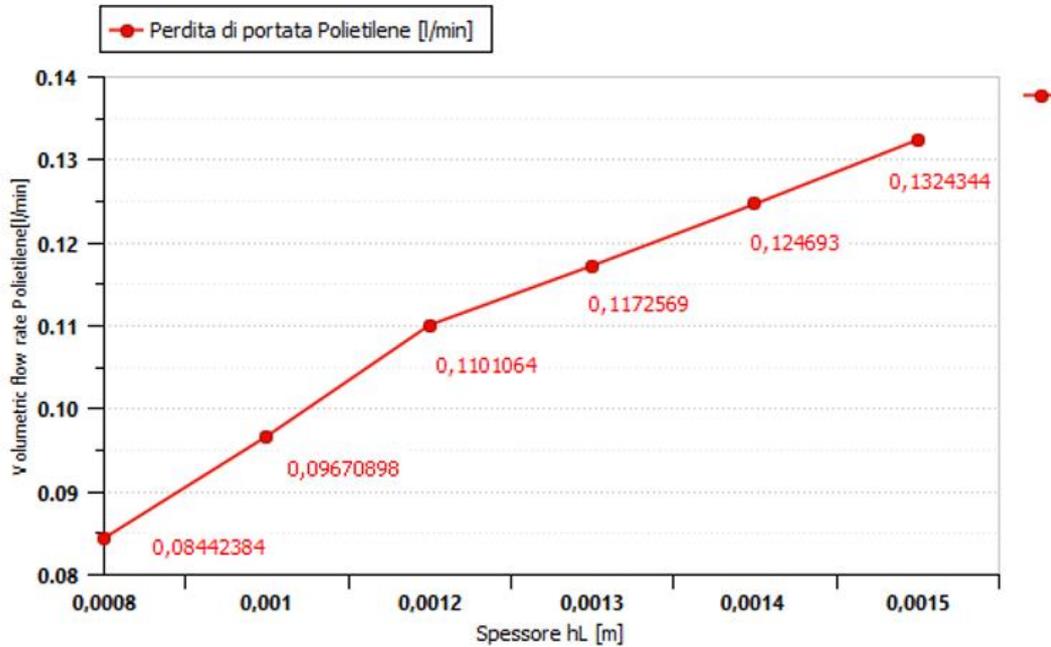


Figura 6.11 - Perdite di portata per il Polietilene al variare del parametro h_L .

Per ultimo il Polietilene, con un modulo elastico di 1000 MPa, in cui la riduzione delle perdite di portata è ancora più notevole.

Nelle due figure sottostanti vengono mostrati tutti i materiali ma in due grafici diversi perché non sarebbero stati confrontabili per via del diverso ordine di grandezza delle perdite di portata.

A parità di rigidità della molla e di interferenza, con questo materiale (conseguentemente ha una rigidità molto elevata) si avrebbero perdite di portata inferiori a quelle delle prove sperimentali.

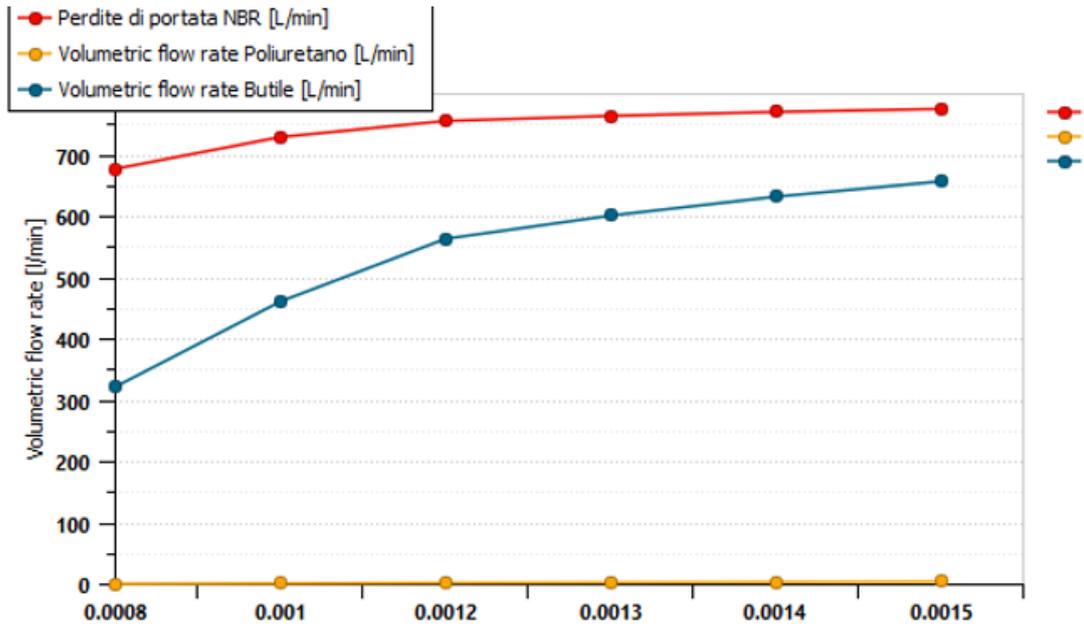


Figura 6.12 - Perdite di portata a confronto per NBR, Poliuretano e Butile al variare di h_L .

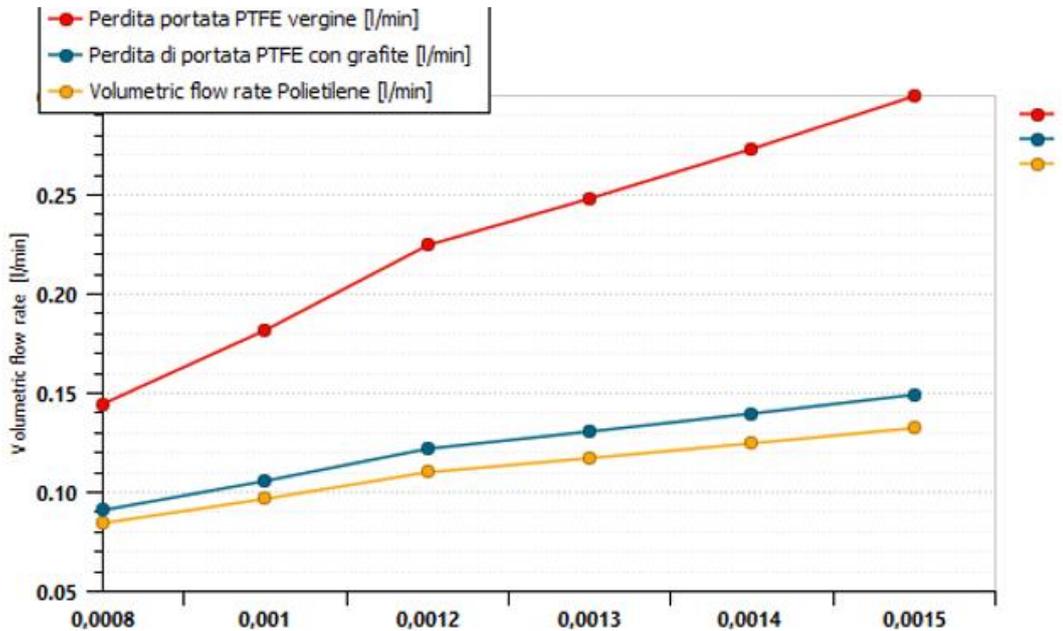


Figura 6.13- Perdite di portata a confronto per PTFE vergine, PTFE con grafite e Polietilene al variare di h_L .

Considerando che è stata solo cambiata la rigidità del materiale K_m , lasciando invariati l'interferenza x_0 e la rigidità della molla K_S , dal confronto dei diversi materiali emerge che sono ottimali quelli con rigidità del materiale più elevata.

