

**UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA**

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Curriculum Aeronautico

Caratterizzazione numerico-sperimentale di una Pressure Relief Valve per impianti idraulici aeronautici

Relatore: Ing. Francesco De Vanna

Federico Boscarin
Mat. 1197589

ANNO ACCADEMICO 2021/2022

Sommaro

Sommaro	3
Introduzione	7
1 Background	9
1.1 Struttura di una Pressure Relief Valve	9
1.2 Impiego in un impianto idraulico	11
1.3 Alcuni lavori precedenti in lettera	12
1.4 Trattazione analitica semplificata	13
2 Caso di studio	17
2.1 Caratteristiche funzionali	17
2.2 Geometria	18
2.3 Caratteristiche della molla	19
3 Costruzione del modello CFD	21
3.1 Osservazioni sul problema fluidodinamico	21
3.1.1 Non stazionarietà	21
3.1.2 Interazione fluido-struttura	21
3.1.3 Tridimensionalità	22
3.1.4 Comportamento termico dello strato limite	22
3.1.5 Cavitazione	22
3.2 Modello matematico del fluido	22

3.2.1	Densità	22
3.2.2	Viscosità dinamica	23
3.2.3	Pressione di vapore	23
3.2.4	Altre proprietà fisiche.....	24
3.3	Modello di primo tentativo della valvola	24
3.3.1	Struttura della mesh	25
3.3.2	Condizioni al contorno	27
3.4	Validazione numerica e scelta dei modelli.....	27
3.4.1	Grandezze macroscopiche	28
3.4.2	Analisi dei campi nelle zone di parete.....	29
3.4.3	Considerazioni sui modelli di turbolenza	31
3.5	Valutazione della tridimensionalità del problema	32
3.5.1	Mesh tridimensionale.....	33
3.5.2	Risultati.....	34
3.6	Effetti termici	36
3.6.1	Ipotesi del modello termico.....	36
3.7	Modellazione della cavitazione	37
3.7.1	Utilizzo in combinazione con il modello termico	37
4	Analisi numeriche	41
4.1	Mappatura della spinta sul poppet e della portata, stabilità statica	41
4.2	Interpretazione dei primi risultati.....	43
4.2.1	Metodi di compensazione della spinta	45
4.3	Modifiche proposte.....	45
4.3.1	Seat con smusso tangente	45
4.3.2	Poppet "a spina" con canale assiale.....	46
4.4	Simulazione delle versioni modificate	48
4.4.1	Seat smussata.....	48
4.4.2	Poppet a spina	50
4.4.3	Confronto tra i profili di pressione	52
5	Sperimentazione al banco	55
5.1	Setup e strategia di prova	56
5.1.1	Configurazione dell'apparato sperimentale.....	56
5.1.2	Metodo di svolgimento	57
5.2	Osservazioni e dati raccolti	57
5.2.1	Valvola originale	57

5.2.2	Configurazione con seat smussata	62
5.2.3	Configurazione a spina	64
5.3	Limitazioni pratiche delle prove	66
5.4	Conclusioni	67
	Bibliografia	69

Introduzione

Gli impianti idraulici, grazie alla loro elevata densità di potenza, trovano applicazione in moltissimi ambiti industriali e dei trasporti. Nelle applicazioni mobili e soprattutto in quelle aerospaziali, ove la massa assume un ruolo fondamentale, si discute da alcuni decenni sulla convenienza di impiegare in alternativa i sistemi elettromeccanici, tuttavia, nonostante le recenti evoluzioni della tecnologia dei motori elettrici, per potenze di impianto superiori a 3 kW rimane tendenzialmente conveniente l'impiego di un sistema idraulico. [1]

In quasi tutti i casi, tra i componenti basilari richiesti in un impianto idraulico di potenza ne figura almeno uno incaricato di gestire le condizioni di sovrappressione anomale, dovute a transitori particolarmente stressanti, condizioni di lavoro impreviste o di fallimento. Questi componenti sono fondamentali per proteggere l'impianto e in molti casi anche per evitare che la rottura dei componenti dovuta a sovrappressione possa tradursi in un rischio per la sicurezza.

I requisiti di safety acquisiscono priorità elevatissima quando si lavora in ambiente aeronautico/spaziale, specialmente nei contesti in cui una failure può comportare l'aborto della missione, la perdita del velivolo, il ferimento grave o la morte di persone. Un'alta affidabilità del sistema risulta quindi indispensabile, e questo obiettivo è raggiungibile solo attraverso una progettazione accurata e uno studio approfondito di ogni possibile condizione di funzionamento e di malfunzionamento.

Il tipico componente demandato al controllo di sovrappressioni anomale è la cosiddetta "pressure relief valve", o valvola di sovrappressione, la quale costituisce un importantissimo sistema di protezione. Si tratta di un componente costruttivamente semplice e che lavora autonomamente, ma la stabilità e la correttezza del suo

comportamento sono subordinate a fenomeni fluido-strutturali per nulla banali da comprendere.

La letteratura scientifica in circolazione riportante studi a riguardo è piuttosto scarsa, frequentemente il know-how rimane prerogativa di poche aziende private che ne detengono l'esclusiva, per cui il design è spesso legato a esperienza e best practice delle aziende stesse. Ciò è particolarmente vero per le applicazioni idrauliche aeronautiche, dove si richiedono componenti il più possibile compatti e allo stesso tempo in grado di lavorare a pressioni elevate.

Sarebbe quindi un grande traguardo poter costruire una conoscenza più approfondita, che fornirebbe una solida base progettuale per il futuro e consentirebbe di comprendere la natura di malfunzionamenti anche gravi, in modo da poterli prevenire con accorgimenti mirati.

Il presente lavoro di ricerca, realizzato in collaborazione con OMA S.p.A., con sede a Foligno (PG), si focalizza su una specifica valvola della quale si vogliono analizzare le problematiche, ma ambisce ad una trattazione di più ampio respiro.

Ci si propone di realizzare un modello numerico fluidodinamico (CFD) del flusso nella valvola, al fine di spiegare il più possibile il comportamento osservato e cercare di prevedere quali modifiche potrebbero essere vantaggiose, evitando di dover procedere "alla cieca" nel processo di ottimizzazione.

1

Background

1.1 Struttura di una Pressure Relief Valve

Non esiste un modo univoco di realizzare una pressure relief valve: vi sono numerosi design validi per la costruzione di tali componenti, e la scelta va operata in base ai requisiti in essere. Riferendosi strettamente alla valvola, i principali sono:

- Cracking pressure: valore di pressione al quale la valvola dovrebbe aprirsi; deve essere superiore alla pressione nominale di impianto, ma avere un valore per il quale, in generale, l'impianto stesso non subisca danni; esistono comunque applicazioni per le quali è ammissibile un certo grado di danneggiamento non catastrofico.
- Portata: volume di fluido che la valvola deve essere in grado di smaltire per unità di tempo, in condizioni stabili e senza subire danni; il valore va determinato a partire dalle caratteristiche dell'impianto con opportuni criteri, uno tipico (conservativo) è quello di dimensionare la portata della relief valve almeno pari alla portata massima della pompa alla cracking pressure; in generale si dovrebbe ragionare in modo che la portata smaltita sia sufficiente ad impedire che l'impianto superi un dato valore di pressione critica (che di norma è lievemente superiore alla cracking pressure).
- Reseat pressure: una volta aperta, la valvola dovrà consentire che la pressione si riporti ad un valore di pressione paragonabile a quello nominale, per poi tornare a chiudersi ad un valore che sarà ovviamente inferiore alla cracking pressure; la pressione a cui avviene la completa chiusura è chiamata reseat pressure; allo stesso tempo non può essere eccessivamente bassa, onde evitare mancate richiuse e/o malfunzionamenti dell'impianto per pressioni troppo basse.

- Leakage: massima portata ammissibile in condizione di valvola chiusa; nella pratica è sostanzialmente impossibile garantire una tenuta sempre perfetta in ogni condizione, sebbene con opportuni accorgimenti si possa ottenere valori estremamente bassi; questo requisito assume forte rilevanza nei casi in cui la portata della pompa sia ridotta, ancor più quando il sistema deve mantenersi in pressione per tempi lunghi senza mettere in moto la pompa (tramite l'impiego di un accumulatore idraulico).

Nel presente lavoro ci si troverà di fronte a una "poppet valve" (in alcuni testi denominata anche "direct acting relief valve"), classe di relief valves concettualmente molto semplici, ma che presentano un comportamento intrinsecamente instabile e a volte complicato da mantenere sotto controllo, oltre che difficile da modellare dal punto di vista fluidodinamico, particolarmente nelle condizioni non stazionarie (che caratterizzano il funzionamento tipico). La configurazione a poppet è impiegata, per la sua semplicità, anche in altre tipologie di valvole (di non ritorno, diversi tipi di valvole pilotate), tuttavia le valvole di sovrappressione sono quelle maggiormente stressate fluidodinamicamente, perché si fanno carico di un forte salto di pressione in condizioni nominali di valvola aperta.

La geometria di una valvola di sovrappressione a poppet è in generale assialsimmetrica, e consiste, nella sua declinazione più semplice, in:

- Una sede (seat) con un foro che costituisce il condotto di ingresso (inlet);
- Un corpo mobile di una qualche forma, sempre assialsimmetrica, (il poppet) tenuto premuto contro la sede da una molla cilindrica, la cui retta d'azione è proprio l'asse di simmetria; la forza elastica della molla a valvola chiusa controbilancia la spinta idraulica fino alla cracking pressure, superata la quale la molla inizia a comprimersi ulteriormente, consentendo lo spostamento del poppet e dunque l'apertura della valvola;
- Una vite di regolazione del precarico della molla, in modo da poter ottenere una spinta sul poppet esattamente opposta a quella idraulica alla cracking pressure designata (operazione di taratura);
- Un corpo valvola nel quale il sistema è incapsulato e tenuto in posizione, il corpo dovrà essere dotato di fori di scarico che consentano il deflusso verso la linea di ritorno.

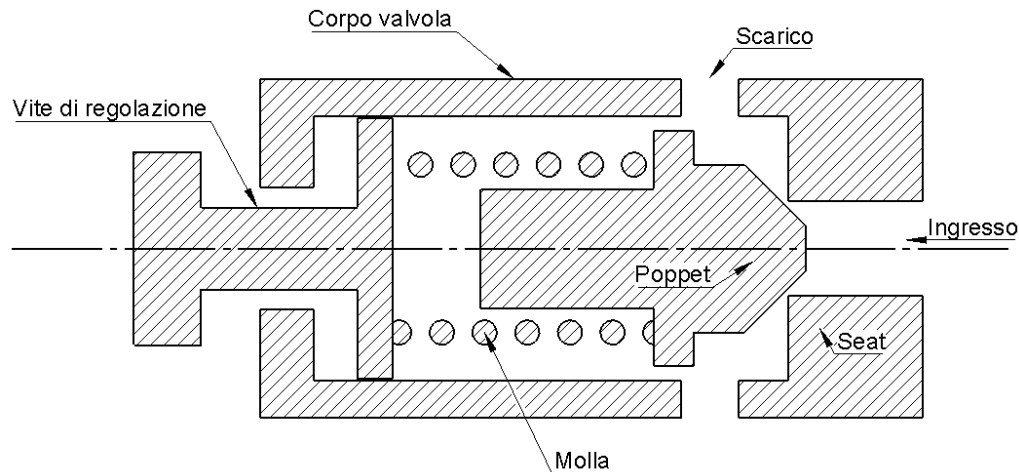


Figura 1.1: Rappresentazione schematica di una poppet relief valve con i componenti fondamentali.

Questo concept di valvola è spesso adottato nella progettazione di "thermal relief valves", il cui ruolo è unicamente quello di eliminare condizioni di sovrappressione dovute alla dilatazione/contrazione termica dell'olio e/o dei condotti, condizioni che possono verificarsi quando l'impianto si trova in pressione in condizioni statiche.

Tali aumenti di pressione avvengono in modo intrinsecamente lento, rendendo sufficienti alla relief valve bassissimi valori di portata (anche a livello di gocciolamento) per attuare la compensazione. Non sono perciò necessari particolari accorgimenti per assicurarsi la stabilità del flusso e della valvola in generale.

Diverso è il caso in cui è necessario gestire portate significative, ove va prestata particolare attenzione alla geometria e alla costruzione in generale, per gestire opportunamente il comportamento fluidodinamico e l'interazione fluido-strutturale nelle fasi di valvola aperta.

1.2 Impiego in un impianto idraulico

Una valvola di sovrappressione è un componente dotato di un ingresso e di un'uscita, è direzionale ed è pensata per essere posizionata tra una zona in pressione di un impianto idraulico e la linea di ritorno, che si trova approssimativamente a pressione atmosferica e il cui ruolo è quello di riportare il fluido verso il serbatoio.

Nel caso in cui la differenza di pressione tra i due punti connessi superi il valore prefissato, la valvola si apre creando un percorso di by-pass attraverso il quale il fluido in eccesso possa essere scaricato, in modo da far tornare la linea di mandata a valori di pressione accettabili.

A titolo esemplificativo, si riporta in Figura 1.2 uno schema di impianto banalizzato in cui è mostrato un possibile impiego di una relief valve. In impianti complessi e di grandi dimensioni può essere opportuno prevederne più di una, per avere un tempo di reazione migliore in caso di linee idrauliche molto lunghe oppure per proteggere, se esistono, sezioni dell'impianto che possono rimanere idraulicamente isolate.

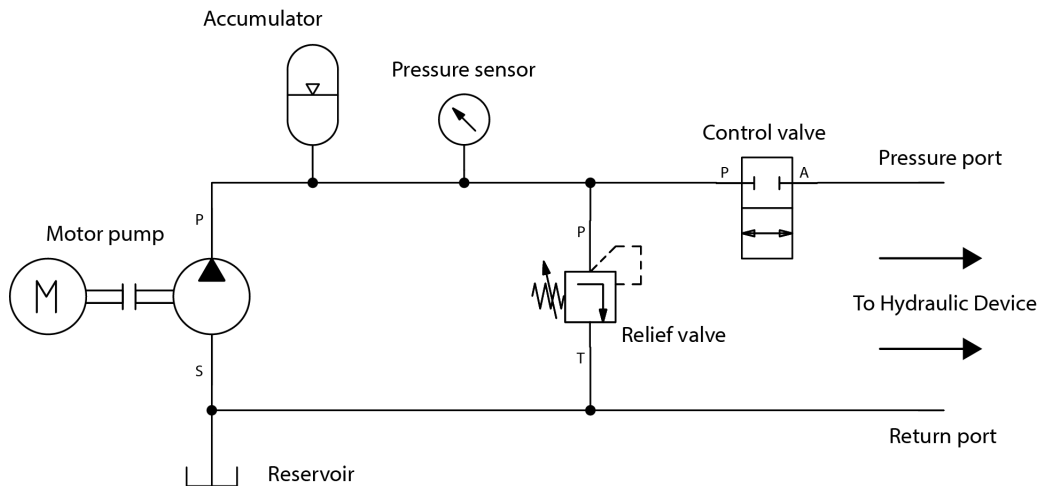


Figura 1.2: Schema idraulico semplificato in cui si evidenzia un tipico utilizzo di una pressure relief valve. In alto la linea in pressione, in basso quella di ritorno.

1.3 Alcuni lavori precedenti in lettera

Nella ricerca bibliografica è stato possibile reperire alcuni report di analisi CFD riguardanti le relief valves, spesso corredati da trattazione analitica e/o da modelli computazionali oD (tramite software basati su logica a blocchi e che evolvono equazioni differenziali), i quali possono essere costruiti solo altamente specifici per una data geometria di valvola, perciò sono solitamente basati sui risultati delle simulazioni 2D o 3D, a loro volta validate tramite dati sperimentali.

In ogni caso nessuno degli articoli visionati prende in considerazione valvole con una geometria simile a quella oggetto del presente studio, inoltre i valori di cracking pressure sono in tutti i casi inferiori, e l'ottimizzazione della fluidodinamica diviene via via più critica quando le pressioni di lavoro aumentano.

Altare, Rundo et al. hanno condotto analisi stazionarie tridimensionali su una valvola di applicazione automotive, dotata di smorzatore e di deflettore per la compensazione dinamica della spinta, studiando l'influenza di varie features geometriche sul comportamento fluidodinamico ed effettuando validazioni sperimentali. [2] [3]

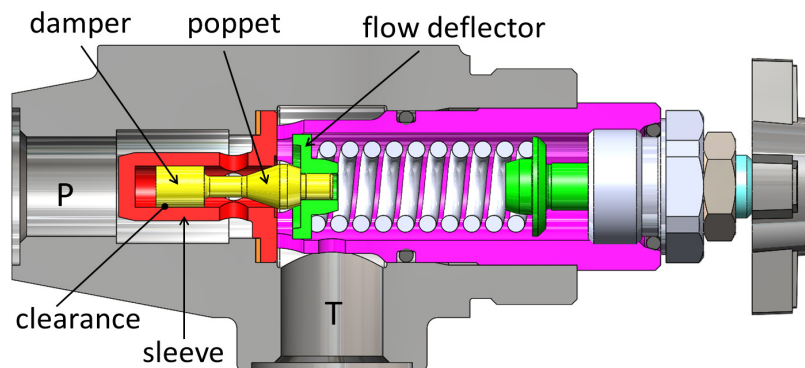


Figura 1.3: Esempio di design di relief valve smorzata, adatta a lavorare con alti valori di portata. [2]

La tipologia di valvola mostrata in Figura 1.3 è spesso impiegata anche in ambito aeronautico, traendo vantaggio dalla sua compattezza, ma la tenuta deve avvenire tra due pezzi metallici o di altro materiale duro, per cui non si può avere performance elevate in termini di otturazione.

Baszó e Hős hanno analizzato analiticamente la stabilità statica di una poppet relief valve con geometria semplificata, supportando il modello con analisi CFD. Sono state tratte conclusioni sull'andamento della spinta fluidodinamica al variare della posizione del poppet (il cosiddetto effetto di molla idrodinamica) e sulle sue conseguenze sulla stabilità, oltre che sull'influenza della rigidità della molla, la quale, si afferma, non deve essere troppo elevata. [4]

Song et al. espongono un lavoro molto completo di modellazione computazionale effettuato su una valvola di sovrappressione di tipo industriale per applicazione sui gas, il cui poppet è di forma concava. L'analisi, di tipo transient e tridimensionale, prende in considerazione, oltre al condotto della valvola, anche il sistema presente a monte, la cui risposta ha sempre un ruolo importante nella stabilità della valvola stessa. La trattazione si concentra particolarmente sulla dinamica dei processi di apertura e chiusura. [5] [6]

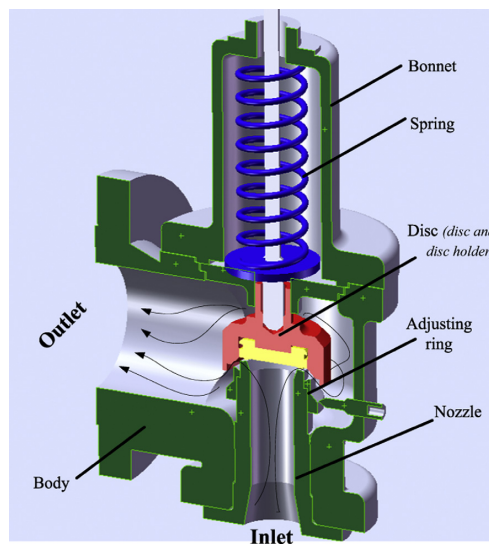


Figura 1.4: Tipo di relief valve tipicamente impiegato in contesti industriali per la protezione di contenitori in pressione, soprattutto per sostanze gassose. Si noti la particolare conformazione concava del poppet. [6]

Ou et al. hanno approfondito il problema della cavitazione in una valvola dalla geometria particolare, impiegando un modello 3D con fluido multifase. [7]

1.4 Trattazione analitica semplificata

La cracking pressure di una poppet relief valve ha un'espressione del tipo

$$p_c = \frac{F_{s0} \pm F_r}{A}$$

dove F_{s0} è il precarico della molla, F_r rappresenta l'eventuale forza di attrito sul poppet, A è l'area di spinta a valvola chiusa, proiettata lungo l'asse.

Quando la valvola è aperta, in condizioni stazionarie l'equilibrio delle forze (in direzione assiale) può essere scritto come

$$pA + F_f = F_s \pm F_r$$

in cui la forza della molla può essere modellata con la consueta legge lineare (in cui x_p è la corsa del poppet), ignorando per il momento l'attrito,

$$F_s = F_{s0} + kx_p = p_c A + kx_p$$

mentre F_f è la variazione di spinta dovuta agli effetti dinamici (o forza di flusso), che è funzione della corsa del poppet e della pressione in ingresso, dipende dal campo di moto e può essere determinata con una certa accuratezza solo tramite modelli a elementi finiti, sebbene esistano in letteratura, per geometrie semplici, formulazioni analitiche che permettono di approssimarla. Si può esprimerla tramite il coefficiente adimensionale C_f , funzione di x_p , il quale, a seconda del comportamento fluidodinamico del sistema, può assumere valori positivi o negativi.

$$F_f = pA \cdot C_f(x_p)$$

Tornando all'equazione di equilibrio e sostituendo le definizioni di F_s e F_f otteniamo

$$pA(1 + C_f) = p_c A + kx_p$$

da cui

$$p = \left(p_c + \frac{kx_p}{A} \right) \frac{1}{1 + C_f}$$

Idealmente, dovremmo avere che la pressione a cui la valvola deve stabilizzarsi una volta aperta sia minore o uguale alla cracking pressure. Il termine $\frac{kx_p}{A}$ rende ragione dell'effetto della compressione della molla, è spesso denominato "pressure override" e tende a portare la pressione di equilibrio a valori superiori alla cracking pressure.

La struttura di questo termine fornisce indicazioni sulla progettazione, perché per minimizzarlo è necessario adottare una molla poco rigida, valori di corsa brevi e aree grandi. Questi criteri, tuttavia, si traducono in valvole di grandi dimensioni, dunque nella pratica si dovrà sempre trovare il giusto compromesso.

La compensazione del pressure override deve avvenire tramite gli effetti fluidodinamici, descritti dal termine contenente C_f , coefficiente che dovrebbe avere valore positivo per attuare l'effetto di compensazione, ovvero la spinta in condizioni di valvola aperta deve risultare maggiore di quella a valvola chiusa, a parità di pressione in ingresso. La realizzazione di una valvola con un valore adeguato di C_f per tutte le condizioni di funzionamento è un obiettivo che spesso può essere raggiunto solo in parte nella pratica.

