



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Dipartimento Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche
Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

*Valutazione critica del design di una Valvola Regolatrice di
Pressione tramite analisi CFD*

Critical design study of a Pressure Relief Valve by CFD analysis

Relatore:
**PROF. ANDREA
CRIVELLINI**

Tesi di Laurea di:
**ELISABETTA
GIOVAGNOLI**

A.A. 2020/2021

RINGRAZIAMENTI

Vorrei ringraziare il Prof. A.Crivellini per il sostegno fornito durante il corso della tesi. Desidero inoltre ringraziare tutti i colleghi dell'Ufficio Tecnico della Umbria Aerospace Systems e in particolar modo il Technical Manager, Ing. L.Lini, che mi hanno supportato e consigliato durante tutto il percorso universitario e specialmente in questo lavoro conclusivo. Ringrazio infine i miei familiari per il conforto che mi hanno fornito nei momenti più impegnativi di questa sfida.

*Ai miei genitori
e a Ornella*

INDICE

INDICE DELLE FIGURE	5
INDICE DELLE TABELLE	7
INTRODUZIONE	8
1 INTRODUZIONE ALLA CFD.....	10
1.1 EQUAZIONI GOVERNANTI DELLA FLUIDODINAMICA	10
1.1.1 EQUAZIONI IN FORMA DIFFERENZIALE	12
1.1.2 EQUAZIONI IN FORMA INTEGRALE	15
1.2 CONDIZIONI AL CONTORNO	17
1.3 METODO DEI VOLUMI FINITI	18
1.4 SISTEMA DI EQUAZIONI ALGEBRICHE	19
1.5 ERRORI DI DISCRETIZZAZIONE E LINEARIZZAZIONE	19
1.5.1 LINEARIZZAZIONE	20
1.5.2 DISCRETIZZAZIONE	21
1.6 RESIDUI E INTERRUZIONE DELLE ITERAZIONI	23
1.7. RIEPILOGO EQUAZIONI RISOLVENTI	24
1.8. ALGORITMO DI CALCOLO	25
1.9. FLUSSO LAMINARE E TURBOLENTO	26
1.9.1. IL MODELLO k- ϵ	29
1.10. STRATO LIMITE	30
2. IL CASO DI STUDIO: VALVOLA REGOLATRICE DI PRESSIONE (HIGH PRESSURE RELIEF VALVE)	31
2.1. LA VALVOLA REGOLATRICE DI PRESSIONE E SUA GEOMETRIA	31
2.1.1. CARATTERISTICHE DELLA VALVOLA REGOLATRICE DI PRESSIONE	34
2.1.2. REQUISITI DI PROGETTO	36
3. MODELLAZIONE CFD DELLA VALVOLA	37
3.1. MODELLI AD OTTURATORE FISSO	37
3.1.1. DESIGN OTTURATORE CONICO - GEOMETRIA E MESH	38
3.1.2. DESIGN OTTURATORE SFERICO - GEOMETRIA E MESH	42
3.1.3. PARAMETRI DI INPUT.....	45
3.1.4. IMPOSTAZIONI NECESSARIE ALL'ANALISI	47
3.2. MODELLI AD OTTURATORE MOBILE	48

3.2.1.	DESIGN OTTURATORE CONICO - GEOMETRIA E MESH	48
3.2.2.	PARAMETRI DI INPUT.....	51
3.2.3.	IMPOSTAZIONI NECESSARIE ALL'ANALISI	52
4.	RISULTATI DELLE SIMULAZIONI CFD	54
4.1.	RISULTATI DEI MODELLI AD OTTURATORE FISSO	54
4.1.1.	PRESSIONI	54
4.1.2.	VELOCITA'	60
4.1.3.	PROFILI DI VELOCITA'	66
4.2.	RISULTATI DEI MODELLI AD OTTURATORE MOBILE	70
4.2.1.	PRESSIONI	70
4.2.2.	VELOCITA'	75
4.2.3.	MESH DINAMICA	79
4.2.4.	SPOSTAMENTI	81
5.	PROVE SPERIMENTALI SU PROTOTIPI DELLE VALVOLE REGOLATRICI DI PRESSIONE	83
5.1.	ATTREZZATURA DI PROVA	84
5.2.	LAYOUT DELLA VALVOLA SPERIMENTALE	85
5.3.	CONDIZIONI DI TEST	86
5.4.	TEST ESEGUITI SULLA VALVOLA	86
5.4.1.	PRESSIONE DI APERTURA	87
5.4.2.	TEST DI TENUTA IDRAULICA	87
5.4.3.	CURVE PRESSIONE DIFFERENZIALE-PORTATA	88
5.5.	RISULTATI DEI TEST SPETIMENTALI	89
5.5.1.	PRESSIONE DI APERTURA	89
5.5.2.	TEST DI TENUTA IDRAULICA	89
5.5.3.	CURVE PRESSIONE DIFFERENZIALE-PORTATA	89
6.	CONFRONTO TRA RISULTATI DELLA SIMULAZIONE CFD E RISULTATI SPERIMENTALI	91
	CONCLUSIONI	93
	BIBLIOGRAFIA	95

INDICE DELLE FIGURE

Fig. 1.1: Conservazione della massa	12
Fig. 1.2: Equilibrio del volume elementare a sforzi normali e di taglio	13
Fig. 1.3: Volume di controllo, caso bidimensionale	15
Fig. 1.4: Griglia monodimensionale e bidimensionale	18
Fig. 1.5: Griglia usata nell'interpolazione	18
Fig. 1.5: Suddivisione del volume finito in celle	19
Fig. 1.6: Conservazione della quantità di moto applicata alla cella 1	20
Fig. 1.7: Conservazione della massa applicata alla cella 1	21
Fig. 1.8: Conservazione della quantità di moto applicata alla cella 1- Residui	23
Fig. 1.9: Algoritmo di calcolo	25
Fig. 1.10: Confronto flusso laminare e turbolento	26
Fig. 1.11: Decomposizione del vettore velocità	27
Fig. 1.12: Distribuzione dell'energia per le varie scale di turbolenza	28
Fig. 1.13: Formazione dello strato limite	30
Fig. 2.1: Regolatrice di pressione-layout esterno	32
Fig. 2.2: Regolatrice di pressione-percorso del fluido e schema idraulico	32
Fig. 2.3: Regolatrice di pressione-layout- design otturatore conico	32
Fig. 2.4: Regolatrice di pressione-layout- design otturatore sferico	33
Fig. 2.5: Componenti della valvola regolatrice di pressione	34
Fig. 2.6: Curve di prestazione di progetto.....	36
Fig. 3.1: Geometria Otturatore conico-gap 0.5 mm	38
Fig. 3.2: Geometria Otturatore conico-gap 1 mm	38
Fig. 3.3: Mesh Otturatore conico-gap 0.5 mm.....	40
Fig. 3.4: Mesh Otturatore conico-gap 1 mm.....	41
Fig. 3.5: Geometria Otturatore sferico-gap 0.5 mm	42
Fig. 3.6: Geometria Otturatore sferico-gap 1 mm	42
Fig. 3.7: Mesh Otturatore sferico-gap 0.5 mm	43
Fig. 3.8: Mesh Otturatore sferico-gap 1 mm	44
Fig. 3.9: Impostazioni generali del solutore	45
Fig. 3.10: Condizioni al contorno-otturatore fisso	46
Fig. 3.11: Metodi di soluzione e Residui	47
Fig. 3.12: Geometria Otturatore conico-Otturatore mobile	48
Fig. 3.13: Mesh Otturatore conico-otturatore mobile	50
Fig. 3.14: Condizioni al contorno-otturatore mobile	51
Fig. 3.15: Impostazioni mesh dinamica.....	52
Fig. 3.16: Regioni per mesh dinamica	53
Fig. 3.17: Solution method e Run simulation	53
Fig. 4.1: Pressioni-gap 0.5 mm-flusso 1 l/min	54
Fig. 4.2: Pressioni-gap 1 mm-flusso 1 l/min	54
Fig. 4.3: Pressioni-gap 0.5 mm-flusso 20 l/min	55

Fig. 4.4: Pressioni-gap 1 mm-flusso 20 l/min	55
Fig. 4.5: Pressioni-gap 0.5 mm-flusso 50 l/min	55
Fig. 4.6: Pressioni-gap 1 mm-flusso 50 l/min	56
Fig. 4.7: Pressioni-gap 0.5 mm-flusso 1 l/min	57
Fig. 4.8: Pressioni-gap 1 mm-flusso 1 l/min	57
Fig. 4.9: Pressioni-gap 0.5 mm-flusso 20 l/min	57
Fig. 4.10: Pressioni-gap 1 mm-flusso 20 l/min	58
Fig. 4.11: Pressioni-gap 0.5 mm-flusso 50 l/min	58
Fig. 4.12: Pressioni-gap 1 mm-flusso 50 l/min	58
Fig. 4.13: Velocità-gap 0.5 mm-flusso 1 l/min	60
Fig. 4.14: Velocità-gap 1 mm-flusso 1 l/min	60
Fig. 4.15: Velocità-gap 0.5 mm-flusso 20 l/min	61
Fig. 4.16: Velocità-gap 1 mm-flusso 20 l/min	61
Fig. 4.17: Velocità-gap 0.5 mm-flusso 50 l/min	62
Fig. 4.18: Velocità-gap 1 mm-flusso 50 l/min	62
Fig. 4.19: Velocità-gap 0.5 mm-flusso 1 l/min	63
Fig. 4.20: Velocità-gap 1 mm-flusso 1 l/min	63
Fig. 4.21: Velocità-gap 0.5 mm-flusso 20 l/min	64
Fig. 4.22: Velocità-gap 1 mm-flusso 20 l/min	64
Fig. 4.23: Velocità-gap 0.5 mm-flusso 50 l/min	65
Fig. 4.24: Velocità-gap 1 mm-flusso 50 l/min	65
Fig. 4.25: Sezioni per profili di velocità assiale	66
Fig. 4.26: Moto di un fluido in un condotto cilindrico-profilo di velocità teorici.....	69
Fig. 4.27: Pressioni - Flusso 40 l/min - T=1 s	70
Fig. 4.28: Pressioni - Flusso 40 l/min - T=17 s e T=22 s	71
Fig. 4.29: Pressioni - Flusso 40 l/min - T=200 s	72
Fig. 4.30: Pressioni - Flusso 50 l/min - T=1 s e T=14 s	73
Fig. 4.31: Pressioni - Flusso 50 l/min - T=18 s e T=200 s	74
Fig. 4.32: Velocità - Flusso 40 l/min - T=1 s e T=17 s	75
Fig. 4.33: Velocità- Flusso 40 l/min- T=22 s e T=200 s	76
Fig. 4.34: Velocità- Flusso 50 l/min- T=1 s e T=14 s	77
Fig. 4.35: Velocità- Flusso 50 l/min- T=18 s e T=200 s	78
Fig. 4.36: Mesh Dinamica- Flusso 40 l/min e 50 l/min -1	79
Fig. 4.37: Mesh Dinamica- Flusso 40 l/min e 50 l/min - 2	80
Fig. 4.38: Spostamenti - Flusso 40 l/min	81
Fig. 4.39: Spostamenti - Flusso 50 l/min	81
Fig. 5.1: Layout esterno della valvola sperimentale	83
Fig. 5.2: Attrezzatura di prova-immagine e schema idraulico.....	84
Fig. 5.3: Regolatrice di pressione-layout- design otturatore conico	85
Fig. 5.4: Curve requisito di progetto per la valvola regolatrice di pressione.....	89
Fig. 5.5: Curve requisito di progetto e sperimentali della valvola.....	90
Fig. 6.1: Risultati simulazioni a otturatore mobile della valvola	91
Fig. 6.2: Curve requisito di progetto e sperimentali della valvola.....	92

INDICE DELLE TABELLE

Tab.2.1 Caratteristiche della valvola regolatrice di pressione	35
Tab.2.2 Altre Caratteristiche funzionali della valvola regolatrice di pressione	35
Tab. 3.1 Parametri geometrici-sketch valvola otturatore conico	39
Tab. 3.2 Parametri geometrici-sketch valvola otturatore sferico	42
Tab. 3.1 Parametri geometrici-sketch valvola otturatore conico	49
Tab.5.1 Caratteristiche strumenti impiegati	85
Tab. 5.2 Parametri geometrici valvola otturatore conico	86
Tab.6.1 Valori di pressione letti dalle simulazioni	92
Tab.6.2 Confronto dati simulazione, sperimentali e di progetto	92

INTRODUZIONE

Le valvole oleodinamiche costituiscono un elemento cardine dell'ingegneria meccanica e trovano impiego nei più disparati ambiti dell'ingegneria industriale, dagli impianti industriali alle applicazioni aeronautiche. Di uso molto diffuso sono le valvole regolatrici o limitatrici di pressione. Queste costituiscono un tipo di componente di sicurezza utilizzato in diversi possibili punti dell'impianto idraulico. Le valvole di sicurezza sono utilizzate per limitare la pressione del fluido in un sistema in modo che non si accumuli al di sopra di un livello prestabilito e causi danni a macchinari o persone.

Obiettivo del presente lavoro è quello di analizzare criticamente due possibili design di una valvola regolatrice di pressione, sviluppati dall'azienda Umbria Aerospace Systems (UAS) per essere installati nell'impianto idraulico del velivolo HURJET, un velivolo monomotore, addestratore avanzato supersonico e aereo da combattimento leggero, in fase di sviluppo da parte di Turkish Aerospace Industries (TAI).

Partendo dalle geometrie progettate, sono stati elaborati dei modelli preliminari ad otturatore *fisso* e implementati nel software Ansys Fluent, al fine di ottenere, note le condizioni al contorno, l'andamento di massima dei campi delle grandezze in gioco, come pressione e velocità per valutarne la corrispondenza con la fisica del problema.

Successivamente si è passati all'elaborazione di modelli più rappresentativi della valvola: quelli ad otturatore mobile. Sostanzialmente è stato modellato un otturatore mobile di massa reale, capace di traslare in direzione assiale, con la possibilità di spostarsi di una quantità al massimo pari alla sua corsa massima. All'otturatore è stata applicata anche il vincolo della molla, agente con un'azione di chiusura sull'otturatore stesso. Una volta lanciata la simulazione, sono stati ricavati i risultati in termini di campi di pressione, campi di velocità e spostamenti. Dati i risultati ottenuti in fase di pre-analisi, nei modelli ad otturatore mobile, si è scelto di portare avanti le simulazioni per uno solo dei due design inizialmente analizzati.

Sono stati infine illustrati i risultati delle prove sperimentali eseguiti sulla valvola da parte dell'azienda UAS e confrontati con quelli ottenuti dalle simulazioni CFD.

In particolare il presente lavoro di tesi risulta articolato come segue.

Il capitolo 1 si presenta come un'introduzione alla Fluidodinamica ed illustra le principali equazioni di conservazione, in forma differenziale e integrale che governano il problema, i metodi utilizzati dal software per risolvere numericamente tali equazioni e l'algoritmo di calcolo impiegato. Viene affrontata poi una breve trattazione sui flussi laminari e turbolenti e sullo strato limite.

Nel *Capitolo 2* viene descritta nel dettaglio la valvola regolatrice di pressione, illustrati la geometria e i materiali scelti da UAS in due possibili design. Vengono inoltre riportati i requisiti di performance di progetto richiesti dal cliente (TAI).

Il problema della modellazione preliminare ad otturatore fisso e ad otturatore mobile è stato trattato nel *Capitolo 3*. In entrambi i casi sono stati messi in evidenza le geometrie introdotte, il materiale, le condizioni al contorno e i principali parametri impostati durante il settaggio dei modelli, come ad esempio i metodi di soluzione, i valori dei residui..

I risultati di entrambe le tipologie di modelli, sia fissi che mobili, sono stati riportati e discussi nel *Capitolo 4*, focalizzando l'attenzione sui parametri: velocità, pressioni e spostamenti.

Il *Capitolo 5* è dedicato alla campagna di prove sperimentali eseguite da UAS, passando in rassegna l'attrezzatura di prova, i test eseguiti e i risultati. Sono stati riportati i risultati relativi ad un solo design, ovvero quello che ha dimostrato il comportamento ottimale.

Infine nel *Capitolo 6* è stato effettuato un confronto tra i risultati delle simulazioni CFD e quelli sperimentali, al fine di dimostrare la validità del modello elaborato. Entrambi i risultati sono stati confrontati con i requisiti di progetto della valvola, con lo scopo di validarne la rispondenza.

1 INTRODUZIONE ALLA CFD

L'analisi CFD (Computational Fluid Dynamics) può essere definita come un set di metodi numerici utilizzati per ottenere soluzioni approssimate a problemi di fluidodinamica e trasferimento del calore.

Questa analisi permette di ricavare l'intero campo di alcune grandezze come Temperatura $T(x,t)$, velocità $v(x,t)$, densità $\rho(x,t)$, ecc..attraverso la risoluzione di equazioni differenziali alle derivate parziali. In generale infatti è possibile seguire uno dei seguenti tre approcci per risolvere problemi di fluidodinamica e trasferimento del calore:

- Approcci teorici: ricercano la soluzione esatta delle equazioni differenziali che governano il problema. Hanno il limite di essere definiti per un numero molto limitato di problemi e tipicamente essere formulati per condizioni ideali, facendo, ad esempio, assunzioni sull'incomprimibilità del fluido, temperatura costante, lunghezza infinita dei condotti ecc..
- Approcci sperimentali: hanno il vantaggio di fornire soluzioni altrimenti impraticabili con altri metodi specie per geometrie complesse, facendo ricorso a prove sperimentali, come ad esempio è il caso delle prove in galleria del vento. Hanno lo svantaggio di essere caratterizzati da una serie di difficoltà tecniche nell'allestimento delle prove, che richiedono tempi di sviluppo anche molto lunghi.
- Approcci numerici: la soluzione delle equazioni è ricercata per via numerica, ad esempio con il metodo dei Volumi finiti.

Nella seguente sezione vengono analizzate le principali equazioni che governano i problemi fluidodinamici, ma anche di trasferimento del calore.

1.1 EQUAZIONI GOVERNANTI DELLA FLUIDODINAMICA

Le tre equazioni fondamentali che governano i problemi della fluidodinamica sono:

- La legge di conservazione della massa
- La legge di conservazione della quantità di moto, nota anche come seconda legge di Newton
- La legge di conservazione dell'energia, o prima legge della termodinamica.

Il campo su cui vengono applicate tali equazioni è il "mezzo continuo". Per "mezzo continuo" solido o liquido (liquido nel particolare problema in esame, ma la stessa definizione potrebbe essere applicata anche a un solido), si intende un mezzo composto da volumi elementari, di dimensione infinitesima, rispetto al volume totale, ma sufficientemente più grandi rispetto alle distanze tra le molecole. I volumi elementari si spostano e si deformano sotto l'azione delle stesse forze agenti nel volume totale e risultano composti delle stesse molecole.

Le equazioni governanti possono essere descritte inoltre usando due possibili approcci: l'approccio Lagrangiano e l'approccio Euleriano.

L'approccio Lagrangiano prevede di "seguire" il moto di un singolo elemento fluido nello spazio e nel tempo, applicando le equazioni governanti all'elemento stesso per poi ricavare le grandezze di interesse (pressioni, velocità..) riferite al singolo elemento. Le equazioni di conservazione vengono quindi scritte in *Forma Differenziale*. Questo metodo è utilizzato molto raramente nell'analisi CFD.

Secondo l'approccio Euleriano invece le leggi di conservazione applicate ad un volume elementare vengono riformulate in termini di proprietà distribuite, come temperatura $T(x,t)$, velocità $v(x,t)$, densità $\rho(x,t)$, considerate come funzioni scalari o vettoriali dello spazio x e del tempo t . Sostanzialmente, fissato un volume di controllo, si passa ad applicare le equazioni del moto al flusso, considerato nel suo insieme, sulle superfici di ingresso e uscita. Le equazioni di conservazione vengono scritte, in questo caso, in *Forma Integrale*. L'approccio si presta molto bene all'utilizzo nell'analisi CFD.

1.1.1 EQUAZIONI IN FORMA DIFFERENZIALE

Si consideri il volume infinitesimo nella seguente figura.

Le equazioni illustrate di seguito verranno riportate solo per il caso piano (piano x-y), le equazioni nello spazio possono essere ottenute dalla semplice estensione nella terza dimensione.