6.3 VARIAZIONE DEL SOLO PARAMETRO x_0 A PARITÀ DI h_L E K_S

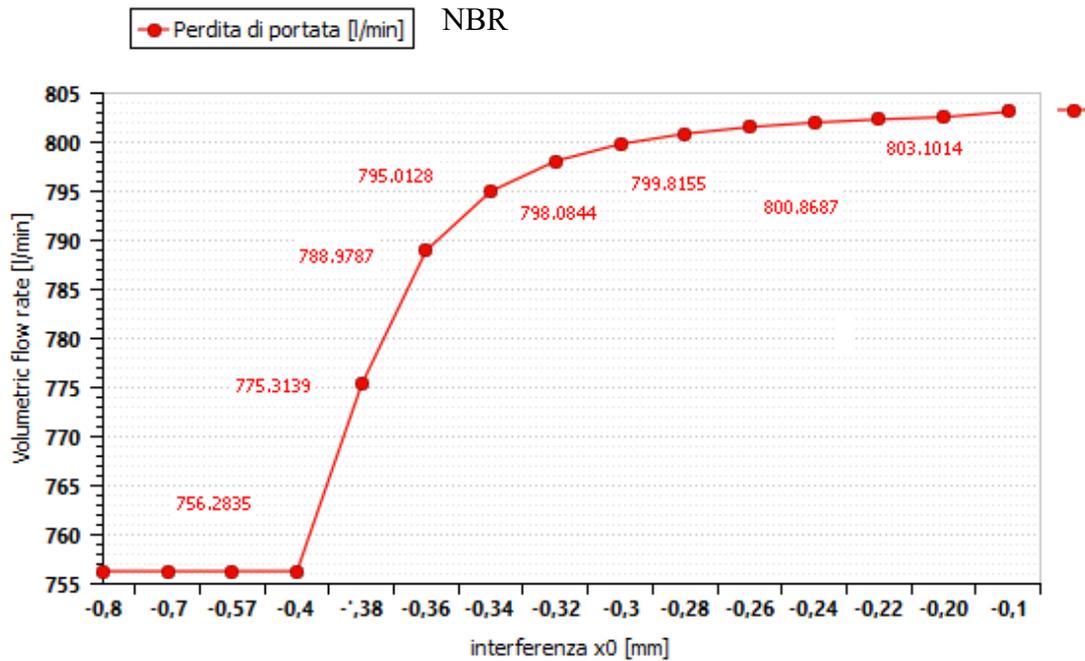


Figura 6.14 - Perdite di portata per NBR al variare del parametro x_0 .

Il parametro x_0 è l'interferenza che nel modello Amesim viene indicata con valori negativi in quanto si riferisce alla compressione, ovvero di quanto viene compressa la tenuta, in particolare il materiale della tenuta (considerando che la rigidità della molla K_S è rimasta invariata e che la perdita di portata si ha per via dell'aria che si insinua tra le creste e le valli del materiale).

Per l'NBR si ha una perdita di portata elevata quando la tenuta è poco compressa. Per evidenziare ulteriormente come avviene la perdita di portata dopo una compressione di 0,4 mm, si è discretizzato l'intervallo che va da 0,4 a 0,20 con un passo di 0,002.

Probabilmente il salto si ha perché con portate così alte il flusso non è più laminare, eventualmente da verificare calcolando il numero di Reynolds. Utilizzando una pressione più bassa di 6 bar, ad esempio a 3 bar si ottiene uno spostamento di "quel salto":

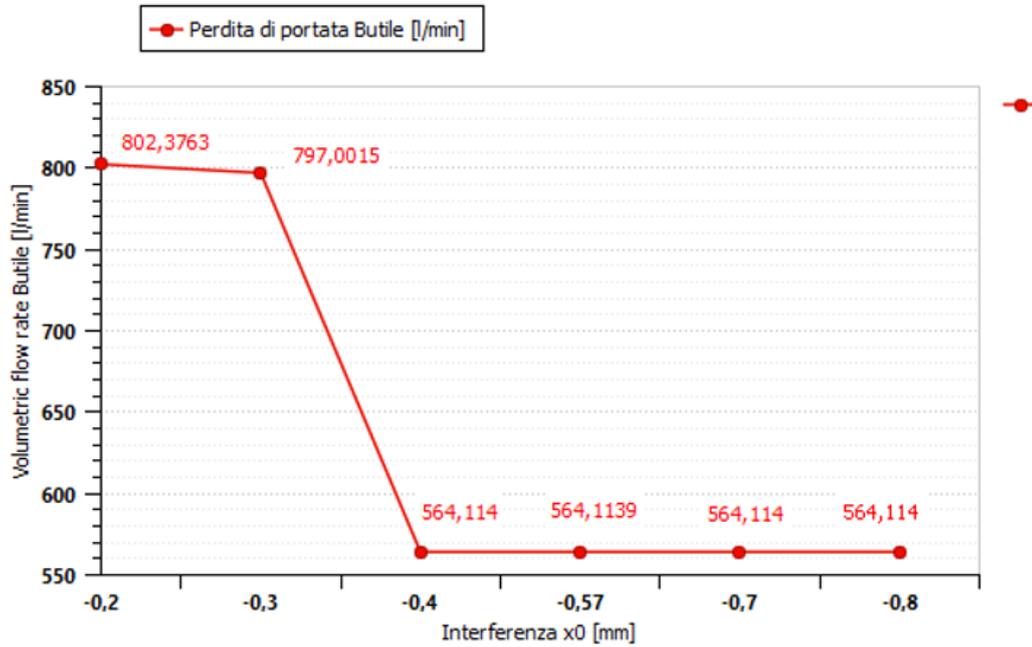


Figura 6.15 - Perdite di portata per il Butile al variare del parametro x_0 .

Per il butile si ha una leggera diminuzione della perdita di portata perché risulta comunque un materiale poco rigido.

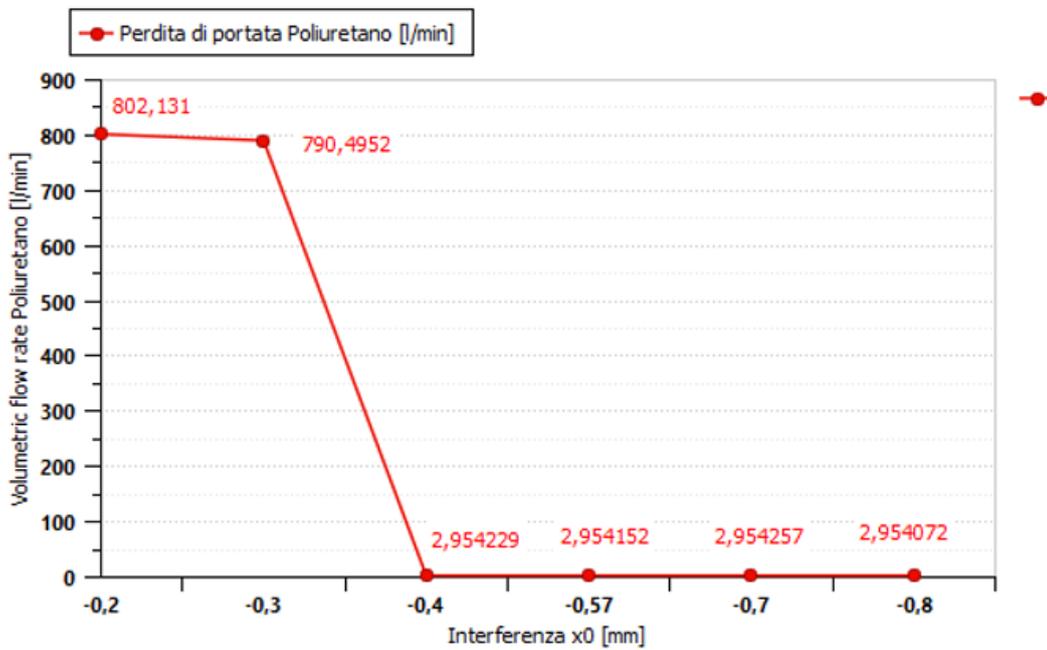


Figura 6.16 - Perdite di portata per il Poliuretano al variare del parametro x_0 .

Per il Poliuretano si ha ancora una leggera diminuzione delle perdite di portata che rimangono comunque elevate. La compressione intorno a 0,4 fa diminuire notevolmente le perdite di portata.