Nel paper di Baszó e Hós [4] si applica l'equazione della dinamica newtoniana al sistema massa-molla-smorzatore in modo da ricavare le condizioni di stabilità statica, studiando nel dettaglio l'influenza di C_f . Nella trattazione, uno degli autovalori della matrice dei coefficienti che rappresenta l'equazione della dinamica risulta valere

$$\lambda_1 = -\frac{1}{m} \left(k - pA \frac{dC_f}{dx_p} \right)$$

Tra parentesi compare la differenza tra la rigidità della molla e un secondo termine che rappresenta nient'altro che la rigidità della molla idrodinamica. Se quest'ultima diventa maggiore di k , l'autovalore assumerà valori positivi, fatto che, come noto dalla teoria dei sistemi dinamici, dà luogo ad instabilità.

Una buona norma nella progettazione è quindi fare sì che la funzione $C_f(x_p)$ sia monotona decrescente, oltre che, come già detto, positiva.

2

Caso di studio

Di seguito si esporranno nel dettaglio tutte le caratteristiche della valvola da esaminare che siano di interesse per questo lavoro.

Durante le precedenti prove sono state riscontrate condizioni di instabilità che insorgono all'aumentare della portata, consistenti in continui e rapidi cicli di apertura/chiusura, che compromettono il corretto smaltimento del fluido, la stabilità della pressione e l'integrità della valvola stessa: i ripetuti urti del poppet contro la sede provocano una deformazione plastica di quest'ultima e ne compromettono la tenuta a valvola chiusa. Tale condizione di malfunzionamento è spesso descritta come "chatter" ed è ovviamente da evitare. [8]

Obiettivo primario è quindi l'identificazione delle possibili cause dell'instabilità osservata, oltre ad una caratterizzazione basilare delle proprietà macroscopiche della valvola (es. curva pressione-portata).

2.1 Caratteristiche funzionali

La valvola da analizzare fa parte di un equipaggiamento idraulico aeronautico di ridotte dimensioni, con le seguenti caratteristiche:

Fluido operativo	Conforme a MIL-PRF-5606
Pressione nominale (massima)	105 bar
Portata volumetrica nominale della pompa	0.3 l/min @ 105 ÷ 110 bar
Temperatura operativa	Da -40 a +120 °C

Il fluido in questione è un olio minerale (ovvero derivato del petrolio), a cui sono richiesti alti livelli di purezza, integrato con additivi in grado di migliorarne varie proprietà, tra cui

la viscosità a basse temperature, l'invecchiamento, la capacità di corrosione e ossidazione, la stabilità al taglio (sotto intensi sforzi di taglio, gli olii tendono a divenire meno viscosi), la schiumosità.

I requisiti generali per la relief valve sono:

Cracking pressure	118 ÷ 140 bar (nominale 130 bar)
Portata supportata	Almeno pari a quella della pompa alla cracking pressure, circa 0.25 l/min
Leakage massima	1 goccia/20 min

Il requisito molto stringente sulla leakage è dovuto al fatto che all'impianto in questione è richiesto di rimanere in pressione per lungo tempo (decine di ore) senza l'utilizzo della pompa: una perdita non trascurabile porterebbe a uno svuotamento relativamente rapido dell'accumulatore e quindi a una depressurizzazione prematura.

Il corpo valvola è realizzato in una lega di acciaio inossidabile particolarmente resistente alla corrosione, la testa sferica del poppet è di materiale ceramico, mentre la sede è in Vespel, nome commerciale di alcune poliimmidi. Le poliimmidi sono una classe di polimeri dalle proprietà meccaniche particolarmente elevate. Un polimero, con la sua deformabilità sia elastica che plastica, può facilmente comportarsi da guarnizione e garantire buona sigillatura se sottoposto a sufficiente compressione, anche se non si tratta di un materiale elastomerico. Le poliimmidi presentano ottimi rapporti resistenza/densità, tuttavia la resistenza rimane inferiore a quella delle leghe metalliche comuni, specialmente se ci riferiamo agli acciai.

2.2 Geometria

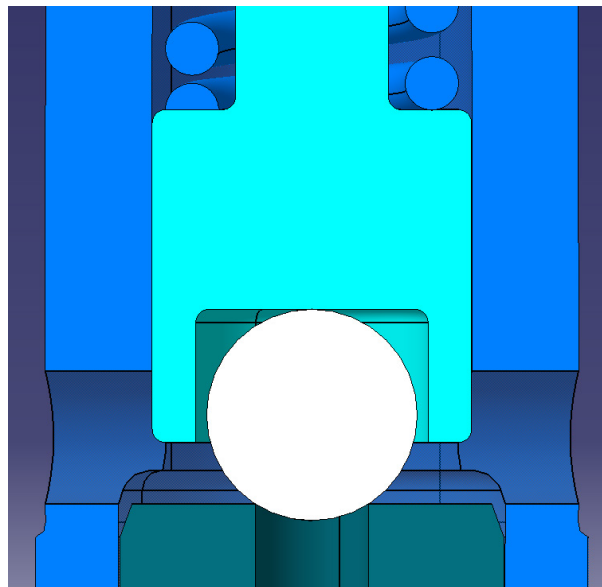


Figura 2.1: Vista in sezione della specifica geometria della zona del canale della valvola. Il poppet è costituito da una sfera libera, inserita in un adattatore che le consente di centrarsi autonomamente sul condotto di alta pressione. Riguardo alle dimensioni, si consideri, come riferimento, che la sfera ha diametro pari a circa 3.2 mm.

La valvola da studiare è di dimensioni piuttosto ridotte: il canale di alta pressione, di forma cilindrica, è ricavato all'interno della sede ed ha diametro pari a 1.7 mm. Il poppet è formato da un albero in acciaio, definito "adattatore", sul quale è praticato un foro dove si va ad inserire la testa vera e propria, una sfera in materiale ceramico molto liscio, con diametro di 3.2 mm. Sul retro dell'adattatore si va ad inserire la molla.

Tra l'adattatore e il corpo valvola esiste un piccolo gioco che permette lo spostamento. La zona dove è posizionata la molla, perciò, è in comunicazione con il canale principale.

Sul corpo valvola sono praticati 4 fori da 2 mm di diametro nella zona che circonda la sfera, per permettere la connessione con la linea di ritorno. Altri 2 fori con la stessa funzione esistono in corrispondenza del retro dell'adattatore.

2.3 Caratteristiche della molla

Per controbilanciare la spinta del fluido fino a 130 bar, su una sezione circolare di diametro pari a 1.7 mm, il precarico della molla deve valere, in condizioni di valvola chiusa

$$F_0 = p_{cracking} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cong 29.5 \text{ N}$$

Di conseguenza i requisiti della molla sono stati stabiliti come segue:

Lunghezza nominale installata	10.5 mm
Lunghezza a massima compressione	≤ 9.4 mm
Minimo carico a 10.5 mm	28.1 N
Massimo carico a 10.5 mm	30.9 N
Minimo carico a 9.8 mm	34.2 N
Massimo carico a 9.8 mm	37.8 N
Costante elastica media	9.29 N/mm

Sulla base di questi dati è stato costruito un modello lineare della molla, appoggiato sui valori medi della forza, che sarà in seguito impiegato nelle analisi.

3 Costruzione del modello CFD

3.1 Osservazioni sul problema fluidodinamico

Le analisi sono svolte tramite il software ANSYS Fluent, che lavora ad elementi finiti con tecniche prettamente numeriche, mettendo a disposizione un'ampia varietà di modelli che gli conferiscono la capacità di risolvere numerose casistiche, con approssimazione più o meno grande.

Il problema in esame presenta per sua natura fisica diverse criticità dal punto di vista della modellazione, che determinano un livello piuttosto elevato di complessità nell'analisi.

3.1.1 Non stazionarietà

Uno degli aspetti più evidenti è sicuramente la natura non stazionaria del problema: difficilmente, in una situazione reale, la portata di una relief valve potrà mantenersi costante per lunghi periodi di tempo. Anche le condizioni al contorno sono variabili, in particolare la pressione in ingresso: lo scopo stesso di una relief valve è quello di far sì che essa possa calare fino ad un valore sicuro.

La forma del campo fluido, infine, è variabile con lo spostamento del poppet.

3.1.2 Interazione fluido-struttura

La posizione del poppet non può essere controllata direttamente, ma è funzione del comportamento della molla. Di fatto ci troviamo di fronte ad un problema di interazione fluido-strutturale, sebbene il modello strutturale consista in un'unica equazione costitutiva, ovvero la legge lineare che lega forza e spostamento della molla. Posizione, velocità e accelerazione del poppet influiranno sul comportamento del fluido, la cui spinta

varierà nel tempo, determinando a sua volta l'evoluzione del moto del poppet. Il problema è quindi completamente accoppiato.

3.1.3 Tridimensionalità

La geometria del problema è prevalentemente assialsimmetrica, eccezione fatta per i fori di scarico, che sono disposti ogni 90° lungo la circonferenza del corpo valvola. Ciò rompe la simmetria assiale, rendendo il campo fluido tridimensionale e caratterizzato da 4 piani di simmetria. Se si vuole tentare di basare le analisi su un modello 2D, andrà attentamente valutato lo scostamento dei risultati dal caso 3D, e se questo possa essere trascurato.

3.1.4 Comportamento termico dello strato limite

In una pressure relief valve si devono instaurare gradienti di pressione molto forti, legati a intense perdite di carico di natura viscosa. La maggioranza degli attriti viscosi si generano nello strato limite, dove sono molto intensi i gradienti trasversali di velocità, dunque gli sforzi di taglio.

Gli attriti viscosi dissiperanno tutta l'energia in calore, causando un significativo riscaldamento dello strato limite, dipendente sia dalle proprietà del fluido che da quelle della parete. L'olio utilizzato ha una viscosità piuttosto sensibile alla temperatura, perciò le variazioni termiche avranno impatto sul comportamento del flusso.

3.1.5 Cavitazione

In presenza di un salto di pressione molto concentrato sono prevedibili velocità di flusso localmente molto elevate (per via delle alte perdite di carico necessarie), perciò nelle zone ove esiste un incremento di sezione si può avere effetti di suction, dunque pressioni particolarmente basse in grado di creare vaporizzazione del fluido, quindi cavitazione. Tale problema affligge notoriamente le relief valves [7], proprio in quanto componenti che si fanno carico di elevati salti di pressione in spazi ridotti.

3.2 Modello matematico del fluido

Saranno qui esposte le proprietà del fluido assunte e/o i modelli impiegati per calcolarle. La base di partenza sono state le specifiche del governo statunitense che standardizzano i fluidi in questione [9] [10], oltre ad alcune schede dati di prodotti disponibili in commercio [11] [12].

3.2.1 Densità

La densità dell'olio è approssimativamente 870 kg/m^3 , e si può in prima approssimazione considerare costante, perché si tratta di un liquido con alto modulo di comprimibilità. Sarà comunque implementato un modello di comprimibilità, anche se è probabile che non abbia un ruolo determinante nella soluzione, per via della piccola entità delle variazioni di densità.

In Fluent è implementato un modello di liquido comprimibile basato sull'equazione di Tait, con l'assunzione che il modulo elastico sia funzione lineare della pressione. [13] Se si

osservano le proprietà misurate del fluido, ci si accorge che tale ipotesi è ben soddisfatta. [11]

Eseguendo un fitting lineare dei dati, si ottiene la seguente funzione per il modulo elastico:

$$K(p) = 1.6 \cdot 10^9 + 11.33 \cdot p \text{ [Pa]}$$

I coefficienti possono quindi essere dati come input al codice di calcolo.

3.2.2 Viscosità dinamica

La modellazione di questa grandezza ha un ruolo chiave nel problema: è la presenza della viscosità a creare le forze d'attrito di cui la valvola necessita per funzionare. La viscosità è funzione della temperatura e nei liquidi più comuni essa è strettamente decrescente con la temperatura. Per costruire il modello di viscosità sono stati presi valori da più fonti [9] [10] [11] [12] e di nuovo è stato eseguito un fitting. La funzione che meglio descrive l'andamento è un'esponenziale, quella usata in questo caso è a due termini.

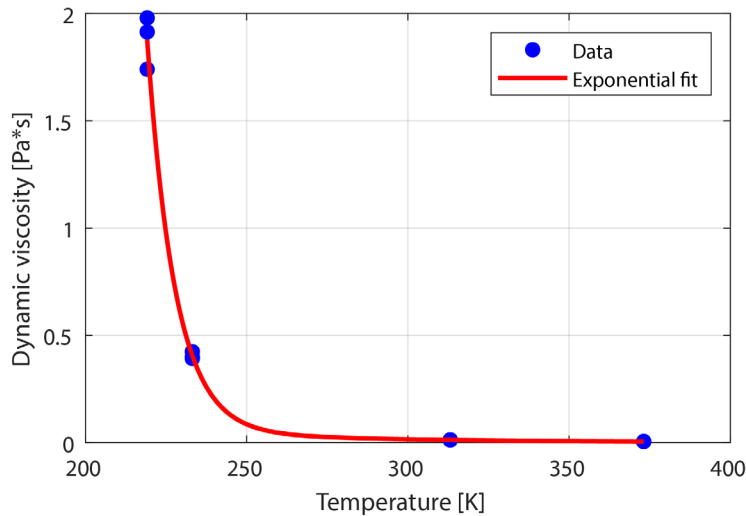


Figura 3.1: Fitting esponenziale dei dati disponibili sulla viscosità

$$\mu(T) = 1.889 \cdot 10^{11} \exp(-0.1157 \cdot T) + 2.042 \exp(-0.01638 \cdot T)$$

Ancora una volta la funzione è espressa in unità SI.

L'implementazione è eseguita programmando esternamente e compilando una libreria contenente un'apposita funzione che Fluent sarà in grado di chiamare quando necessario.

3.2.3 Pressione di vapore

Questa grandezza assume un ruolo cruciale nell'insorgere della cavitazione, pertanto merita anch'essa una certa accuratezza nella modellazione. Anche per la pressione di vapore sono disponibili dati sperimentali nei già citati documenti. Il procedimento svolto è analogo a quello relativo alla viscosità, ed anche in questo caso si rivela opportuno impiegare una funzione esponenziale.

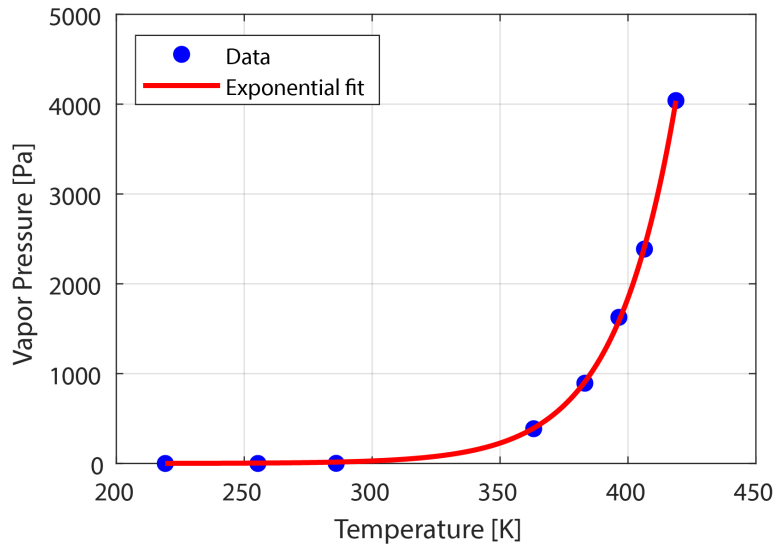


Figura 3.2: Fitting esponenziale dei dati disponibili sulla pressione di vapore

$$p_v(T) = 9.765 \cdot 10^{-5} \exp(0.04188 \cdot T)$$

3.2.4 Altre proprietà fisiche

La conducibilità termica e il calore specifico del fluido sono rilevanti ai fini della simulazione; anche queste sono disponibili in lettera.

Più complesso è reperire i valori delle proprietà già citate per quanto riguarda la fase di vapore: sono facilmente disponibili solo valori generici di riferimento [14], dunque in questo frangente è necessario fare assunzioni poco supportate, accettando il fatto che il comportamento della fase gassosa, una volta che questa si è formata, non sarà modellabile in modo accurato. Ciò è accentuato dalla natura già di per sé approssimativa e non sempre fisica dei modelli numerici disponibili per la risoluzione della cavitazione: in essi sono presenti ipotesi semplificative anche forti. [15]

Quanto appena detto non esclude che si possa comunque ottenere risultati preziosi per la comprensione della fisica del problema di cavitazione.

3.3 Modello di primo tentativo della valvola

Il modello su cui si andrà inizialmente a lavorare è di tipo bidimensionale, cosa possibile sfruttando la simmetria assiale del problema, che non è perfetta solo per via della distribuzione discreta dei fori di scarico, che per il momento è trascurata. A rigore vi è una simmetria planare multipla, con 4 piani, tutti passanti per l'asse centrale. Si ipotizza inoltre flusso stazionario, fissando la posizione del poppet ad un certo valore, quantificato in uno scostamento di 12 μm rispetto alla posizione di valvola chiusa.

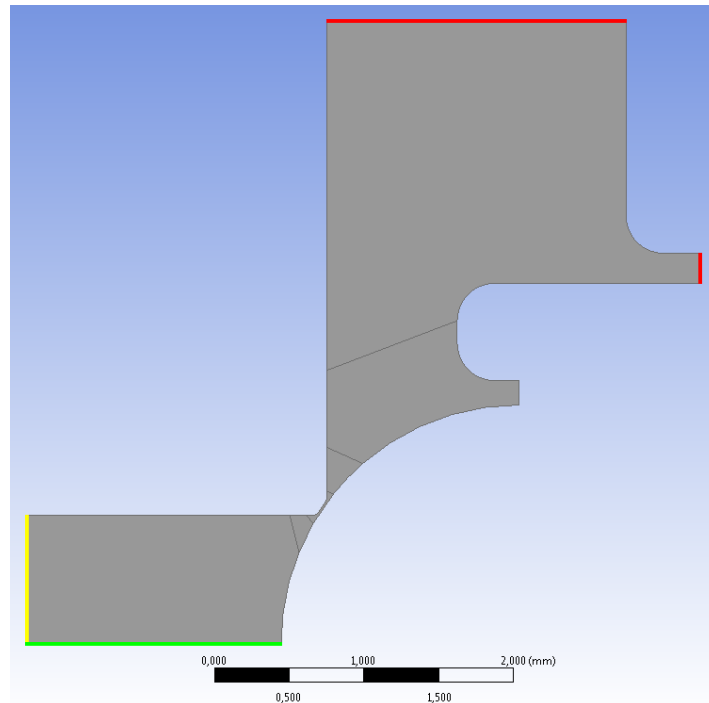


Figura 3.3: Geometria iniziale del campo fluido modellato. In basso vi è l'asse di simmetria (verde), in alto la zona di scarico (rosso), a sinistra la linea in pressione (giallo), sulla destra il poppet sferico inserito nel proprio adattatore.

Di particolare rilevanza è l'esatta forma dello spigolo, che di progetto è uno spigolo vivo, tuttavia quando l'assieme viene montato e la molla messa a carico, la sfera che preme contro lo spigolo provoca una lieve deformazione plastica e dunque uno smusso che si può considerare di forma coincidente a quella della sfera, se si ignora l'effetto del ritorno elastico del materiale. Sulla base di alcune osservazioni effettuate su pezzi già provati, è stata stimata una larghezza dello smusso pari a circa 0.1 mm.

Si considera per il momento fluido incomprimibile, isoterma e privo di effetti di cavitazione.

3.3.1 Struttura della mesh

La geometria in analisi ha forme relativamente articolate, che rendono difficile l'impiego di una mesh di tipo strutturato, ma non è difficile realizzare una mesh a quadrilateri, notoriamente più performante di quelle a triangoli, che di contro offrono maggiore versatilità alle forme. Va prestata attenzione alla dimensione degli elementi in ciascuna zona, devono essere più fini in corrispondenza della strozzatura, dove si hanno i gradienti forti, e immediatamente a valle, per modellare correttamente il getto che si andrà a formare.

Di fondamentale importanza è il cosiddetto "inflation layer", cioè il forte affinamento degli elementi vicino parete, soprattutto in direzione trasversale al flusso, in modo da catturare accuratamente il comportamento dello strato limite, che nella zona della strozzatura gioca un ruolo chiave.

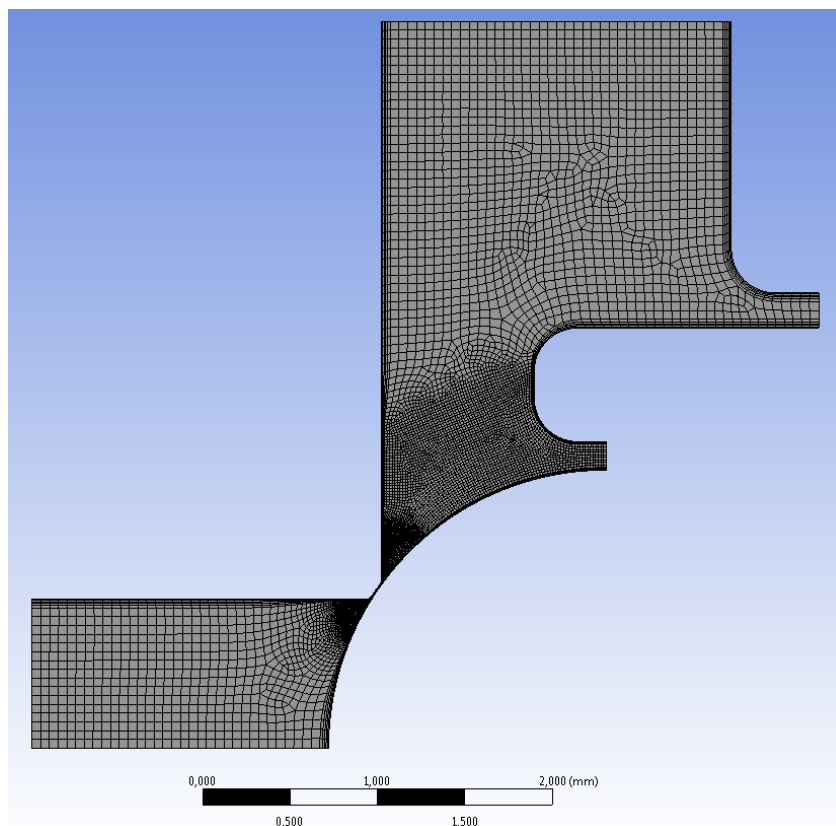


Figura 3.4: Mesh grossolana ("coarse") usata per la validazione. Si può apprezzare l'infittimento delle celle in prossimità e a valle della strozzatura, così come vicino alle pareti.