Equazione di Conservazione della Massa

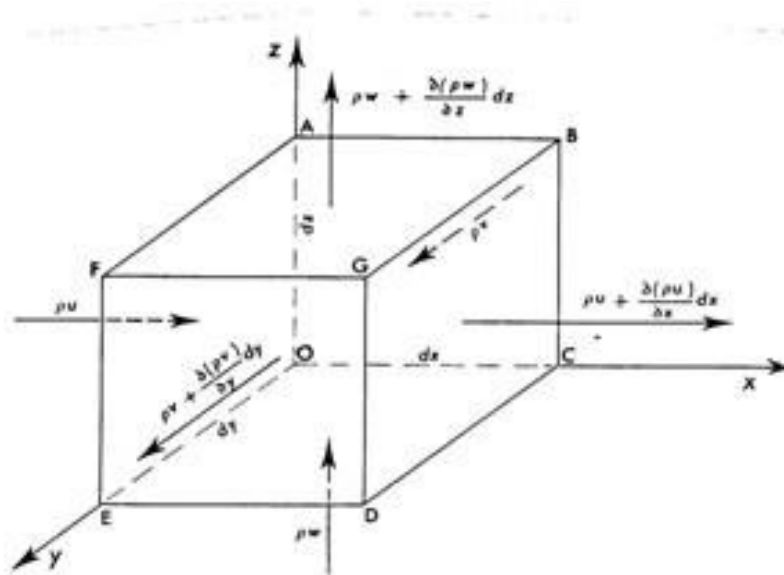


Fig. 1.1: Conservazione della massa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0, \text{ oppure}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \text{div} v = 0$$

Nell'ipotesi di fluido incomprimibile, si ha:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

o in forma compatta

$$\text{div} v = 0 \quad (2)$$

Dove ρ è la densità, u è la componente della velocità lungo x , v è la componente della velocità lungo y , v è il vettore velocità.

Tale equazione è detta anche “Equazione di continuità” ed esprime il concetto fisico per cui la massa entrante, nel volume infinitesimo, deve uguagliare la massa uscente da esso a meno della variazione di densità della massa in esso contenuta.

Equazione di Conservazione della Quantità di Moto

Con riferimento al la seguente figura, dall’equilibrio degli sforzi normali e di taglio agenti su tutte le facce del volume elementare è possibile ottenere le equazioni di Conservazione della quantità di moto, nell’ipotesi di flusso stazionario e densità costante.

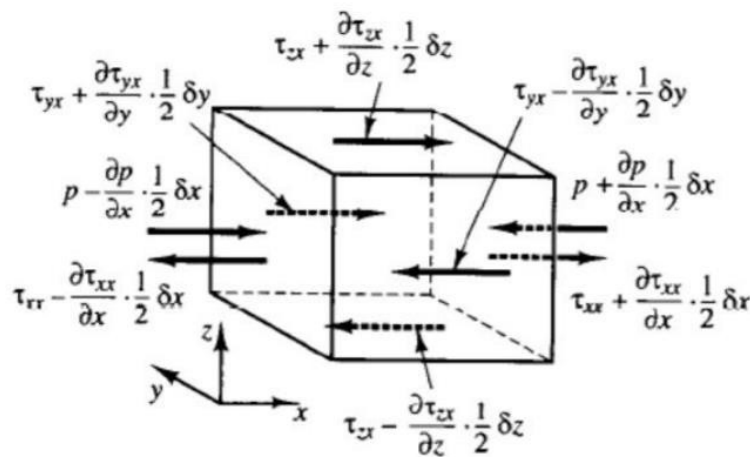


Fig. 1.2: Equilibrio del volume elementare a sforzi normali e di taglio

Si ottiene, quindi, dopo opportune semplificazioni:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (3)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v, \quad (4) \quad \text{in forma compatta}$$

$$\rho (v \cdot \nabla) v = -\nabla p + \mu \nabla^2 v \quad (5)$$

In cui il termine a primo membro rappresenta l’accelerazione (in componente lungo x o y o il vettore accelerazione) moltiplicata per ρ , quindi dimensionalmente una forza per unità di volume. Il secondo membro invece è composto dalla somma delle forze di pressione per unità di volume ∇p , più le forze viscosi per unità di volume, $\mu \nabla^2 v$. Globalmente l’equazione (5) esprime l’uguaglianza tra la velocità di variazione della quantità di moto della particella elementare e la somma di tutte le forze, di superficie e di volume, agenti sulla particella elementare. Si ricorda che le forze di superficie sono rappresentate da forza di pressione e viscosa, quelle di volume da forza di gravità e centrifuga.

Equazione di Conservazione dell'Energia

Si riporta per completezza anche l'equazione di conservazione dell'energia

$$\rho \left(\frac{DE}{Dt} \right) = -\nabla \cdot q - \nabla p (\nabla \cdot v) + Q \quad (6)$$

Si nota che l'operatore "D" rappresenta La Derivata Materiale, calcolata seguendo singole particelle di fluido. Tale equazione esprime l'uguaglianza tra la variazione dell'energia di una particella di fluido $\left(\frac{DE}{Dt} \right)$ e il bilancio tra la quantità di calore entrante/uscente nella particella e il lavoro compiuto sulla particella. In particolare il termine $\nabla \cdot q$ rappresenta la variazione del flusso di calore, Q la variazione di calore interna generata per attrito, il termine $\nabla p (\nabla \cdot v)$ il lavoro compiuto sulla particella.

In definitiva si hanno a disposizione:

Equazioni	Incognite
Conservazione della massa 1	Velocità (u,v) 2
Conservazione della quantità di moto 2	Pressione (p) 1
Conservazione dell'energia 2	Variabili termodinamiche (energia interna e temperatura) 2

Si nota inoltre che fluidi a basse velocità di solito si comportano come fluidi incomprimibili: senza variazioni di densità non c'è un legame fra equazione dell'energia interna e le conservazioni di massa e quantità di moto. Di conseguenza, per risolvere il campo di moto fluido basta risolvere solo le equazioni di continuità e quantità di moto. Per quest'ultimo problema il sistema risulta essere ben posto (3 equazioni disponibili in 3 incognite $(p,u$ e $v)$) e, teoricamente risolubile. Tuttavia lo stesso non è risolubile in forma chiusa. Le equazioni in gioco sono infatti equazioni differenziali accoppiate, non lineari, da qui la necessità di ricorrere a metodi numerici.

1.1.2 EQUAZIONI IN FORMA INTEGRALE

Un diverso approccio può essere seguito se si applicano le equazioni governanti non ad una particella in moto ma ad un volume fisso di controllo: è il caso delle equazioni in forma integrale. Anche nel caso delle Equazioni in forma integrale si procede analizzando il problema applicato al caso piano, in quanto le equazioni presentano una più semplice formulazione e perché più attinente al caso studio analizzato nella tesi.

Di seguito si ripotano le equazioni scritte in forma integrale.

Equazione di Conservazione della Massa

Considerato un volume di controllo, Ω , di massa $M = \int_{\Omega} \rho d\Omega$, delimitato da una superficie di contorno S , nel caso bidimensionale,

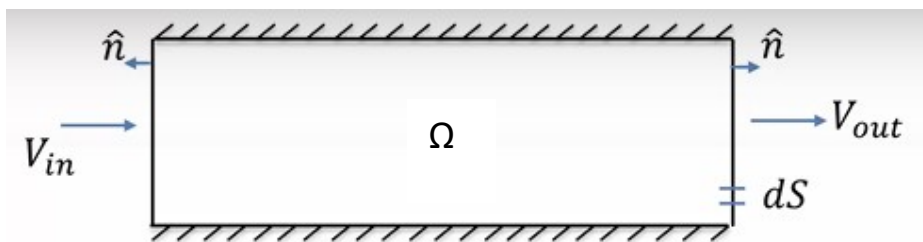


Fig. 1.3: Volume di controllo, caso bidimensionale

L'equazione di conservazione della massa può essere scritta come:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho d\Omega + \int_S \rho v n dS = 0 \quad (7)$$

Questa espressione afferma che la differenza tra la massa entrante e uscente attraverso la superficie di contorno di normale n ($\int_S \rho v n dS$, il cui segno dipende dal verso del vettore velocità v) è compensata dalla variazione di massa $\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho d\Omega$, subita nel tempo per la variazione della densità.

Si osservi che il volume Ω che compare nell'equazione è arbitrario e di forma e dimensione qualsiasi, potrebbe essere riferito ad un volume infinitesimo oppure a tutto il volume di controllo.

Nel caso particolarmente semplice di fluido incomprimibile si ha:

$$\int_S (v n dS = 0 \quad (8)$$

Questa relazione sta ad indicare che è nullo il flusso della velocità attraverso una qualunque superficie chiusa.

Anche in questo caso si potrebbe estendere il ragionamento al caso tridimensionale, generalizzando.

Equazione di Conservazione della Quantità di Moto

L'equazione di conservazione della quantità di moto può essere scritta nelle sue due componenti come:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho v_x d\Omega + \int_s \rho v_x n_x dS = \int_s t_x \cdot n dS + \int_{\Omega} \rho f_x d\Omega \quad (9)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho v_y d\Omega + \int_s \rho v_y n_y dS = \int_s t_y \cdot n dS + \int_{\Omega} \rho f_y d\Omega \quad (10)$$

In cui t_x e t_y sono dei vettori contenuti la prima e la seconda riga del tensore delle tensioni τ . Analizzando i vari termini:

-*a primo membro*: il primo termine rappresenta la risultante delle inerzie locali che dipendono dal modo in cui la densità e la velocità variano nel tempo, tale termine è nullo in condizioni di moto permanente, il secondo termine invece rappresenta la portata che transita nell'unità di tempo $\rho(v \cdot n) dS$, moltiplicata per v , rappresenta quindi la quantità di moto posseduta dalla massa.

-*a secondo membro*: il primo termine esprime la risultante degli sforzi attraverso la superficie di contorno, il secondo termine invece rappresenta la risultante delle forze di massa delle singole particelle nel volume Ω .

In forma vettoriale l'equazione diventa:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho v d\Omega + \int_s \rho(v \cdot n) dS = \int_s T dS + \int_{\Omega} F d\Omega \quad (11)$$

Equazione di Conservazione dell'Energia

Anche l'equazione di conservazione dell'energia può essere scritta in forma integrale. Nella seguente equazione il termine Φ rappresenta un campo scalare arbitrario, l'energia nel caso in esame.

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \Phi d\Omega + \int_s \Phi (v \cdot n) dS = \int_s \kappa \nabla \Phi \cdot n dS + \int_{\Omega} Q d\Omega \quad (12)$$

A primo termine troviamo rispettivamente la velocità di variazione del campo, il flusso convettivo attraverso la superficie di contorno. A secondo membro: il flusso diffusivo attraverso la superficie di contorno e la sorgente di volume all'interno del volume di controllo.

Anche nel caso della forma integrale il set di equazioni non risulta risolvibile in forma esatta.

1.2 CONDIZIONI AL CONTORNO

Nonostante le equazioni differenziali sopra viste non siano integrabili in forma chiusa è necessario definire delle opportune condizioni al contorno per avere una completa formulazione del problema. Tali condizioni permettono di fissare i valori di grandezze quali pressioni e velocità pari a valori costanti e noti. Un esempio in tal senso potrebbe essere una parete fissa rigida: la velocità delle particelle di fluido immediatamente a contatto con essa è pari a zero. Altro esempio è dato imponendo il valore della pressione o della velocità note, nelle sezioni di ingresso e di uscita. Tipicamente, per un condotto, la pressione nella sezione di uscita sarà pari a zero.

1.3 METODO DEI VOLUMI FINITI

Il metodo dei volumi finiti, dato un volume di controllo, Ω , consiste nel dividere il dominio in tanti volumi più piccoli, non sovrapposti, detti "celle" e ed applicare le equazioni di conservazione descritte nei paragrafi precedenti ad ogni cella. In realtà le equazioni differenziali non vengono applicate nella loro forma originaria, ma vengono sostituite da equazioni in forma algebrica. Di seguito è riportata un'immagine della divisione in celle.

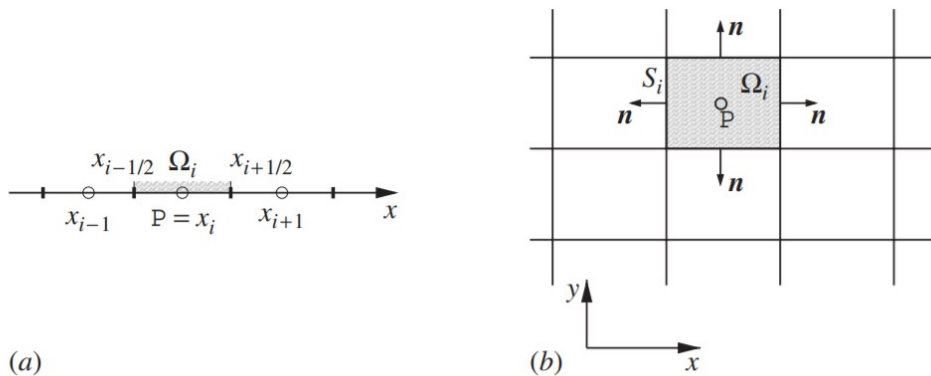


Fig. 1.4: Griglia monodimensionale e bidimensionale

Le equazioni e quindi le grandezze associate, come pressioni e velocità sono riferite al punto centrale di ogni cella. I valori delle grandezze al centro di ogni cella dovranno poi essere calcolati sul bordo della cella per mezzo di metodi di interpolazione (ad esempio metodi "upwind", lineari o per griglie a maglia non ortogonale).

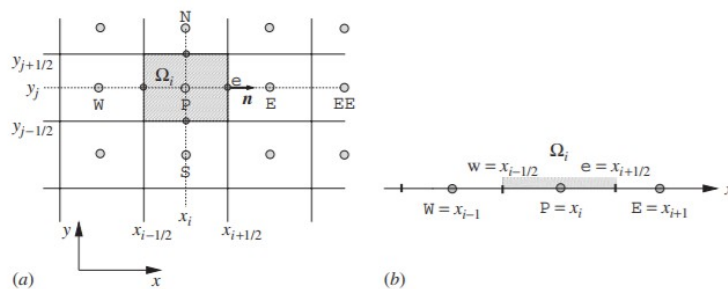


Fig. 1.5: Griglia usata nell'interpolazione

Ogni equazione algebrica di una cella è correlata all'equazione delle celle immediatamente adiacenti.

Il più semplice metodo di interpolazione è quello "upwind" e prevede di assumere il valore della grandezza al centro cella Φ_e in base alla direzione del flusso, in particolare:

$$\Phi_e = \begin{cases} \Phi_P \text{ if } (v n) > 0 \\ \Phi_E \text{ if } (v n) < 0 \end{cases} \quad (13)$$

Altro metodo di interpolazione notevole è quello lineare che prevede il rispetto del seguente criterio:

$$\Phi_e = \frac{\Phi_E + \Phi_P}{2} \quad (14)$$

1.4 SISTEMA DI EQUAZIONI ALGEBRICHE

Il set di equazioni differenziali può essere trasformato in un sistema di equazioni algebriche in base a considerazioni fisiche e o attraverso la forma integrale della conservazione della massa, sotto riportata. Quest'ultimo metodo è sicuramente più adatto ai problemi di maggiore complessità. A titolo di esempio si riporta un caso semplice di derivazione di equazioni algebriche, nell'ipotesi di flusso in un condotto a sezione costante e fluido incomprimibile.

$$\int_s (v \cdot n) \, dS = 0$$

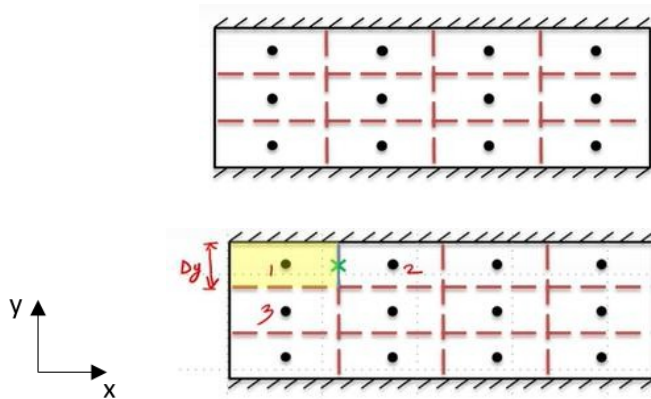


Fig. 1.5: Suddivisione del volume finito in celle

In riferimento alla cella alla geometria sopra riportata, per la cella 1, dette u e v le componenti delle velocità secondo x e y , si calcola il flusso uscente attraverso tutte le facce: il flusso sarà esattamente uguale a zero a meno di un termine noto, da qui si ottiene l'equazione semplificata:

$$(u_1 + u_2) + (v_1 + v_2) = 0 \quad (15)$$

Lo stesso ragionamento può essere applicato alla conservazione della quantità di moto: per ogni superficie si calcola la variazione della quantità di moto e la si uguaglia alla somma delle forze di pressione e di superficie agenti nella superficie di contorno.

1.5 ERRORI DI DISCRETIZZAZIONE E LINEARIZZAZIONE

Nell'applicazione del metodo agli elementi finiti si possono commettere principalmente due tipi di errore: l'errore di discretizzazione e l'errore di linearizzazione.

L'errore di discretizzazione è definito come la differenza tra la soluzione esatta del sistema di equazioni differenziali governanti e quella del sistema di equazioni algebriche create per la soluzione

del modello numerico. Questo errore è legato al troncamento dei termini di ordine superiore nelle equazioni algebriche. Tale errore può essere ridotto essenzialmente in due modi: o usando un numero più elevato di elementi nella discretizzazione, oppure usando accuratezza di ordine superiore nel processo di interpolazione.

Le equazioni algebriche vengono risolte iterativamente e ad ogni step i valori di tentativo delle grandezze vengono aggiornati. Dal momento che è stata effettuata una linearizzazione, i bilanci di conservazione della massa e della quantità di moto non sono esattamente pari a zero, ma vengono progressivamente ridotti sotto ad una certa soglia ritenuta accettabile. Nel paragrafo successivo viene illustrato come minimizzare i residui e quale valore limite viene tipicamente assunto.

1.5.1 LINEARIZZAZIONE

Le equazioni algebriche che permettono di risolvere il problema presentano un'ulteriore complicazione: sono non lineari. Ad esempio, considerando l'equazione di conservazione della quantità di moto in forma integrale, trascurando il termine delle inerzie:

$$\int_s \rho(v \cdot n) dS = \int_s T dS + \int_\Omega F d\Omega \quad (16)$$

Si osserva come questa presenti il primo termine non lineare, in quanto compare il prodotto di due velocità.

Considerando la geometria dell'esempio precedente, per semplicità:

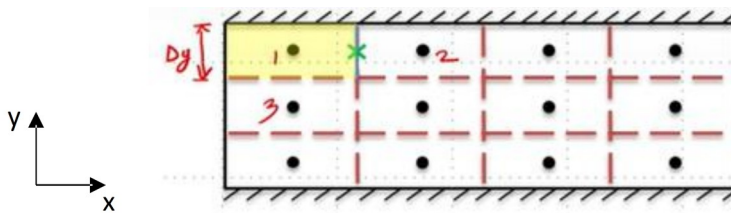


Fig. 1.6: Conservazione della quantità di moto applicata alla cella 1

La variazione della quantità di moto tra le celle 1 e 2:

$$q_{1-2} = \rho u_{1-2} \cdot u_{1-2} \Delta y(1) + err_1 \quad (17)$$

Dove $\Delta y(1)$ è la superficie attraverso cui si valuta la variazione della quantità di moto e err_1 è l'errore commesso approssimando la velocità sulla faccia 1-2 pari al valore al centro della cella, inoltre

$$q_{1-2} = \rho \left(\frac{u_1 + u_2}{2} \right)^2 \Delta y(1) + err_1 + err_2 \quad (18)$$

Dove err_2 è l'errore commesso approssimando la velocità sul bordo come media delle velocità al centro della cella.

Nell'equazione (18) si può osservare la presenza di termini non lineari in u . La linearizzazione può essere eseguita sostanzialmente in due modi: o fissando dei valori di tentativo per i termini non lineari, oppure aggiornare iterativamente i valori di correzione fino alla convergenza.