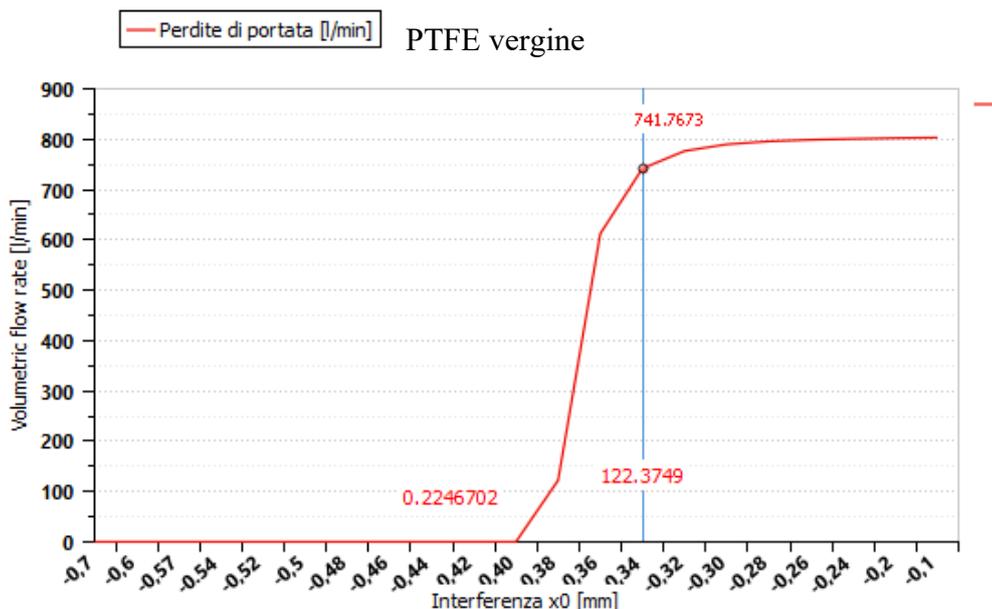


Figura 6.17 - Perdite di portata per il PTFE vergine al variare del parametro x_0 .

Per il materiale delle prove sperimentali si ha una portata decisamente bassa. Superata una certa compressione (bassa) si ha una grande perdita di portata perché è come se l'orifizio fosse «aperto» consentendo il passaggio dell'aria, ma in realtà la tenuta e la canna rimangono a contatto anche superati gli 8 bar di pressione di alimentazione. A tal proposito, solo per il PTFE vergine si è condotta una simulazione con pressione a 8 bar.

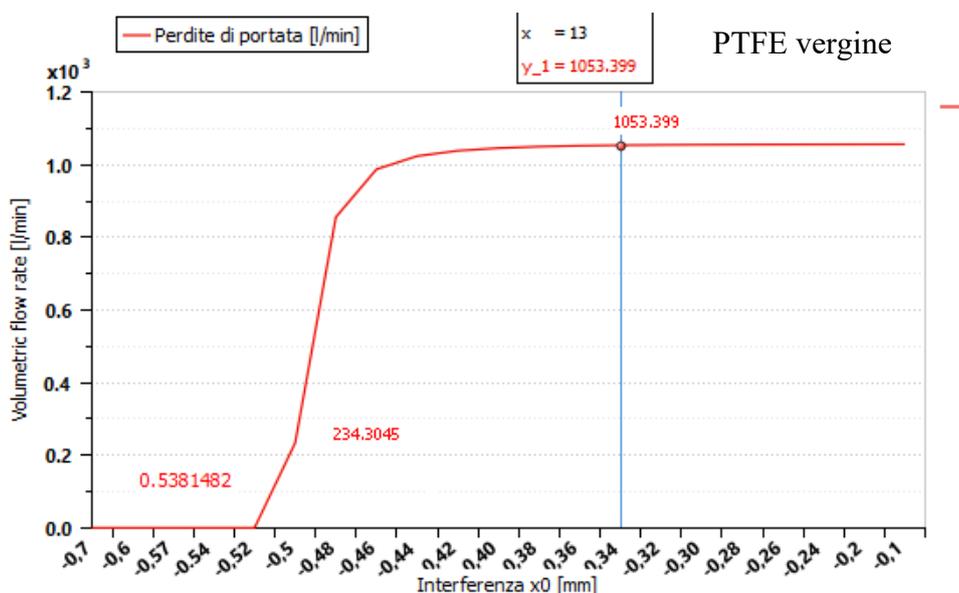


Figura 6.18 - Perdite di portata per il PTFE con grafite al variare di x_0 ad una pressione di 8 bar.

Ottenendo una portata così grande è ipotizzabile che il flusso non è sia più laminare, ma turbolento o in fase di transizione e per verificarlo occorre calcolare il numero di Reynolds.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot \delta}{2\mu}$$

In cui:

ρ : densità dell'aria alle condizioni locali

v : velocità del fluido calcolata come rapporto tra portata ed area, $v = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi D \delta}$

δ : dimensione caratteristica

μ : viscosità dinamica dell'aria

Quindi la formula diventa:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot \delta}{2\mu} = \frac{\rho \cdot Q \cdot \delta}{2\pi \cdot D \cdot \delta \cdot \mu} = \frac{\rho \cdot Q}{2\pi D \mu}$$

Localmente la portata volumetrica, a una pressione di 6 bar, risulta essere

$$Q = 740 \frac{l}{min}$$

si divide per la pressione assoluta per ottenere la portata effettiva

$$Q = \frac{740}{7} = 105,71 \frac{l}{min} = 1,76 * 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

La densità vale: $\rho = 1,22 * 7 = 8,54 \frac{kg}{m^3}$

Dai calcoli è emerso che:

$$Re = \frac{8,54 \cdot 1,76 * 10^{-3}}{2\pi \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 1,8 * 10^{-5}} = 2657,958$$

Tale numero indica che il flusso non è più laminare, come stabilito nelle ipotesi del calcolo delle perdite di portata, ma nella fase di transizione.

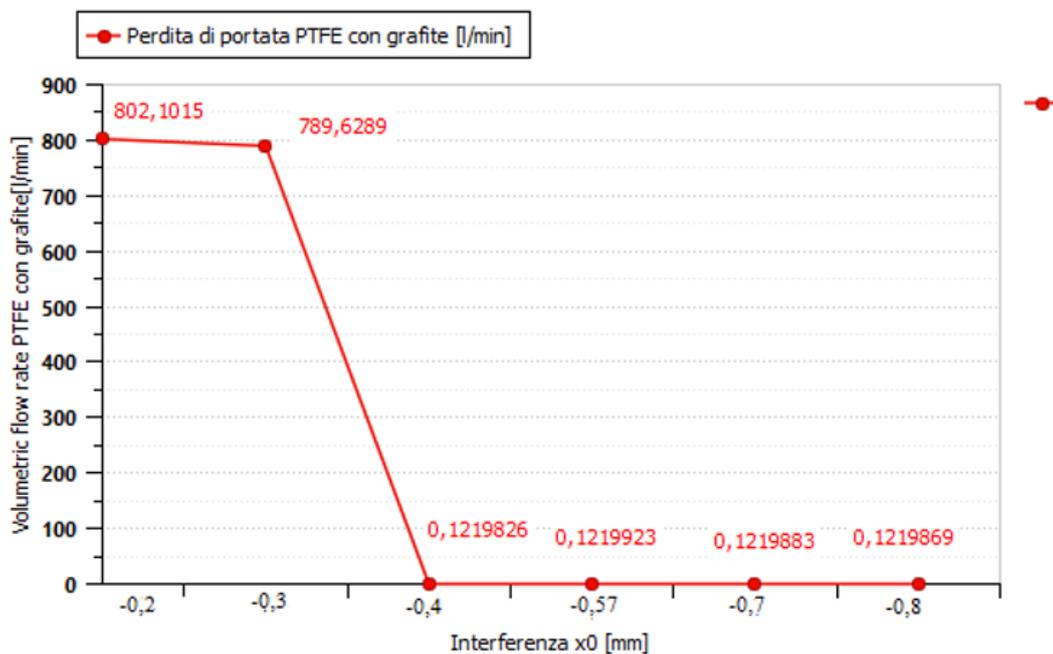


Figura 6.19 -Perdite di portata per il PTFE con grafite al variare di x_0 .

Per il PTFE caricato con grafite si ha un'ulteriore diminuzione delle perdite di portata dovuto alla rigidità del materiale.

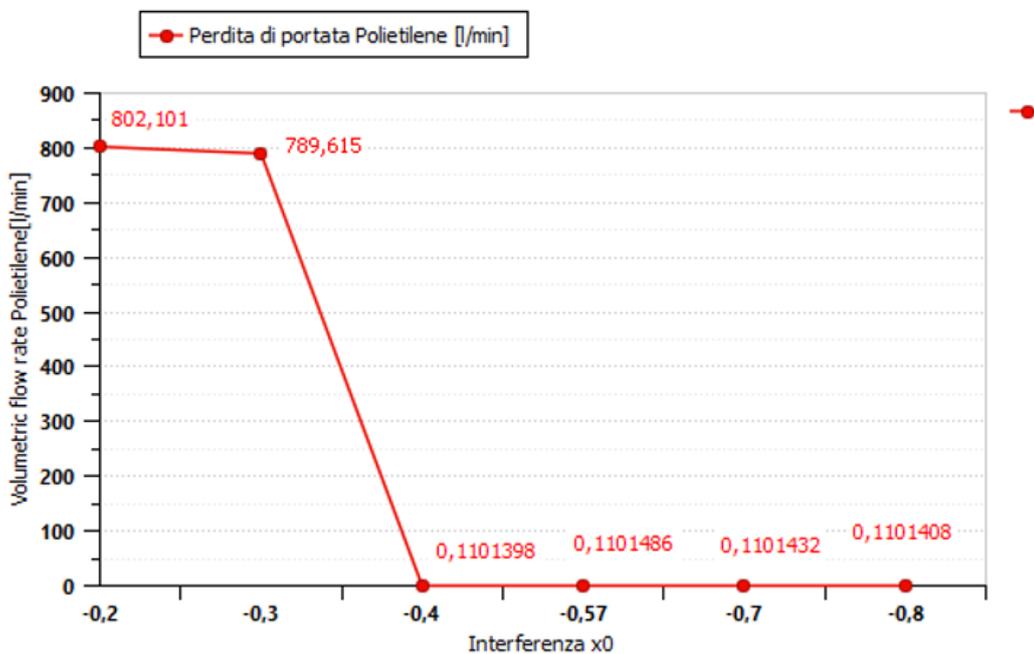


Figura 6.20 - Perdite di portata per il Polietilene al variare di x_0 .