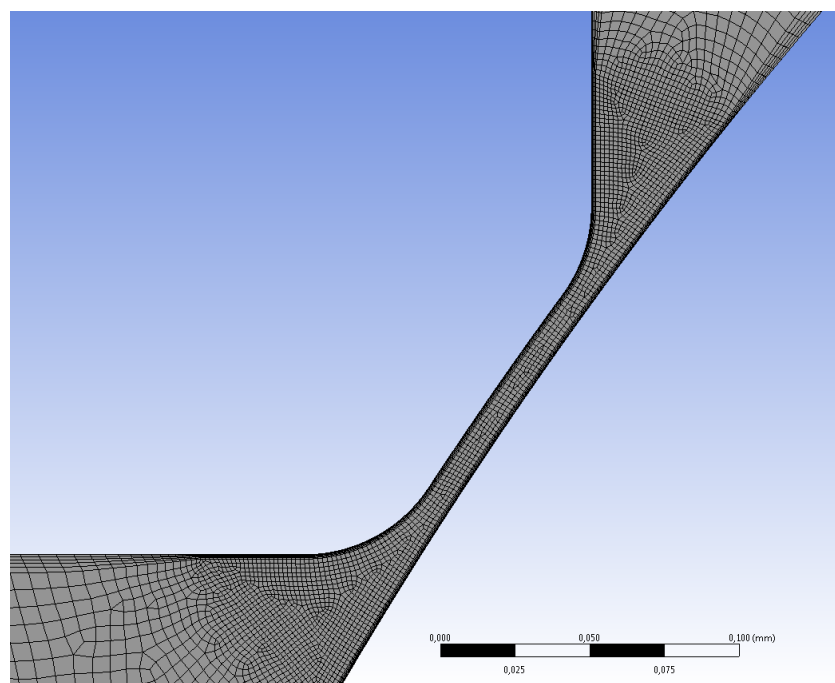


Figura 3.5: Dettaglio sulla zona della strozzatura, si distinguono più nettamente gli elementi dell'inflation layer.

3.3.2 Condizioni al contorno

Il dominio fluido presenta quattro tipologie di contorni: ingresso (inlet), uscita (outlet), parete (wall) e asse di simmetria (axis).

Per le pareti si impiega la classica assunzione di “no-slip wall”, che consiste nell’imporre condizioni di velocità nulla in tutte le componenti sulla parete.

Meno immediata è la scelta delle condizioni di ingresso ed uscita: è necessario fare considerazioni sulla natura del problema e sull’approccio che si vuole impiegare. Nel caso in questione, in cui si ha una valvola che deve entrare in funzione ad una pressione prestabilita e l’obiettivo generico è caratterizzare la portata di fluido che risulta da tale condizione, risulta spontaneo imporre all’ingresso una pressione statica costante ed osservare il flusso che si genera. I valori di pressione più adeguati su cui provare il modello sono certamente 13 MPa (130 bar) in ingresso, pari alla cracking pressure, e zero in uscita, condizione che si può considerare sempre verificata nella situazione reale.

Questa scelta rispecchia il funzionamento dei banchi prova idraulici, che hanno tipicamente un sistema a pressione controllata, ma è d’obbligo tenere presente che in condizioni operative una pressure relief valve non vedrà mai, a monte, un valore di pressione costante, in quanto il suo stesso scopo è generare un flusso che porti ad una diminuzione di pressione nella linea di mandata.

3.4 Validazione numerica e scelta dei modelli

Prima di fare qualunque considerazione sui risultati delle simulazioni è necessario verificare che questi siano numericamente consistenti e coerenti, ovvero effettuare la validazione della mesh e del modello in generale.

A tal fine si sceglie un opportuno caso, caratterizzato da condizioni al contorno fissate, e si osserva l’andamento di parametri critici al variare delle impostazioni del modello, che in questo caso sono

- Grado di affinamento della mesh:
 - Coarse
 - Medium
 - Fine
- Modello di turbolenza impiegato:
 - Spalart – Allmaras
 - k- ϵ Realizable
 - k- ω SST
 - Reynolds Stress a 5 equazioni

Si possono innanzitutto valutare le quantità macroscopiche che costituiscono i principali output della simulazione:

- Portata di massa, \dot{m}
- Spinta esercitata dal fluido sul poppet, F_p

3.4.1 Grandezze macroscopiche

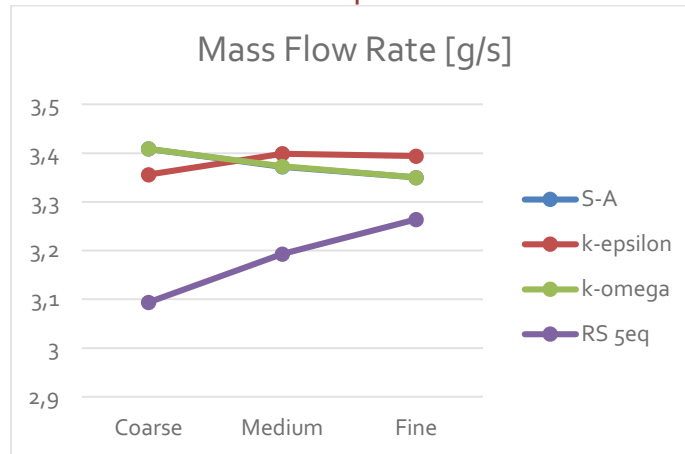


Figura 3.6: Valore di output della portata di massa al variare della dimensione degli elementi finiti. Ogni linea del grafico si riferisce ad un modello di turbolenza provato. (N.B. L'andamento con Spalart – Allmaras è indistinguibile da quello con k-omega.)

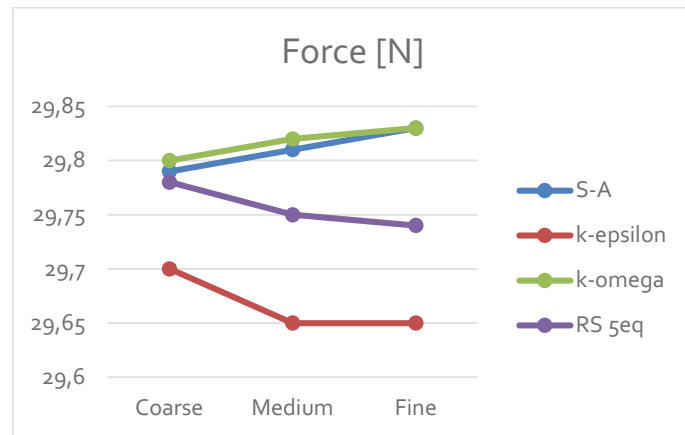


Figura 3.7: Grafico analogo al precedente, relativo alla spinta sul poppet da parte del fluido.

I grafici sopra esposti danno indicazioni sulla scelta della mesh: la tendenza dei dati è una sensibile variazione tra la mesh "coarse" e quella "medium", mentre si osserva una certa stabilizzazione passando a quella "fine", dunque la soluzione si sta avvicinando alla convergenza. Non essendo necessaria una grande precisione numerica in questo caso, si può effettuare un trade-off ed accettare la mesh "medium", per mantenere un costo computazionale contenuto. Si tratta di una mesh di circa 30 000 elementi.

Si vanno poi ad osservare, nella zona della strozzatura, alcune quantità a parete:

- Pressione statica, p
- Coefficiente di attrito, c_f (da non confondere con il coefficiente di forza del flusso impiegato in precedenza)
- Distanza dalla parete del primo nodo interno, normalizzata secondo la teoria dei flussi a parete, y^+

3.4.2 Analisi dei campi nelle zone di parete

Focalizzando l'attenzione sulla zona della strozzatura, dove hanno luogo le dinamiche più rilevanti, sono stati disegnati dei grafici di queste tre quantità, per ogni modello di turbolenza considerato e per ciascuna delle 3 mesh create. Ciò permette di verificare la consistenza del calcolo eseguito: una condizione necessaria per garantire l'affidabilità del modello è che i risultati siano sostanzialmente insensibili alla mesh e al modello di turbolenza impiegati.

Lo strato limite necessita di essere risolto in maniera particolarmente accurata se si vuole fare una buona previsione dell'attrito e di conseguenza della portata di massa, dunque si pone come condizione $y^+ \leq 0.1$ ovunque. Sappiamo che tale grandezza è legata direttamente alla risoluzione dell'inflation layer della mesh, perciò il grafico di y^+ sarà un'ulteriore indicazione per effettuare questa scelta. Rimane comunque la possibilità di affinare l'inflation layer mantenendo invariati gli elementi interni.

Si riportano a seguire alcuni grafici di esempio, generati impiegando il modello di turbolenza k- ω SST e riferiti alla parete della strozzatura sul lato della seat. Sono risultati del tutto analoghi quelli sulla parete del poppet, così come quelli ottenuti con altri modelli.

La coordinata x' in ascissa è approssimativamente parallela alla direzione del flusso.

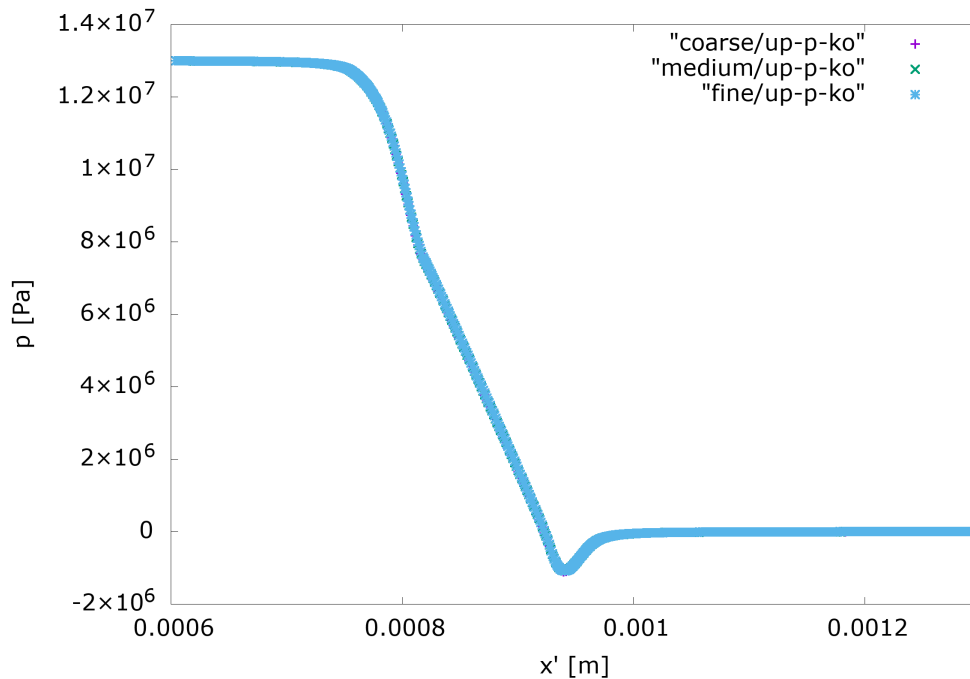


Figura 3.8: Profilo di pressione sulla parete della strozzatura, lato seat. Si noti la rapidità della caduta di pressione. Saltano all'occhio i valori negativi subito a valle, che non hanno alcun significato fisico ed evidenziano la necessità di modellare la cavitazione. Il campo di pressione risulta effettivamente insensibile alla mesh, dando un'ulteriore conferma della stabilità del calcolo.

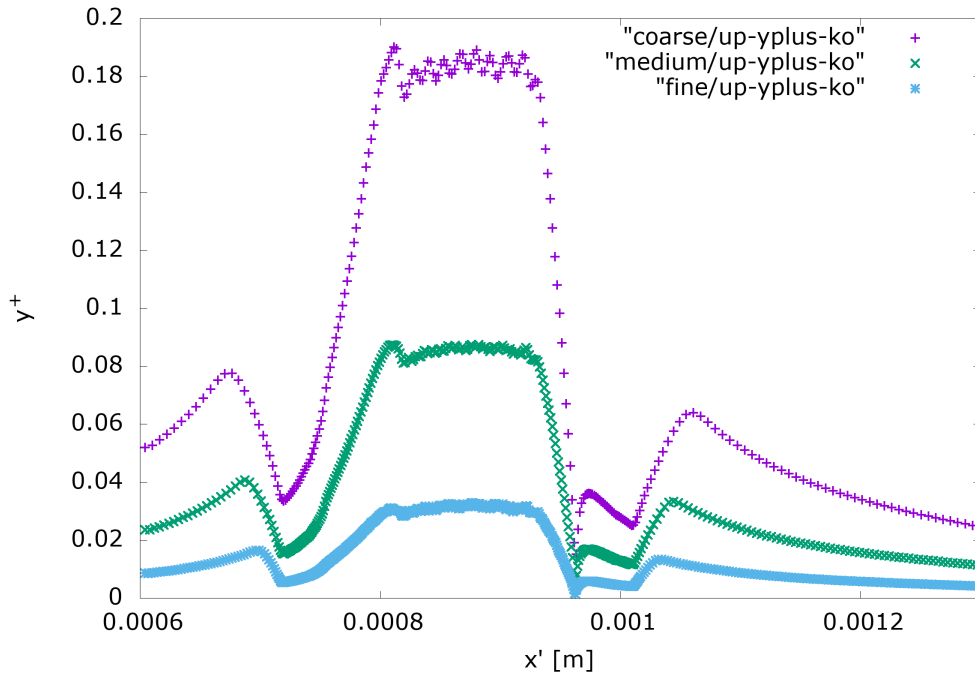


Figura 3.9: Coordinata y^+ del primo nodo nei medesimi punti del grafico precedente. Si vede la dipendenza (teoricamente proporzionale) dalla dimensione del primo elemento a parete, che viene fatta variare con la risoluzione generale della mesh. È necessario impiegare almeno la mesh "medium" per ottenere valori sufficientemente bassi come stabilito, inoltre si vede una evidente rumorosità con la mesh "coarse", segno che con essa non si riesce a raggiungere sufficiente convergenza.

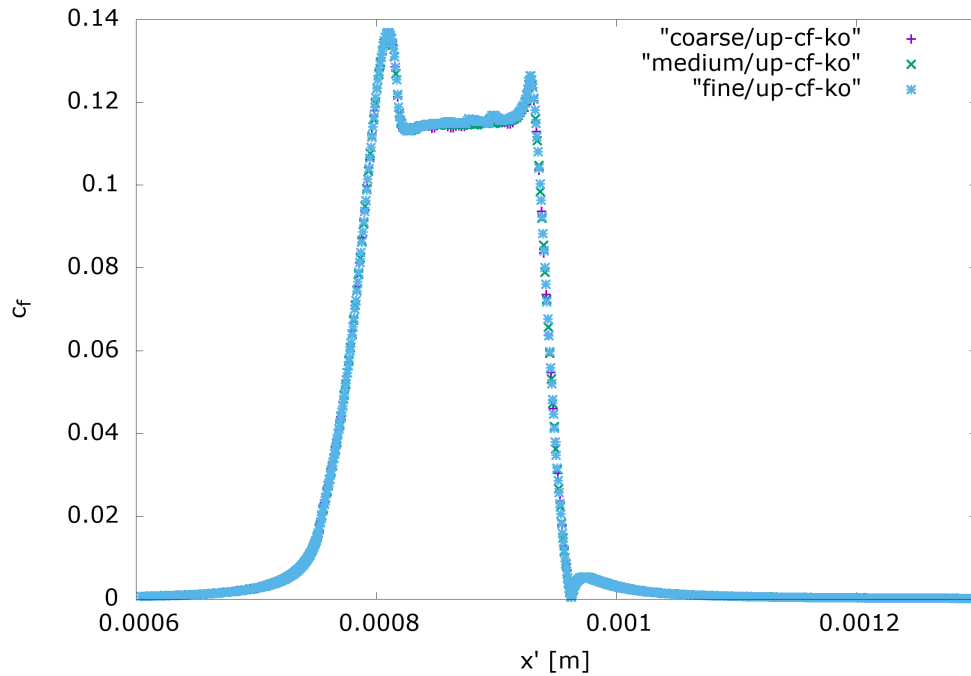


Figura 3.10: Coefficiente d'attrito sulla strozzatura, anch'esso mostra sensibilità molto ridotta alla mesh.

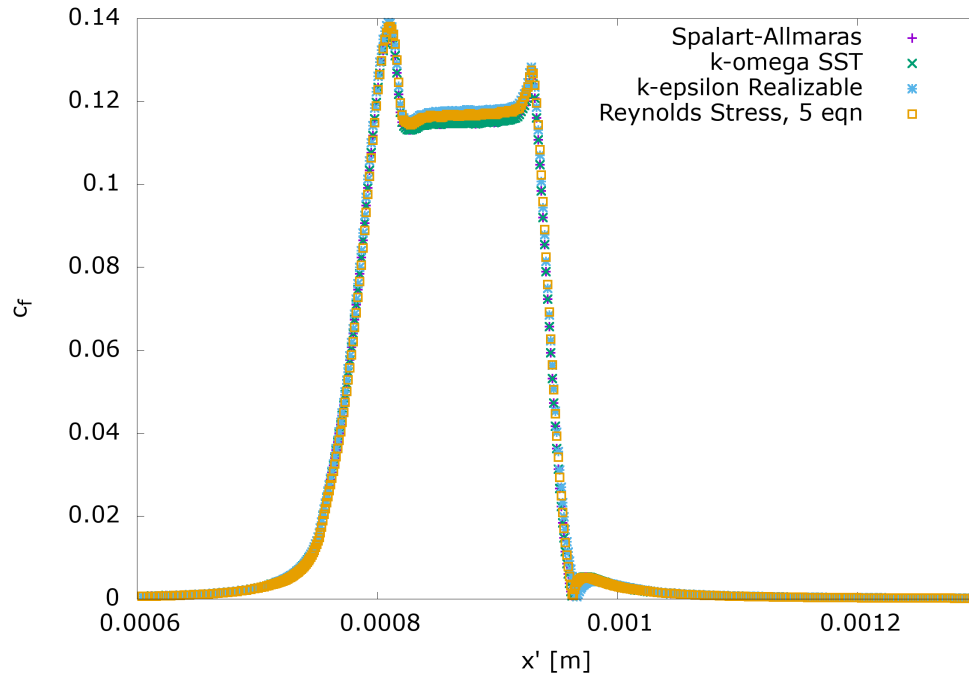


Figura 3.11: Confronto tra i diversi modelli di turbolenza sul coefficiente di attrito (mesh medium). Gli andamenti sono tutti assimilabili, sebbene sussistano piccole differenze, che non devono stupire, dati i modi differenti di trattare lo strato limite da parte dei vari modelli.

Nessuno dei modelli di turbolenza provati ha mostrato comportamenti particolarmente discordanti, fatto che, oltre a supportare la bontà del modello, mette in luce l'importanza piuttosto secondaria della turbolenza in questo problema fluidodinamico. Certamente nella zona della strozzatura, a meno di aperture molto ampie della valvola, il flusso si comporta in modo laminare, se si calcola il numero di Reynolds si trova che esso è dell'ordine di 1.

3.4.3 Considerazioni sui modelli di turbolenza

La scelta del modello può essere fatta sulla base di ulteriori considerazioni, riguardanti perlopiù la natura dei modelli stessi.

Il modello di Spalart-Allmaras è pensato e tarato esclusivamente per problemi di aerodinamica (profili alari), per i quali si rivela semplice ed efficace, ma è generalmente sconsigliato l'impiego in applicazioni diverse.

Riguardo a $k-\epsilon$, tende ad avere buone performance soprattutto ad alti numeri di Reynolds, inoltre non è tendenzialmente preciso nel simulare lo strato limite.

$k-\omega$ SST è in grado di modellare lo strato limite anche senza l'impiego di wall functions e può adattarsi bene a problemi con un ridotto numero di Reynolds, oltre a garantire una buona modellazione del flusso lontano da parete. Il suo costo computazionale rimane accettabile, trattandosi comunque di un modello a 2 equazioni. Per queste ragioni esso è ad oggi molto usato per una vasta gamma di problemi, ed è certamente da prendere in considerazione anche in questo contesto.

Il modello agli sforzi di Reynolds, infine, è certamente il più accurato nel modellare l'anisotropia del problema ed impiega ipotesi più fisiche. È in grado di gestire problemi di elevata complessità, ove altri modelli falliscono. Nel nostro caso si può prenderlo in considerazione, dati gli elevati sforzi di taglio e gradienti in gioco, ma il suo costo computazionale è elevato e la convergenza non è sempre facile da ottenere. Il compromesso che si intende adottare consiste nell'applicarlo saltuariamente, nei numerosi casi che si andrà a simulare, come termine di confronto e verifica per i risultati ottenuti con k- ω SST.

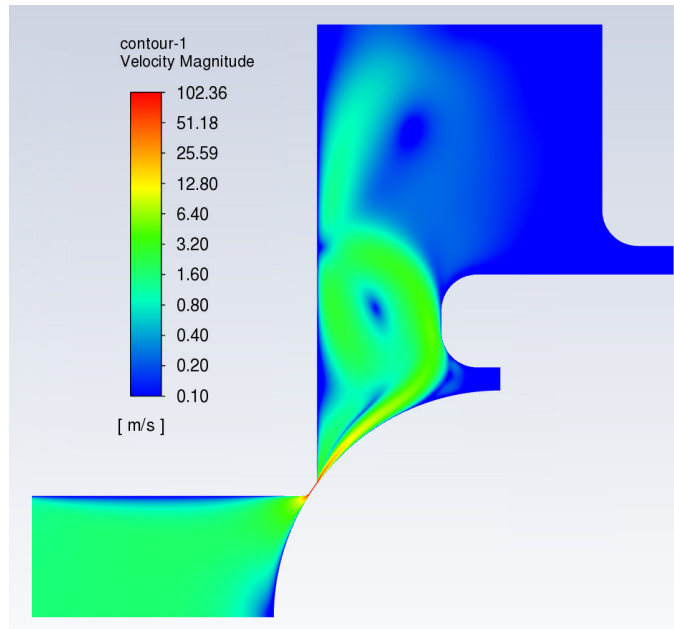


Figura 3.12: Rappresentazione in scala logaritmica del campo di velocità (in modulo).

3.5 Valutazione della tridimensionalità del problema

Si è già accennato al fatto che il campo di moto non è propriamente assialsimmetrico, ma esistono dei fori di scarico sui 4 lati, che fanno sì che il campo goda solamente di 4 piani di simmetria. A rigore, per essere pienamente rappresentativa, l'analisi andrebbe svolta su un settore tridimensionale compreso in un angolo di 45° , dunque è necessario un modello 3D che copra $1/8$ del volume del campo fluido.