Quest'ultimo metodo viene di seguito riportato per questo caso semplice. Il termine u può essere visto come somma di un valore di tentativo u_g più una correzione.

$$u = u_g + \Delta u \quad (19)$$

Sviluppando in serie di Taylor:

$$f(u) = f(u_g + \Delta u) = f(u_g) + \Delta u f'(u_g) + \frac{\Delta u^2}{2} f''(u_g) + n.o.t \quad (20)$$

Noto che: $f(u)=u^2$; $f(u_g)=u_g^2$; $f'(u)=2u$; $f'(u_g)=2u_g$

$$u^2 = u_g^2 + \Delta u(2u_g) + linearization_error \quad (21)$$

L'errore di linearizzazione diminuisce al diminuire di Δu , quindi l'obiettivo delle iterazioni è proprio quello di minimizzare l'errore. Tale metodo di linearizzazione prende anche il nome di metodo di Newton.

1.5.2 DISCRETIZZAZIONE

Si consideri il caso precedentemente visto e semplice:

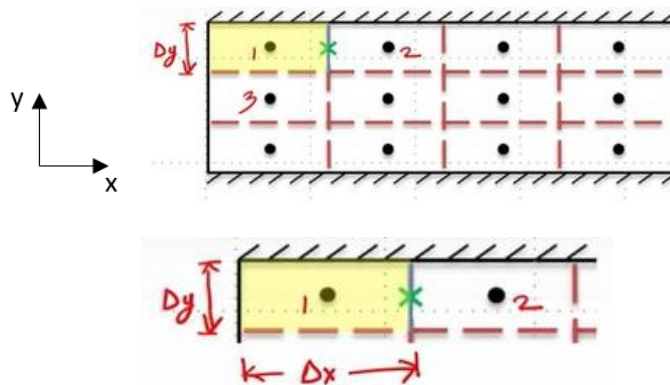


Fig. 1.7: Conservazione della massa applicata alla cella 1

Si applichi l'equazione di conservazione della massa all'elemento 1. Per scrivere l'equazione algebrica della conservazione della massa applicata alla cella è necessaria la componente di velocità lungo x . Quest'ultima può essere valutata come la media delle velocità lungo x al centro della cella 1 e della cella 2.

$$u_{1,2} = \left(\frac{u_1 + u_2}{2} \right) + error \quad (22)$$

Per quantificare l'entità dell'errore si sviluppano in serie di Taylor le componenti u delle velocità al centro delle celle 1 e 2, rispetto alla velocità nel punto medio della sezione di contatto, a meno di termini di ordine superiore:

$$u_1 = u_{1,2} + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{1,2} \left(-\frac{\Delta x}{2} \right) + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)_{1,2} \frac{1}{2} \left(-\frac{\Delta x}{2} \right)^2 + \dots \quad (23)$$

$$u_2 = u_{1,2} + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{1,2} \left(\frac{\Delta x}{2} \right) + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)_{1,2} \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta x}{2} \right)^2 + \dots \quad (24)$$

Quindi,

$$u_{1,2} = \left(\frac{u_1 + u_2}{2} \right) + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)_{1,2} \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta x}{2} \right)^2 + \dots \quad (25)$$

Dalla reazione (25) si può osservare che l'errore di discretizzazione è direttamente proporzionale a Δx^2 , pertanto si può affermare di avere un'accuratezza del secondo ordine.

Di conseguenza se si sceglie di discretizzare il problema con una mesh con passo Δx a cui è associato un errore di discretizzazione e , adottando una mesh con passo $\Delta x/2$, l'errore diventa pari a $e/4$. Ciò significa che l'errore di discretizzazione si riduce rapidamente. L'uso di un'accuratezza del secondo ordine però presenta anche degli svantaggi: la soluzione si presta ad essere meno stabile rispetto all'accuratezza del primo ordine in quanto le iterazioni tendono molto meno alla convergenza.

1.6 RESIDUI E INTERRUZIONE DELLE ITERAZIONI

Considerando il caso semplice precedentemente analizzato e volume di controllo associato:

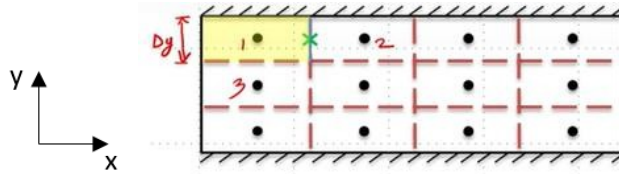


Fig. 1.8: Conservazione della quantità di moto applicata alla cella 1- Residui

Se l'equazione avesse una soluzione esatta, si avrebbe perfetto equilibrio tra massa entrante e massa uscente, per cui il primo termine della seguente equazione sarebbe proprio uguale a zero.

$$\rho(u_1 + u_2 + v_1 + v_2) = 0 \quad (26)$$

In realtà però la soluzione dopo ogni iterazione non soddisfa la (26) ma:

$$\rho(u_1 + u_2 + v_1 + v_2) = R_i \quad (27)$$

Dove R_i è l'errore o il residuo dell'equazione per quella cella. Anche le altre celle saranno caratterizzate dalla presenza di un residuo simile. Quindi è possibile definire un Residuo totale come:

$$R = \frac{\sum |R_i|}{\text{scaling_factor}} \quad (28)$$

Ovvero il residuo totale è dato dal rapporto della somma dei residui di tutte le celle, preso in modulo, poiché ci possono essere squilibri di massa positivi o negativi nelle singole celle, e un fattore scala.

Tale fattore è un opportuno fattore di correzione che tiene conto della velocità del fluido e permette di non sottostimare i residui per un flusso supersonico e non sovrastimarli per un flusso a bassa velocità.

Le iterazioni del modello continuano finché:

$$R < \text{tolerance} \quad (29)$$

Tipicamente il valore di tolleranza utilizzato da Ansys Fluent è pari a 10^{-3} .

1.7. RIEPILOGO EQUAZIONI RISOLVENTI

Di seguito vengono riassunte tutte le equazioni governanti descritte al paragrafo §1.1 nella loro forma *conservativa*:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (30)$$

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \mathbf{v}) = \rho f_x + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (31)$$

$$\frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \mathbf{v}) = \rho f_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \quad (32)$$

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E \mathbf{v}) = -\nabla \cdot \mathbf{q} - \nabla \cdot (p \mathbf{v}) + Q + \rho \mathbf{f} \cdot \mathbf{v} \quad (33)$$

Si ricorda che le prime tre equazioni del sistema vengono anche dette equazioni di Navier-Stokes.

1.8. ALGORITMO DI CALCOLO

Di seguito si riporta dell' algoritmo di calcolo utilizzato dal software e la discretizzazione utilizzata nel semplice caso esposto nei paragrafi precedenti.

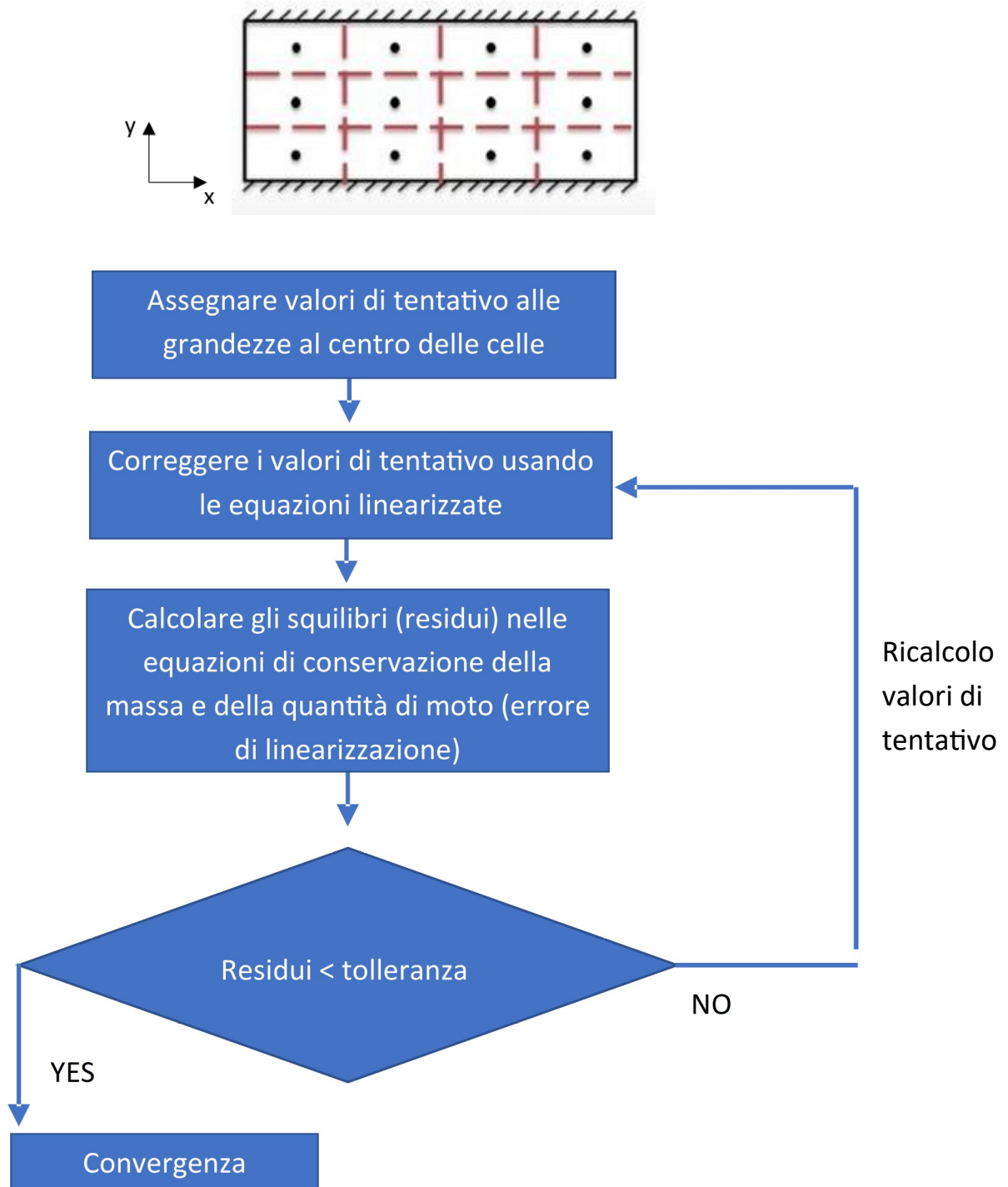


Fig. 1.9: Algoritmo di calcolo

1.9. FLUSSO LAMINARE E TURBOLENTO

Il fattore discriminante per distinguere un flusso laminare da uno turbolento è il numero di Reynolds.

$$R_e = \frac{\rho U l}{\mu} = \frac{U l}{\nu} \quad (34)$$

In cui ρ esprime la densità del fluido, U la velocità, μ la viscosità, ν la viscosità cinematica e l è una lunghezza caratteristica del fenomeno considerato (ad esempio nel caso del moto di un fluido in una tubazione corrisponde al diametro del tubo).

Il numero di Reynolds fornisce una misura del rapporto tra forze inerziali (associate ad effetti convettivi) e forze viscosi. A valori del numero di Reynolds inferiori a un valore critico Re_c il flusso è calmo e strati adiacenti del flusso si muovono in modo ordinato. Se le condizioni al contorno non cambiano nel tempo il flusso è stazionario. Il regime viene detto laminare. Tipicamente, per moto in una tubazione $Re_c=2000$ [3].

A valori del numero di Reynolds superiori a Re_c il flusso cambia radicalmente regime e si comporta in modo caotico e casuale. Le particelle si muovono in modo intrinsecamente non stazionario anche in presenza di condizioni al contorno costanti. Questo regime viene detto turbolento.

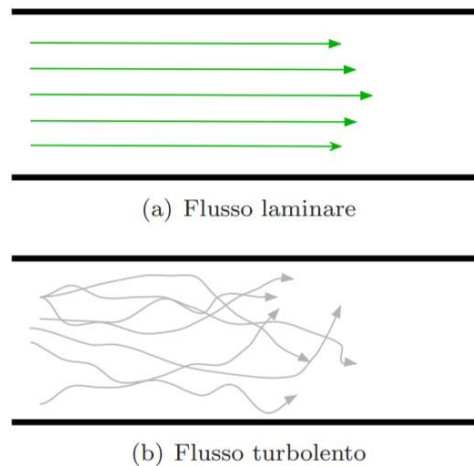


Fig. 1.10: Confronto flusso laminare e turbolento

Una descrizione istantanea delle fluttuazioni di velocità (o delle altre grandezze) in un flusso turbolento non è di interesse, pertanto si decompone il flusso caotico nella somma di un valore medio e di una componente fluttuante, in modo tale da poter caratterizzare il flusso tramite il suo valore medio e le proprietà statistiche delle fluttuazioni. Questo approccio prende il nome di Decomposizione di Reynolds.

$$u(t) = U + u'(t) \quad (35)$$

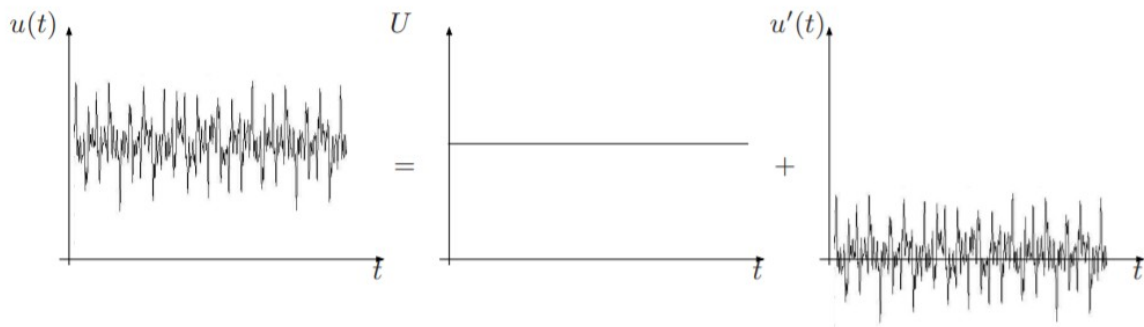


Fig. 1.11: Decomposizione del vettore velocità

Anche in flussi nei quali i valori medi delle grandezze fluidodinamiche non variano tridimensionalmente, le fluttuazioni turbolente hanno sempre un carattere tridimensionale. Inoltre, un'analisi visiva di un flusso turbolento rivela strutture (i cosiddetti vortici) con un'ampia gamma di scale. L'effetto della turbolenza è quello di avvicinare particelle di fluido che inizialmente si trovano ad elevate distanze, consentendo così uno scambio di massa, quantità di moto e energia molto più efficace.

I vortici più grandi estraggono energia dal flusso principale. Hanno velocità U e lunghezza l_i , caratteristiche dello stesso ordine di grandezza di quelle del flusso principale. Il numero di Reynolds caratteristico dei vortici di grande scala $Re = Ul_i/\nu$ è paragonabile a quello del flusso medio, e quindi il comportamento di questi vortici è dominato da effetti inerziali mentre gli effetti viscosi sono minimi.

I vortici più piccoli in un flusso possono raggiungere dimensioni dell'ordine di 10^{-2} mm e frequenze dell'ordine dei 10 kHz e sono invece dominati da effetti viscosi. Il numero di Reynolds caratteristico dei vortici di piccola scala $Re = Ul_d/\nu$ è dell'ordine dell'unità (forze inerziali e forze viscosi sono dello stesso ordine di grandezza).

Le scale dei vortici di più piccole dimensioni sono chiamate scale di Kolmogorov. L'energia dei vortici di piccola scala è dissipata dalle forze viscosi e convertita in energia termica. L'esistenza dei vortici di Kolmogorov nei flussi turbolenti è il motivo delle maggiori perdite di energia.

Tramite un'analisi dimensionale si può ricavare il rapporto tra le dimensioni caratteristiche dei vortici di larga scala e quelli di piccola scala.

$$\frac{U_l}{U_d} \propto Re_l^{1/4}; \quad \frac{l_l}{l_d} \propto Re_l^{3/4}; \quad \frac{t_l}{t_d} \propto Re_l^{1/2} \quad (36)$$

L'effetto illustrato nelle equazioni precedenti prende il nome di separazione delle scale. Il rapporto tra le dimensioni di vortici di grande e vortici di piccola scala *aumenta all'aumentare* del numero di Reynolds del flusso principale.

Sempre da un'analisi dimensionale si può vedere come l'energia cinetica per unità di numero d'onda (il numero d'onda k è definito come $k = 2\pi/\lambda$ dove λ è la lunghezza d'onda) abbia il seguente andamento:

$$E(k) = \alpha k^{-5/3} \varepsilon^{2/3} \quad \text{con} \quad \varepsilon \propto \frac{U_d^3}{l_d} \propto \frac{U_l^3}{l_l} \quad (37)$$

Dove α è un coefficiente da determinare sperimentalmente.

La figura successiva illustra il diagramma cosiddetto "a cascata" di energia: l'energia introdotta nel fluido alle grandi scale (L o l_l , secondo la notazione sopra), viene trasferita dai vortici grandi a quelli piccoli tramite una "cascata" di energia e dissipata dalla viscosità alle piccole scale (η o l_d).

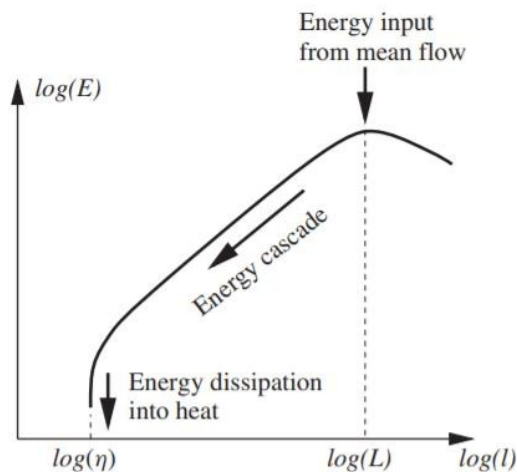


Fig. 1.12: Distribuzione dell'energia per le varie scale di turbolenza

Per risolvere numericamente un flusso turbolento è necessario catturare tutte le strutture vorticosi presenti, fino ai vortici di piccola scala, quindi utilizzando discretizzazioni spaziali dell'ordine di $l_l / \text{Re}_l^{3/4}$, che per molti flussi di interesse ingegneristico equivale a 10^{-6} m.

L'approccio più comune per evitare un costo computazionale così elevato è quello di modellare (almeno in parte) la turbolenza. Si possono perciò distinguere diversi approcci alla simulazione numerica di flussi turbolenti, elencati di seguito in ordine di costo computazionale decrescente:

- Simulazione diretta (**DNS**, Direct Numerical Simulation)
- Simulazione dei soli vortici di scala maggiore (**LES**, Large Numerical Simulation)
- Simulazione delle equazioni Reynolds Averaged (**RANS**, Reynolds Averaged NavierStokes)

I metodi DNS permettono un'integrazione delle equazioni di Navier-Stokes e di determinare come soluzione i campi di pressione e velocità $p(x,t)$, $u(x,t)$. I metodi LES invece permettono di risolvere le

equazioni per campi delle variabili in esame, $\bar{p}(x, t)$, $\bar{u}(x, t)$, filtrati su larga e media scala. Gli effetti delle fluttuazioni su piccola scala vengono considerati tramite dei termini aggiuntivi. I metodi RANS, infine, prevedono la risoluzione delle equazioni in termini di pressioni e velocità medie \bar{p} , \bar{u}

1.9.1. IL MODELLO k-ε

Al terzo gruppo (modelli RANS) appartiene il modello K-ε. Tali modelli richiedono l'introduzione di un certo numero di equazioni aggiuntive per risolvere le equazioni di Navier Stokes.

il modello più utilizzato nelle simulazioni CFD, poiché si presenta come giusto compromesso tra adeguatezza dell'accuratezza e accettabilità dell'onere computazionale, è il modello K-ε.

Il modello k-epsilon si basa sulla soluzione di due equazioni di trasporto, una per k (energia cinetica turbolenta) e una per ε (velocità di dissipazione). Di seguito si riportano le equazioni aggiuntive e i corrispettivi coefficienti.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \mathbf{v}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu}{\sigma_k} \nabla k \right) + 2 \mu S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \epsilon \quad (38)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \epsilon \mathbf{v}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu}{\sigma_\epsilon} \nabla \epsilon \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2 \mu S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (39)$$

In cui S_{ij} è la variazione del tensore degli sforzi del flusso medio, μ_T è la viscosità dei vortici e pari a:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (40)$$

I termini contenuti nelle equazioni differenziali sopra riportate rappresentano rispettivamente: variazione di k o ε nel tempo, trasporto per convezione, trasporto per diffusione, produzione e distruzione delle variabili.