Anche per il polietilene, con una minore compressione si ha un passaggio d'aria molto elevato, mentre con la giusta compressione intorno a 0,4 la portata d'aria che scorre attraverso l'orifizio è notevolmente ridotta.

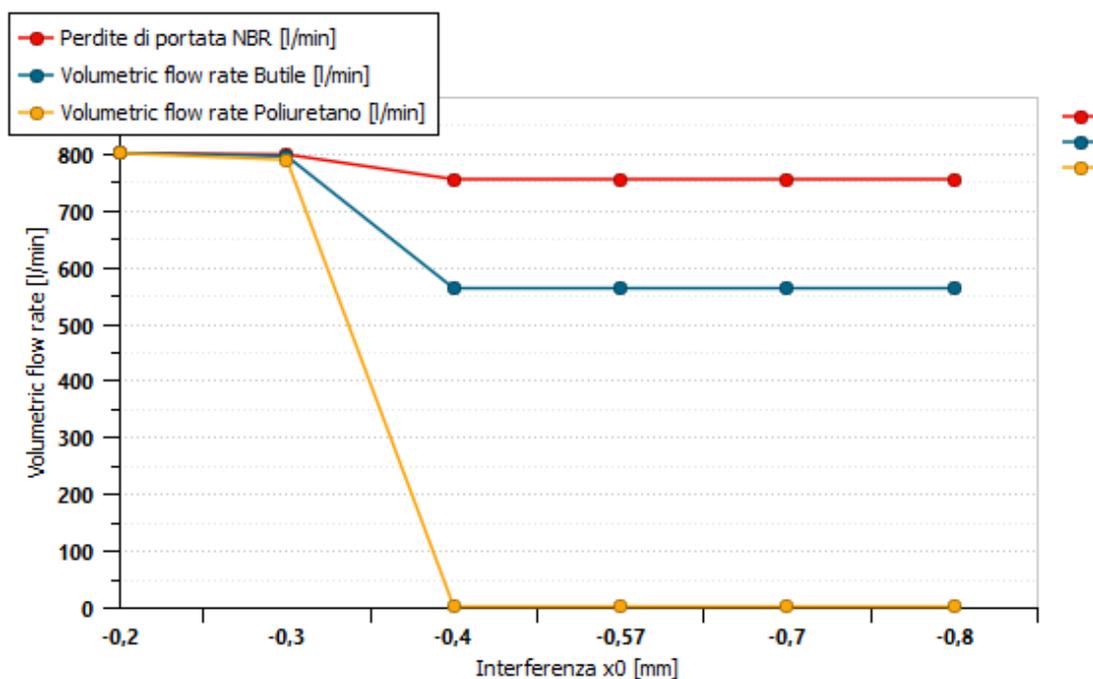


Figura 6.21 - Confronto perdite di portata per NBR, Butile e Poliuretano al variare di x_0 .

Nelle immagini 6.21 e 6.22 vengono riassunti i risultati ottenuti per tutti i materiali considerati. Con le prove effettuate è possibile notare che dopo -0,4 mm si ha una perdita di portata molto elevata. In realtà, se si aggiungono più set tra un intervallo e l'altro come nella figura 6.17 è possibile notare che questa transizione non avviene di colpo ma gradualmente.

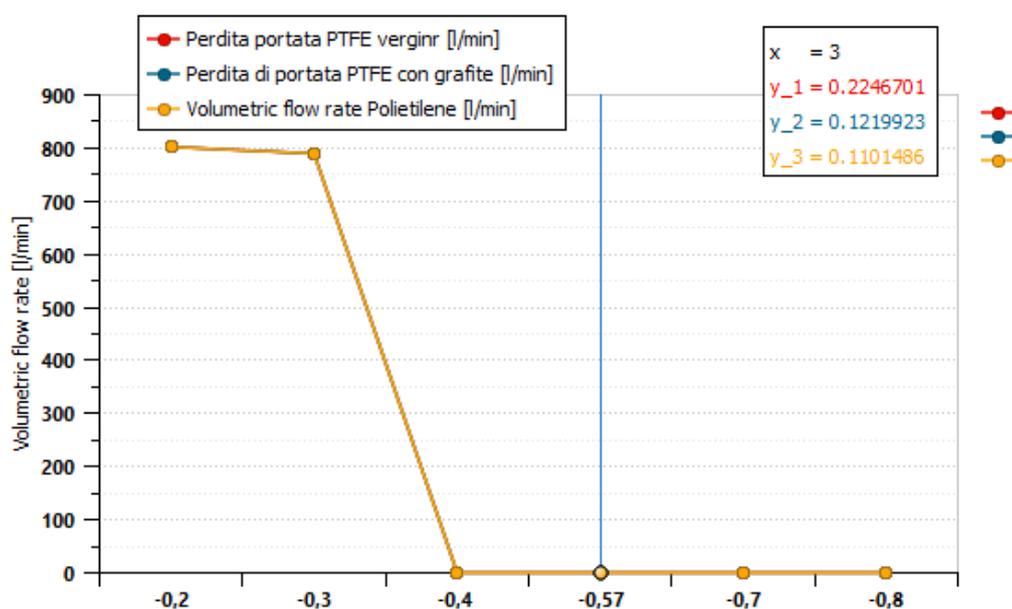


Figura 6.22 - Confronto perdite di portata per il PTFE vergine, PTFE con grafite e Polietilene al variare di x_0 .

6.4 VARIAZIONE DEL SOLO PARAMETRO K_s A PARITÀ DI h_L E x_0

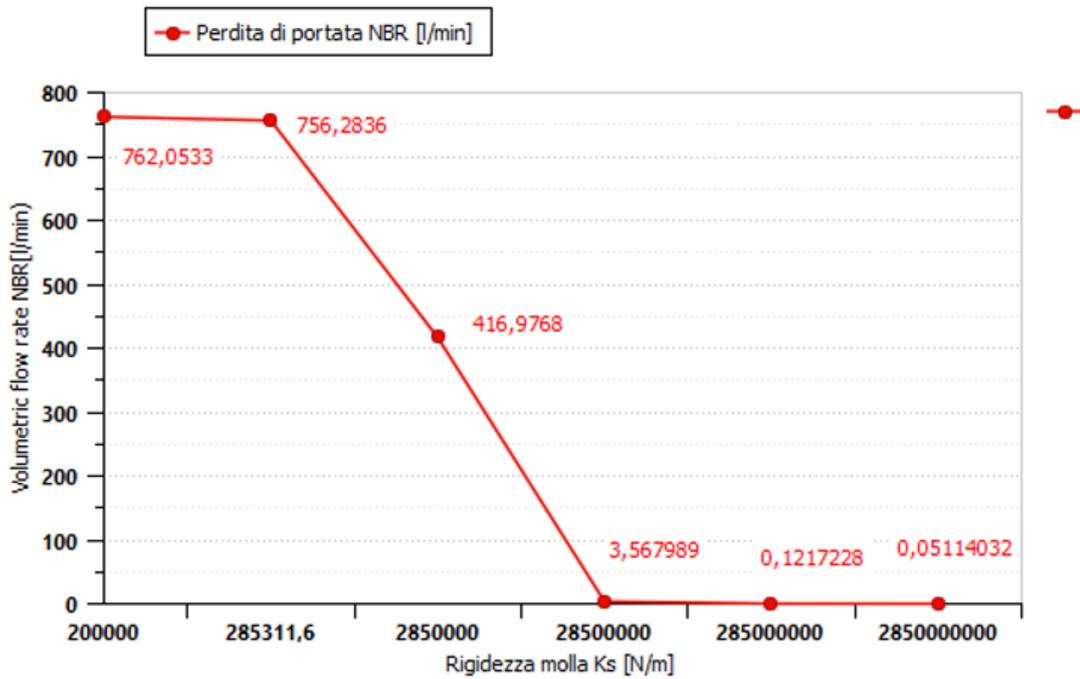


Figura 6.23 - Perdite di portata per NBR al variare di K_s .