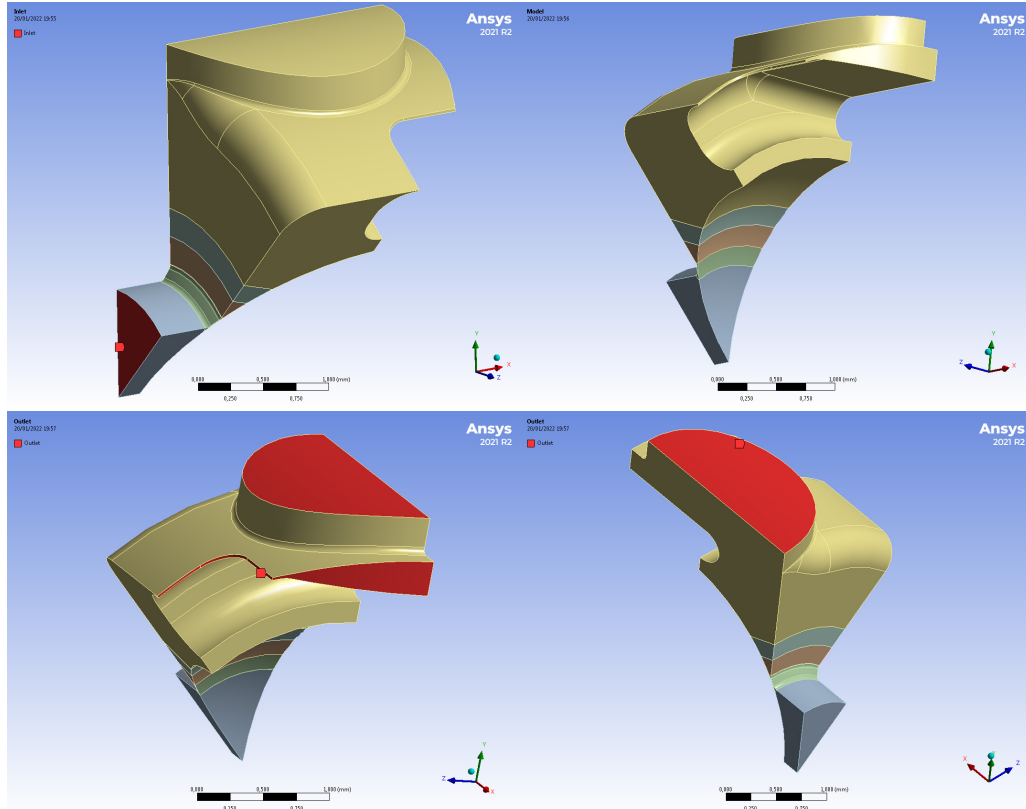


Figura 3.13: Viste multiple del solido rappresentativo del campo fluido. In alto a sx è contrassegnata in rosso la zona di inlet, nelle figure in basso quelle di outlet.

Al fine di valutare la bontà dell'ipotesi di campo assialsimmetrico, dunque la capacità del modello bidimensionale nel rappresentare il flusso, si può fare un confronto tra i campi nel caso 2D e quelli nel caso 3D. Nel secondo andranno scelti uno o più piani radiali di riferimento su cui andare a leggere i dati, ed è opportuno scegliere proprio quelli di simmetria, in quanto uno dei due si trova in corrispondenza del centro del foro di scarico, l'altro nella zona "cieca", cioè in posizione intermedia tra due fori. Già un confronto dei campi tra queste due zone può rivelare se l'ipotesi di simmetria assiale sia sufficientemente verificata.

3.5.1 Mesh tridimensionale

La geometria del caso 3D presenta un livello di complessità tale da rendere difficoltosa la generazione di una mesh a esaedri, inducendo a optare per una più flessibile mesh a tetraedri. Rimane la logica della suddivisione in zone, per ognuna di queste viene scelta una opportuna dimensione degli elementi. Su tutte le zone di parete è impostato un algoritmo di inflation per catturare correttamente lo strato limite.

Le risorse computazionali a disposizione non hanno permesso di spingersi a livelli di affinamento molto elevati, la risoluzione è confrontabile con quella della mesh "coarse" del caso 2D. In definitiva, il numero di elementi ammonta a circa 5 milioni.

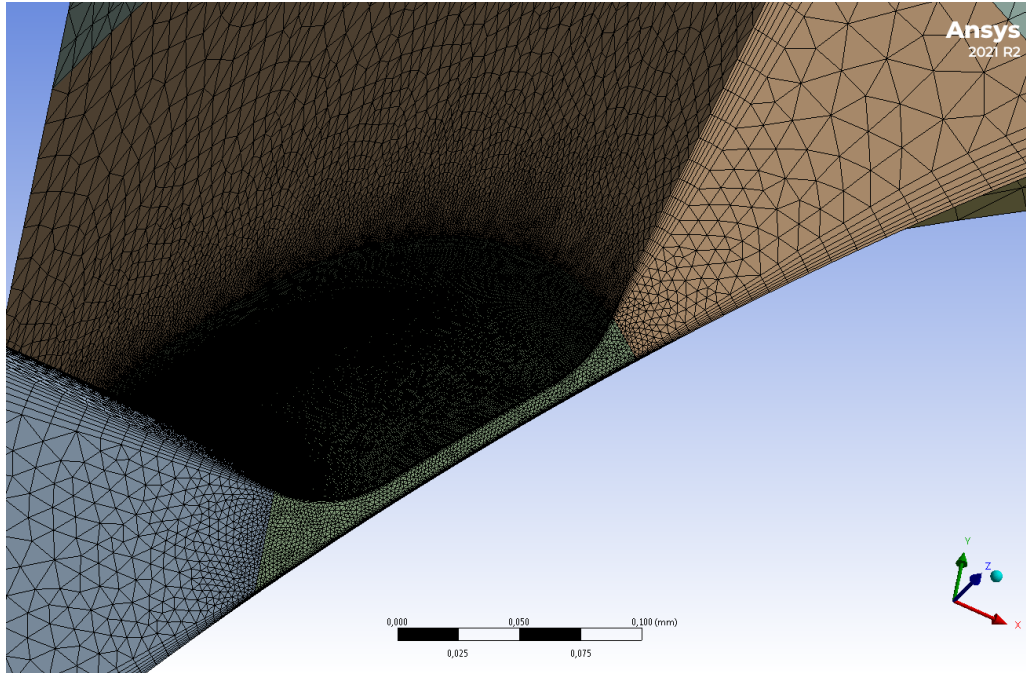


Figura 3.14: Dettaglio della struttura della mesh tridimensionale, ove è ben visibile la sezione su uno dei piani di simmetria.

3.5.2 Risultati

Nel grafico in Figura 3.15 sono tracciati i profili di pressione, in funzione della coordinata radiale, sulla parete del poppet, nel caso bidimensionale e in quello tridimensionale (sia sulla sezione comprendente l'asse del foro che in quella di mezzeria tra due fori). Per riferimento è stato tracciato il profilo a gradino che si ha teoricamente con valvola chiusa.

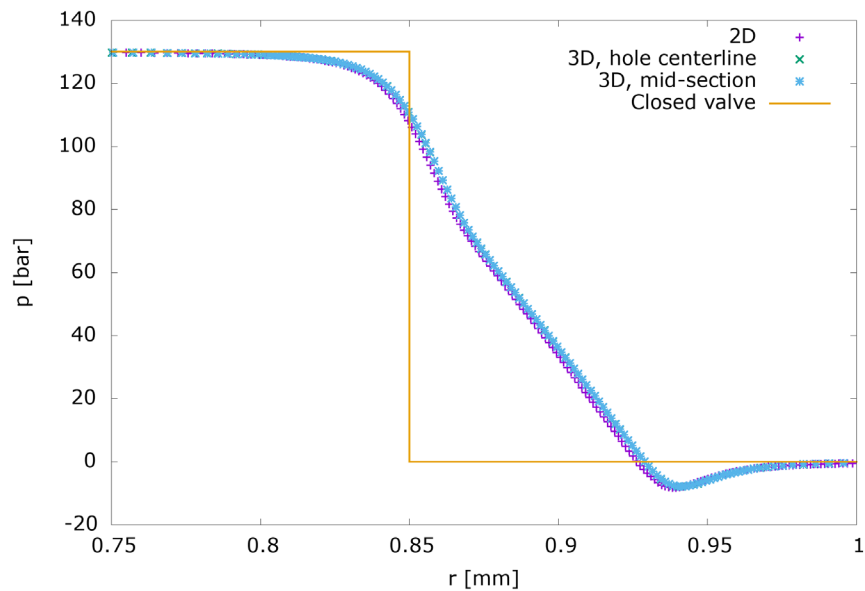


Figura 3.15: Grafico raggio-pressione sulla parete del poppet nel modello 2D e in quello 3D per entrambe le sezioni radiali considerate, che presentano andamenti identici. La curva spezzata gialla rappresenta la condizione ideale a valvola chiusa, dove sezione a monte e a valle non comunicano e hanno le pressioni costanti delle linee di mandata e ritorno.

Si nota immediatamente che nel caso 3D l'andamento della pressione a parete risulta identico per entrambi i piani presi in considerazione, confermando la sostanziale bidimensionalità del problema, perlomeno per quanto riguarda la zona della strozzatura, che è di maggiore interesse.

A conferma, i valori di output del modello 2D sono estremamente vicini, e le piccole differenze sono con ogni probabilità imputabili alle differenze tra i metodi numerici e tra i modelli impiegati.

Verso la zona di scarico l'area di passaggio del fluido diventa molto maggiore che nella gola, facendo crollare la velocità a tal punto da rendere trascurabili le variazioni di pressione. Il risultato è che il campo di velocità in questa zona, sebbene non più bidimensionale, non influenza minimamente quello presente nella strizione e non offre al flusso una resistenza significativa. Essendo l'attuale obiettivo dello studio la determinazione del campo di pressione sul poppet e della portata di massa, risulta sufficiente modellare in modo accurato la sola strozzatura. Il modello 2D rimane assolutamente valido a questo scopo.

Il modello predice la presenza di un vortici di ricircolo nella zona dove non sono presenti i fori di scarico, tuttavia l'intensità di tali vortici pare essere molto ridotta e il flusso non subisce particolare resistenza nell'essere incanalato verso i fori.

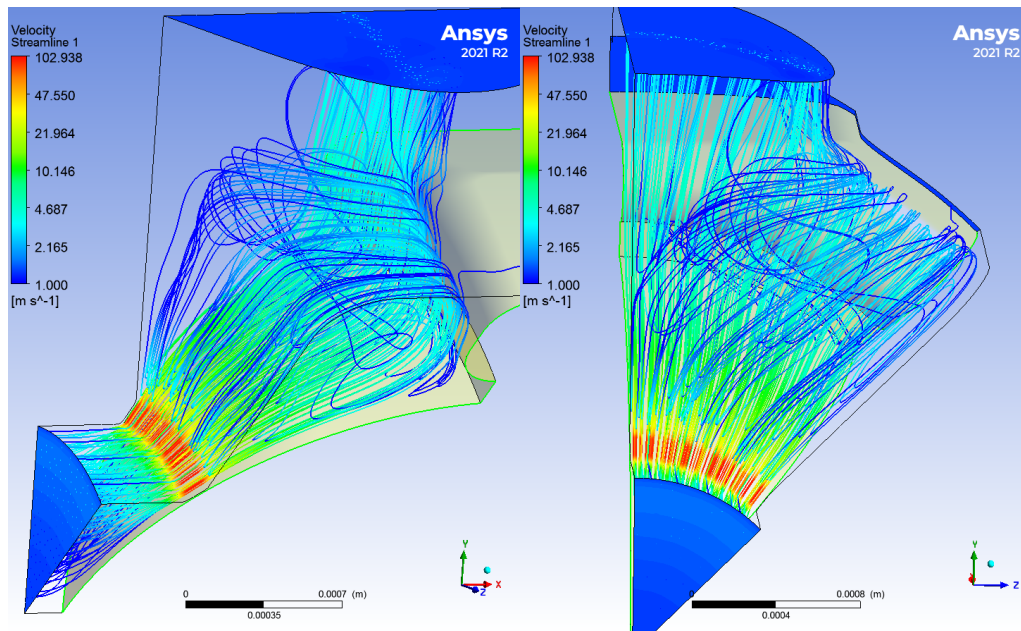


Figura 3.16: Visualizzazione del campo di moto tridimensionale tramite linee di corrente, colorate secondo il modulo della velocità. Si apprezza molto bene il ricircolo del flusso (che, rispetto alla vista a sinistra, avviene in senso antiorario) e si nota che è caratterizzato da basse velocità.

Alla luce delle considerazioni effettuate, appare evidente che, quantomeno in questa fase, non è giustificabile l'impiego di un modello 3D per realizzare la mappatura della valvola, essendo stata evidenziata la buona approssimazione che si ottiene anche sotto ipotesi di simmetria assiale.

3.6 Effetti termici

Come si ha avuto modo di osservare, la viscosità del fluido è piuttosto sensibile alla temperatura. Una relief valve comporta la completa dissipazione in calore dell'energia che il fluido trasporta grazie alla sua pressione. La dissipazione è concentrata soprattutto nello strato limite, dove hanno luogo i più intensi sforzi di taglio.

È lecito chiedersi quale sia l'entità del riscaldamento localizzato del fluido, quale effetto questo possa avere sulla viscosità e quanto la diminuzione di viscosità dinamica (si ricordi che essa è strettamente decrescente con la temperatura) incida sullo scorrimento del fluido.

3.6.1 Ipotesi del modello termico

Fluent offre la possibilità di modellare anche questi fenomeni all'interno della simulazione, fornendo in output il campo di temperatura. È necessario a tal fine conoscere le proprietà termiche sia del fluido che delle pareti.

A rigore sarebbe necessario modellare a elementi finiti la conduzione del calore nei materiali solidi circostanti, per poter conoscere il campo di temperatura nel solido e quindi stimare la conduzione. Tuttavia, data la breve durata dei flussi in una relief valve, è lecito ipotizzare che la temperatura dei solidi sia costante e pari a quella in ingresso dell'olio, eccezione fatta per la zona prossima all'interfaccia, situazione che può essere facilmente descritta da un modello di parete sottile. Esso considera uno strato di materiale di spessore arbitrario e costante, dotato dell'opportuno calore specifico e conducibilità termica, esternamente al quale è imposta una temperatura costante. In base ai dati conosciuti, questo è con ogni probabilità il modello che meglio approssima la realtà.

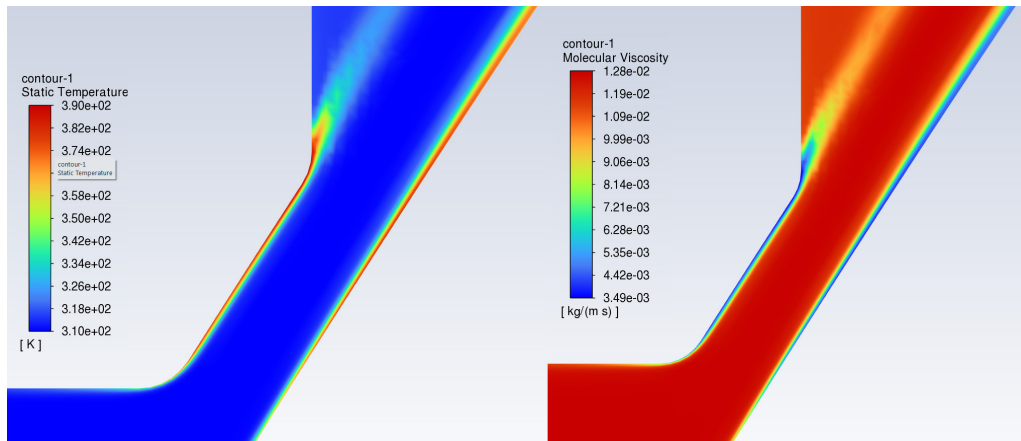


Figura 3.17: Grafici della temperatura e della viscosità dinamica alla strozzatura. Il riscaldamento localizzato è di entità per nulla trascurabile (circa 80 K in questo caso), il che comporta una diminuzione della viscosità di quasi un ordine di grandezza.

3.7 Modellazione della cavitazione

La presenza di bolle di cavitazione di una certa entità può influire pesantemente sul comportamento anche qualitativo del flusso, di conseguenza essa non può non essere presa in considerazione. Le bolle di pressione negativa viste nei risultati precedenti lasciano pensare che essa la cavitazione sia presente in qualche misura.

Il fenomeno fisico è molto complesso e coinvolge numerosi meccanismi, a livello meccanico, termodinamico e chimico. I modelli utilizzabili nella pratica impiegano inevitabilmente grosse semplificazioni, ma funzionano discretamente se correttamente impostati.

Per il caso in esame, alla luce delle indicazioni fornite nei manuali di teoria [15] e di varie prove svolte, il setup che appare migliore è l'utilizzo del modello multifase Mixture, abbinato al modello di cavitazione di Schnerr - Sauer. Sono state fatte prove, per confronto, con modelli più complessi ed evoluti di questi (più difficili da impiegare per l'alto costo computazionale e la ridotta stabilità a convergenza), che hanno fornito risultati molto simili.

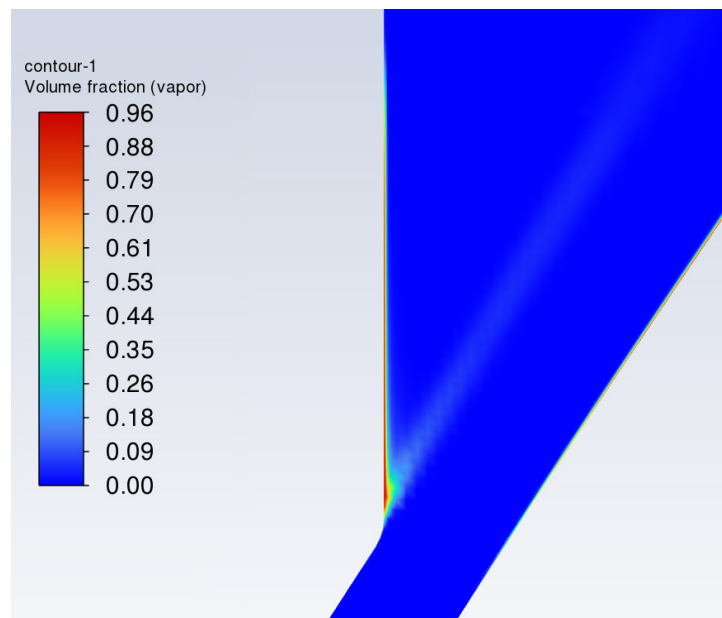


Figura 3.18: Contour plot della frazione di vapore. Tende a formarsi una piccola bolla di cavitazione nel punto di distacco del getto, dove si ha un repentino incremento di sezione di passaggio.

3.7.1 Utilizzo in combinazione con il modello termico

Nel tentare di utilizzare congiuntamente l'equazione dell'energia, per calcolare il campo di temperatura, e il modello multifase, per prevedere la cavitazione, si sono incontrati spesso problemi di convergenza, dovuti probabilmente all'elevato numero di gradi di libertà e alla debole correlazione tra le varie equazioni. Per l'analisi di alcuni casi si renderà conveniente rinunciare all'impiego del modello completo, tendenzialmente trascurando il comportamento termico e impostando una viscosità costante che sia più possibile rappresentativa (ad esempio usando quella che conduce a una portata di massa di valore

comparabile al modello completo). Fino a questo momento, nelle analisi svolte senza modellazione termica, è stato usato il valore di $0.012 \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

In tabella sono riportati, per il caso già esaminato, i valori ottenuti con le diverse configurazioni.

Modello	Portata [l/min]	Spinta sul poppet [N]
Base	0.3061	29.11
Termico	0.3456	28.92
Cavitazione	0.3021	29.29
Termico + Cavitazione	0.3380	29.12

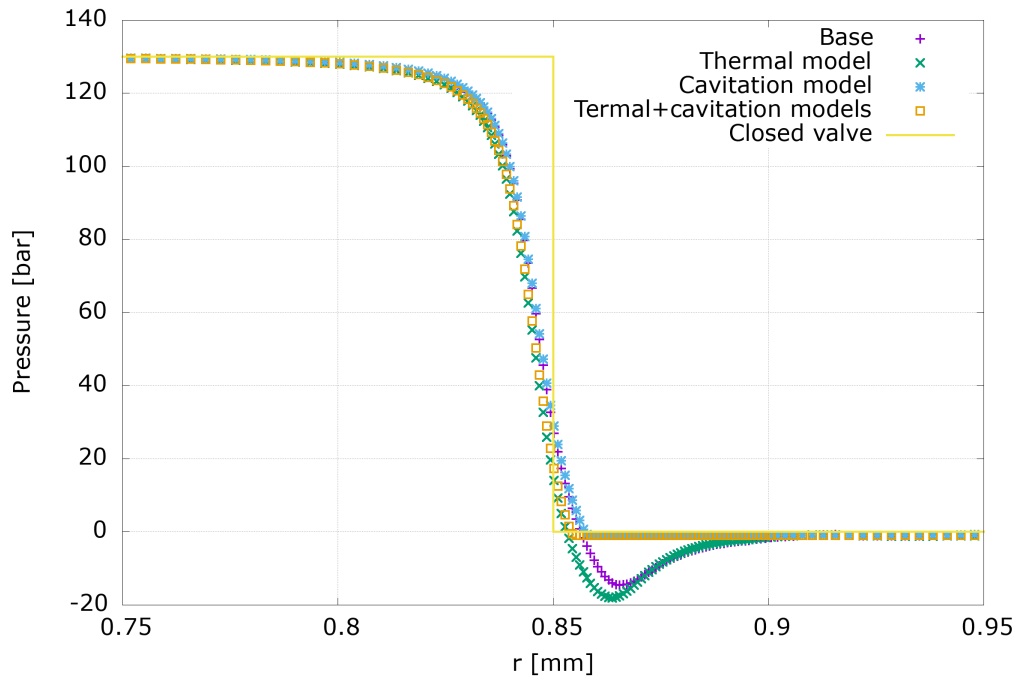


Figura 3.19: Confronto tra i profili di pressione statica sul poppet, nei vari casi in cui si attiva/disattiva i modelli di cavitazione e termico. Le differenze sono relativamente contenute, eccetto la zona di pressione negativa che viene corretta quando si attiva il modello di cavitazione.