I coefficienti adottati nel metodo assumono tipicamente i seguenti valori:

$$\begin{aligned} c_\mu &= 0.09 \\ \sigma_k &= 1.00 \\ \sigma_\epsilon &= 1.30 \\ C_{1\epsilon} &= 1.44 \\ C_{2\epsilon} &= 1.92 \end{aligned}$$

1.10. STRATO LIMITE

Lo strato limite è la regione di flusso vicina a parete, generata a causa delle forze di attrito generate dalla stessa. E spesso definita convenzionalmente come la regione in cui la velocità del flusso è minore del 99% di quella del flusso indisturbato (U_{∞}). Si tralascia in questa studio, l'illustrazione delle equazioni risolventi, limitandoci a riportare l'andamento qualitativo del profilo delle velocità per un fluido in moto laminare.

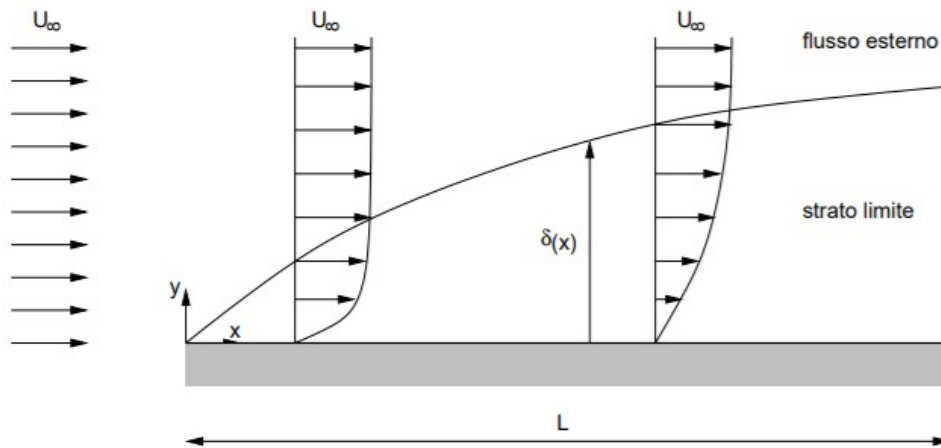


Fig. 1.13: Formazione dello strato limite

2. IL CASO DI STUDIO: VALVOLA REGOLATRICE DI PRESSIONE (HIGH PRESSURE RELIEF VALVE)

Oggetto della presente tesi è simulare il comportamento di una valvola regolatrice di pressione (High Pressure Relief Valve) progettata e realizzata da Umbria Aerospace Systems (UAS), al fine di valutare il design migliore, prima della realizzazione dei prototipi. I prototipi sono poi stati realizzati e sottoposti ad una campagna di prove sperimentali, come meglio discusso nel capitolo §5.

2.1. LA VALVOLA REGOLATRICE DI PRESSIONE E SUA GEOMETRIA

La valvola regolatrice è una valvola a singolo stadio a cartuccia, con ingresso del fluido assiale e uscita in direzione radiale.

La valvola regolatrice di pressione è stata progettata da UAS per essere installata nell'impianto idraulico del velivolo HURJET, un velivolo monomotore, addestratore avanzato supersonico e aereo da combattimento leggero, in fase di sviluppo da parte di Turkish Aerospace Industries (TAI). Il suo primo volo è previsto per l'ultimo trimestre del 2022.

La valvola ha la funzione di regolare la pressione della linea su cui è installata, aprendosi quando la pressione di input supera un certo valore e garantendo, quando è totalmente aperta, opportune perdite di carico a determinati flussi. Altra importante prerogativa di questa valvola è quella di essere regolabile, ovvero di permettere una regolazione della pressione di apertura, agendo su un regolatore esterno.

Durante la fase di predimensionamento della valvola, UAS ha ipotizzato diversi layout di tentativo, variando principalmente la geometria e le dimensioni della parte mobile, l'otturatore ("poppet").

Tra le svariate famiglie esistenti, se ne possono isolare due principali: quella degli otturatori sferici e otturatori conici. Questi ultimi possono essere o meno dotati di una conformazione cosiddetta "a fungo" al fine di fornire al fluido una maggiore superficie di impatto, favorendone così la fuoriuscita. Solitamente un design otturatore sferico permette di ottenere sia una migliore tenuta, sia, a parità di altri parametri, minori cadute di pressione per garantire un prefissato flussaggio. D'altro canto un otturatore a geometria troncoconica risulta di più semplice producibilità e controllabilità in termini di dimensioni.

L'azienda ha focalizzato l'attenzione sul design e lo sviluppo di alcuni campioni di queste due tipologie, le stesse che sono state prese in esame nel presente lavoro di tesi.

Nei seguenti capitoli sono quindi stati analizzati i due possibili design:

- 1) Design ad otturatore conico (con "fungo")
- 2) Design ad otturatore sferico

Di seguito vengono riportate delle immagini di entrambi.



Fig. 2.1: Regolatrice di pressione-layout esterno

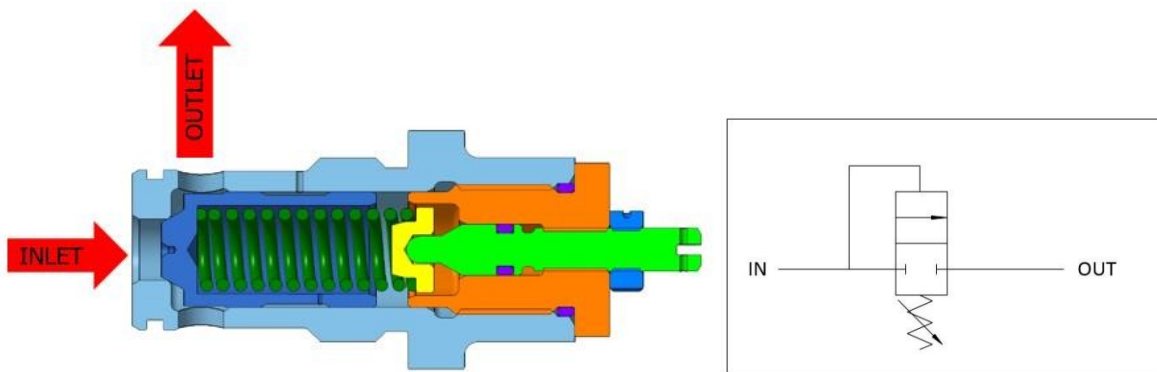


Fig. 2.2: Regolatrice di pressione-percorso del fluido e schema idraulico

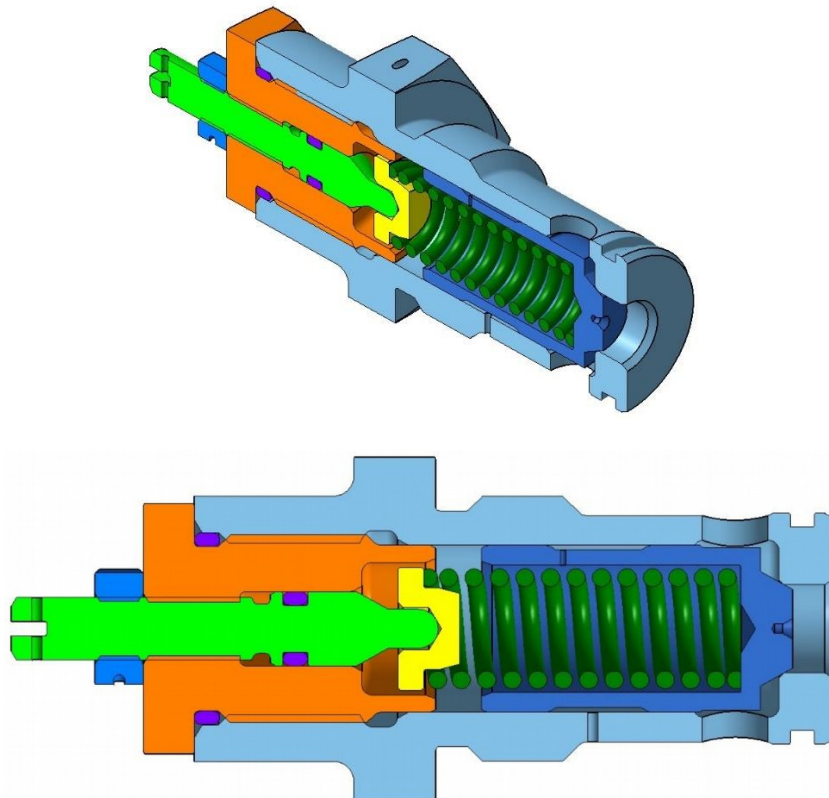


Fig. 2.3: Regolatrice di pressione-layout- design otturatore conico

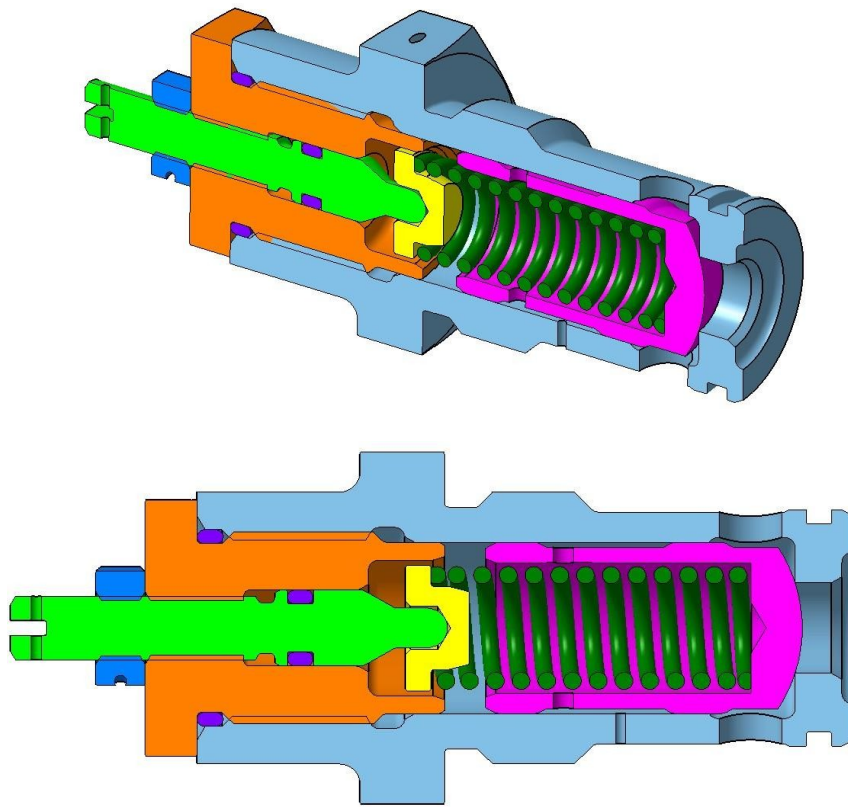


Fig. 2.4: Regolatrice di pressione-layout- design otturatore sferico

I due design sono accomunati da stesso layout esterno, uguali dimensioni del corpo e del foro in ingresso, stessa corsa dell'otturatore, stessa molla e sistema di regolazione della molla. Differiscono soltanto nella geometria dell'otturatore.

2.1.1. CARATTERISTICHE DELLA VALVOLA REGOLATRICE DI PRESSIONE

Osservando più nel dettaglio la sezione della valvola si può osservare che essa è principalmente costituita da:

- un corpo in alluminio AA7075 per AMS4124, anodizzato solforicamente secondo MIL-A-8625 Tipo II Classe 1, che ospita le parti interne della valvola e ne garantisce la protezione e l'isolamento esterno
- un otturatore mobile in acciaio 15-5PH secondo AMS5659 passivato per AMS2700 Metodo 1 Tipo 2
- una molla in acciaio INOX
- un regolatore della molla 15-5PH secondo AMS5659 passivato per AMS2700 Metodo 1 Tipo 2, che, accoppiato ad un dado, permette il progressivo serraggio e quindi consente di aumentare il precarico della molla
- Il supporto della molla, in acciaio, che fornisce un basamento per la stessa, garantendone il centraggio
- Il tappo di protezione in Al-Ni-Cr per AMS4590
- Le guarnizioni in fluorosilicone in accordo alla MIL-R-25988, per impedire l'uscita del fluido idraulico all'esterno

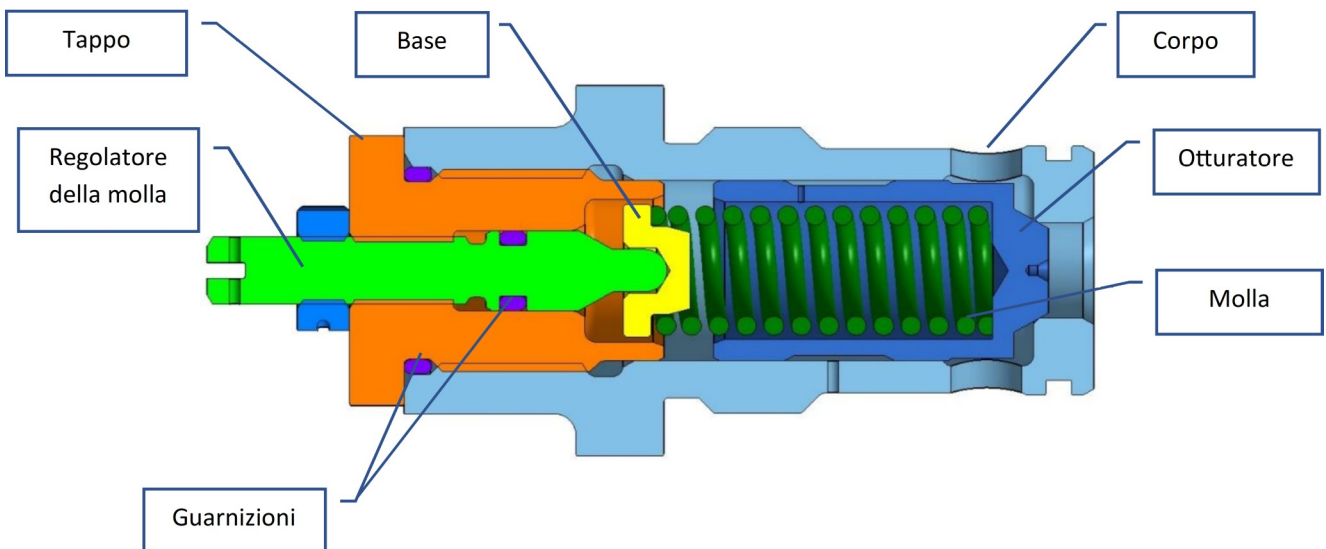


Fig. 2.5: Componenti della valvola regolatrice di pressione

La seguente tabella riporta alcune delle principali caratteristiche della valvola, comuni ad entrambi i design.

Tab.2.1 Caratteristiche della valvola regolatrice di pressione

Diametro di ingresso	$\Phi=9$ mm
Max. Corsa otturatore	c=4.6 mm
Massa otturatore	M=21.4 g
Rigidezza molla	K=7.34 N/mm
Precarico molla*	P=104.9 N

*il valore del precarico è stato valutato per una pressione di apertura nominale pari a 16.5 bar.

Altre caratteristiche generali della valvola, non strettamente legate alla modellazione oggetto del presente lavoro, sono riportate nella tabella seguente.

Tab.2.2 Altre Caratteristiche funzionali della valvola regolatrice di pressione

TECHNICAL DATA	
VALVE TYPE	Single Stage, Cartridge Design, Cracking Pressure Adjustable
	Axial Flow Inlet, Side Flow Exit
DRY MASS	159 g
FLUID PROPERTIES	
HYDRAULIC FLUID	MIL-PRF-23699 and/or DOD-PRF-85734
FLUID TEMPERATURE	-33°C to +120°C
PRESSURE	
MAXIMUM OPERATING PRESSURE	25 bar
PROOF PRESSURE	50 bar
CRACKING PRESSURE	
CRACKING PRESSURE (at delivery cracking pressure value is set at 16.5 bar)	15 ÷ 20 bar (adjustable)
PRESSURE DROP	
PRESSURE DROP (at 50 l/min with oil a 95°C)	5 bard (above cracking pressure)
LEAKAGE	
INTERNAL LEAKAGE	≤ 1 cc/min for pressure within the range 0 ÷ 80% P _{crack}

2.1.2. REQUISITI DI PROGETTO

I requisiti di progetto della valvola, richiesti dalla specifica tecnica sono di seguito riportati:

- La pressione di apertura nominale della valvola deve essere pari a 16.5 bar
- La valvola deve poter essere regolabile nella pressione di apertura tra un valore massimo di 20 bar e un valore minimo di 15 bar
- La valvola può raggiungere un massimo flusso di 50 l/min. Le perdite di carico massime a questo flusso devono essere inferiori a 20 bar, 21.5 bar, 25 bar rispettivamente per le pressioni di apertura minima, nominale e massima
- La curva perdita di carico-portata della valvola deve poter essere interpolata da una retta avente una pendenza pari a $(10 \text{ [l/min]}/[\text{bar}]$) o, equivalentemente, $0.1 \text{ [bar]}/[\text{l/min}]$). Pendenze troppo elevate della curva determinerebbero uno smaltimento della portata a pressioni differenziali troppo elevate. Pendenze troppo basse, al contrario, comporterebbero un flusso eccessivo di olio a fronte di pressioni differenziali non troppo diverse da quella di apertura.

Nel grafico sottostante sono riportati i requisiti di prestazione di progetto richiesti alla valvola.

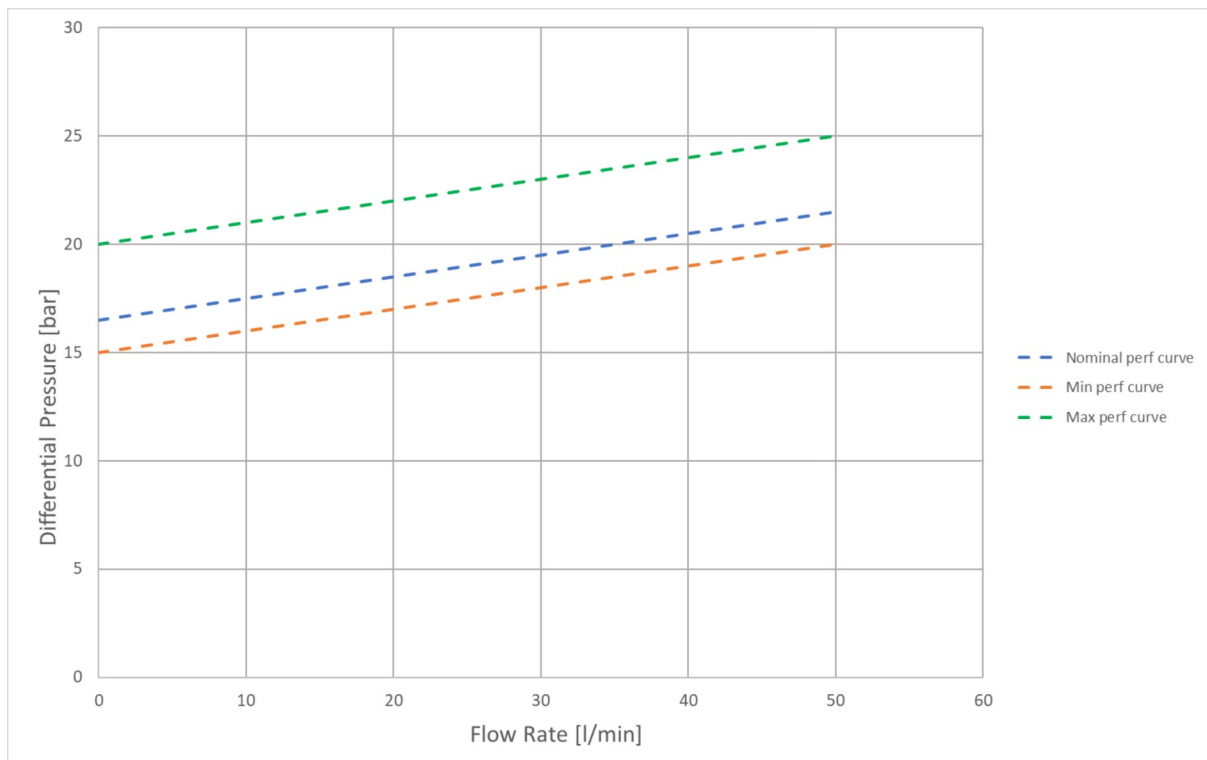


Fig. 2.6: Curve di prestazione di progetto

3. MODELLAZIONE CFD DELLA VALVOLA

Sono stati elaborati due modelli della valvola, uno per ogni design, grazie all'uso del software Ansys Fluent. La versione utilizzata è stata la versione Student Workbench R2 2021.