Variando la rigidezza della molla dell’NBR si ha una perdita di portata accettabile solo con una rigidezza almeno più grande di due ordini di grandezza rispetto a quella delle prove sperimentali.

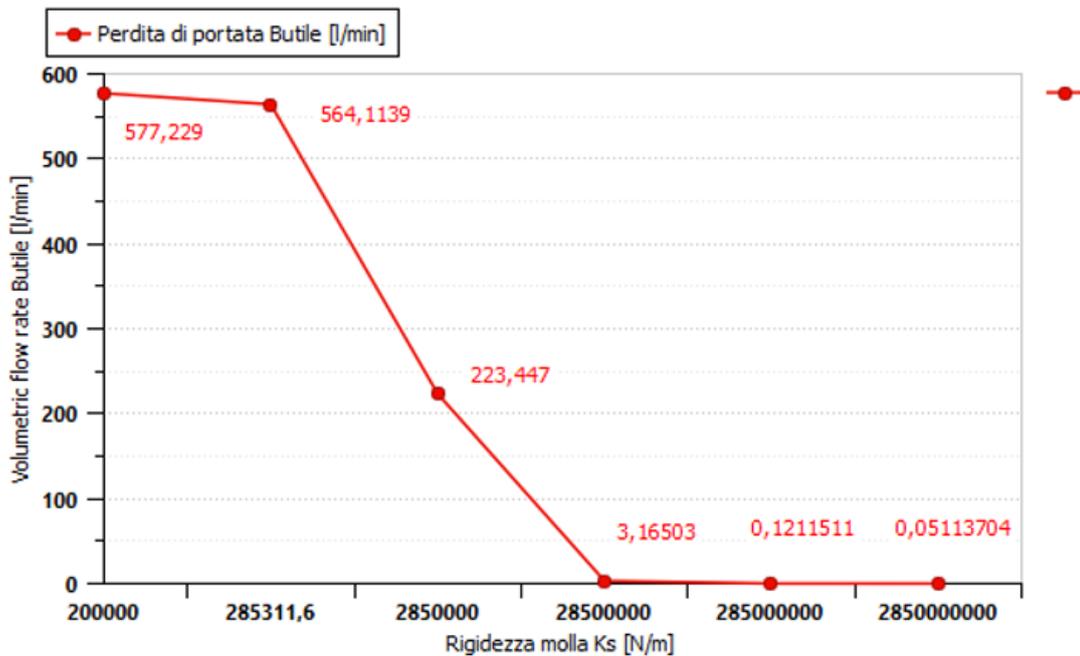


Figura 6.24 - Perdite di portata per il Butile al variare di K_s .

Per il butile si ha una portata inferiore già con una rigidità di 200000 N/m rispetto all’NBR ma ancora molto elevata. Una perdita di portata accettabile si ha con una rigidità K_s con due ordini di grandezza superiori a quella sperimentale.

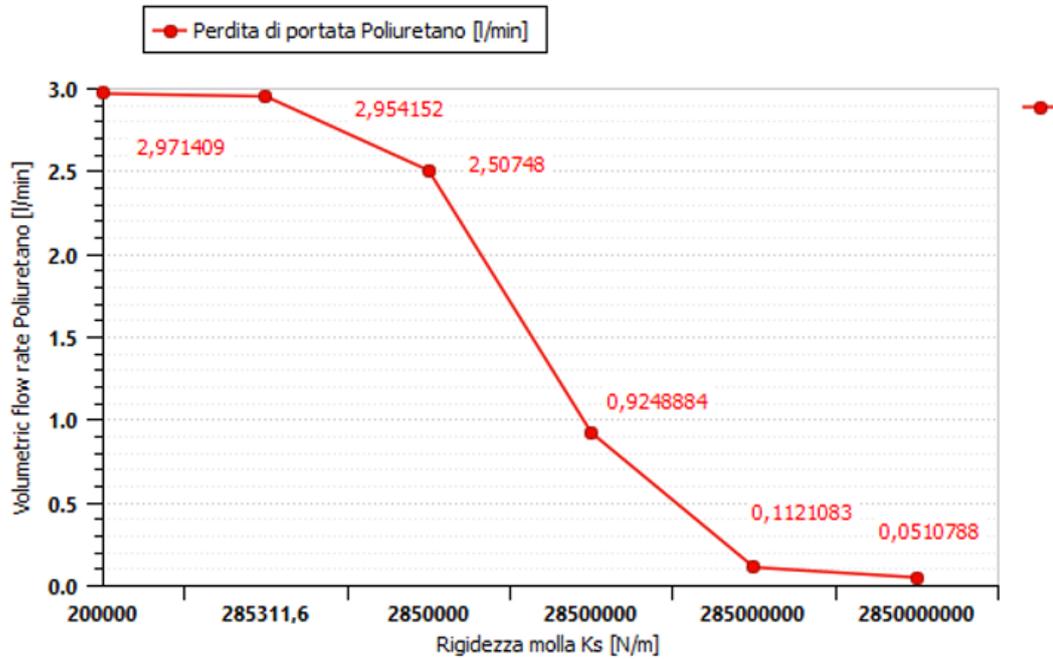


Figura 6.25 - Perdite di portata per il Poliuretano al variare di K_s .

Con il Poliuretano, che ha un modulo elastico più elevato rispetto al butile, la perdita di portata si è sensibilmente ridotta alla rigidità sperimentale di 285311 N/m.

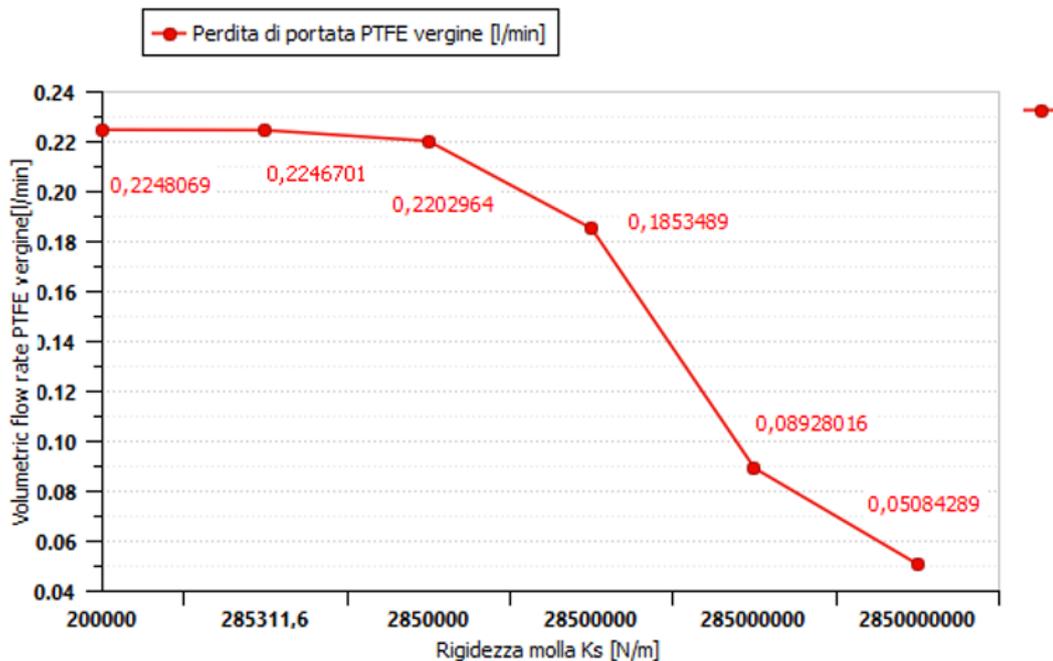


Figura 6.26 - Perdite di portata per il PTFE vergine al variare di K_s .

Per il PTFE vergine, diminuendo di 85311 N/m la rigidità, si ha comunque una perdita di portata accettabile che continua a diminuire se la rigidità della molla aumenta.