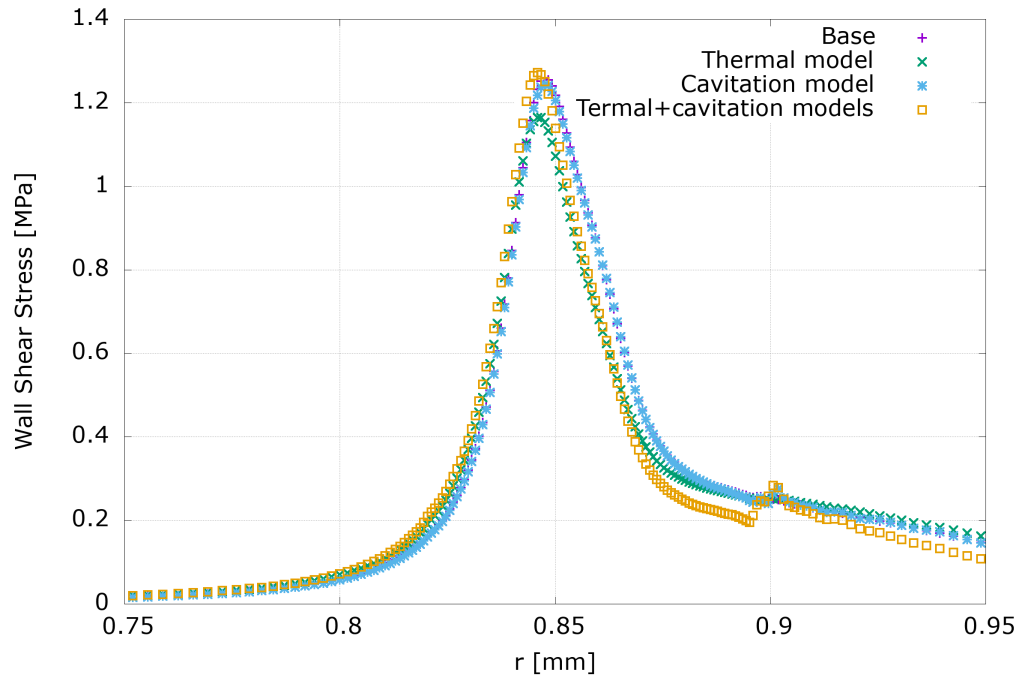


Figura 3.20: Sforzi di taglio sulla parete del poppet per ciascuna configurazione: esiste una certa sensibilità ai fenomeni termici, che sembrano mostrare una certa interazione con quelli di cavitazione, mentre l'applicazione del solo modello di cavitazione non apporta differenze significative. Se si esclude il modello termico, si dovrà accettare una ulteriore imprecisione nella previsione della portata di fluido.

4

Analisi numeriche

Si procederà a simulare varie condizioni stazionarie della valvola, al fine di caratterizzare il flusso in un numero più grande possibile di regimi di funzionamento e identificare le possibili posizioni di equilibrio per ogni condizione al contorno. Va tenuto a mente che le tipiche condizioni di funzionamento di questo tipo di valvola sono di tipo non stazionario, tuttavia è stato accertato che, nell'equazione che governa la dinamica del sistema, la componente stazionaria della forza è di gran lunga quella dominante. [2]

4.1 Mappatura della spinta sul poppet e della portata, stabilità statica

Fisicamente, ad un dato valore di pressione in ingresso la valvola dovrebbe trovare un punto di equilibrio al quale il poppet si stabilizza, che è quel punto in cui la spinta del fluido controbilancia perfettamente quella della molla. A tale punto corrisponderà un valore della portata. Data la natura in generale non-lineare dei flussi, è teoricamente possibile l'esistenza di più punti di equilibrio statico.

L'intento è ora quello di costruire delle mappe in cui, per diversi valori di corsa del poppet, si calcolano tramite CFD la spinta fluidodinamica e la portata a diversi valori di pressione. Si potranno così ottenere delle curve caratteristiche identificando per interpolazione il valore di corsa a cui la forza della molla raggiunge il bilanciamento.

Il comportamento ideale di una relief valve è quello di aprirsi in modo netto alla cracking pressure prestabilita e rimanere in posizione aperta fino a che il valore non si è ridotto a sufficienza (tipicamente al 90-95% della cracking pressure), e soltanto a quel punto cominciare a richiudersi. Questo comportamento va sotto il nome di isteresi, ed è da considerarsi fondamentale per garantire la stabilità della valvola. [16] Se la richiusura

tende ad avvenire a pressioni troppo elevate, questa avverrà immediatamente a seguito dell'apertura, non dando il tempo di scaricare un sufficiente volume di fluido. Il sistema non avrà avuto modo di depressurizzarsi, il che può causare nuovamente l'apertura della valvola, e così via, in un processo ciclico che costituisce una tipica causa dei fenomeni di chatter. Se la pressione, a seguito dell'apertura, permane a valori superiori a quella di cracking, la valvola dovrebbe progressivamente incrementare la propria corsa fino a che non riuscirà a farla calare.

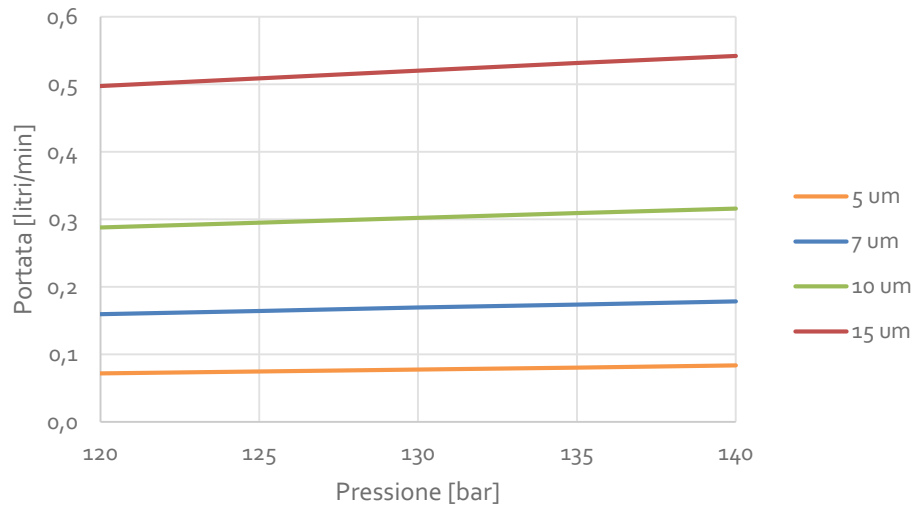


Figura 4.1: Valori di portata volumetrica calcolati tramite CFD, senza la modellazione termica ma con quella della cavitazione. Ogni curva corrisponde ad un valore di corsa, in micrometri, del poppet.

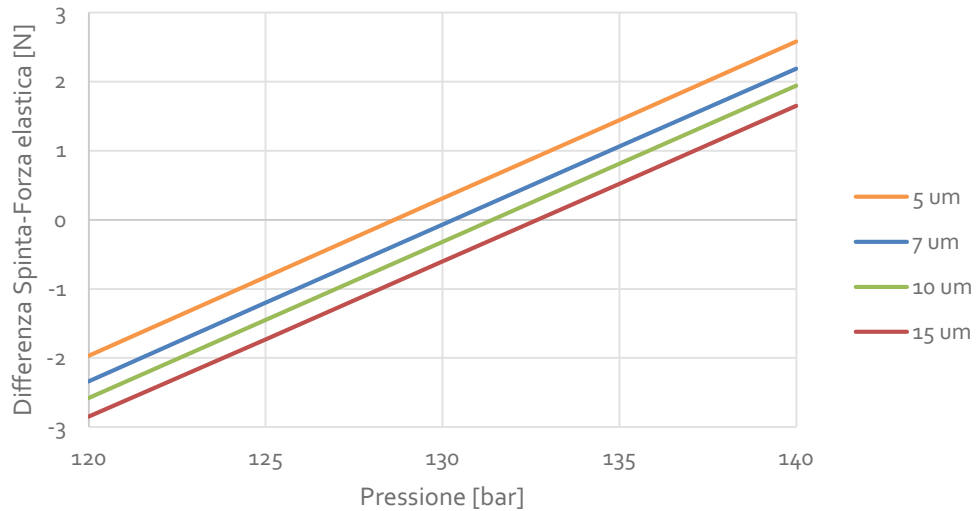


Figura 4.2: Differenza tra la forza fluidodinamica e quella elastica della molla, nelle stesse casistiche del grafico precedente. I possibili punti di equilibrio si trovano sull'asse delle ascisse, ove tale differenza diventa nulla.

In particolare, secondo il modello il punto di equilibrio supera i 130 bar quando la corsa del poppet vale circa 7 um, cui corrisponde una portata stimata in 0.17 l/min.

4.2 Interpretazione dei primi risultati

Si apprezza facilmente come i grafici sia della portata che della forza (Figura 4.1 e Figura 4.2) godano di ottima linearità. Tale forza, però, tende palesemente a diminuire all'aumentare della corsa del poppet, e questo comportamento fa sì che il punto di equilibrio si sposti a pressioni più elevate, mentre la pressione a monte sarà lievemente diminuita proprio a causa dell'apertura della valvola. In definitiva, se la corsa (e quindi la portata) non rimane molto piccola, la valvola non riuscirà ad acquisire una condizione di equilibrio, perché, superato un certo valore di portata, non appena la pressione smetterà di salire essa risponderà tendendo a richiudersi, anche a pressioni superiori alla cracking pressure. Ciò costituisce una possibile spiegazione ai fenomeni di chatter riportati.

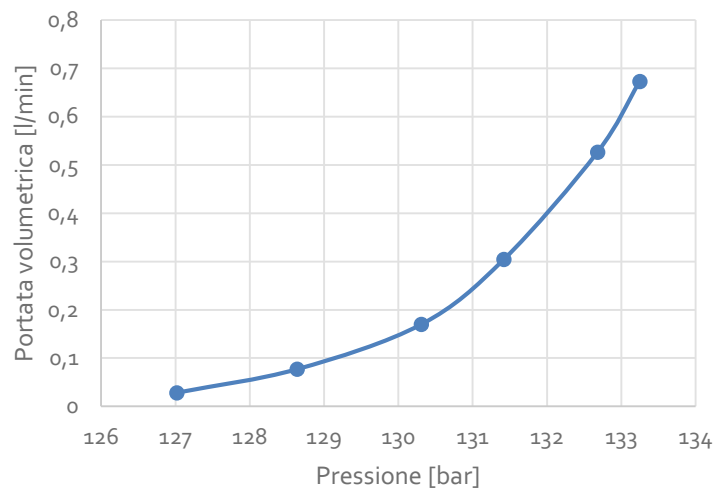


Figura 4.3: Grafico parametrico di equilibrio pressione-portata, interpolato tramite spline. Le condizioni di flusso rappresentate, seppur teoricamente raggiungibili, difficilmente potranno essere mantenute stabili per valori di pressione sensibilmente superiori a quella di apertura.

In sintesi, la valvola risulta intrinsecamente non in grado di mantenersi stabile a valori elevati di portata, e questa conclusione, per quanto qualitativa, è stata sperimentalmente verificata.

Il fenomeno si spiega ancora meglio se si vanno ad osservare e confrontare i profili di pressione per due diversi valori di corsa: in questo caso sono stati scelti 2 e 20 micrometri.

La pressione statica non costituisce l'unico contributo di forza agente sul poppet: anche gli sforzi di taglio hanno una componente assiale, di cui il software CFD tiene sempre conto nel fornire in output il valore della forza. Osservando le due componenti, si trova che quella dovuta al taglio è sempre di molto inferiore a quella dovuta alla pressione statica, con un rapporto che si attesta attorno a 100.

Possiamo vedere in Figura 4.4 che l'integrale della pressione per piccole aperture è maggiore di quello a valvola chiusa, creando un effetto di isteresi per il quale la richiusura avverrà a pressione inferiore a quella di apertura. Quando la corsa diventa più ampia il salto di pressione tende ad avvenire a monte della strizione, per via di effetti di attrito ma

soprattutto, con riferimento all'equazione di Bernoulli, per conversione in carico cinetico (pressione dinamica) del termine di pressione. Ciò riduce l'effettiva area di spinta del fluido in pressione e fa sì che la forza elastica della molla non sia più compensata.

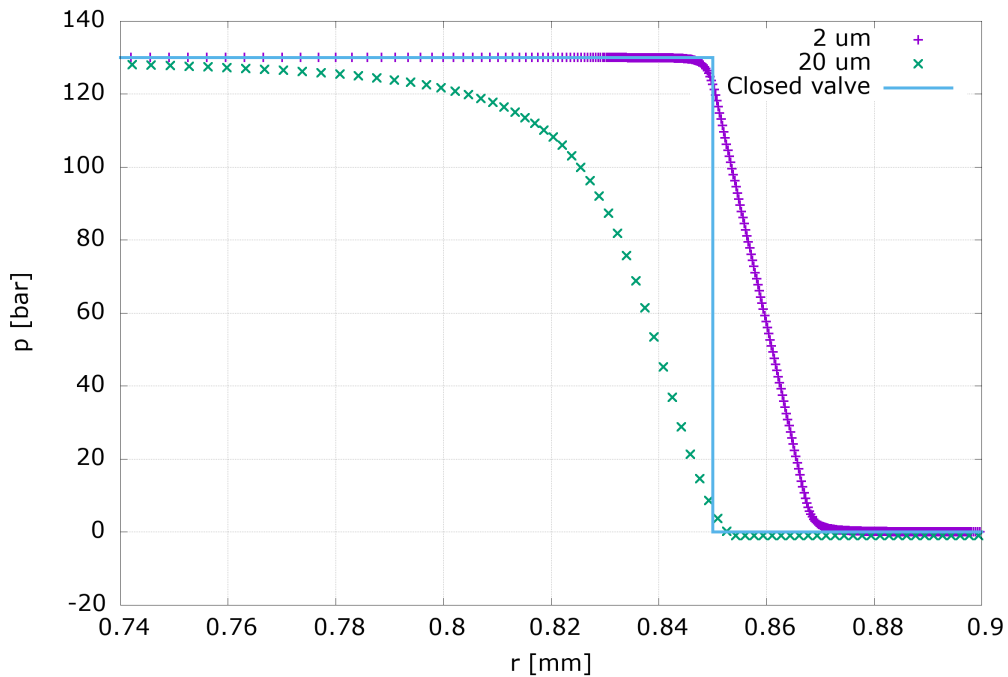


Figura 4.4: Confronto tra i profili di pressione a due diversi valori di corsa, che mette in evidenza lo spostamento a monte del pressure drop all'aumentare del flusso.

Un altro stratagemma utile per interpretare i risultati è quello di rappresentare la differenza di forza fluido-molla per un valore di pressione fissato e variando la corsa.

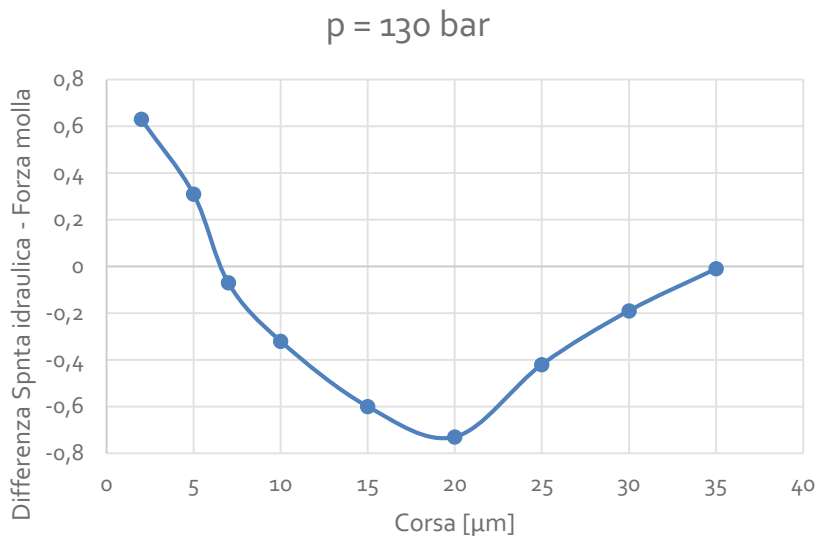


Figura 4.5: Grafico a pressione fissata della differenza tra le forze sul poppet, in funzione della corsa.

Il grafico di Figura 4.5 lascia intendere che, nell'intervallo di aperture comprese approssimativamente tra 7 e 35 μm , la spinta del fluido non è sufficiente a contrastare la molla con una pressione di 130 bar, pari alla cracking pressure. Se a questo si aggiunge il fatto che la risposta naturale a seguito dell'apertura è un calo della pressione a monte, si torna a concludere che la valvola non potrà mantenersi aperta in tutto quel range e anche un po' oltre.

4.2.1 Metodi di compensazione della spinta

Quanto appena esposto impone una riflessione riguardo alle possibili strategie da adottare per aggirare, compensare o eliminare le caratteristiche di instabilità e ottenere una valvola applicabile anche con requisiti di portata superiori.

Ragionando sulla fisica del problema e basandosi sull'esperienza e su design già esistenti in letteratura, i principali filoni di indagine ipotizzati sono i seguenti:

- Modifica della geometria in modo da distribuire il salto di pressione e ampliare l'area di spinta una volta che la valvola si apre. Ciò può essere ottenuto ponendo una seconda strizione in una sezione più a valle della prima, creando una zona a pressione intermedia, oppure facendo scaricare il fluido non su uno spigolo vivo, ma attraverso un canale lungo e stretto che renda graduale la perdita di pressione.
- Compensazione dinamica: si può sfruttare la quantità di moto del getto in uscita dalla sezione di gola per creare una spinta sulla spalla del poppet, la quale dovrà essere sagomata in maniera da deviare il getto in modo "pulito" in direzione radiale o addirittura all'indietro, ottenendo una forza di reazione che consentirà di tenere la valvola più stabilmente aperta. Gli effetti di questo tipo di accorgimenti sono stati documentati nel già citato articolo di Altare et al. [2]
- Realizzazione di effetti di smorzamento al moto del poppet, tramite opportuni trafiletti del fluido. Si otterrà in questo modo una forza avente sempre verso contrario a quello della velocità del poppet. La diminuzione della velocità può eliminare o rendere trascurabili le oscillazioni che portano al chatter, poiché si eviterà che la richiusura avvenga in tempo troppo breve. Si impedirà anche che il poppet urti la seat a velocità eccessiva causando deformazioni o cricche sulla sede di tenuta. In alcuni design lo smorzamento è ottenuto tramite un pistoncino connesso direttamente al poppet, che si muove in un cilindro cieco con una ridotta clearance, costringendo l'olio a trafilarsi attraverso, il che contrasta il movimento del poppet proporzionalmente alla velocità. È consigliabile posizionare il sistema sul lato in pressione, poiché in caso contrario si potrebbe incorrere in cavitazione nella parte chiusa del cilindro quando questa si andrà ad espandere.

4.3 Modifiche proposte

4.3.1 Seat con smusso tangente

Questa modifica è stata pensata per poter essere immediatamente realizzabile rilavorando pezzi già esistenti, e ha l'obiettivo di creare un canale più allungato, per ottenere un campo di pressione che sostenga maggiormente il poppet in posizione aperta.

Si tratta di realizzare uno smusso sul bordo del foro della seat, con un angolo calcolato di 35° (rispetto al piano della seat) al fine di creare una condizione di tangenza sullo spigolo del foro, mantenendo invariata la sezione di tenuta e di conseguenza la cracking pressure. Le perdite di carico dovrebbero risultare più distribuite lungo il canale, che si allarga in modo progressivo.

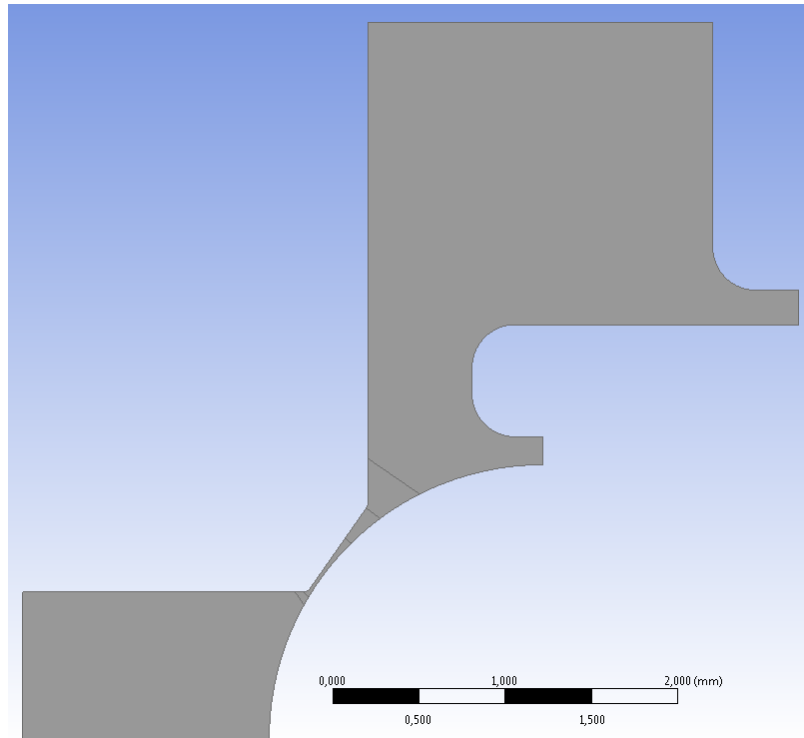


Figura 4.6: Geometria modificata con foro smussato.

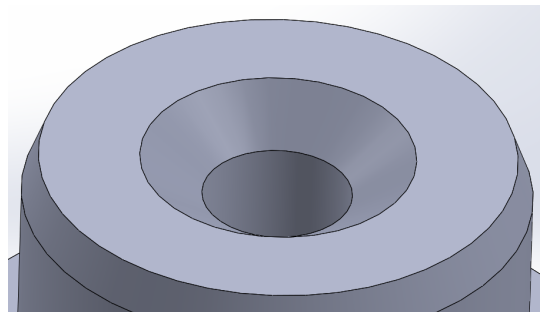


Figura 4.7: Vista 3D della seat rilavorata.

4.3.2 Poppet "a spina" con canale assiale

In questo caso si prevede la rilavorazione sia del poppet che della seat, anche in questo caso a partire da pezzi già esistenti, per realizzare una forma molto diversa e studiare l'effetto di altre features geometriche. Il foro nella seat viene alesato nella prima parte, la sfera del poppet viene rimossa e l'adattatore (che ora diviene un poppet vero e proprio) rilavorato a forma di cilindro con una spalla. Questa parte cilindrica dovrà inserirsi nel foro alesato, mantenendo un certo gioco.