Per entrambi i design sono stati elaborati dei modelli bidimensionali compiendo alcune semplificazioni alla geometria, al fine di focalizzare lo studio sulla valutazione dei campi di pressione e velocità caratterizzanti la valvola. L'ipotesi di utilizzo di un modello bidimensionale è supportata dall'evidenza che la valvola è assialsimmetrica e con una dimensione, la lunghezza, maggiore delle altre nelle due direzioni, valutate nella sua sezione.

Come primo passo sono stati costruiti due modelli a otturatore fisso, ovvero a posizione quasi completamente chiusa, con un gap di 0.5 mm tra sede di chiusura della valvola e otturatore, e a posizione aperta, con un gap di apertura di 1 mm. L'analisi è stata compiuta, in questo caso, attraverso una soluzione in condizioni stazionarie (opzione "steady" di Fluent) delle equazioni governanti. Questa analisi preliminare è stata condotta al fine di fissare le condizioni al contorno e valutare l'andamento dei campi delle grandezze in gioco, come pressione e velocità per trovare la corrispondenza o meno con la fisica del problema.

Successivamente si è passati ad elaborare dei modelli più rappresentativi del comportamento della valvola, simulando l'otturatore mobile. L'analisi è stata condotta in condizioni transitorie (opzione "transient" di Fluent).

3.1. MODELLI AD OTTURATORE FISSO

Nei seguenti paragrafi sono illustrati nel dettaglio le geometrie e la mesh adottate rispettivamente per i modelli delle geometrie:

- Design ad otturatore conico
- Design ad otturatore sferico

La posizione dell'otturatore è fissa e valutata in due configurazioni: l'una a 0.5 mm di gap tra otturatore e sede della valvola, l'altra a 1 mm. La condizione di gap 0.5 mm simula la condizione di quasi completa chiusura. Una condizione di gap zero avrebbe infatti impedito al flusso di passare attraverso la valvola, non fornendo quindi informazioni significative allo studio. Altra posizione scelta è stata quella con gap pari ad 1 mm, ipotizzando che in questa condizione la valvola raggiunga un buon livello di apertura.

3.1.1. DESIGN OTTURATORE CONICO - GEOMETRIA E MESH

Lo sketch di partenza adottato per l'otturatore conico è riportato nelle figure seguenti. Lo sketch rappresenta solo metà della valvola, essendo la stessa assialsimmetrica. Le suddivisioni interne (linee blu) sono state introdotte per frazionare il volume di controllo in più regioni, a cui poter attribuire una mesh con diverso passo, al fine di ottenere una maggiore accuratezza nella stima delle grandezze in gioco in alcune porzioni del volume di controllo.

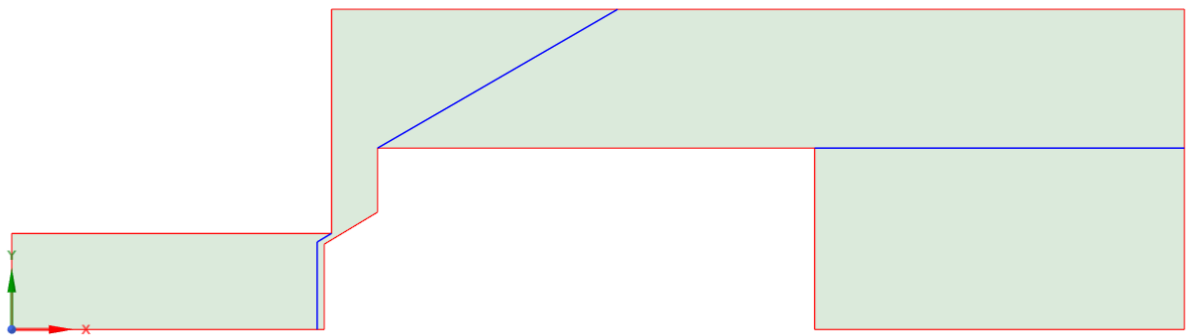


Fig. 3.1: Geometria Otturatore conico-gap 0.5 mm

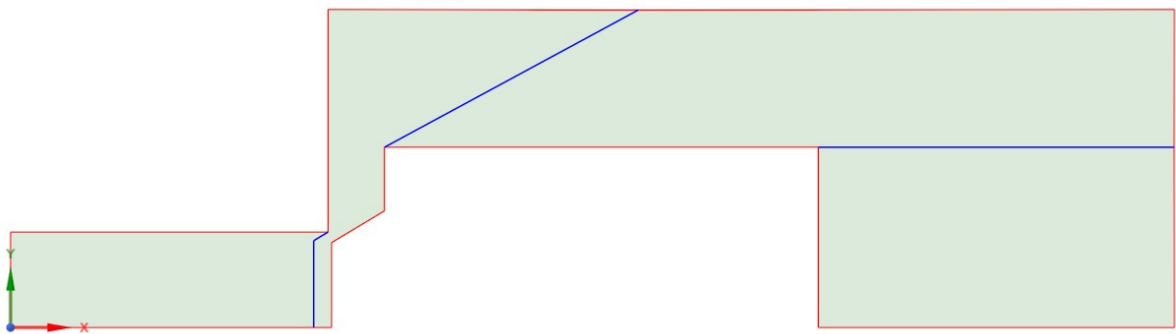


Fig. 3.2: Geometria Otturatore conico-gap 1 mm

Tutti i dati geometrici della valvola sono riportati nella seguente tabella.

Tab. 3.1 Parametri geometrici-sketch valvola otturatore conico

Diametro di ingresso	$\Phi=9$ mm
Lunghezza condotto in ingresso	L=15 mm
Diametro di uscita	$\Phi=30$ mm
Lunghezza condotto in uscita	L=40 mm
Diametro del corpo dell'otturatore	$\Phi=17$ mm
Lunghezza totale otturatore	L=23 mm
Angolo inclinazione cono otturatore (rispetto al piano orizzontale)	30°
Gap sede della valvola- otturatore	0.5 mm; 1 mm

Per il gap 0.5 mm è stata adottata una mesh quadrilatera adottando un *element size* di $1 \cdot 10^{-4}$ m ovunque, tranne nella zona centrale, con passo $5 \cdot 10^{-5}$ m. In tutte le zone è stata spuntata l'opzione "soft" setting, più adatta alle geometrie irregolari, quali ad esempio il profilo della valvola. L'opzione alternativa infatti ("hard") è più indicata a riprodurre una mesh squadrata e regolare ad esempio nel caso di moto in un canale a sezione costante. Di seguito le immagini.

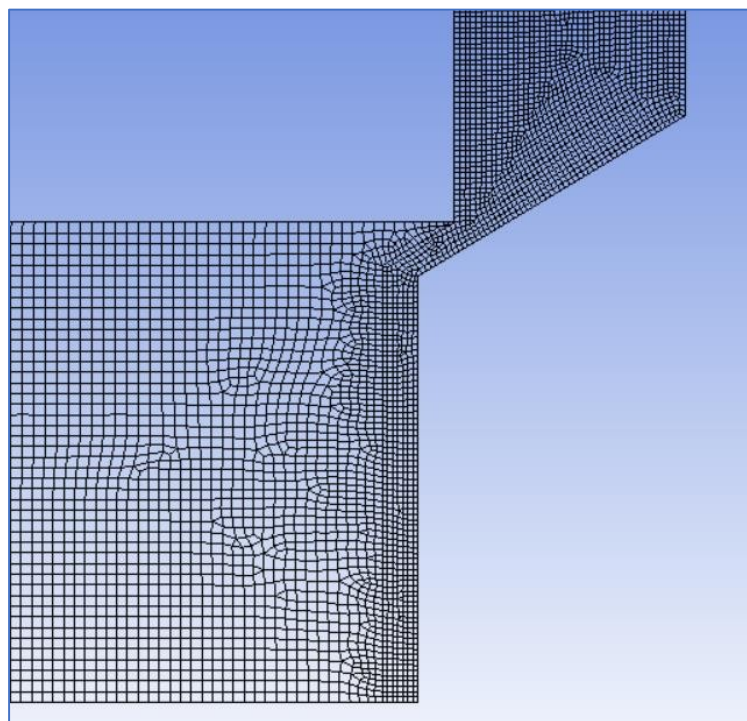
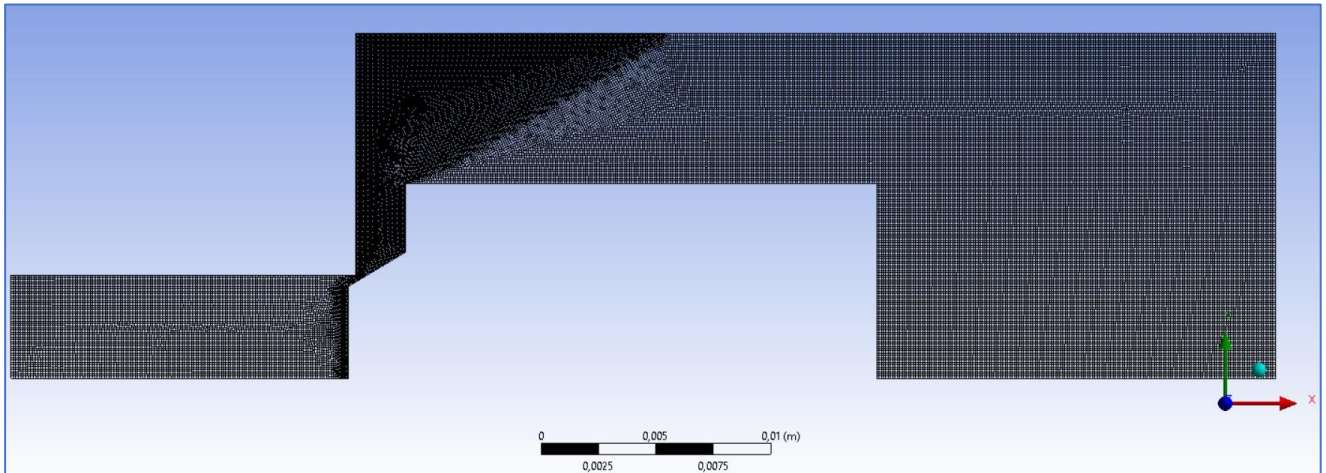


Fig. 3.3: Mesh Otturatore conico-gap 0.5 mm

Anche per il gap 1 mm è stata adottata una mesh quadrilatera adottando un *element size* di $1 \cdot 10^{-4}$ m ovunque, tranne nella zona centrale, con passo $5 \cdot 10^{-5}$ m. In tutte le zone è stata spuntata l'opzione "soft" setting.

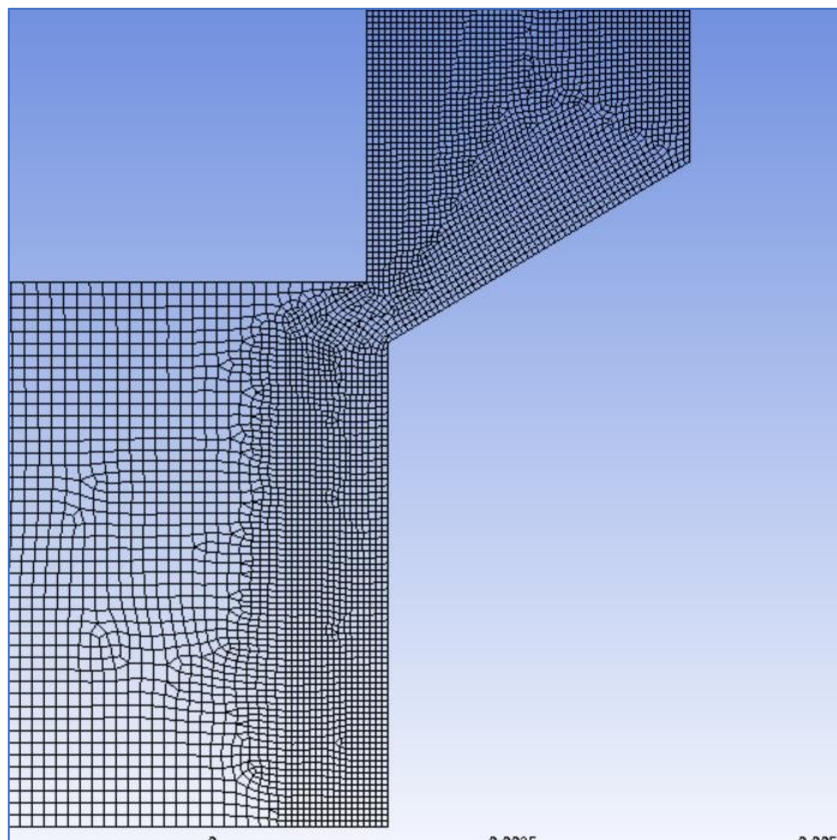
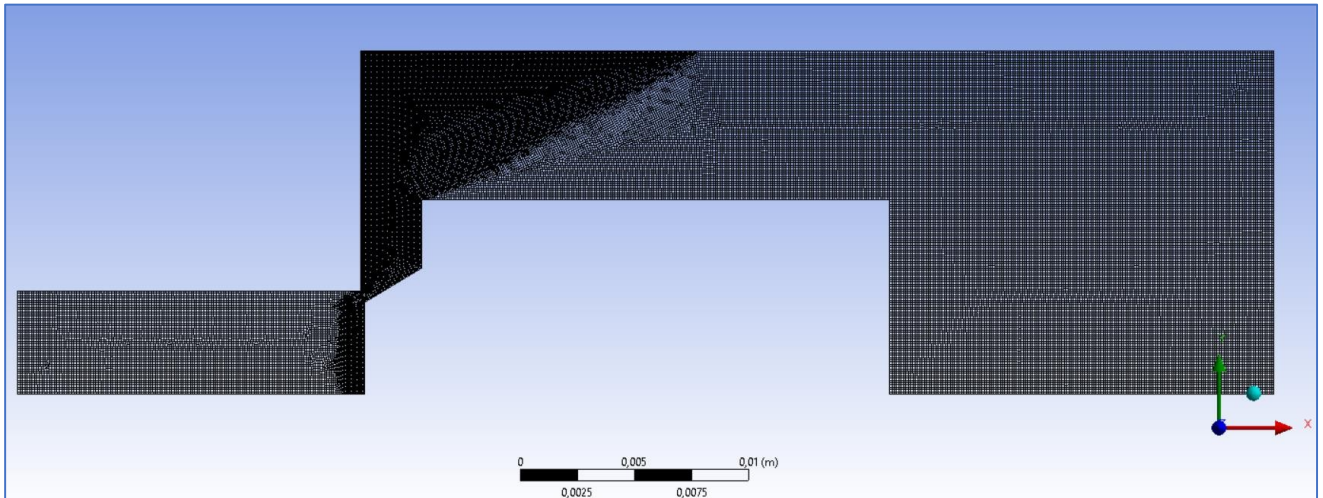


Fig. 3.4: Mesh Otturatore conico-gap 1 mm

3.1.2. DESIGN OTTURATORE SFERICO - GEOMETRIA E MESH

Lo stesso procedimento descritto al paragrafo §3.1.1 è stato seguito nella definizione della geometria e della mesh per l'otturatore conico. Di seguito si riportano le immagini relative.

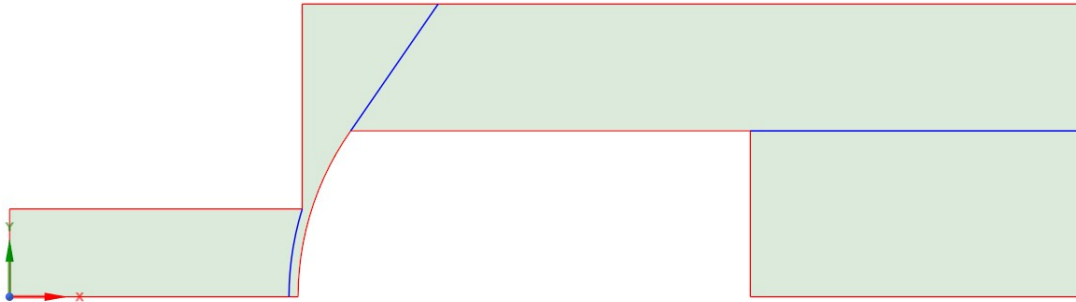


Fig. 3.5: Geometria Otturatore sferico-gap 0.5 mm

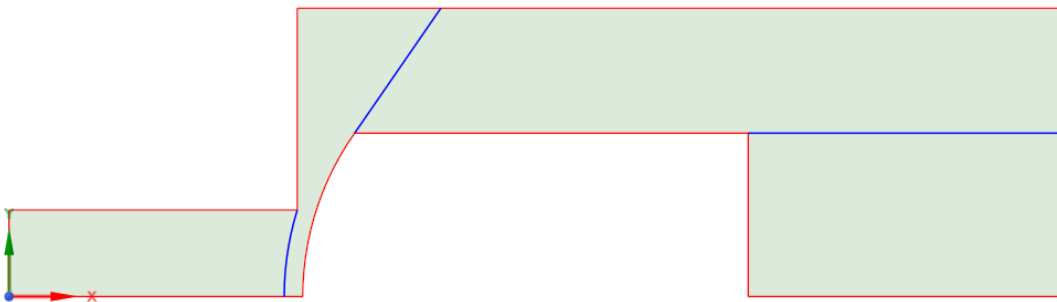


Fig. 3.6: Geometria Otturatore sferico-gap 1 mm

Tutti i dati geometrici della valvola sono riportati nella seguente tabella.

Tab. 3.2 Parametri geometrici-sketch valvola otturatore sferico

Diametro di ingresso	$\Phi=9$ mm
Lunghezza condotto in ingresso	L=15 mm
Diametro di uscita	$\Phi=30$ mm
Lunghezza condotto in uscita	L=40 mm
Diametro del corpo dell'otturatore	$\Phi=17$ mm
Lunghezza totale otturatore	L=23 mm
Raggio sfera otturatore	R=15 mm
Gap sede della valvola- otturatore	0.5 mm; 1 mm

Per il gap 0.5 mm, la mesh adottata è quadrilatera adottando un *element size* di $1 \cdot 10^{-4}$ m ovunque, tranne nella zona centrale, con passo $3 \cdot 10^{-5}$ m. In tutte le zone è stata spuntata l'opzione "soft" setting.