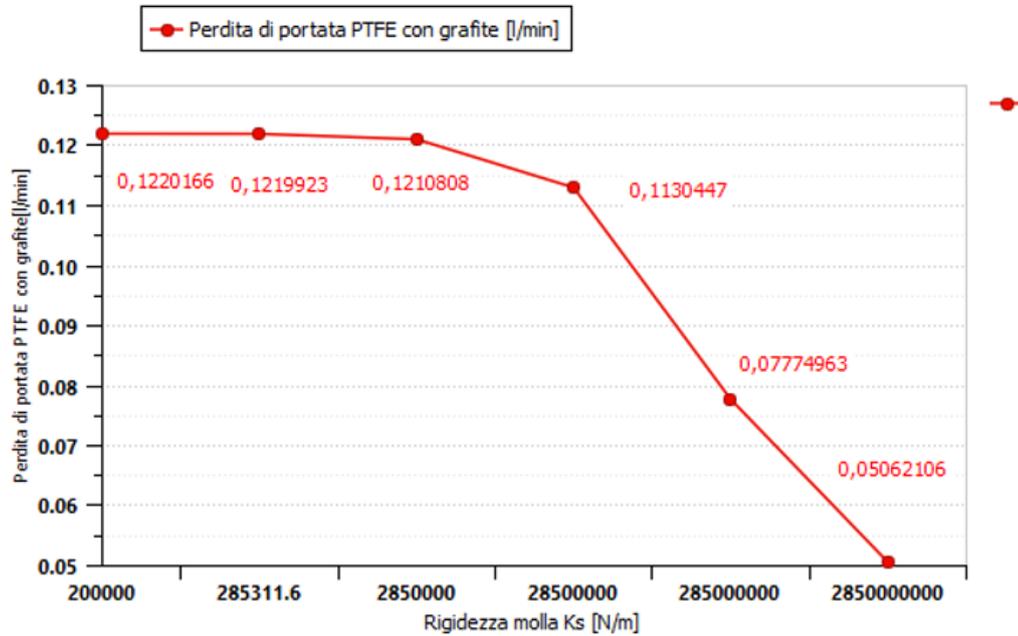


Figura 6.27 - Perdite di portata per il PTFE con grafite al variare di K_s .

Il PTFE con grafite, avendo una rigidità del materiale elevata per via del modulo elastico elevato, ha già una buona perdita di portata per una rigidità K_s di 200000 N/m.

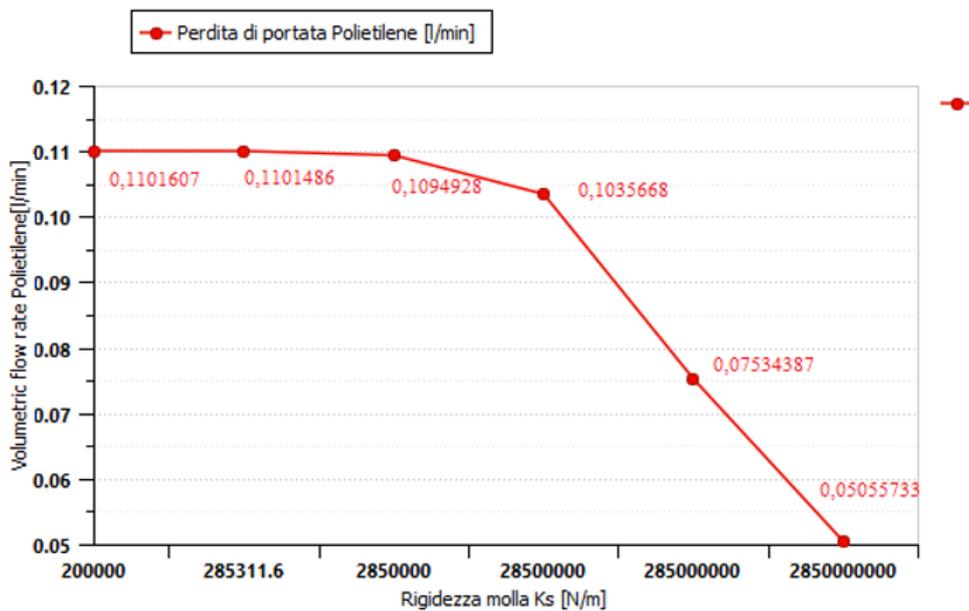


Figura 6.28 - Perdite di portata per il Polietilene al variare di K_s .

Anche per il polietilene le perdite di portata sono ridotte considerando che ha una rigidità del materiale altrettanto elevata.

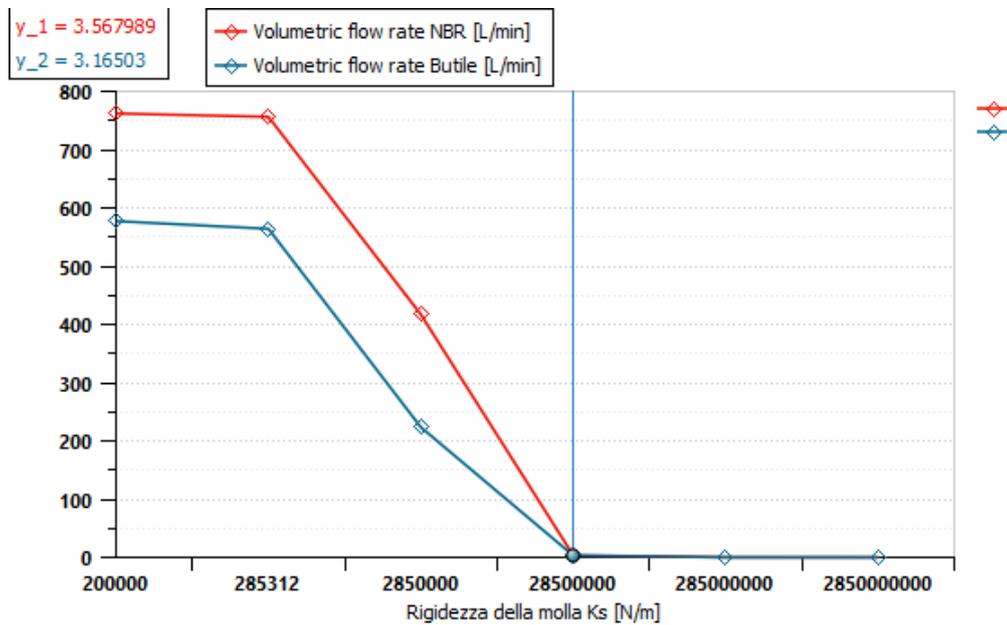


Figura 6.29 - Confronto perdite di portata per NBR e Butile al variare di K_s .

Per un confronto tra i diversi materiali si riportano le curve di perdita di portata cambiando il solo parametro K_s .

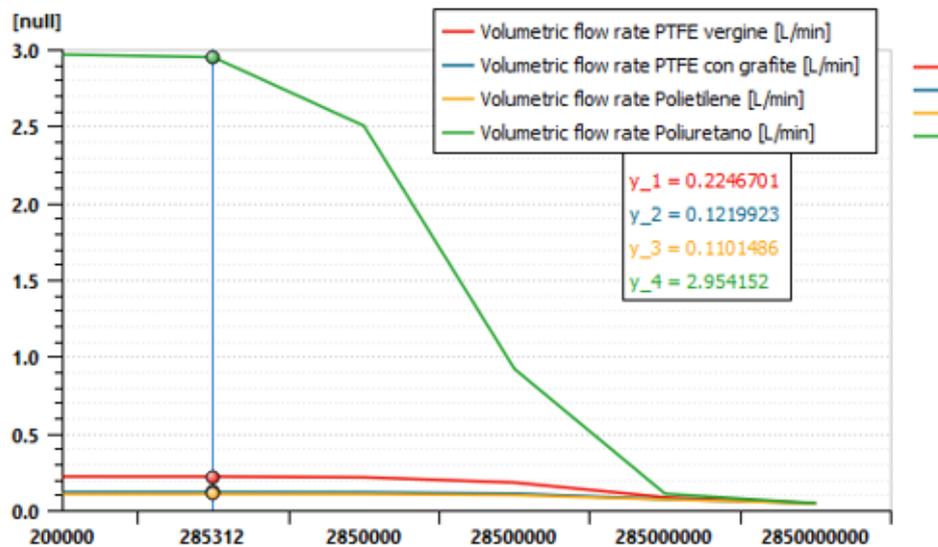


Figura 6.30 - Confronto delle perdite di portata per diversi materiali al variare di K_s .