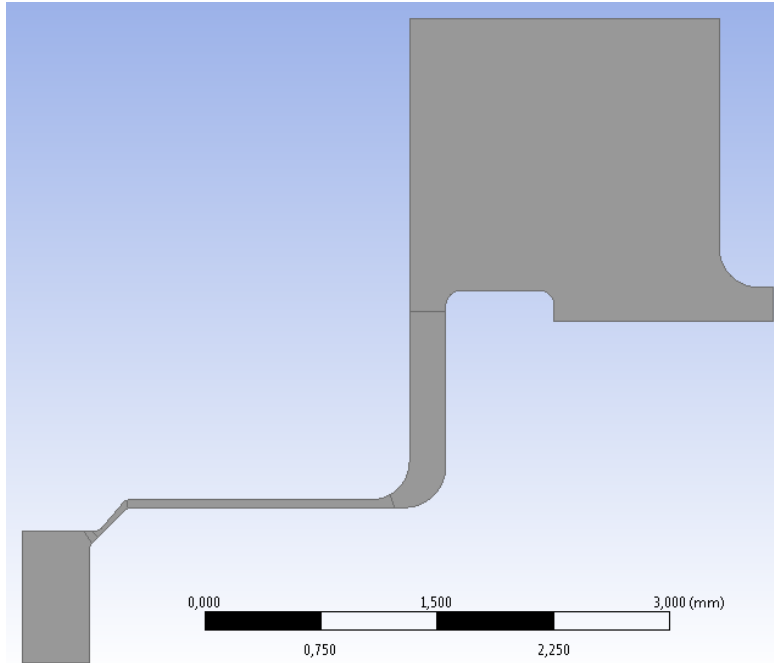


Figura 4.8: Geometria con poppet a spina cilindrica con spalla. L'altezza del canale orizzontale è pari a 0.1 mm.

La tenuta è sempre realizzata in corrispondenza dello spigolo più interno del foro, grazie ad un appropriato accoppiamento di angoli (che differiscono di circa 5°).

Da questa versione ci si aspetta l'assenza quasi totale dell'effetto per cui la spinta fluidodinamica tende a diminuire (l'area di spinta aumenta a seguito dell'apertura, inoltre il getto deviato dalla spalla dovrebbe contribuire alla spinta), di conseguenza una valvola stabile e in grado di smaltire portate elevate. È possibile che a temperature basse (si ricordi che il range operativo arriva a -40 °C) la viscosità dell'olio divenga talmente elevata da rendere il flusso massimo molto piccolo, considerando anche che quando il poppet arriva a fine corsa la spina cilindrica non fuoriesce completamente dal foro.

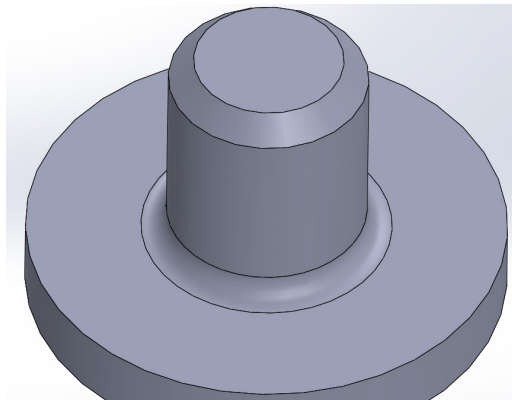


Figura 4.9: Vista 3D della nuova tipologia di poppet proposta.

4.4 Simulazione delle versioni modificate

Si procede ad effettuare le analisi numeriche analogamente a quanto fatto per la configurazione originale, studiando il flusso per diversi valori fissati di corsa del poppet.

4.4.1 Seat smussata

4.4.1.1 Mappe della portata e della spinta

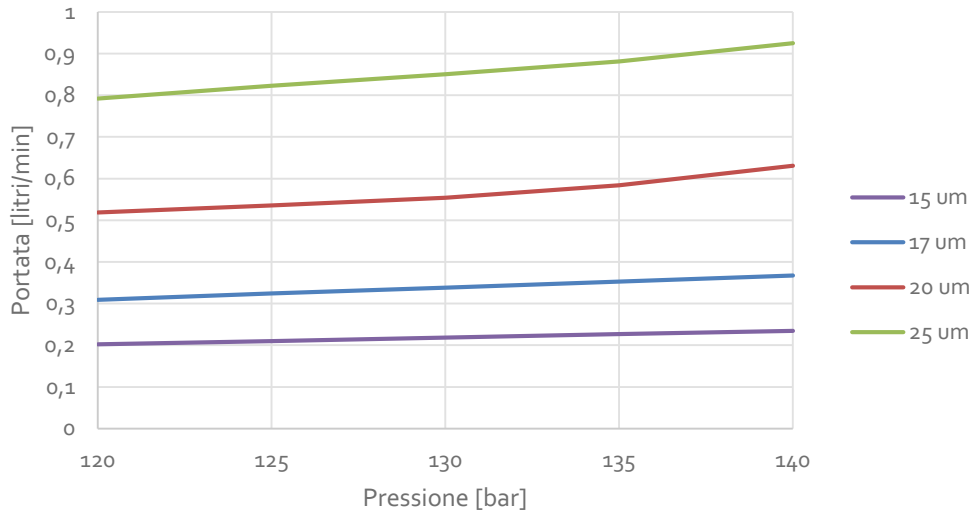


Figura 4.10: Grafico della portata in regime stazionario per la configurazione con seat smussata.

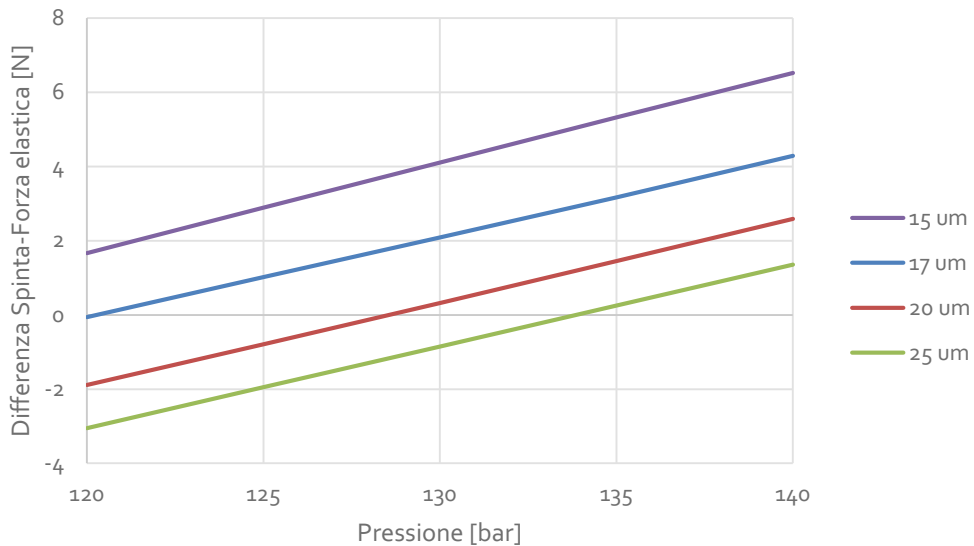


Figura 4.11: Grafico della differenza tra spinta fluidodinamica e forza della molla, per la configurazione con seat smussata.

Si osserva che in questo caso il punto di equilibrio si trova al di sotto della cracking pressure fino ad aperture superiori a 20 μm , alle quali corrisponde una portata volumetrica prevista

di circa 0.55 l/min , perciò il campo di stabilità è stato sicuramente allargato per questa configurazione, grazie al profilo di pressione migliorato (vedere Figura 4.17).

4.4.1.2 Cavitazione

Questa geometria, secondo l'analisi numerica, potrebbe, a portate medio alte, soffrire di problematiche riguardanti la cavitazione, che sembrerebbe avvenire in maniera molto più estesa rispetto che nella valvola originale.

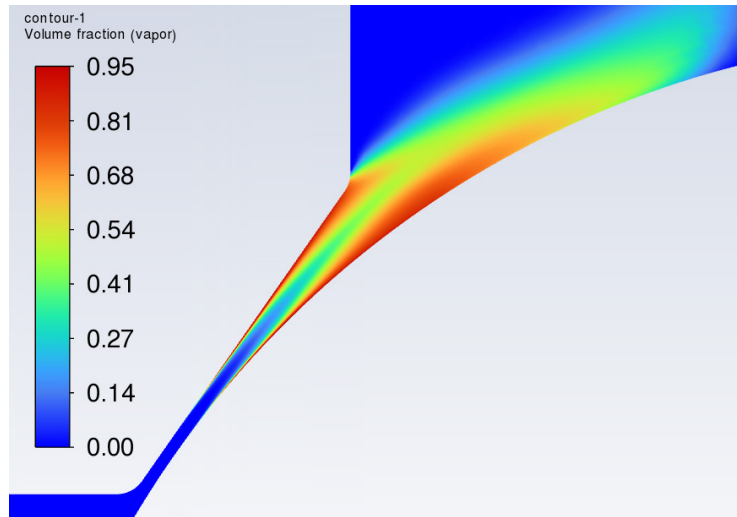


Figura 4.12: Contour plot della frazione di vapore per il caso con seat smussata, con corsa di $25 \mu\text{m}$.

La figura mostra come, in presenza di pareti che si distaccano in modo graduale, non si ottiene un distacco del getto. Un liquido che ha acquisito una così forte quantità di moto e con un alto modulo di comprimibilità, forzato ad espandersi, causerà una repentina caduta di pressione che lo porterà a cavitare, con tutti gli effetti indesiderati del caso, che possono includere erosione intensa delle superfici, degradazione fisico-chimica del fluido, separazione di bolle di gas disciolti e/o bolle di vapore residue.

4.4.2 Poppet a spina

4.4.2.1 Mappe della portata e della spinta

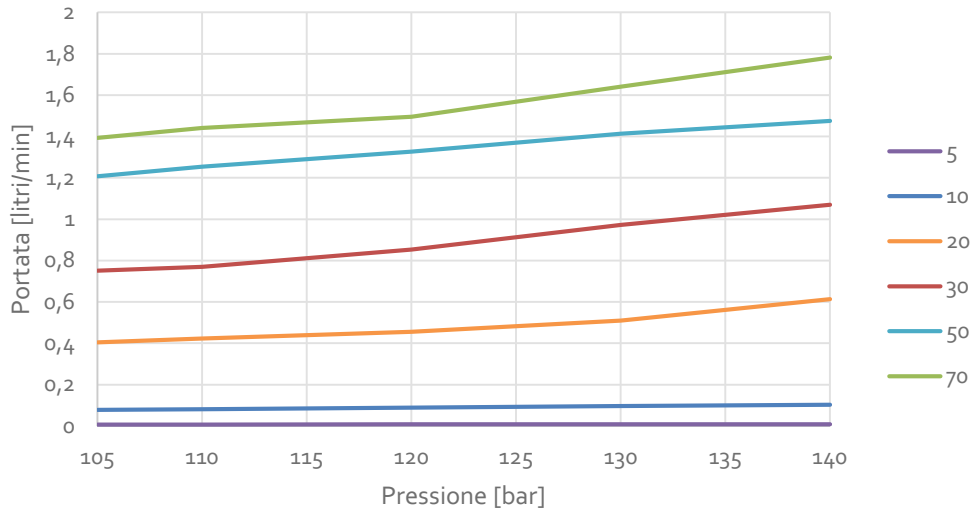


Figura 4.13: Grafico della portata in regime stazionario per la configurazione con poppet a spina. I valori nella legenda si riferiscono di nuovo alla corsa in μm .

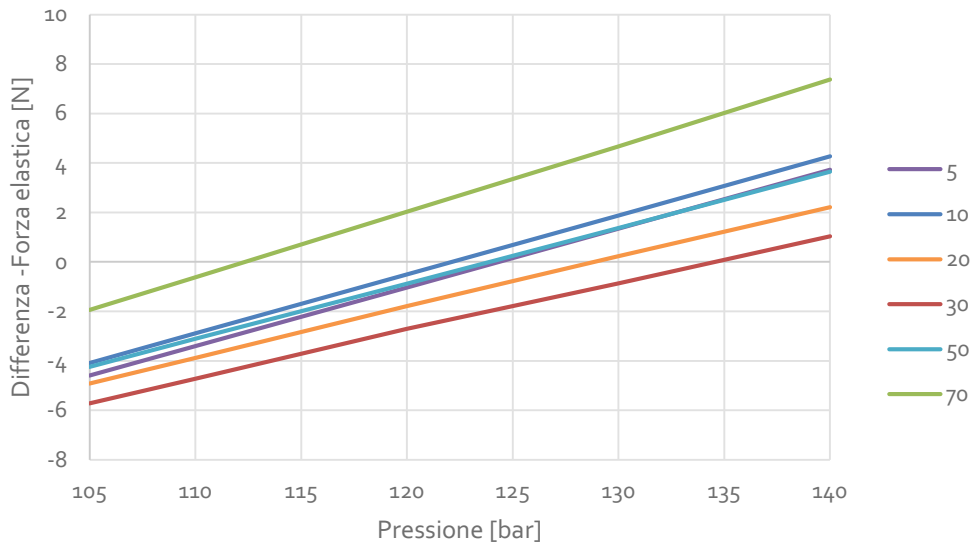


Figura 4.14: Grafico della differenza tra spinta fluidodinamica e forza della molla, per la configurazione con poppet a spina.

La condizione di equilibrio, in questa valvola, si attesta al di sotto della cracking pressure per quasi tutti i valori di corsa. Superati i 30 μm , inoltre, si ha un'inversione di tendenza dovuta al fatto che il salto di pressione non rimane più concentrato vicino alla sezione di tenuta ma si distribuisce lungo il canale, facendo incrementare la pressione media sulla testa. La tendenza sarà, in definitiva, quella di aumentare la corsa sino ad arrivare al valore massimo, finché la pressione non sarà calata a sufficienza. Si dovrebbe dunque essere in grado di smaltire portate alte in modo stabile.

4.4.2.2 Cavitazione

Anche in questo caso si evidenzia la presenza di una fase di vapore, tuttavia, a differenza del caso precedente, si tratta di una bolla che sembra non avere origine all'interno del getto, ma da una zona di ricircolo, motivo per cui potrebbe essere di scarso rilievo, perché l'eventuale vapore non viene trascinato a valle e non coinvolge grandi quantità di fluido.

La presenza di zone cavitanti in corrispondenza dei ricircoli nella zona di scarico è stata documentata anche in altri studi [2] e appare essere una condizione piuttosto normale e accettabile.

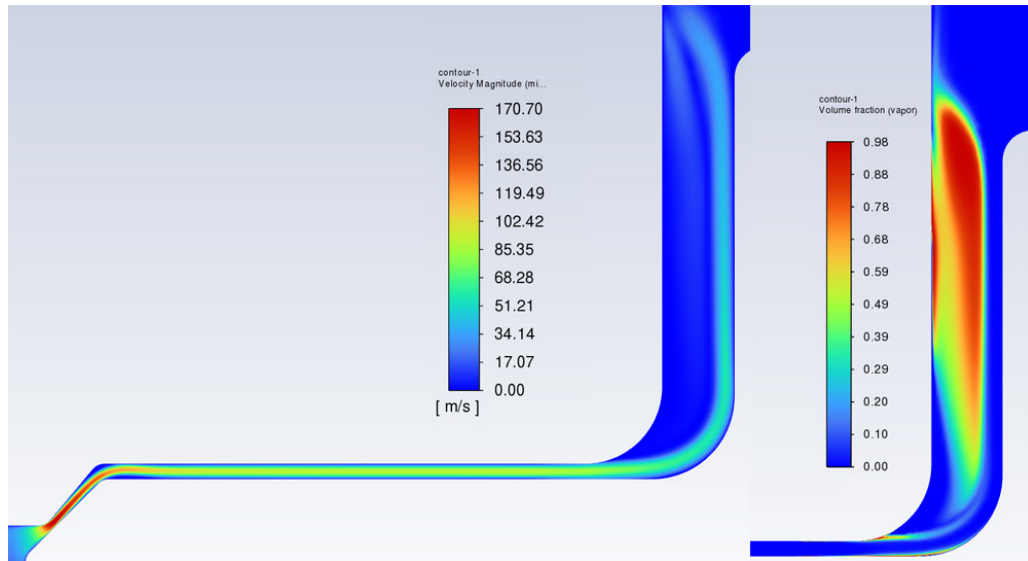


Figura 4.15: Campo di velocità (a sinistra) e frazione di vapore (a destra) con il poppet a spina, a 40 μm di corsa. Si noti come la bolla di cavitazione sia presente in una zona di ricircolo, ma estranea al flusso principale.

Se invece si crea un'espansione graduale del canale, a quanto risulta dai modelli numerici, non si fa che peggiorare il comportamento a cavitazione, e risultano migliori i casi in cui allo sbocco avviene immediatamente il distacco di vena e il getto viene lasciato libero. Anche da un punto di vista energetico, un getto libero è certamente più efficace nel dissipare energia rispetto ad un flusso guidato che viene fatto rallentare gradualmente tramite un aumento di sezione di passaggio.

Per completezza, è stata simulata una variante della geometria a spina nella quale si realizzi un'apertura conica pari a soli 2°, per studiare il comportamento fluidodinamico qualitativo. Anche in questo caso, in cui l'aumento di sezione è molto più dolce che in quello con la seat smussata, si ha un certo grado di cavitazione nel flusso.

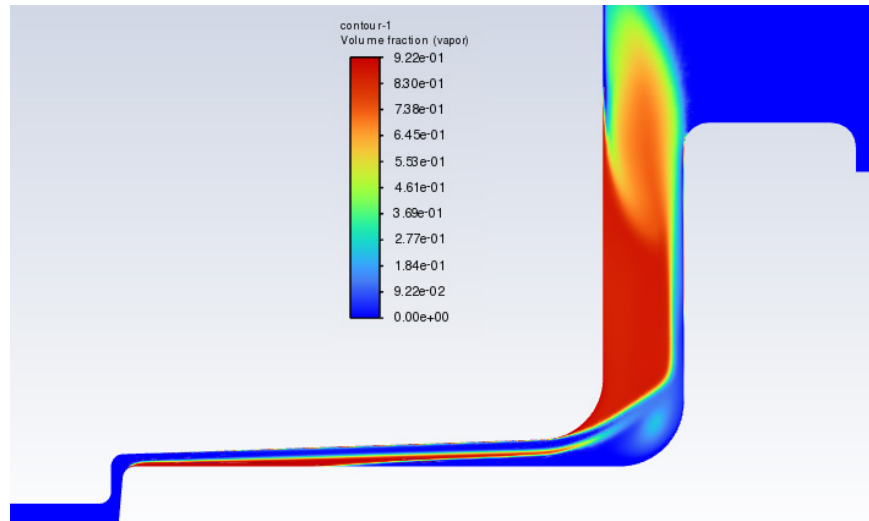


Figura 4.16: Cavitazione in un caso in cui il canale abbia un'apertura conica di 2°.

4.4.2.3 Flusso a bassa temperatura

Nella progettazione di un qualunque oggetto, non bisogna dimenticare di chiedersi se nelle condizioni più estreme di funzionamento possa accadere qualcosa di indesiderato. Una caratterizzazione estensiva in ogni possibile condizione esula dagli scopi del presente lavoro, tuttavia in questo specifico design è opportuno valutare fin da subito quanto possa calare la portata massima in condizioni estreme di funzionamento.

Alla temperatura di -40 °C la viscosità dinamica aumenta a circa $0.4\text{ Pa}\cdot\text{s}$ (oltre 30 volte), e la portata volumetrica, calcolata alla massima corsa di 0.7 mm , si riduce a 0.11 l/min , che potrebbe risultare un valore troppo piccolo. In tal caso sarebbe necessario apportare ulteriori modifiche alla geometria, in modo da poter fornire una resistenza inferiore allo scorrimento.

È comunque piuttosto immediato sfruttare il fatto che attualmente il poppett non arrivi a fuoriuscire completamente dalla sede, perché la profondità del foro è di 2 mm e la corsa massima di appena 0.7 . Su entrambi vi è una certa libertà di modifica e si può arrivare alla condizione in cui il poppett fuoriesca completamente e vada anche oltre.

4.4.3 Confronto tra i profili di pressione

Per sintetizzare le analisi svolte, si riporta un grafico di confronto tra i vari casi considerati, in modo da apprezzare le differenze tra i vari profili di pressione. Il confronto è concettualmente semplificato, poiché non rappresenta tutte le dinamiche che caratterizzano ogni geometria, che variano molto da un caso ad un altro. I profili considerati sono relativi a valori di portata e di corsa molto diversi e il paragone ha significato solo da un punto di vista qualitativo.

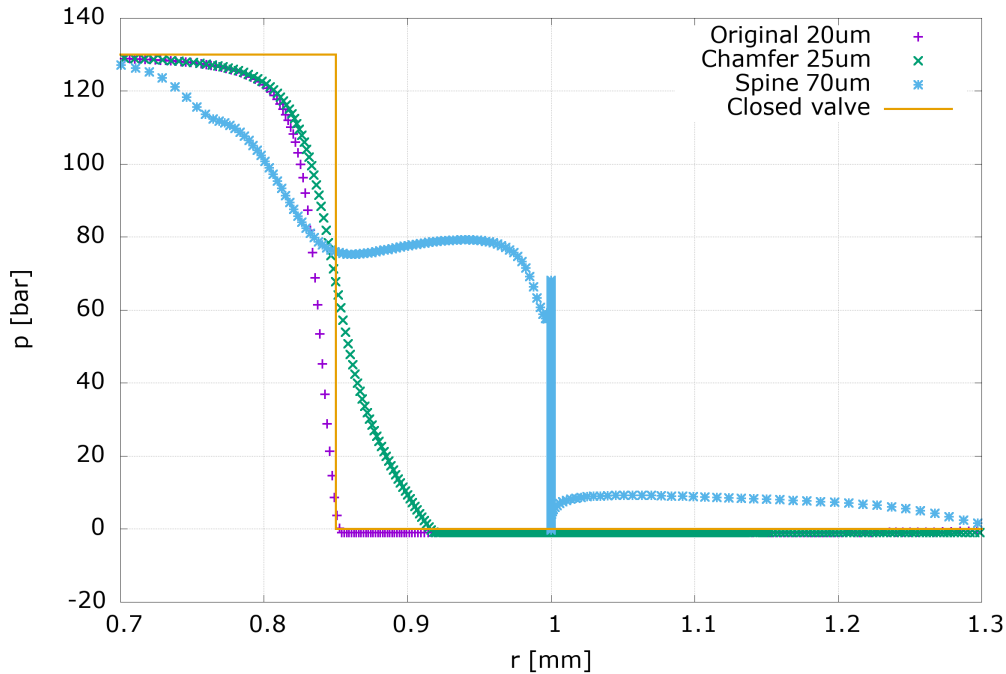


Figura 4.17: Confronto tra profili di pressione, uno per ogni tipologia di valvola simulata.