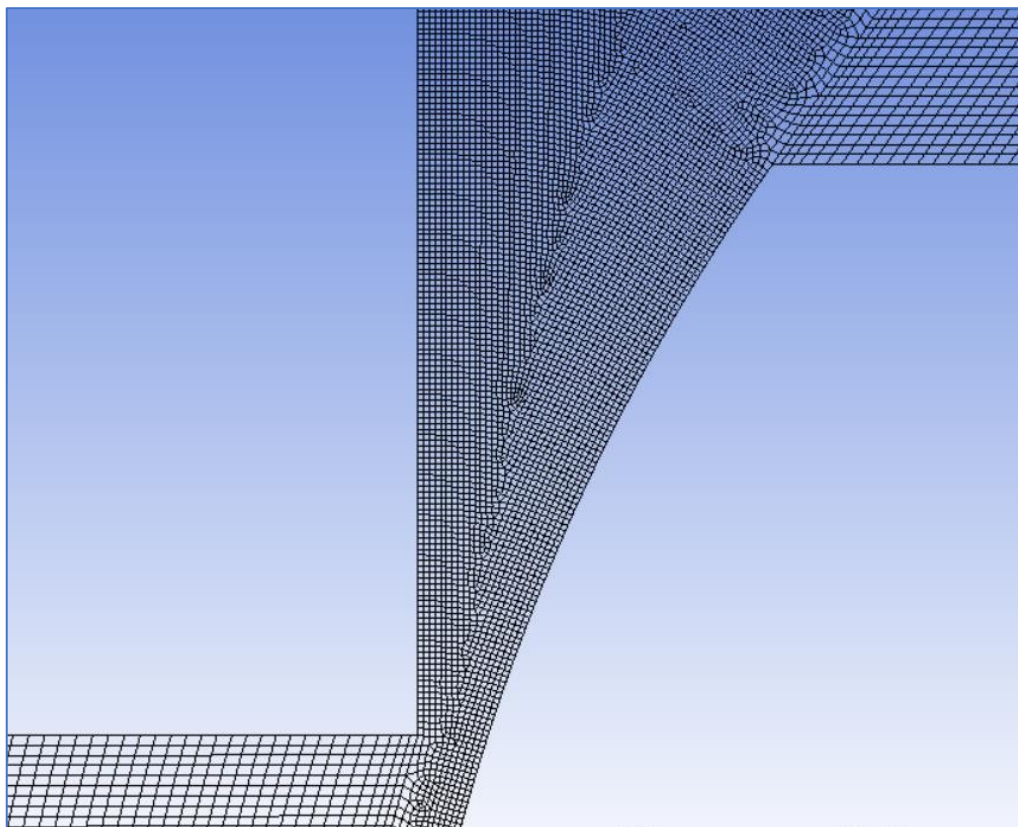
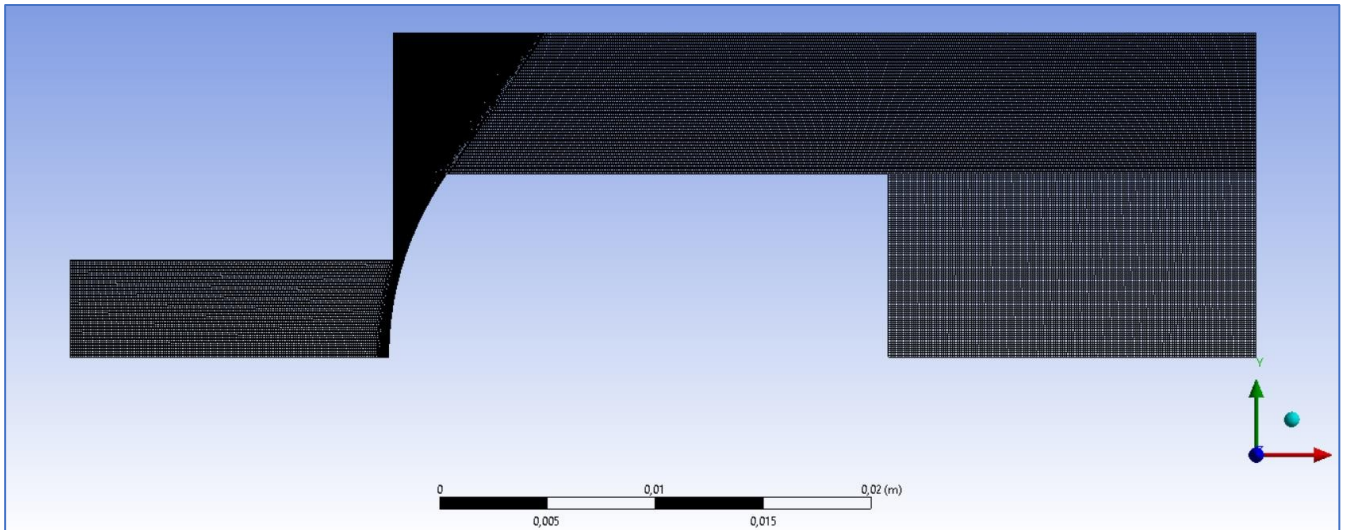


Fig. 3.7: Mesh Otturatore sferico-gap 0.5 mm

Anche nel gap 1 mm si è usata una mesh quadrilatera adottando un *element size* di $1 \cdot 10^{-4}$ m ovunque, tranne nella zona centrale, con passo $3 \cdot 10^{-5}$ m. In tutte le zone è stata spuntata l'opzione "soft" setting.

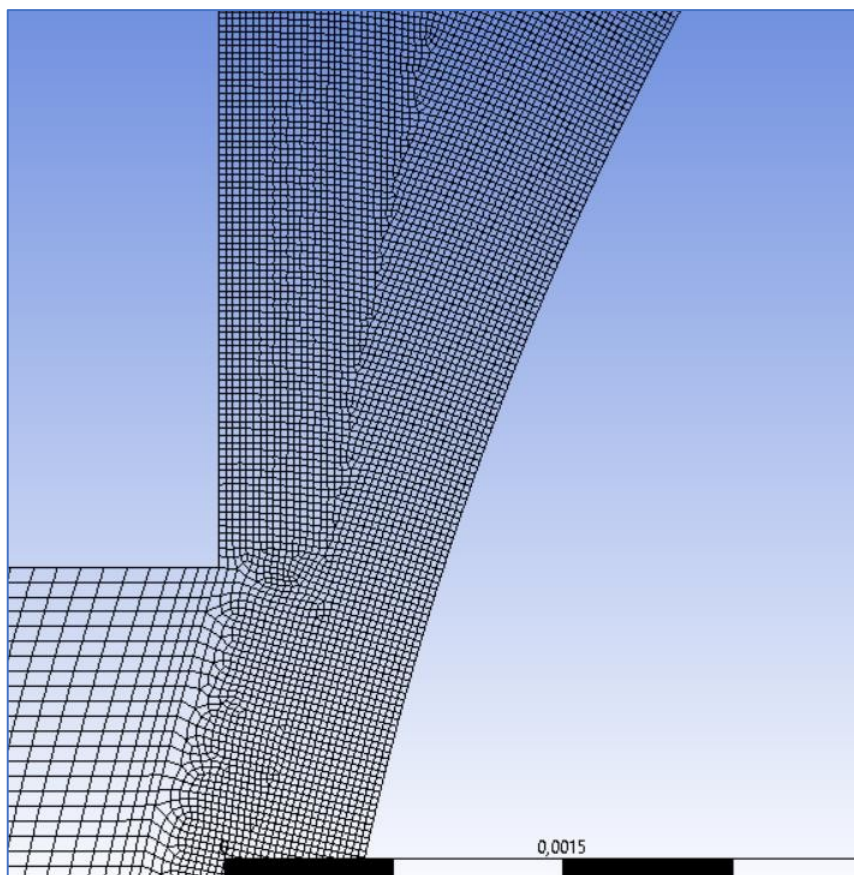
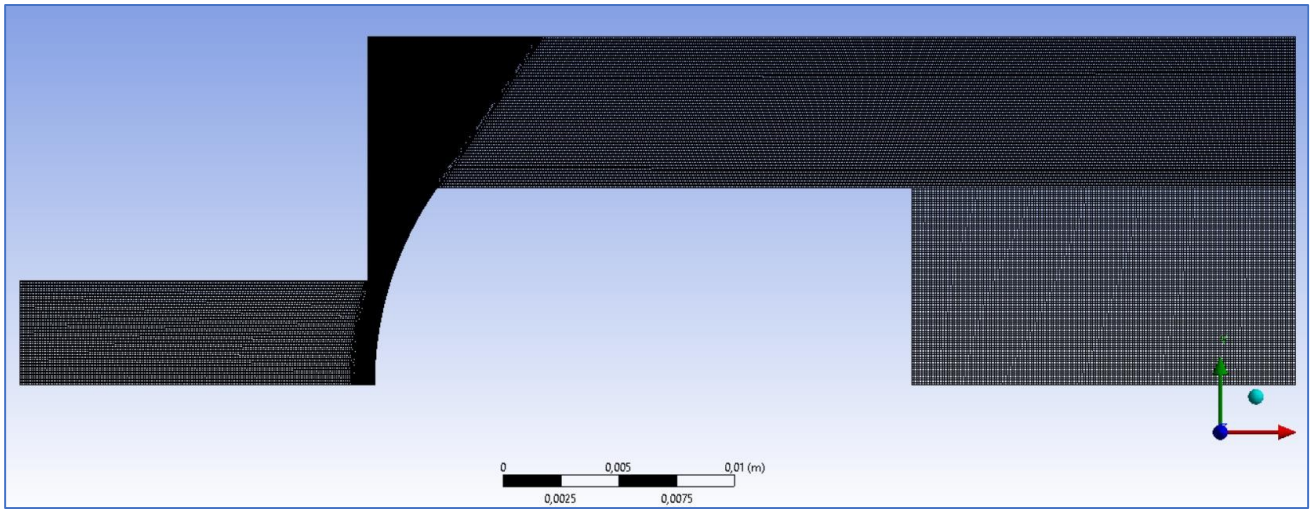


Fig. 3.8: Mesh Otturatore sferico-gap 1 mm

3.1.3. PARAMETRI DI INPUT

Prima di lanciare le simulazioni è stato opportunamente impostato il Setup. Come primo passo è stata scelta l'opzione "Steady", dal momento che si vogliono valutare le equazioni governanti in condizioni stazionarie. Come solutore si è adottato un solutore "Pressure-Based", tipicamente impiegato per fluidi incomprimibili. Infine è stata spuntata l'opzione relativa all'assialsimmetria della geometria.

Il modello di calcolo è stato scelto viscoso, secondo il modello k-ε, ovvero il modello di turbolenza più largamente usato nelle simulazioni Fluent. E' stata inoltre sputata l'opzione "enhanced wall treatment" più adatta a rappresentare il comportamento vicino alle pareti nel caso di una mesh abbastanza fitta. Nella seguente immagine sono illustrati i valori dei coefficienti impiegati nel modello k-ε, coincidenti con quelli standard.

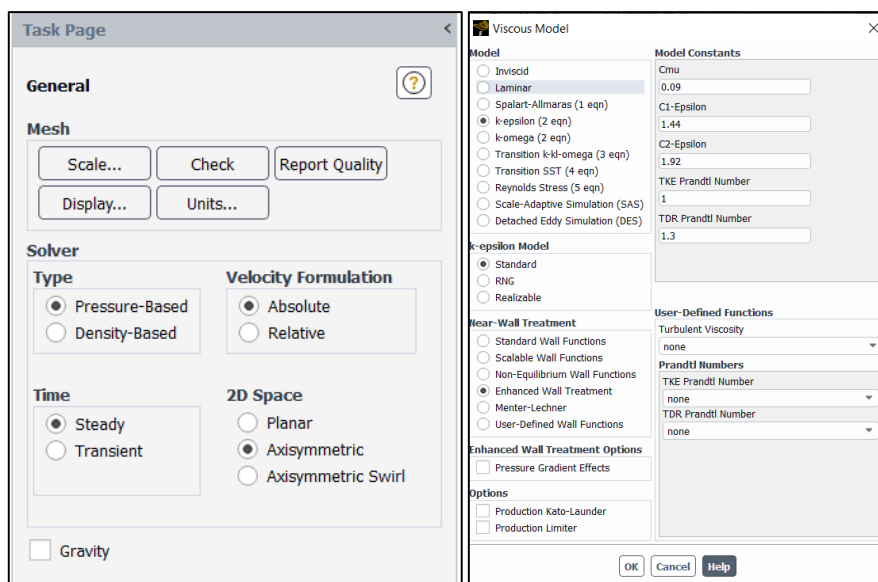


Fig. 3.9: Impostazioni generali del solutore

Il fluido adottato, ovvero il fluido di progetto della valvola, è stato l'olio idraulico MIL-PRF-5606; di seguito si riportano le caratteristiche a temperatura ambiente ($T=20^{\circ}\text{C}$):

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho = 852,754 \text{ kg/m}^3 \text{ densità} \\ \mu = 0.10024 \text{ kg/(m} \cdot \text{s)} \text{ viscosità} \end{array} \right.$$

Per quanto riguarda le condizioni al contorno, necessarie all'integrazione delle equazioni, si è imposta una portata costante nella sezione di inlet e una pressione nulla nella sezione di outlet. E' stato inoltre imposto il vincolo "parete" sia sulle pareti fisse che mobili della valvola, gli assi di simmetria sono stati trattati come assi appunto. La seguente figura fornisce un'idea più chiara di quanto esposto sopra.

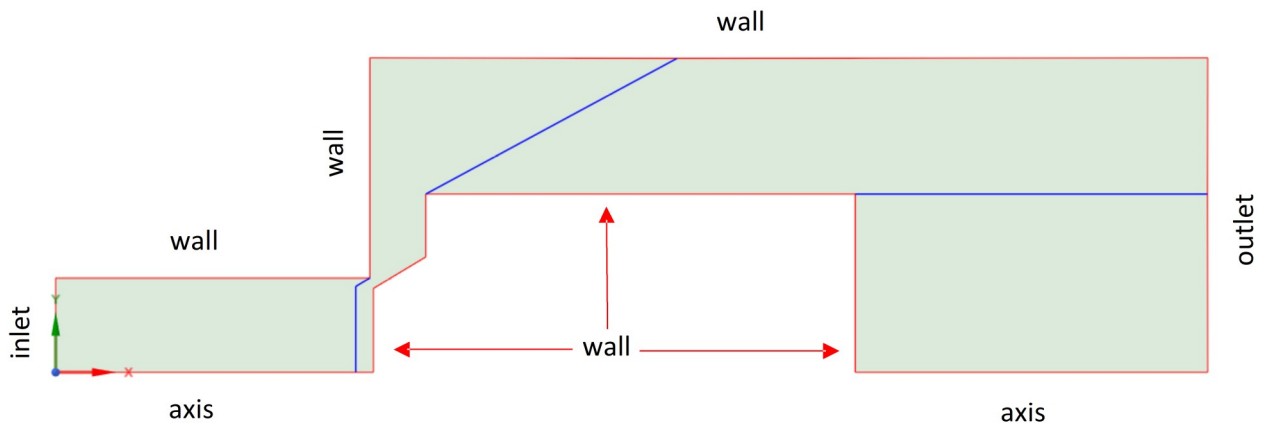


Fig. 3.10: Condizioni al contorno-otturatore fisso

Le simulazioni sono state ripetute per tre diversi valori di flusso, al fine di valutare il comportamento della valvola per flussi bassi, prossimi a quelli di prima apertura, intermedi e infine, al massimo flusso consentito per la valvola.

$$\begin{aligned} Q_1 &= 1 \text{ l/min} \\ \{ Q_2 &= 20 \text{ l/min} \\ Q_3 &= 50 \text{ l/min} \end{aligned}$$

A questi flussi corrispondono delle portate in massa, considerato il fluido idraulico in uso, pari a:

$$\begin{aligned} q_{m1} &= 0.014 \text{ kg/s} \\ \{ q_{m2} &= 0.28 \text{ kg/s} \\ q_{m3} &= 0.71 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Quindi, riepilogando, le condizioni imposte nelle sezioni di inlet e outlet sono state pari a:

$$\begin{aligned} q_{m1} &= 0.014 \text{ kg/s} \\ \text{inlet: } \{ q_{m2} &= 0.28 \text{ kg/s} ; \\ q_{m3} &= 0.71 \text{ kg/s} \end{aligned} \qquad \text{outlet: } \{ p_g = 0 \text{ bar}$$

Dove p_g rappresenta la pressione relativa ("gauge pressure"), imposta pari a zero, ovvero pari alla pressione atmosferica.

3.1.4. IMPOSTAZIONI NECESSARIE ALL'ANALISI

Il metodo di soluzione impiegato è stato “Coupled”, associato ad una discretizzazione del secondo ordine per la conservazione della quantità di moto, per garantire una migliore accuratezza della soluzione.

Per quanto riguarda i residui per raggiungere la convergenza della soluzione, sono stati utilizzati i limiti di default di Fluent, ovvero è stato fissato il limite 10^{-3} per tutti i parametri, ritenuti adeguati se rapportati alla ridotta complessità del sistema in esame. Questo significa che le iterazioni si sono concluse quando i residui di tutti i parametri in esame scesi al di sotto del limite di 10^{-3} .

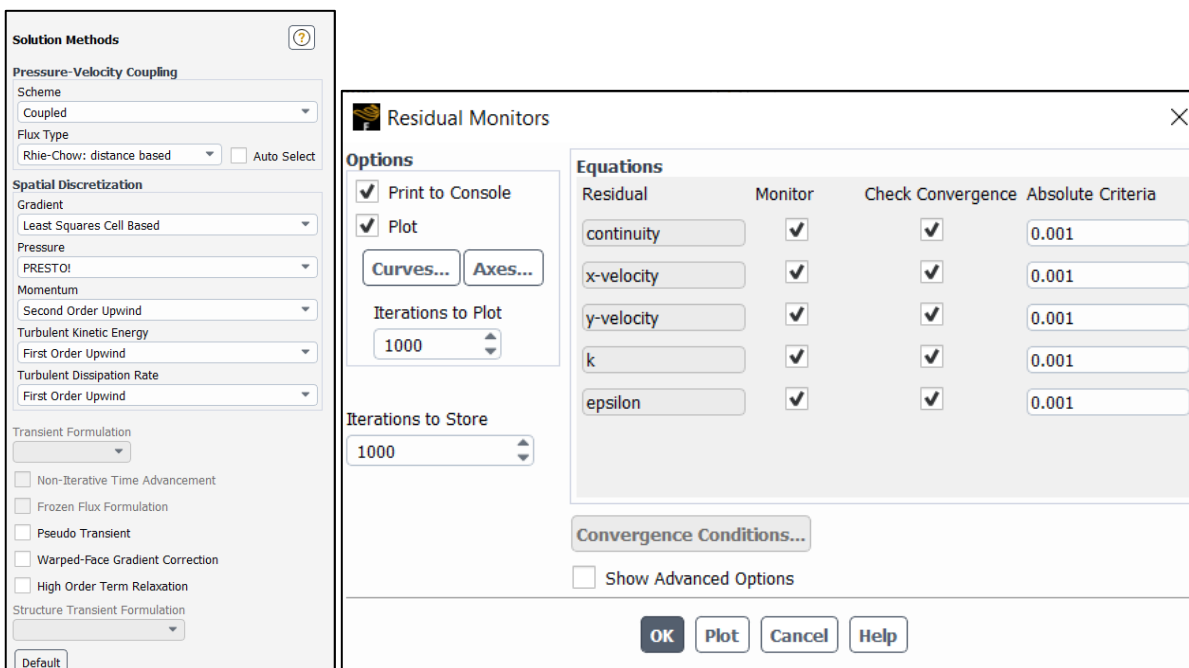


Fig. 3.11: Metodi di soluzione e Residui

Il modello è stato quindi inizializzato con “Hybrid Inizialization” e l’analisi è stata lanciata, avendo fissato un numero di iterazioni pari a 150.

3.2. MODELLI AD OTTURATORE MOBILE

Il modello ad otturatore mobile è stato elaborato per simulare il comportamento della valvola in condizioni quanto più vicine possibile al caso reale. Questa tipologia di simulazione è stata sviluppata per il solo caso di:

- Design ad otturatore conico

La scelta è stata dettata dalle evidenze fornite dai risultati delle simulazioni stazionarie che, come meglio dettagliato nel paragrafo §4.2, hanno dimostrato un miglior comportamento in termini di rispondenza alle performance target della soluzione con otturatore conico rispetto a quello sferico.

Nei seguenti paragrafi sono riportati le geometrie e la mesh adottate.

Nei modelli ad otturatore mobile si è data la possibilità all'otturatore di muoversi, partendo da una configurazione iniziale di prima apertura, con un gap tra otturatore e sede di chiusura di 0.5 mm, fino alla corsa massima ammissibile di 4.6 mm.

3.2.1. DESIGN OTTURATORE CONICO - GEOMETRIA E MESH

Lo sketch utilizzato per l'otturatore conico è rappresentato nella seguente figura. In questo caso la geometria è stata suddivisa in un maggior numero di zone, rispetto al caso dell'otturatore fisso. La scelta della particolare divisione è stata dettata dalla duplice esigenza di adottare una mesh più fitta in corrispondenza della parete e non andare incontro a problemi numerici nella soluzione. Prima di arrivare a questa ripartizione ne sono state simulate altre, di tentativo, che però hanno dato luogo alla formazione di celle con volumi negativi e pertanto sono state scartate.