6.5 FUNZIONE OBIETTIVO

In Amesim esiste la possibilità di calcolare la funzione obiettivo. Come funzione obiettivo si è impostata una perdita di portata di 0,20 l/min alla pressione di 6 bar per tutti i materiali considerati. La **funzione obiettivo** tira fuori dei valori di K_s , h_L e x_0 tali da non superare quella portata che si è impostata, simile alle prove sperimentali.

• NBR $h_L = 0,00001814$ m $K_s = 334728,83$ N/m $x_0 = -0,57$ mm $K_M = 107358523,31$ N/m	• Butile $h_L = 0,00002234$ m $K_s = 310259,07$ N/m $x_0 = -0,57017$ mm $K_M = 174369395,2$ N/m	• Poliuretano $h_L = 0,00022$ m $K_s = 253274,1$ N/m $x_0 = -0,5148522$ mm $K_M = 173587562,47$ N/m
• PTFE vergine $h_L = 0,00108868$ m $K_s = 317340,819$ N/m $x_0 = -0,6426$ mm $K_M = 173544131,5657$ N/m	• PTFE caricato con grafite $h_L = 0,00206199$ m $K_s = 339873,38$ N/m $x_0 = -0,67703$ mm $K_M = 166251852,59$ N/m	• Polietilene $h_L = 0,00224436$ m $K_s = 285327,002$ N/m $x_0 = -0,57$ mm $K_M = 173571665,62$ N/m

Figura 6.31 - Dati ottenuti tramite funzione obiettivo.

Dai dati derivanti dalle funzioni obiettivo di ogni materiale emerge che sommariamente la rigidità della lamina K_s si mantiene dello stesso ordine di misura; stessa cosa avviene per l'interferenza x_0 che si aggira tra -0,51 e -0,64. Il parametro che varia maggiormente è l'altezza h_L del materiale della tenuta e di conseguenza la rigidità del materiale K_M che dipende anche dal modulo elastico.

7 CONCLUSIONI

L'obiettivo della tesi è stata la modellazione delle tenute non convenzionali in un cilindro pneumatico mediante il software AMESIM. Per la modellazione sono stati fondamentali i dati sperimentali ricavati dal dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale del Politecnico di Torino e il supporto fornito dall'azienda Bsim.

Dai dati sperimentali e dallo studio teorico della guarnizione con modello a parametri concentrati sono state ricavate le informazioni utili alla modellazione, la quale è risultata piuttosto articolata.

In primo luogo, si è modellato un sistema con cilindro pneumatico, tenute rappresentate da semplici molle e un orifizio in cui passasse il meato d'aria con i componenti disponibili nelle librerie di Amesim.

La modellazione ha seguito tre step fondamentali:

1. Modellazione del sistema con componenti presenti nelle librerie.
2. Modellazione del sistema sostituendo vari blocchi e con inserimento di tabelle di forza di pressione e di meato; questo è risultato essere il modello che riproduce fedelmente i dati sperimentali in quanto il δ_{eq} proveniva dai valori sperimentali del PTFE vergine inseriti nella tabella.
3. Modellazione del sistema finale con funzioni lineari della forza di pressione e del meato utilizzabili anche per altri materiali.

Il cilindro pneumatico e i canali di scarico dei trafiletti d'aria sono gli unici elementi che sono stati mantenuti uguali fino alla fine.

Inizialmente oltre alla tenuta, la canna del cilindro pneumatico era stata rappresentata da un blocco molla-smorzatore-gap, e da tale blocco veniva prelevato il segnale di meato da convogliare all'orifizio variabile.

Solo dopo alcuni tentativi, sia il blocco che rappresentava la canna che quello dell'orifizio variabile sono stati rimossi e sostituiti. Il primo perché subiva una deformazione della molla nonostante la rigidità molto elevata che gli era stata imposta; il secondo perché aveva un modello matematico del calcolo della portata isentropica diverso dal calcolo della portata usato nel modello teorico.

La tenuta è stata rappresentata con due blocchi molla-smorzatore e in particolare il materiale della tenuta col blocco molla-smorzatore-gap. Solo alla fine di tutti i tentativi e dopo le simulazioni effettuate, ci si è reso conto che sarebbe stato necessario prelevare il segnale di compressione della molla da questo blocco e inserirlo nella funzione lineare del meato equivalente.

Il valore di meato equivalente veniva poi inviato al blocco dell'orifizio. All'interno dell'orifizio la portata doveva essere calcolata secondo l'equazione (7). Non essendoci un componente su Amesim che calcolasse in questo modo la portata, è stato creato con i segnali e inglobato nel supercomponente S_C1.

Oltre alla funzione lineare del meato, facendo l'ipotesi che la superficie dei materiali abbia stessa rugosità superficiale e si comporti allo stesso modo, è stata linearizzata anche la funzione della forza di pressione che agisce sul materiale della tenuta.

Il modello definitivo, con le dovute linearizzazioni, è utilizzabile per diversi materiali di cui si sono eseguite varie prove cambiando i parametri di interferenza, altezza del materiale della tenuta e rigidità della lamina sottostante.

Dall'analisi dei dati è emerso che i materiali migliori, in termini di perdite di portata contenute, risultano essere il PTFE vergine, il PTFE con grafite e il polietilene. Infatti, questi materiali presentano un modulo elastico maggiore e di conseguenza una rigidità del materiale della tenuta (K_M) più elevata, consentendo un minor trafileamento d'aria. Inoltre, questi materiali riescono ad avere piccole perdite di portata anche cambiando la rigidità della lamina (K_S), a differenza dei materiali meno rigidi come il Butile o l'NBR.

Alla luce di quanto appena descritto, l'uso della tenuta montata in modo non convenzionale nei cilindri pneumatici risulta essere un modo efficace per ridurre l'attrito, nonostante le piccole perdite di portata. La modellazione ha consentito proprio di analizzare le perdite di portata dovute ai trafileamenti d'aria, per stabilire se il montaggio della guarnizione nel verso opposto sia accettabile in termini di benefici derivanti dalla riduzione dell'attrito.

In conclusione, il modello del sistema si è reso riproducibile per eventualmente cambiare il materiale della tenuta. Una probabile continuazione di questo lavoro di tesi può essere affrontata tenendo conto che la lunghezza di contatto tra tenuta e canna del cilindro è variabile. In questo elaborato è stata ritenuta costante, ma si potrebbe ritenere variabile e modellare il materiale della tenuta con tante molle in parallelo piuttosto che una sola ($K_M = (A_c * E) / h_L$). Inoltre, si potrebbe creare un modello CAD della tenuta e analizzare le perdite di portata con un altro tool del Simcenter Amesim, FLOEFD.

Bibliografia

- [1] Guido Belforte - «Manuale di pneumatica III edizione», 2019.
- [2] *Sperimentazione di un sistema di tenuta a basso attrito*:
<https://www.meccanicaneWS.com/2021/12/07/sperimentazione-di-un-sistema-di-tenuta-a-basso-attrito/>
- [3] Terenziano Raparelli, Luigi Mazza, Andrea Trivella - «Experimental analysis and preliminary model of non-conventional lip seals», *TRIBOLOGY INTERNATIONAL*, 2023.
- [4] Scaraggi M, Carbone G., «A two-scale approach for lubricated soft-contact modeling: an application to lip-seal geometry», *Adv Tribol* 2012.
- [5] Percolazione: <https://it.wikipedia.org/wiki/Percolazione>
- [6] Simcenter Amesim: <https://bsim-engineering.com/software-di-simulazione-e-progettazione/simcenter-amesim-simulazione-dinamica-sistemi-multi-dominio/>

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1.1- Cilindro pneumatico.....	7
Figura 1.2 - Profilo rugoso con parametri per la definizione della rugosità.....	9
Figura 1.3 - Forme di guarnizioni: a) con spigoli vivi; b) con spigoli arrotondati.	9
Figura 1.4 - Andamento delle forze di attrito in una tenuta con in funzione della velocità.....	10
Figura 1.5 - Guarnizione O-Ring: a) fuori dalla sede; b) montata senza pressione; c) montata con pressione.....	11
Figura 1.6 - Guarnizioni a labbro: a) in condizioni di tenuta; b) andamento della pressione; c) con passaggio d'aria.....	12
Figura 1.7 - Guarnizioni e anelli per stantuffi e montaggi.....	13
Figura 1.8 - Guarnizione integrale.....	13
Figura 1.9 - Guarnizioni per aste: a) con anello raschiastelo; b)composita; c) integrata; d) sistema completo.	14
Figura 2.1 - Montaggio della guarnizione a labbro convenzionale.	18
Figura 2.2 - Montaggio guarnizione a labbro non convenzionale.	19
Figura 2.3 - Guarnizioni delle prove sperimentali e principali dimensioni.	19
Figura 2.4 - Vista in sezione del cilindro pneumatico e fotografia del cilindro e delle guarnizioni.	21
Figura 2.5 - Sistema di misura delle perdite di portata.....	22
Figura 2.6 - Anello conico per fissare la tenuta.....	23
Figura 2.7 - Perdite di portata con pressione di alimentazione a 6 bar per diversi montaggi.	23
Figura 2.8 - Perdita di portata rispetto alla pressione di alimentazione (A1 PTFE vergine, A2 PTFE con grafite).....	24
Figura 2.9 - Sistema di misura della forza di attrito.	26
Figura 2.10 - Forza di attrito per A1	26
Figura 2.11- Sistema di misurazione della rigidezza e del couefficiente di attrito della tenuta.....	29
Figura 3.1- a) schema della guarnizione libera e montata; b) modello semplificato a parametri concentrati.	32