Si rammenti che il punto di tenuta è ubicato in corrispondenza di $r = 0.85 \text{ mm}$. Per la configurazione originale, come già ampiamente esposto, la caduta di pressione avviene, per aperture che non siano molto piccole, quasi completamente a monte della strizione. In tal modo l'integrale della pressione risulta essere minore rispetto al caso di valvola chiusa. Si tratta di un integrale cilindrico e non coincide con l'area sottesa dal grafico:

$$F_p = 2\pi \int_0^R pr \, dr$$

Nel caso della configurazione con smusso, si vede che la pressione ritarda leggermente la discesa, grazie al canale più allungato.

Totalmente diverso è il caso del poppet a spina: innanzitutto il calo è irregolare a causa della geometria più elaborata, ma ciò interessa relativamente poco; si vede che la pressione riesce a mantenersi a valori intermedi fino a un raggio pari a 1 mm, che corrisponde al diametro esterno della spina; da lì in avanti la rimanente discesa fino allo zero avviene lungo il canale (che è caratterizzato da raggio costante, da qui la caduta verticale del grafico), che con le sue perdite di carico rende fisicamente impossibile che la pressione crolli immediatamente sulla sezione di tenuta. Oltre il raggio di 1 mm, vi è un parziale recupero dovuto all'effetto del getto che viene deflesso dalla spalla del poppet, fatto che dà un ulteriore contributo di spinta, peraltro su un'area molto ampia.

La geometria a spina, in conclusione, sembrerebbe essere la più promettente, in quanto risolve o allevia molti problemi presenti nella configurazione iniziale. Non si tratta certamente di un design definitivo, molte forme possono essere migliorate e diversi

parametri ottimizzati, come gli angoli della sede di tenuta, la corsa, la lunghezza del canale, soltanto per citarne alcuni, che non sono necessariamente i più importanti; varie tipologie di analisi di un grande numero di casi si possono condurre sulla scia di quelle già svolte.

5 Sperimentazione al banco

Si intende condurre le prove sperimentali sulla valvola tramite un banco idraulico che utilizza un fluido operativo analogo a quello di progetto, in grado di controllare con precisione la pressione. È stato inoltre possibile rilavorare al tornio CNC alcuni pezzi in modo da poter collaudare le versioni modificate presentate nel capitolo precedente.

Gli scopi principali di questa attività si possono riassumere in:

- Mettere il componente in condizioni di lavoro più vicine possibile a quelle di progetto
- Validare sperimentalmente i modelli, accertandone per quanto possibile l'affidabilità
- Poter osservare quei fenomeni fisici che difficilmente sono calcolabili tramite una simulazione, per eccessiva complessità del fenomeno stesso, per mancanza di dati e/o misurazioni sufficienti ad impostare un'analisi realistica, per eccessivo costo computazionale o altre ragioni di natura tecnico-pratica che rendono sostanzialmente impossibile o sconveniente l'implementazione. Alcuni possibili esempi:
 - Effetti di attrito statico e dinamico tra componenti
 - Fenomeni adesivi o di incastro, con particolare riferimento ai componenti polimerici
 - Problematiche dovute a giochi e/o interferenze negli accoppiamenti meccanici
 - Deformazioni elastiche o plastiche
 - Affidabilità e ripetitività
 - Insorgenza, entità ed effetti di eventuali fenomeni di instabilità
 - Valutazione dei danni da malfunzionamenti

- Eventuali fenomeni non previsti o non presi in considerazione in sede progettuale.

Si utilizzano strumenti di misura elettronici, capaci di inviare il segnale ad un computer per la registrazione dei dati, nella fattispecie trasduttori di pressione e di portata.

5.1 Setup e strategia di prova

Le prove si effettuano con un banco idraulico industriale, integrato con strumenti di misura da laboratorio. I trasduttori di pressione sono dotati di una risoluzione di 0.01 bar, mentre quella del sensore di portata, che funziona tramite una piccola turbina, è di 0.01 l/min.

5.1.1 Configurazione dell'apparato sperimentale

Lo schema di Figura 5.1 rappresenta tutti i componenti collegati al banco per consentire di svolgere i test.

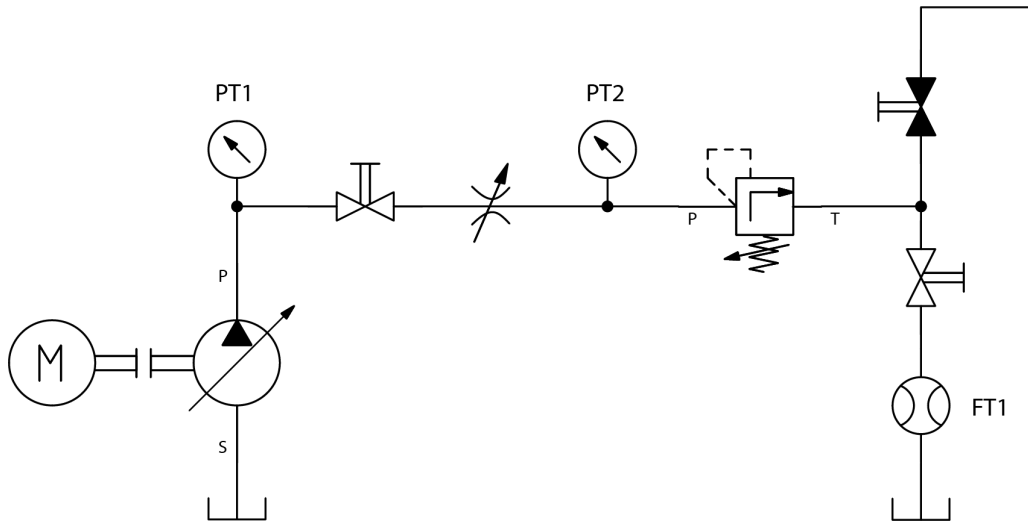


Figura 5.1: Componenti e connessioni idrauliche impiegati per la prova.

Partendo da sinistra troviamo rappresentati:

- La pompa elettrica del banco
- Un trasduttore di pressione (PT1) posto immediatamente a valle della porta di alta pressione del banco che consente di conoscere la pressione di alimentazione della linea nel suo complesso
- Una Shut-Off Valve (SOV) manuale che consente di interrompere la linea di alimentazione se necessario
- Una valvola di regolazione che consiste in un restrictor regolabile manualmente, utile quando si deve limitare la portata massima
- Un ulteriore trasduttore di pressione (PT2) che consente di conoscere l'effettiva pressione in ingresso alla relief valve, al netto delle perdite di carico nella SOV e nel restrictor

- La relief valve sottoposta a test, montata su un blocco costruito ad hoc per poter collegare le linee di mandata e ritorno tramite tubi flessibili
- Due linee di scarico, di cui quella primaria (rappresentata verso il basso) conduce alla porta di ritorno del banco idraulico, quella secondaria ad un tubo di scarico libero, che permette di effettuare lo spurgo dell'aria presente sulla linea e di osservare visivamente il fluido in uscita (comprese portate molto piccole che fanno cadere delle gocce, non rilevabili con il sensore) e raccoglierlo se necessario
- Una SOV per ciascuna linea di scarico, delle quali solo una dovrà essere aperta in ogni istante per una corretta esecuzione delle prove
- Il sensore di portata (FT1), posizionato sulla linea di scarico primaria

5.1.2 Metodo di svolgimento

5.1.2.1 Taratura della cracking pressure

Il primo passo, dopo il montaggio della valvola, è quello di regolare la cracking pressure, tramite il corretto setting del precarico della molla del poppet. La procedura di massima da seguire è:

- Chiudere lo scarico primario e aprire il secondario in modo da poter osservare il gocciolamento
- Incrementare progressivamente la pressione fino a che non si inizia ad avere flusso
- Rilevare il valore di pressione, quindi riportare a zero
- Agire sulla vite di regolazione per aumentare/diminuire la cracking pressure a seconda della lettura
- Ripetere la procedura fino ad ottenere un valore accettabile, il più possibile vicino a 130 bar

5.1.2.2 Esecuzione di una prova

- Chiudere lo scarico secondario e aprire il primario per mettere in funzione il flussimetro
- Avviare la registrazione dei dati
- Incrementare lentamente la pressione (indicativamente entro 0.5 bar/s) fino al raggiungimento della portata desiderata oppure a eventuale condizione di chattering
- Diminuire la pressione altrettanto lentamente, fino a non rilevare più flusso
- Azzerare la pressione

In alcune prove si è proceduto variando la pressione "a gradini" invece che in modo continuo.

5.2 Osservazioni e dati raccolti

5.2.1 Valvola originale

Le prove di questa versione della valvola riconfermano i fenomeni di chatter precedentemente osservati, sebbene non si siano verificati durante tutti i tentativi effettuati. Ciò è coerente con le considerazioni fatte, nelle quali si affermava che una

condizione di equilibrio è teoricamente possibile, ma la sua stabilità non è garantita se le condizioni non sono estremamente controllate. La capacità del banco idraulico di controllare accuratamente la pressione è stata in diversi casi sufficiente a mantenere una condizione stazionaria, ma certamente il componente in analisi non può considerarsi affidabile. Al di là di questo, sono stati raccolti dati sufficienti in condizioni stabili da poter effettuare un confronto con le analisi CFD e, auspicabilmente, ottenere un'ulteriore validazione.

5.2.1.1 Chatter

Si riportano a seguito i grafici di pressione e portata riguardanti un evento di chattering verificatosi prima che la portata raggiungesse 0.2 l/min.

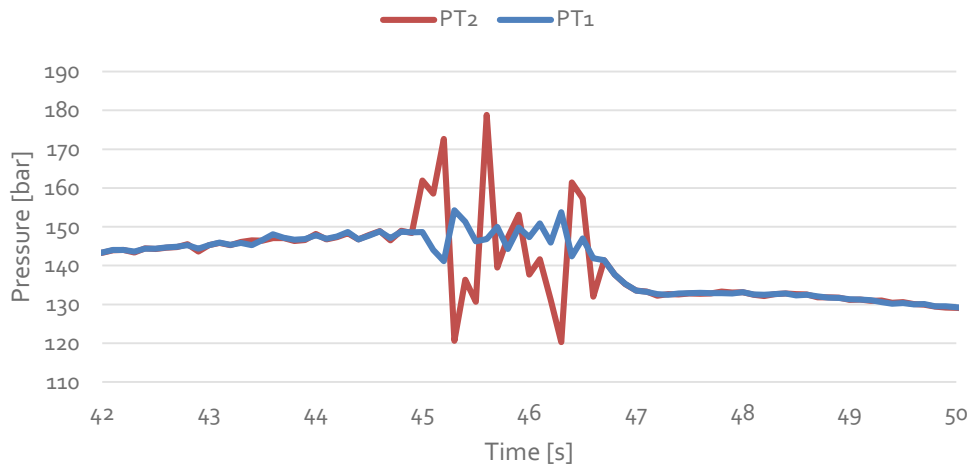


Figura 5.2: Oscillazioni di pressione durante il chattering della relief valve.

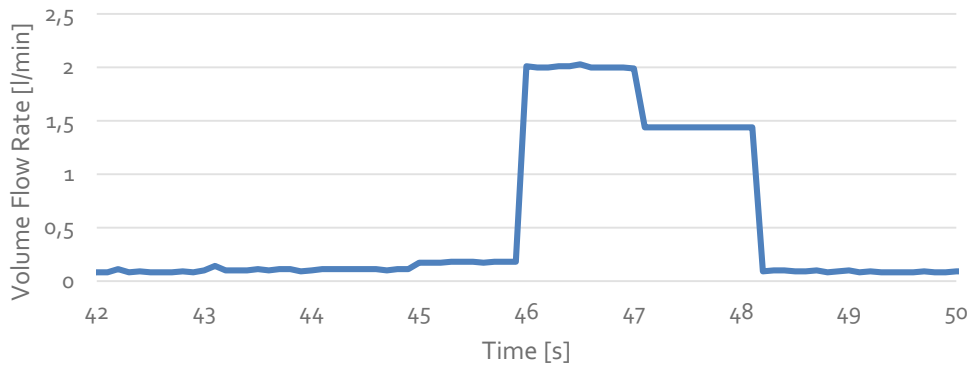


Figura 5.3: Andamento della portata in condizioni di chattering.

I rapidi cicli di apertura/chiusura della valvola generano forti onde di pressione che si propagano lungo le linee idrauliche, e le letture dei trasduttori di pressione lo confermano, assieme al forte rumore generato. Il sensore PT1 rileva un'intensità molto inferiore, trovandosi a distanza maggiore dalla valvola rispetto a PT2.

Gli elevati valori di portata lasciano pensare che la valvola raggiunga il fine corsa, “rimbalzando” continuamente tra la posizione chiusa e quella di massima apertura in modo molto rapido.¹ La tesi trova sostegno anche dagli evidenti segni di urto presenti sullo spigolo della seat, il quale, osservato al microscopio ottico, risulta molto più smussato rispetto a prima della prova. La seat impiegata era già stata montata precedentemente ma non aveva mai lavorato in condizioni di chattering, dunque la deformazione che presentava era esclusivamente dovuta alla forza di precarico della molla.

Non è da escludere che il fenomeno coinvolga anche lo spostamento della sfera dalla propria sede, essa stessa potrebbe in certi casi oscillare in modo differente dall’adattatore in cui è alloggiata ma non fissata.

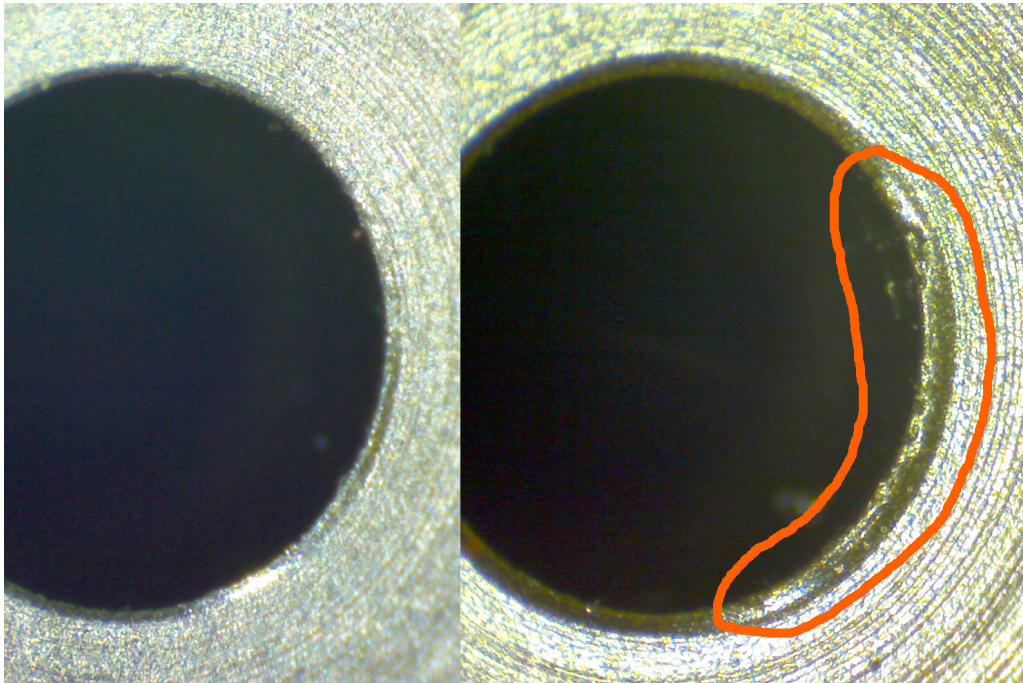


Figura 5.4: Fotografie al microscopio della seat prima della prova (a sinistra) e dopo (a destra).

La larghezza dello smusso è almeno raddoppiata a seguito del chatter, inoltre sono comparse cricche nel materiale, di cui una (cerchiata) è ben visibile lungo tutto il lato destro del bordo. In altre prove in cui il chatter non si è verificato, le osservazioni al microscopio non hanno mostrato questi cambiamenti.

5.2.1.2 *Relazione pressione-portata*

Avendo raccolto i dati di pressione e portata in funzione del tempo, l’operazione più conveniente è costruire un diagramma parametrico con la pressione in ascissa e la portata

¹ Bisogna tenere presente che le onde di pressione potrebbero aver disturbato la lettura del flussimetro, e che i valori probabilmente non sono accurati.

in ordinata, in modo da poter effettuare il confronto con il grafico delle condizioni di equilibrio presentato in Figura 4.3.

Eliminati i dati spuri, si ottiene un andamento sufficientemente definito e ripetitivo tra una prova e l'altra, tuttavia non in tutte le prove sono stati raggiunti valori di portata elevati.

Quando si mettono a diretto confronto i dati sperimentali con quelli di simulazione, ci si accorge, come delineato in Figura 5.5, che l'andamento appare molto simile, ma nel caso reale si ha un ritardo nella curva, che sale in modo confrontabile con quello previsto, ma a valori di pressione significativamente più alti. Questo dà spazio perlomeno a due ipotesi:

- La cracking pressure potrebbe, per qualche ragione, essere stata regolata ad un valore più alto del previsto. Durante la taratura, infatti, si considerava di aver raggiunto la cracking pressure, definita come il punto di equilibrio tra spinta idrostatica e forza elastica della molla, quando si iniziava a vedere un leggero flusso (dato che non c'è modo di misurare, direttamente o indirettamente, il carico della molla). Tale flusso, tuttavia, potrebbe essere dovuto anche ad altri effetti che possono verificarsi prima di tale condizione di equilibrio, inducendo a comprimere la molla più di quanto nella teoria sarebbe necessario. Può trattarsi, ad esempio, di piccole imperfezioni o deformazioni sotto pressione della sede di tenuta che lascino trafilare il fluido anche prima del raggiungimento della pressione designata (in generale, nessuna guarnizione è pienamente efficace se non opportunamente compressa, e ci troviamo in una condizione in cui la forza scambiata tra poppet e seat tende a zero), dislocazioni dei componenti fuori dall'asse di simmetria, causate dagli accoppiamenti con gioco presenti sia tra la sfera e l'adattatore, che tra l'adattatore e il corpo valvola.
- È probabile che esistano effetti di attrito statico o di adesione tra i componenti, specialmente considerando che abbiamo a che fare con un polimero. Anche questa ipotesi ben spiegherebbe il ritardo nell'aumento della portata, così come spiegherebbe il comportamento isteretico che sarà esposto a breve. Un offset di 10 bar implica una differenza di forza di soltanto 2 N sul poppet, forza di modesta entità che può ragionevolmente essere necessaria per vincere gli attriti interni.

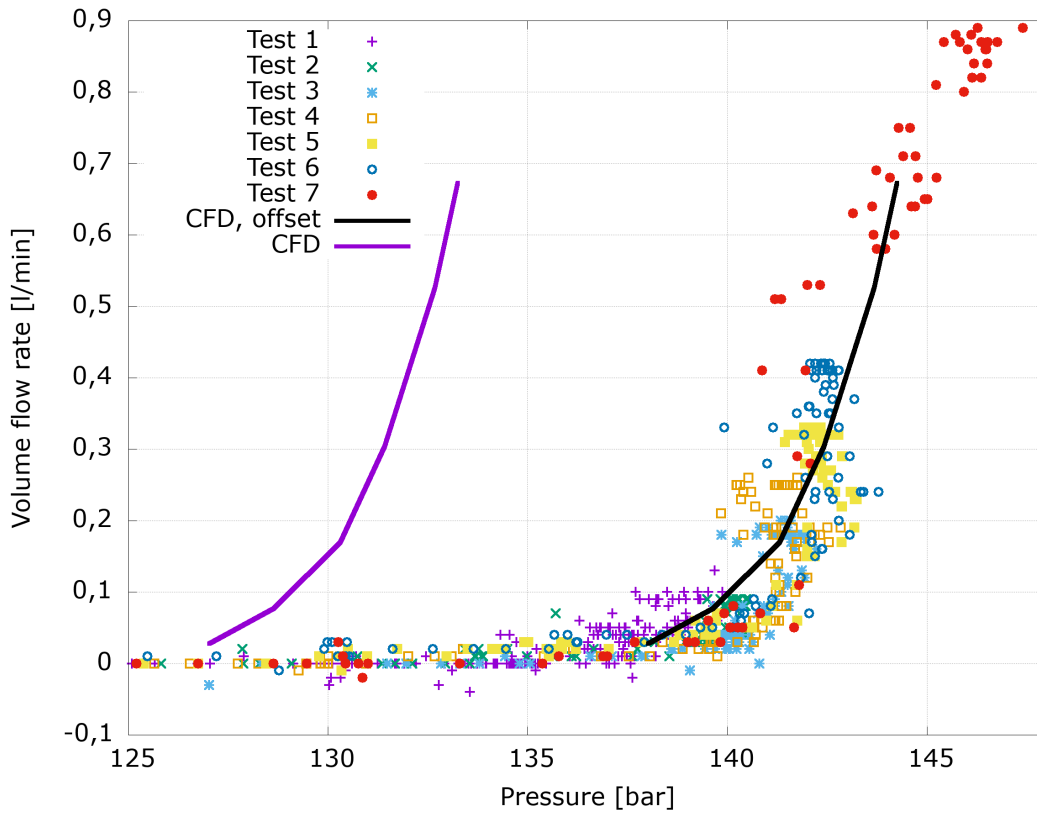


Figura 5.5: Grafico pressione-portata in condizioni quasi-statiche con i dati acquisiti (pressione rilevata da PT2), unitamente alla curva di equilibrio ottenuta tramite analisi CFD e alla sua versione traslata orizzontalmente, lungo l'asse della pressione.

5.2.1.3 Isteresi

Come già accennato, la valvola, quando mantiene la stabilità, al diminuire della pressione mostra un comportamento isteretico per cui la curva pressione-portata in fase di discesa risulta diversa da quella in salita.