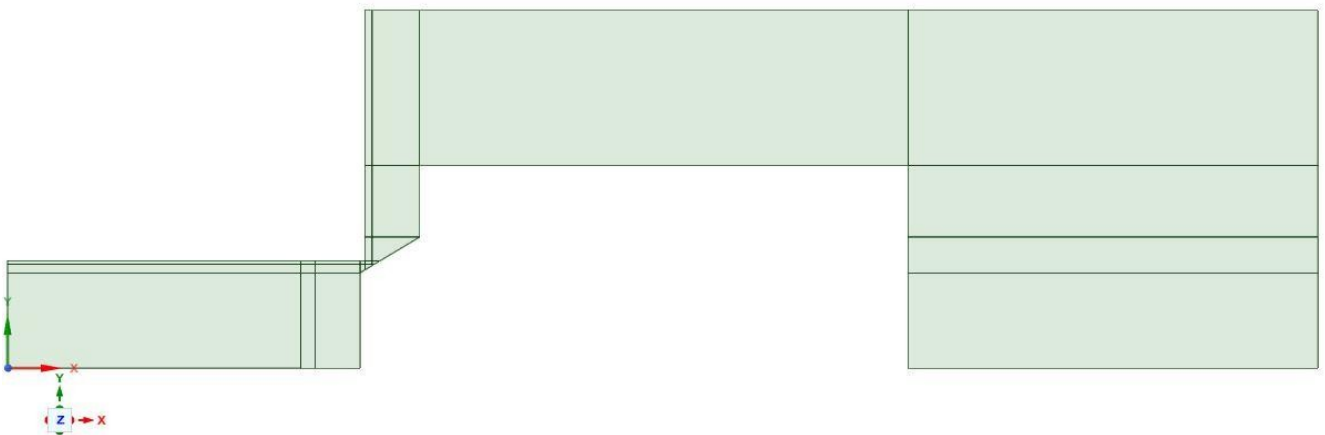


Fig. 3.12: Geometria Otturatore conico-Otturatore mobile

Tutti i dati geometrici della valvola sono riportati nella seguente tabella.

Tab. 3.1 Parametri geometrici-sketch valvola otturatore conico

Diametro di ingresso	$\Phi=9$ mm
Lunghezza condotto in ingresso	L=15 mm
Diametro di uscita	$\Phi=30$ mm
Lunghezza condotto in uscita	L=40 mm
Diametro del corpo dell'otturatore	$\Phi=17$ mm
Lunghezza totale otturatore	L=23 mm
Angolo inclinazione cono otturatore (rispetto al piano orizzontale)	30°
Max. Corsa otturatore	c=4.6 mm
Massa otturatore	M=21.4 g
Rigidezza molla	K=7.34 N/mm
Precarico molla	P=104.9 N

La suddivisione è quindi stata scelta per essere adattata a una mesh dinamica, ovvero una mesh che viene aggiornata nel tempo, all'avanzare degli step di calcolo, mentre l'otturatore della valvola è in moto.

La dimensione della mesh impiegata per questo modello dinamico non è molto fine: il massimo passo nelle zone dove non è significativo raffittire troppo la maglia è paria a $5 \cdot 10^{-4}$ m. La scelta è stata dettata prevalentemente dalla necessità di non incorrere in problemi di volumi negativi ed è giustificata dalla finalità del presente lavoro. L'analisi dinamica di questa valvola deve essere intesa infatti come un'analisi preliminare, volta a valutarne la variazione di massima delle grandezze in gioco, nel tempo. Uno studio più puntuale dei campi di velocità e pressione richiederebbe di utilizzare una mesh a passo più piccolo.

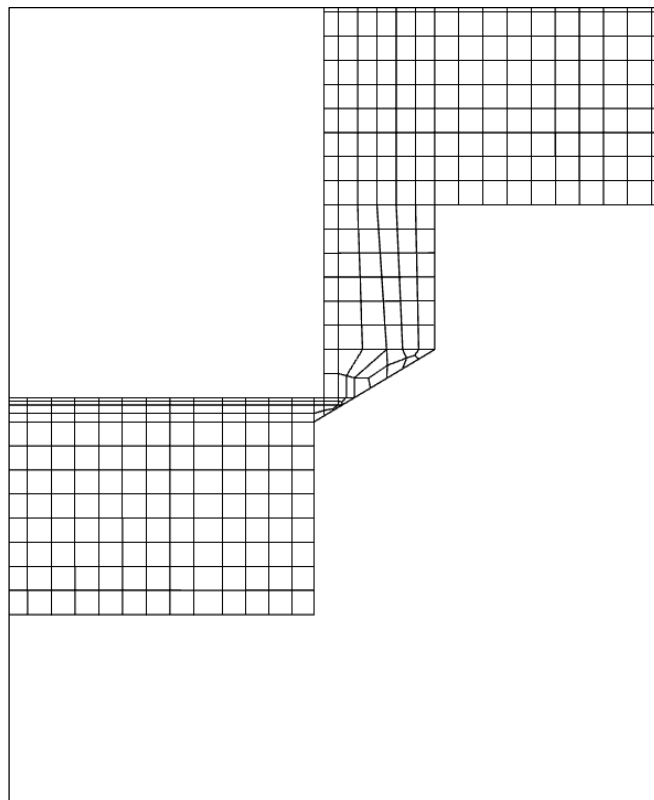
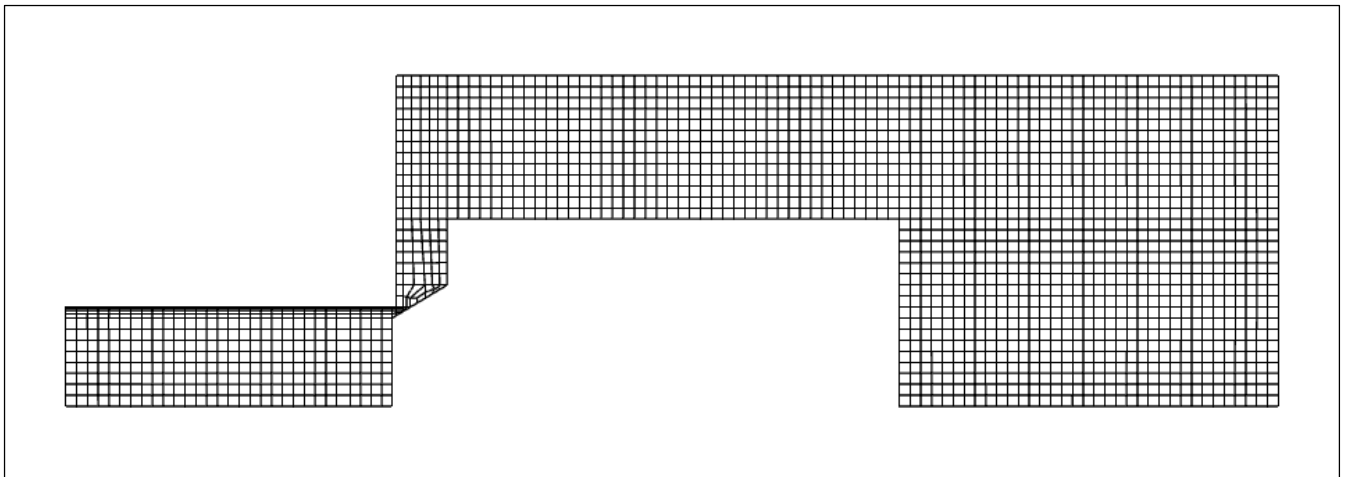


Fig. 3.13: Mesh Otturatore conico-otturatore mobile

3.2.2. PARAMETRI DI INPUT

Per questi modelli è stata adottata una simulazione “*transient*”, poiché le grandezze di output della soluzione dovranno essere variabili nel tempo. Anche per l’otturatore mobile si è scelto un modello viscoso k-ε con spuntata l’opzione “*enhanced wall treatment*” per rappresentare il comportamento del fluido vicino alle pareti. Il fluido impiegato è stato sempre l’olio idraulico MIL-PRF-5606 a $T=20^{\circ}\text{C}$.

Le condizioni al contorno assunte sono del tutto analoghe a quelle precedentemente viste per i modelli fissi. L’immagine seguente le ricapitola.

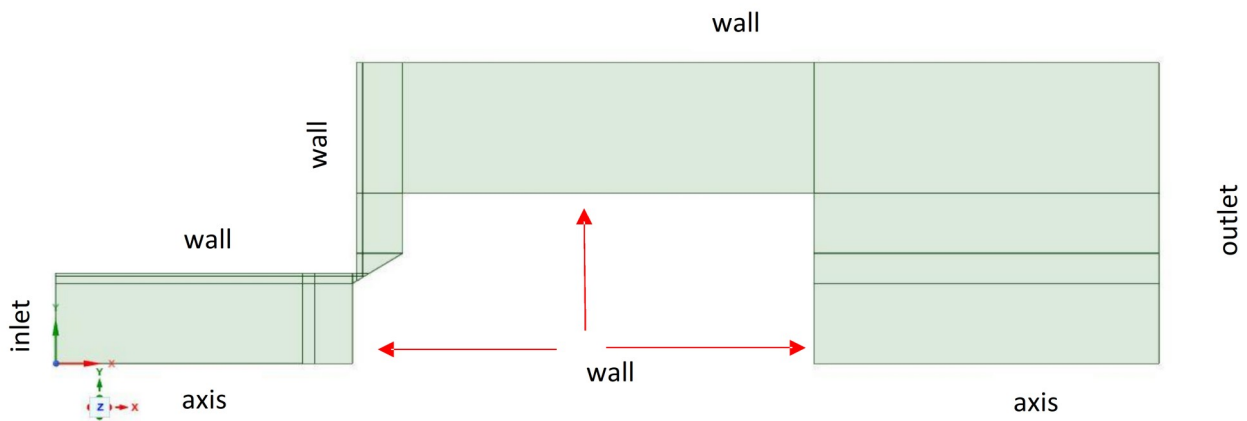


Fig. 3.14: Condizioni al contorno-otturatore mobile

Le simulazioni sono state ripetute per due diversi valori di flusso, di seguito riportati.

$$\begin{cases} Q_1 = 40 \text{ l/min} \\ Q_2 = 50 \text{ l/min} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} q_{m1} = 0.56 \text{ kg/s} \\ q_{m2} = 0.71 \text{ kg/s} \end{cases} \quad \text{outlet: } \{p_g = 0 \text{ bar}\}$$

Dove p_g rappresenta la pressione relativa (“*gauge pressure*”), imposta pari a zero, ovvero pari alla pressione atmosferica.

3.2.3. IMPOSTAZIONI NECESSARIE ALL'ANALISI

Per quanto concerne la mesh dinamica è stata scelta una modellazione con il metodo "Layering". Questa opzione permette di aggiungere o rimuovere strati di celle adiacenti a un confine mobile in base all'altezza dello strato adiacente alla superficie mobile. L'opzione è adatta a simulazioni in cui siano impiegate mesh quadrilatere.

Inoltre il moto dell'otturatore è stato imposto associando al corpo rigido dell'otturatore (vedere la Fig.3.16) una massa e un grado di libertà: la traslazione lungo x. Si è fissata la corsa della massa variabile entro un range compreso tra un minimo gap (0.5 mm) e la massima corsa dell'otturatore (4.6 mm). Allo stesso corpo è stata applicata la forza di compressione della molla, avente azione di chiusura sull'otturatore. La finestra di interfaccia ha permesso di impostare sia il precarico ($P=104.9$ N) che la rigidità ($k=7.34$ N/mm).

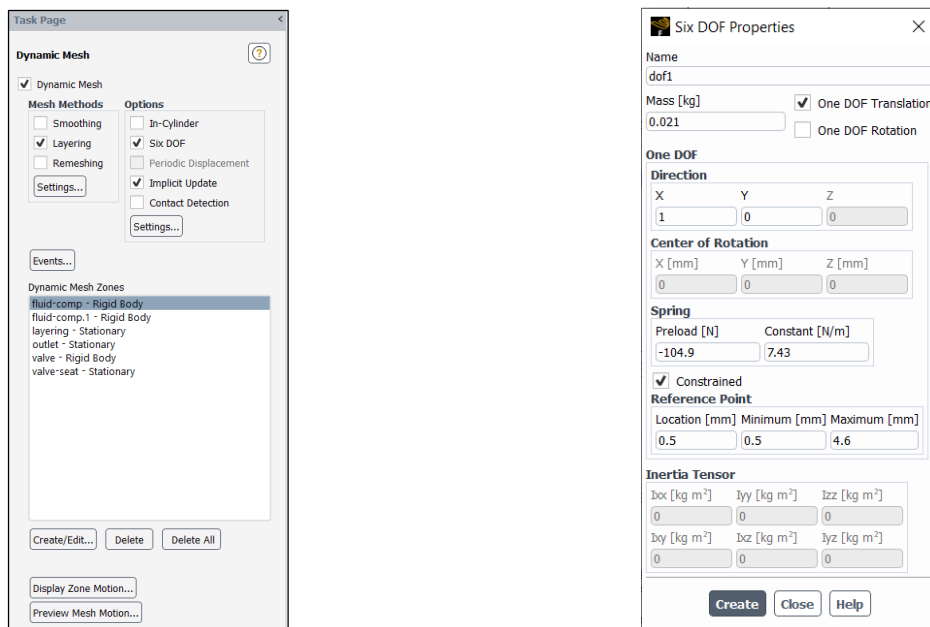


Fig. 3.15: Impostazioni mesh dinamica

Alle varie zone inoltre: al profilo dell'otturatore (linea blu) è stata imposta la condizione di corpo rigido ("rigid body") in moto secondo il grado di libertà scelto, spuntando l'opzione "passive", al fine di non considerare forze e momenti agenti su questa superficie. Alla porzione di fluido in verde chiaro dell'immagine sottostante sono state imposte le condizioni di corpo rigido ("rigid body") in moto secondo il grado di libertà scelto, senza spuntare l'opzione "passive". Qui infatti si vogliono valutare forze e momenti. Alla sezione di uscita, alla sezione di sede della valvola ed alla superficie "layering" interna tra le due porzioni di fluido (linee rosse), il vincolo di stazionarietà, che consente di non aggiornare posizione dei punti vincolati, durante l'analisi.

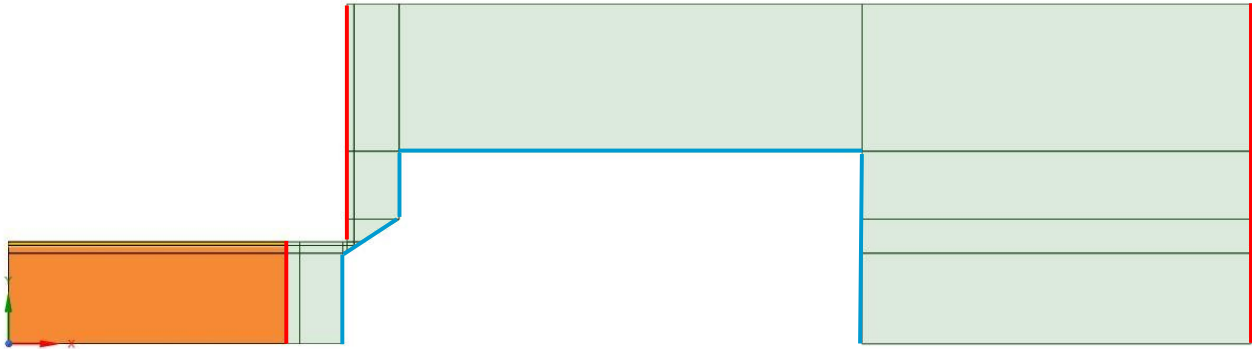


Fig. 3.16: Regioni per mesh dinamica

Il metodo di soluzione impiegato è stato “PISO”, ovvero quello Più indicato per le soluzioni transient, associato ad una discretizzazione del secondo ordine per la conservazione della quantità di moto, per garantire una migliore accuratezza della soluzione.

Anche nella simulazione nel transitorio il limite fissato per i residui è stato 10^{-3} .

Il modello è stato quindi inizializzato con “Hybrid Inizialization” e fatto girare, avendo fissato un numero di iterazioni pari a 200 e un time step di 0.0001 secondi.

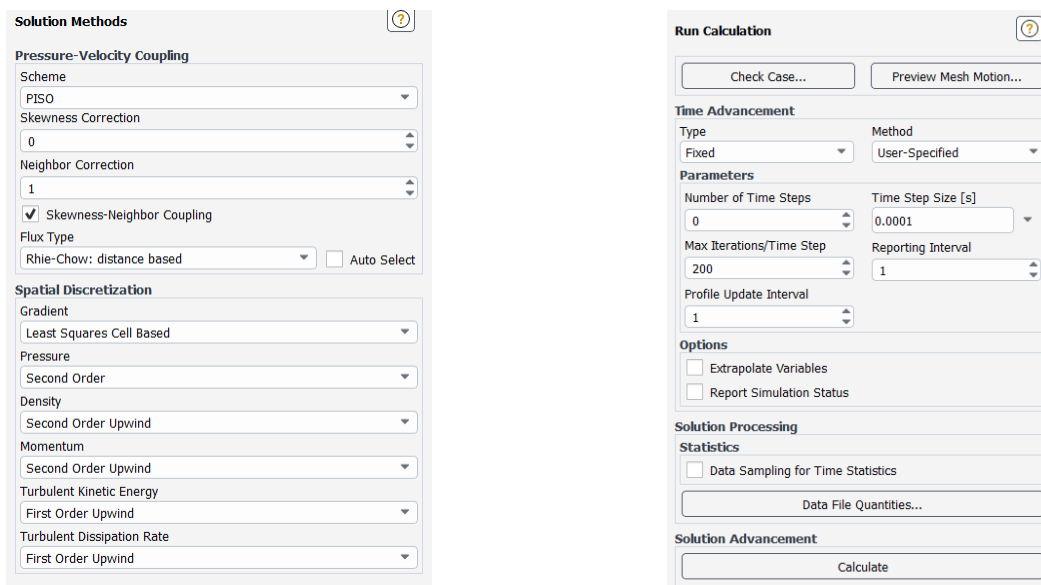


Fig. 3.17: Solution method e Run simulation

4. RISULTATI DELLE SIMULAZIONI CFD

4.1. RISULTATI DEI MODELLI AD OTTURATORE FISSO

Una volta fatta girare la simulazione è stato possibile dedurre i risultati in termini di campo di pressione e velocità, al variare della configurazione geometrica dell'otturatore e al variare del flussaggio imposto.

4.1.1. PRESSIONI

Le figure seguenti riportano i diagrammi delle pressioni dei due design, per le due condizioni di apertura della valvola (gap pari a 0.5 mm e 1 mm) e per tutti i flussaggi presi in esame (1 l/min; 20 l/min; 50 l/min).