Figura 3.2 - Forza di contatto e di pressione sul labbro della tenuta in funzione della coordinata x.....	34
Figura 3.3 - Forza di contatto e di pressione sul labbro della tenuta in funzione della pressione di alimentazione.....	34
Figura 3.4 - a) Modello a parametri concentrati della guarnizione (molle in serie); b) sezione della guarnizione non deformata.....	36
Figura 3.5- a) Schematizzazione dei parametri concentrati nella regione di contatto; b) meato equivalente d'aria.	37
Figura 4.1 - Esempio di componente meccanico con variabili in usicta/entrata dalle porte.	41
Figura 4.2 - Pagina di sketch e librerie con componenti.	42
Figura 4.3 - Parametri di un componente.	42
Figura 4.4 - Modello a parametri concentrati della tenuta con molle in serie.	43
Figura 4.5 - Cilindro pneumatico modellato con componenti pneumatici e pistone con componente pneumatico.	44
Figura 4.6 - Foto di cilindro pneumatico con guarnizioni e foro di scarico.	45
Figura 4.7 - Componente per modellare camera del cilindro pneumatico.....	45
Figura 4.8 - Sottomodello del componente massa.....	46
Figura 4.9 - Componente che rappresenta il moto unidimensionale di una massa.....	46
Figura 4.10 - Modellazione cilindro pneumatico con sorgente di pressione di alimentazione.....	47
Figura 4.11 - Stage della sorgente di pressione.	48
Figura 4.12 - Componente che specifica il gas (aria) in uso.....	49
Figura 4.13 - Primo schizzo del sistema con cilindro pneumatico, sorgente di pressione, orifizio variabile e condotti di scarico.	50
Figura 4.14 - Modellazione della tenuta con semplici molle.....	51
Figura 4.15 - Modellazione della tenuta con componente molla-smorzatore.....	52
Figura 4.16 - Componente molla-smorzatore.	52
Figura 4.17 - Connessione tra le molle in serie con forza di pressione (porta 1) ed elemento molla-smorzatore-gap (porta 2).	54
Figura 4.18 - Tabella e grafico della forza di pressione inseriti nel blocco tabella. ...	54

Figura 4.19 - Grafico della forza di pressione in funzione della pressione di alimentazione (A1 PTFE vergine).	55
Figura 4.20 - Secondo tentativo di modellazione del sistema intero.	56
Figura 4.21 - Componente di orifizio variabile.	56
Figura 4.22 - Orifizio creato con supercomponente SC_1	58
Figura 4.23 - Orifizio creato con interfacce pneumatiche e segnali.	58
Figura 4.24 - Blocco switch.	60
Figura 5.1 - Nuovo sistema non ancora definitivo a cui apportare modifiche.....	61
Figura 5.2 - Compressione della tenuta in funzione della pressione.	63
Figura 5.3 - Interno del blocco tabella costituito dai valori della compressione della tenuta e dai valori di meato equivalente.	63
Figura 5.4 - Perdite di portata in funzione della pressione con modello ancora da modificare.	64
Figura 5.5 - Grafico della funzione lineare della forza di pressione.....	66
Figura 5.6 - Schema modello con particolare attenzione al blocco funzione.	67
Figura 5.7 - Parte del modello definitivo.	68
Figura 5.8 - Blocco molla-smorzatore-gap del materiale della tenuta con relativi parametri.	69
Figura 5.9 - Forze che agiscono sulla tenuta.	69
Figura 5.10 - Modello semplificato per il calcolo della compressione della molla di rigidità Km.....	70
Figura 5.11 - Grafico della funzione lineare del meato equivalente.....	71
Figura 5.12 - Porzione di modello con particolare attenzione al blocco funzione del meato equivalente.	72
Figura 5.13 - Blocco Smpler con segnale di reset costante.	72
Figura 5.14 - Impulso di segnale dato al sampler.	73
Figura 5.15 - Modello definitivo del cilindro pneumatico con due tenute.	74
Figura 6.1 - Grafico delle perdite di portata teorica e sperimentale (A1 PTFE vergine e A2 PTFE con grafite).	75
Figura 6.2 - Perdite di portata attraverso il meato in funzione della pressione di alimentazione ottenute col modello definitivo.....	76
Figura 6.3 - Perdite di portata per diversi materiali al variare del modulo elastico...	77

Figura 6.4 - Definizione dei Global Parameter utili per simulazioni Batch.	78
Figura 6.5 - Parametri da studiare con simulazione Batch.	78
Figura 6.6 - Perdite di portata per NBR al variare del parametro hL	79
Figura 6.7- Perdite di portata per il Butile al variare del parametro hL	80
Figura 6.8 - Perdite di portata per il Poliuretano al variare del parametro hL	80
Figura 6.9 -Perdite di portata per il PTFE vergine al variare del solo parametro hL . 81	
Figura 6.10 - Perdite di portata per il PTFE con grafite al variare del solo parametro hL	81
Figura 6.11 - Perdite di portata per il Polietilene al variare del parametro hL	82
Figura 6.12 - Perdite di portata a confronto per NBR, Poliuretano e Butile al variare di hL	83
Figura 6.13- Perdite di portata a confronto per PTFE vergine, PTFE con grafite e Polietilene al variare di hL	83
Figura 6.14 - Perdite di portata per NBR al variare del parametro x_0	84
Figura 6.15 - Perdite di portata per il Butile al variare del parametro x_0	85
Figura 6.16 - Perdite di portata per il Poliuretano al variare del parametro x_0	85
Figura 6.17 - Perdite di portata per il PTFE vergine al variare del parametro x_0	86
Figura 6.18 - Perdite di portata per il PTFE con grafite al variare di x_0 ad una pressione di 8 bar.	86
Figura 6.19 -Perdite di portata per il PTFE con grafite al variare di x_0	88
Figura 6.20 - Perdite di portata per il Polietilene al variare di x_0	88
Figura 6.21 - Confronto perdite di portata per NBR, Butile e Poliuretano al variare di x_0	89
Figura 6.22 - Confronto perdite di portata per il PTFE vergine, PTFE con grafite e Polietilene al variare di x_0	89
Figura 6.23 - Perdite di portata per NBR al variare di Ks	90
Figura 6.24 - Perdite di portata per il Butile al variare di Ks	90
Figura 6.25 - Perdite di portata per il Poliuretano al variare di Ks	91
Figura 6.26 - Perdite di portata per il PTFE vergine al variare di Ks	91
Figura 6.27 - Perdite di portata per il PTFE con grafite al variare di Ks	92
Figura 6.28 - Perdite di portata per il Polietilene al variare di Ks	92
Figura 6.29 - Confronto perdite di portata per NBR e Butile al variare di Ks	93

Figura 6.30 - Confronto delle perdite di portata per diversi materiali al variare di K_s	93
Figura 6.31 - Dati ottenuti tramite funzione obiettivo.	94

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 2.1 - Dimensioni guarnizioni e sedi.	20
Tabella 2.2- Misure lette dal trimometro della rigidità e del coefficiente di attrito.	30
Tabella 2.3- Confronto delle forze di attrito misurate sul tribometro e sul cilindro pneumatico per una sola tenuta.	30
Tabella 3.1 - Modulo elastico e rigidità del materiale delle tenute.	38
Tabella 5.1- Valori di meato riferiti alla pressione di alimentazione.	62
Tabella 5.2 - Modellazione non definitiva della tenuta e della canna del cilindro. ...	62
Tabella 5.3 - Forza di pressione in funzione della pressione di alimentazione relativa.	66
Tabella 5.4 - Valori di compressione del materiale della tenuta in funzione della pressione di alimentazione assoluta.	70
Tabella 5.5 - Valori di compressione della molla correlati ai valori di meato equivalente.	71