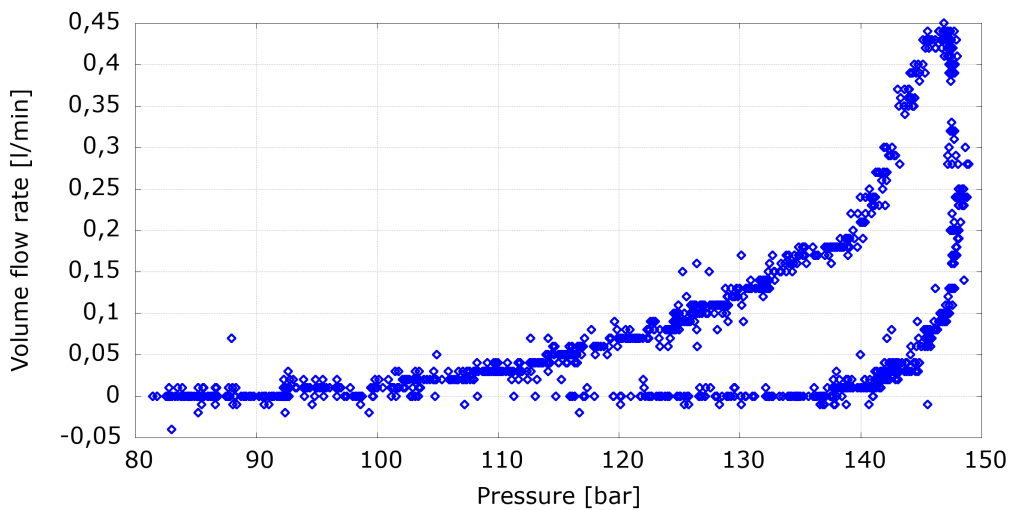


Figura 5.6: Grafico pressione portata di un ciclo completo dall'apertura alla richiusura, sempre effettuato in condizioni quasi statiche, in cui è ben visibile l'effetto di isteresi.

Esattamente come era stato osservato un ritardo nell'aumento della portata rispetto a quanto previsto, allo stesso modo lo si osserva in fase di discesa (ramo a sinistra in Figura 5.6). Con variazioni di pressione lente come quelle imposte, è possibile escludere la presenza di effetti fluidodinamici non stazionari, di conseguenza l'unica possibile causa di una deviazione dalla curva di equilibrio è la presenza di effetti di attrito coulombiano ed effetti adesivi, tesi sostenuta e confermata anche da altri autori [16] [17].

Tali effetti possono anche causare un eccessivo ritardo nel raggiungimento della condizione di reseal, per cui è opportuno tenerli sotto controllo nello sviluppo di una relief valve.

Si tenga presente che la pressione di reseal è più bassa di quella di cracking anche in un caso ideale ove non esistono attriti e adesioni: dal punto di vista strettamente fluidodinamico, per mantenere il poppet ad un piccolo valore di apertura è sufficiente una pressione inferiore di quella necessaria a farlo spostare dalla posizione chiusa, perché a piccole aperture la zona di alta pressione si estende a coprire una sezione più ampia del poppet. Questo è coerente con il fatto che, in Figura 4.3, il punto di equilibrio a 130 bar si trovi in corrispondenza di una portata maggiore di 0.

5.2.2 Configurazione con seat smussata

Applicando questa modifica, si sono verificati problemi in fase di taratura della cracking pressure. La sfera del poppet, essendo stavolta tangente alla sede di tenuta, tende a poggiare su una superficie più ampia, di conseguenza è necessaria una forza maggiore per realizzare la tenuta, fatto che amplifica il problema descritto in precedenza riguardo alla sovra-regolazione del precarico.

In questo caso la molla si è rivelata troppo debole per poter garantire la tenuta e avere ancora un margine di corsa sufficiente. In definitiva, regolando la cracking pressure a 130 bar, la molla si trovava quasi completamente compressa e non era in grado di lasciare spazio al passaggio del fluido. Per questo motivo, non avendo a disposizione una molla più rigida, è stato necessario effettuare i test con valori di cracking pressure inferiori.

La linearità (verificata tramite CFD) del campo di pressione consente di ragionare in modo analogo a quanto già fatto e di fare confronti sul comportamento del flusso.

5.2.2.1 Chatter

A differenza del caso precedente, in cui si sono avuti fenomeni di instabilità (in circa metà delle prove fatte) già in corrispondenza di portate inferiori a 0.2 l/min, in questo il campo di stabilità è stato ampliato, non si è mai ottenuto chattering a portate minori di 0.5 l/min.

Come ben mostrato dal modello CFD, il campo di pressione sulla testa del poppet riesce a distribuirsi meglio all'apertura della valvola. All'aumentare dell'apertura, comunque, il comportamento assomiglia sempre di più al caso originario, perciò si è ritardato l'insorgere dei problemi, ma senza risolverli veramente.

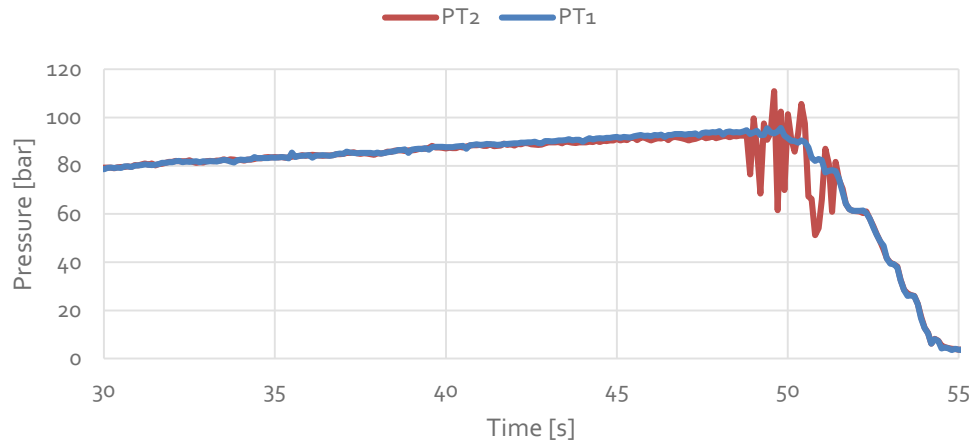


Figura 5.7: Pressione in un evento di chatter della valvola con seat smussata.

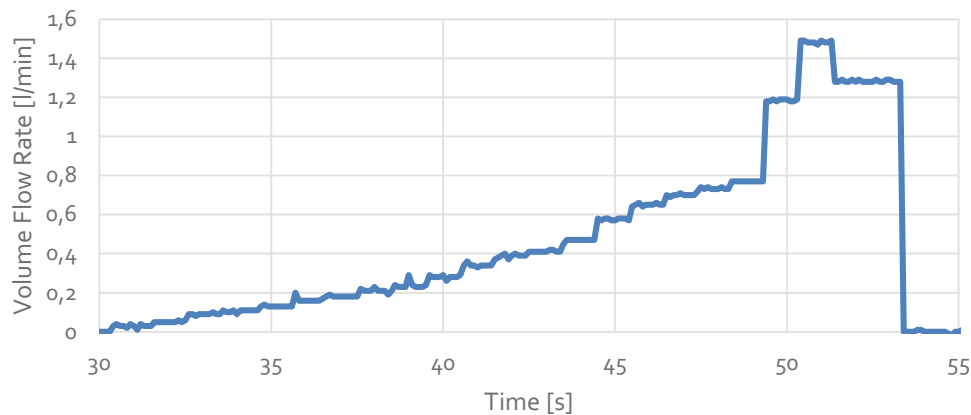


Figura 5.8: Andamento della portata in chattering. Questo tipo di valvola, come previsto, garantisce una portata superiore in condizioni stabili.

5.2.2.2 Cavitazione

Anche dal punto di vista della cavitazione, è stato confermato quanto concluso in base al modello: a valori di portata elevati, la geometria della strizione fa sì che l'intero flusso entri in regime cavitante, fatto che diviene evidente quando si osserva il fluido che esce dallo scarico libero, completamente sporco di bolle di gas, separatosi per i processi chimico-fisici che avvengono a bassissime pressioni.

Altro sintomo di cavitazione possono essere i fenomeni erosivi, perciò è opportuno osservare al microscopio la sede dopo che ha lavorato per un certo tempo in quel regime.

In Figura 5.9, la fotografia rende ben visibili i solchi causati dall'erosione, dovuta alle forti oscillazioni di pressione tipiche dell'implosione delle bolle di vapore. Questo tipo di erosione è denominato "pitting".

L'entità della cavitazione è tale da rendere nella pratica inutilizzabile la valvola in questa configurazione.

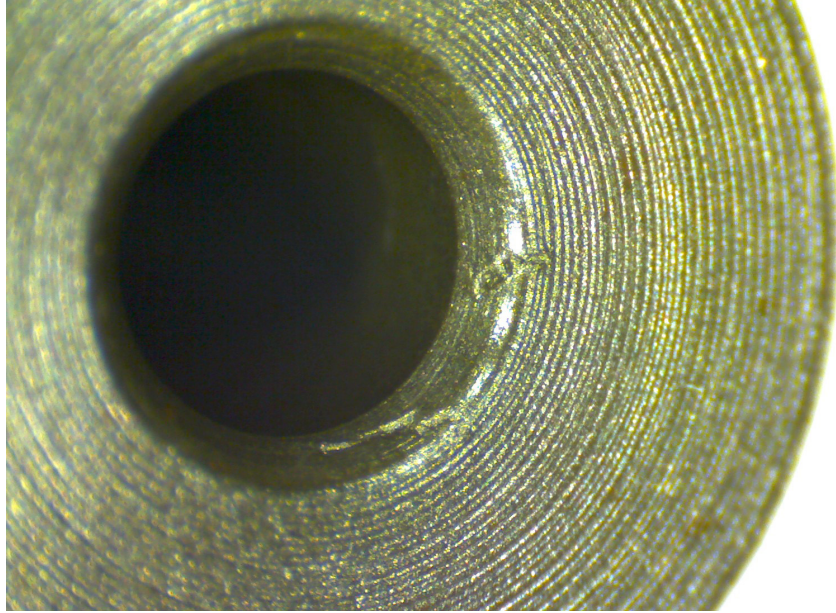


Figura 5.9: Seat smussata con evidenti segni di pitting da cavitazione.

5.2.3 Configurazione a spina

Nei test di questa tipologia di poppet sono stati completamente assenti sia l'instabilità che causava il chattering, sia gli evidenti segni di cavitazione riscontrati con la seat smussata. La cracking pressure, inoltre, si è mostrata di valore ben definito, stabile e controllabile.

Data l'elevata spinta fluidodinamica presente a valvola aperta, al raggiungimento della cracking pressure la valvola si porta immediatamente nella posizione di fine corsa, facendo passare il massimo della portata, che si è attestata attorno a 2 l/min in perfetta stabilità. In sostanza, all'apertura si riscontra un comportamento a gradino.

Una volta che il flusso si è instaurato, la portata cala gradualmente al calare della pressione, sempre in modo continuo e stabile, fino a raggiungere il punto di reseal. Si può affermare che questo comportamento è molto vicino a quello ideale di una pressure relief valve (eccetto forse che per l'apertura così rapida), se non fosse che la reseal pressure si è rivelata eccessivamente bassa, ma si tratta di un parametro su cui si ha un buon controllo modificando le caratteristiche geometriche del poppet, come l'area di spinta a valvola aperta, la lunghezza del canale, la forma della spalla.

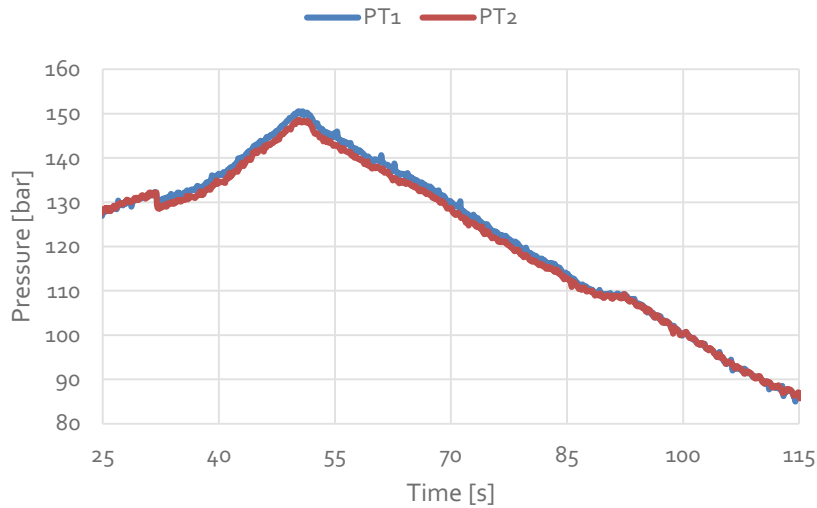


Figura 5.10: Andamento della pressione durante il test del poppet a spina.

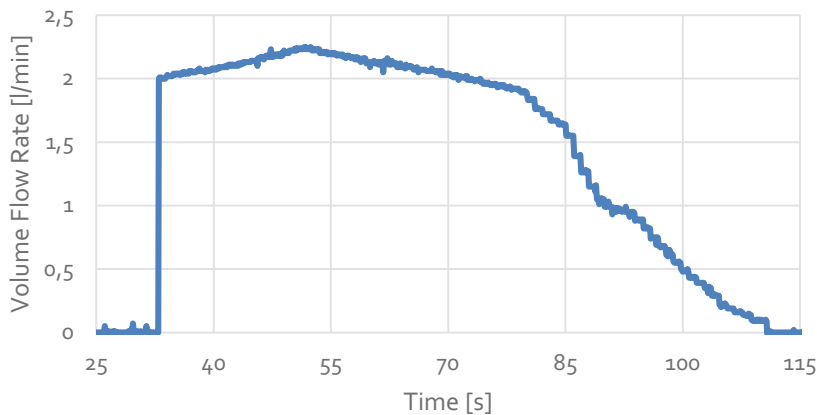


Figura 5.11: Diagramma della portata nella configurazione con poppet a spina, in cui è evidente l'apertura di scatto.

5.2.3.1 Effetto di incastro del poppet

Nel verificare l'accoppiamento tra seat e poppet, prima di effettuare il montaggio, ci si è resi conto che applicando il carico nominale il poppet tende a incastrarsi nella sede, e per rimuoverlo è necessaria una forza dell'ordine di qualche Newton.

Ciò è imputabile alla conicità piuttosto pronunciata della sezione di tenuta (vedere Figura 4.8), per cui, in presenza di un carico assiale, si può avere una deformazione elastica della sede con conseguente scambio di forze anche in direzione radiale, le quali generano un attrito in senso assiale quando si tenta di muovere il poppet.

Tale forza di attrito va ad influire in modo marcato sull'equilibrio del poppet, inducendo, durante la regolazione della molla, a caricarla in misura minore con uno scarto che è pari alla forza di attrito statico sul poppet. In fase di reseal, la molla meno tesa avrà difficoltà a far chiudere la valvola, e la pressione di reseal sarà più bassa del dovuto.

Alla luce di quanto appena detto, in una successiva iterazione di questa configurazione bisognerà modificare la geometria della sede di tenuta, adottando angoli più ampi per mitigare l'effetto di incastro, accorgimento che andrà certamente ad impattare sulle prestazioni della valvola, non soltanto dal punto di vista della pressione di reseal. Nella situazione attuale il poppet, quando inizia a muoversi, si trova in una situazione di forte squilibrio per via dell'attrito statico che improvvisamente viene meno, e ciò contribuisce a rendere molto rapida l'apertura fino a fine corsa: ci si aspetta che, riducendo tale attrito e aumentando di conseguenza il precarico della molla, la fase di apertura divenga meno brusca.

Una stima grossolana della forza di attrito può essere effettuata nel seguente modo al banco idraulico:

- Aumento della pressione fino ad apertura della valvola, annotazione cracking pressure
- Diminuzione fino ad incontrare l'esatta pressione di reseal, in modo da far chiudere la valvola senza consentire l'incastro del poppet
- Aumento fino a cracking pressure, che questa volta sarà inferiore dell'esatta quantità necessaria a bilanciare l'attrito statico.

Il risultato di questa prova è una differenza di pressione di circa 23 bar, che porta a stimare l'attrito a 5.22 N, un valore decisamente significativo se confrontato con il carico della molla di 29.5 N.

Un'altra misurazione di conferma è stato eseguito tramite un dinamometro, prendendo i pezzi smontati e comprimendo l'assieme seat-poppet con una forza pari a quella della molla, poi misurando la forza necessaria a rimuovere il poppet, che è risultata essere di circa 5 N.

In definitiva, se si riuscisse a modificare la geometria in modo da rimuovere questo attrito, si potrebbe caricare la molla nel modo corretto sempre ottenendo la cracking pressure voluta, ma la pressione di reseal aumenterebbe, passando dagli attuali 90 bar a circa 113 bar.

5.3 Limitazioni pratiche delle prove

Come già affermato, il principale fattore di complessità nello studiare una relief valve è la presenza del grado di libertà dello spostamento del poppet, che non è controllabile e dipende in modo molto sensibile da un equilibrio di forze difficile da calcolare in modo accurato.

Nel caso delle prove al banco, è facile effettuare misure della portata e della pressione lungo la linea idraulica, ma non è possibile in alcun momento conoscere la posizione del poppet e neppure il reale precarico della molla, perlomeno con l'attrezzatura a disposizione. Lo stato del sistema viene determinato in modo soltanto parziale, pertanto non è possibile un confronto a tutto tondo con i dati di output delle simulazioni.

Riguardo ai fenomeni di instabilità, è semplice constatarne la presenza e gli effetti, ma non è stato possibile caratterizzarne la dinamica, effettuare misurazioni della frequenza e neppure degli spostamenti che il poppet subisce durante gli eventi di chatter.

Se si volesse effettuare una taratura più precisa dei modelli CFD, potrebbe essere opportuno sostituire un componente rigido alla molla, in modo da poter stabilire una posizione fissa del poppet e studiare il flusso in condizioni totalmente stazionarie, il che fornirebbe dati molto più confrontabili con le analisi numeriche. La realizzazione pratica di questa idea sarebbe comunque complessa, dati i ridottissimi valori di corsa con cui si ha a che fare, che richiederebbero tolleranze strettissime per i componenti fissi. Non si riuscirebbe comunque a determinare il valore della spinta del fluido sul poppet.

Il banco idraulico non è in grado di simulare condizioni dinamiche in cui la pressione subisca variazioni rapide, né di simulare la risposta del sistema reale su cui la valvola andrà montata, dunque non è possibile esaminare condizioni diverse da quelle quasi-statiche. Sebbene si possa ottenere molte indicazioni importanti da tali prove, determinati comportamenti o problematiche, che sul sistema reale possono manifestarsi, potrebbero non esistere affatto nei test con un banco. Pensare di impostare delle simulazioni unsteady diventa poco sensato se non è possibile avere dei dati sperimentali di confronto, peggio ancora se sono necessarie delle misure per stabilire delle condizioni al contorno su cui basare le simulazioni.

5.4 Conclusioni

Le analisi effettuate, sebbene abbiano dei limiti intrinseci nel descrivere la realtà fisica, si sono rivelate alquanto utili per comprendere nel dettaglio il funzionamento della valvola, che prima era noto solo in modo qualitativo ed empirico.

L'accordo con i dati sperimentali può dirsi soddisfacente, e il tutto fornisce preziose indicazioni per concepire futuri design più performanti. Sono state proposte modifiche atte a dimostrare l'efficacia di determinati accorgimenti, desunti grazie alle simulazioni CFD, modifiche che non hanno pretesa di costituire un prodotto finito, ma soltanto una base su cui fondare scelte progettuali coscienti.

Una volta trovato un design adeguato alle esigenze e che non presenti problemi nel normale funzionamento, sarà molto utile anche la costruzione di un modello a parametri concentrati che permetta di portare avanti simulazioni di sistema con facilità.

Bibliografia

- [1] I. Moir and A. Seabridge, *Aircraft Systems: Mechanical, electrical and avionics subsystems integration*, Third Edition, John Wiley & Sons, Ltd., 2008.
- [2] G. Altare, M. Rundo and M. Olivetti, "3D Dynamic Simulation of a Flow Force Compensated Pressure Relief Valve," in *Proceedings of the ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Phoenix, 2016.
- [3] R. Finesso e M. Rundo, «Numerical and experimental investigation on a conical poppet relief valve with flow force compensation,» *International Journal of Fluid Power*, 2017.
- [4] C. Baszó and C. Hós, "On the Static Instability of Liquid Poppet Valves," *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering* 59(1), pp. 1-7, 2015.
- [5] X. G. Song, J. H. Jung, H. S. Lee, D. K. Kim and Y. C. Park, "2-D Dynamic Analysis of a Pressure Relief Valve by CFD," in *9th WSEAS Int. Conference on Applied Computer and Applied Computational Science*, 2010.
- [6] X. Song, L. Cui, M. Cao, W. Cao, Y. Park and W. M. Dempster, "A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel," *Energy Conversion and Management*, no. 81, pp. 407-419, 2014.
- [7] G. Ou, J. Xu, W. Li and B. Chen, "Investigation on Cavitation Flow in Pressure Relief Valve with High Pressure Differentials for Coal Liquefaction," *Procedia Engineering* 130, pp. 125-134, 2015.

- [8] C. Baszó and C. Hós, "A CFD study on the stability of a hydraulic pressure relief valve," in *Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'12) - The 15th International Conference on Fluid Flow Technologies*, Budapest, 2012.
- [9] USA Department of Defense, *MIL-PRF-5606J - Performance Specification - Hydraulic Fluid, Petroleum Base; Aircraft, Missile and Ordnance*, 2018.
- [10] US Department of Defense, *MIL-PRF-83282D - Performance Specification - Hydraulic Fluid, Fire Resistant, Synthetic Hydrocarbon Base, Metric, NATO Code Number H-537*, 1997.
- [11] Castrol Australia Pty Limited, «Castrol Brayco Micronic 756 - Product Data,» 2006.
- [12] Shell Corporation, "AeroShell Fluid 41 - Technical Data Sheet".
- [13] Ansys Inc., *Ansys Fluent User's Guide*, Release 2021 R2, 2021.
- [14] Mallinckrodt Baker, Inc., "Material Safety Data Sheet - Mineral Oil," 2008.
- [15] Ansys, Inc., *Ansys Fluent Theory Guide*, Release 2021 R2, 2021.
- [16] E. C. Fitch and I. T. Hong, *Hydraulic Component Design and Selection*, BarDyne, Inc., 2004.
- [17] Mannesmann Rexroth, *Basic Principles and Components of Fluid Technology*, Mannesmann Rexroth GmbH, 1991.
- [18] Vickers, Inc., *Vickers Industrial Hydraulics Manual*, 1989.
- [19] The Lee Company, *Technical Hydraulic Handbook*, 12th edition, 2018.