OTTURATORE CONICO

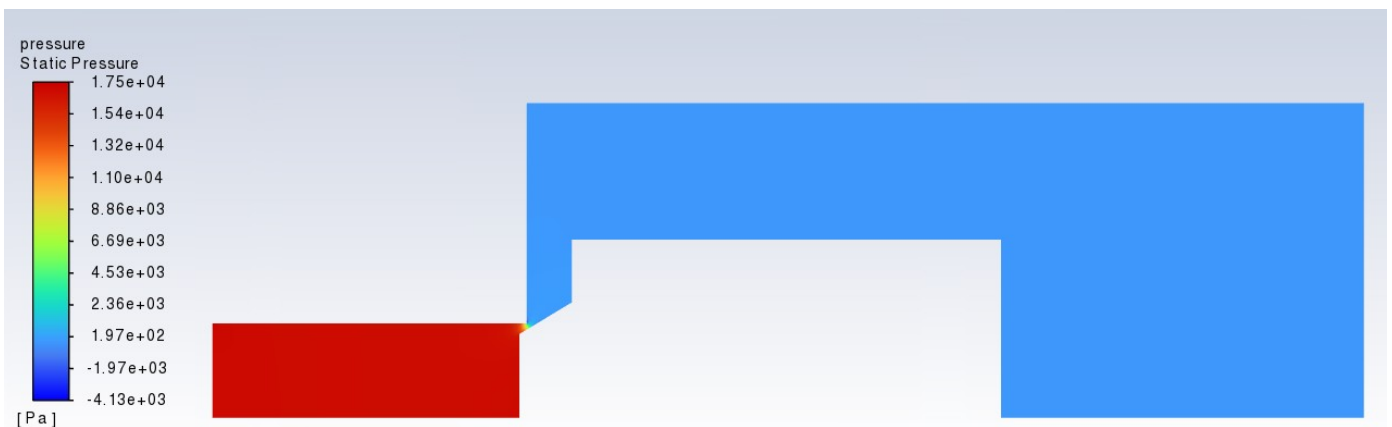


Fig. 4.1: Pressioni-gap 0.5 mm-flusso 1 l/min

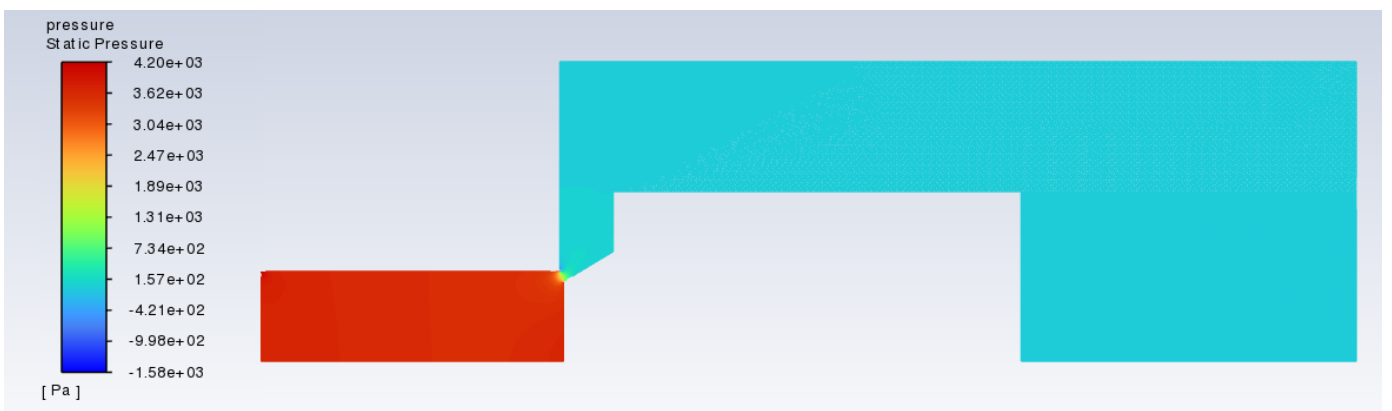


Fig. 4.2: Pressioni-gap 1 mm-flusso 1 l/min

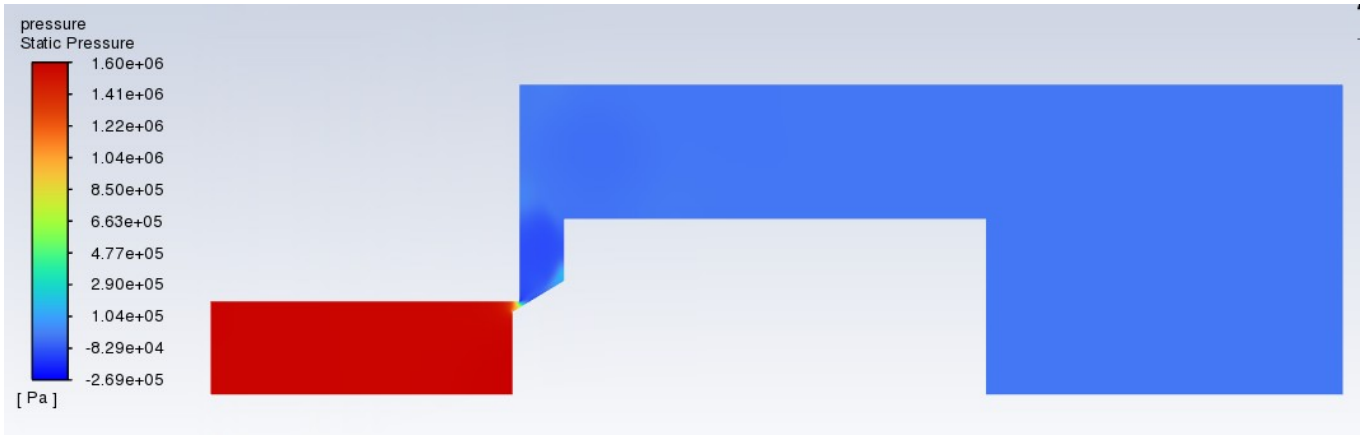


Fig. 4.3: Pressioni-gap 0.5 mm-flusso 20 l/min

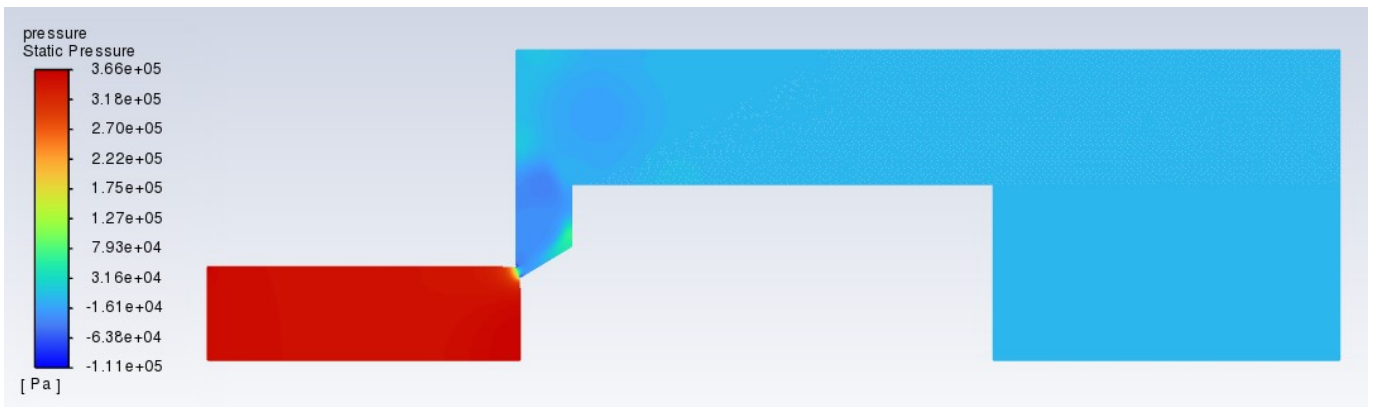


Fig. 4.4: Pressioni-gap 1 mm-flusso 20 l/min

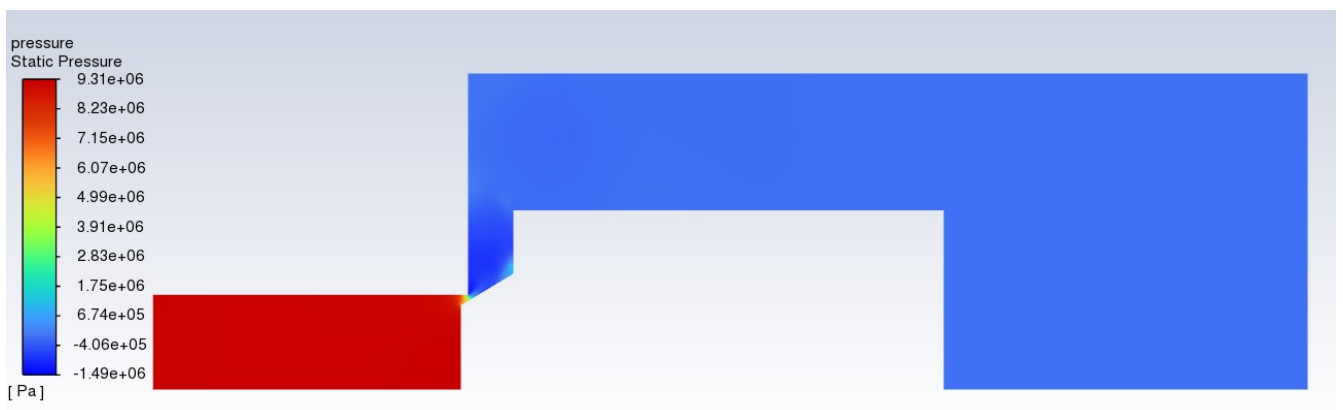


Fig. 4.5: Pressioni-gap 0.5 mm-flusso 50 l/min

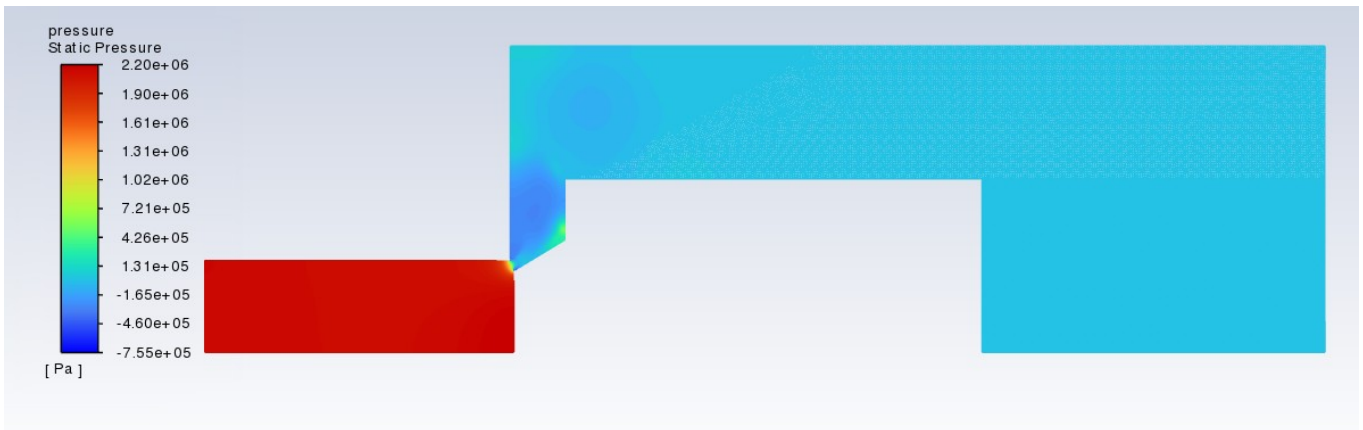


Fig. 4.6: Pressioni-gap 1 mm-flusso 50 l/min

In tutti i casi le pressioni nel canale di ingresso si presentano piuttosto significative, specie nella condizione $\text{gap}=0.5$ mm, in quanto, dal momento che l'otturatore è fisso, un flusso imposto nella sezione di inlet viene fatto passare in un canale di dimensioni molto piccole (in corrispondenza del gap). Il caso dove si raggiunge la pressione massima è infatti quello con $\text{gap}=0.5$ mm e flusso 50 l/min, in cui si legge nella sezione di ingresso una pressione dell'ordine di $9.31 \cdot 10^6$ Pa=93.1 bar. In questo caso, essendo la pressione nella sezione di outlet pari a zero, la pressione differenziale monte-valle risultante è circa pari a 93.1 bar.

I risultati ottenuti con gap imposto di 1 mm e flusso 50 l/min mostrano una perdita di carico già in linea con la perdita di carico target richiesta dalla specifica (paragrafo §2.1.2), pertanto simulazioni con gap imposto superiore ad 1 millimetro determinerebbero come output delle differenze di pressione troppo basse. Questa evidenza sarà rafforzata dai risultati del modello di simulazione a otturatore mobile.

OTTURATORE SFERICO

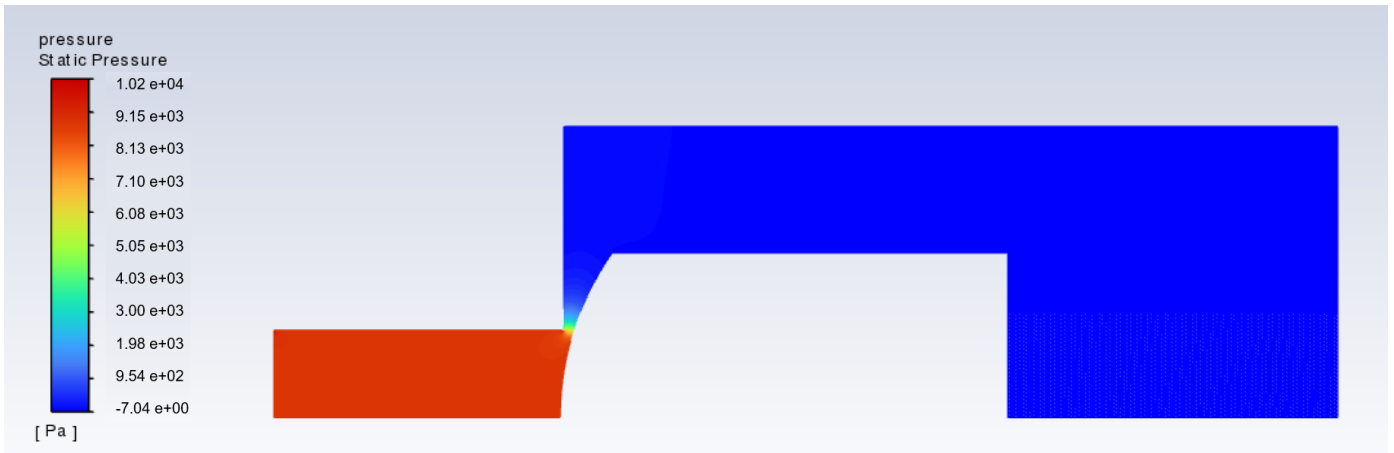


Fig. 4.7: Pressioni-gap 0.5 mm-flusso 1 l/min

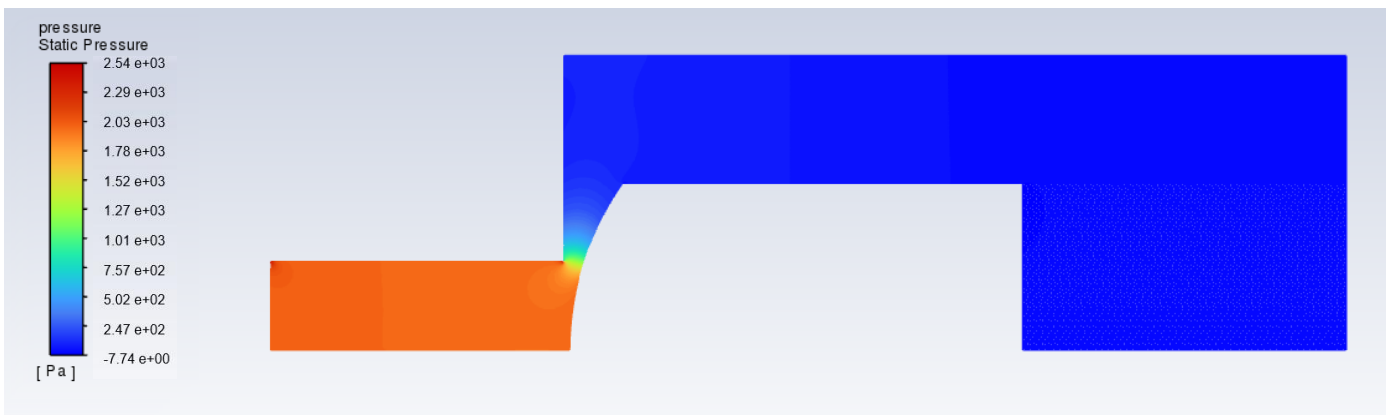


Fig. 4.8: Pressioni-gap 1 mm-flusso 1 l/min

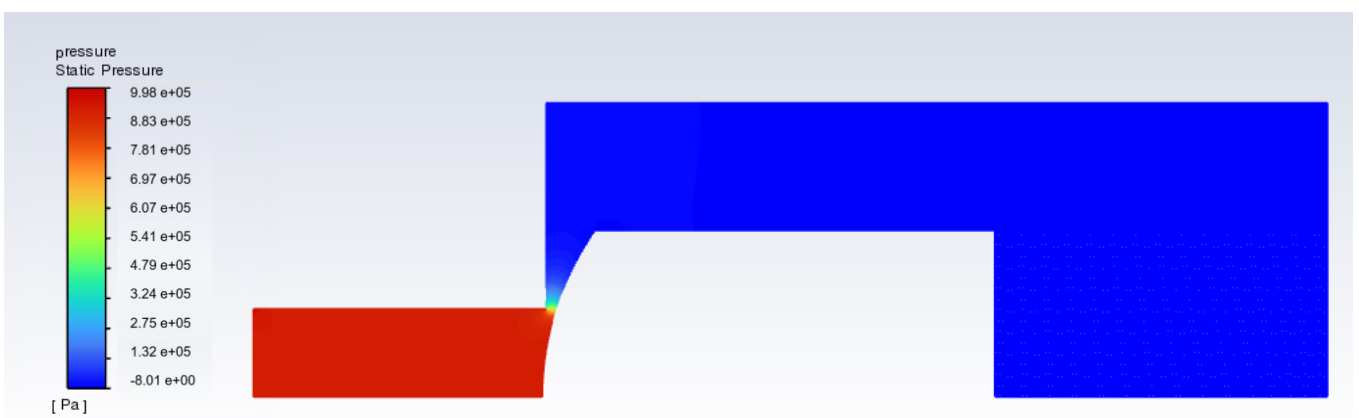


Fig. 4.9: Pressioni-gap 0.5 mm-flusso 20 l/min

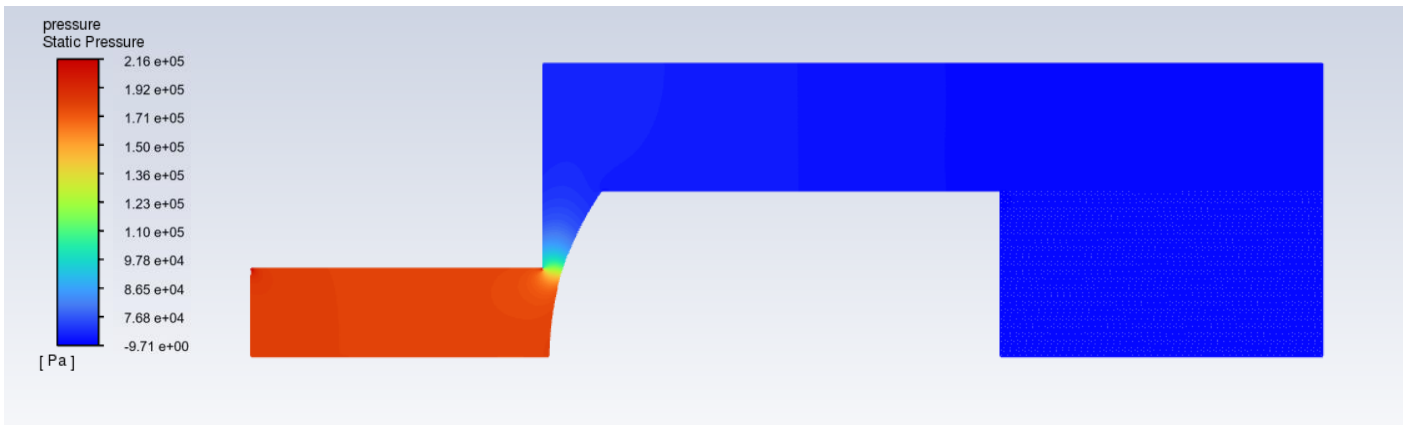


Fig. 4.10: Pressioni-gap 1 mm-flusso 20 l/min

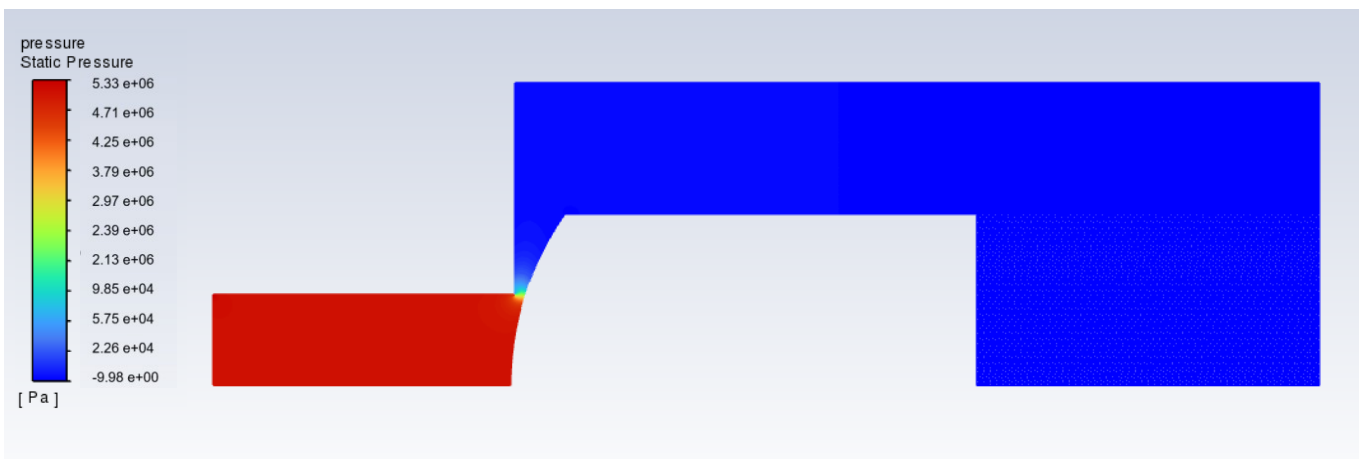


Fig. 4.11: Pressioni-gap 0.5 mm-flusso 50 l/min

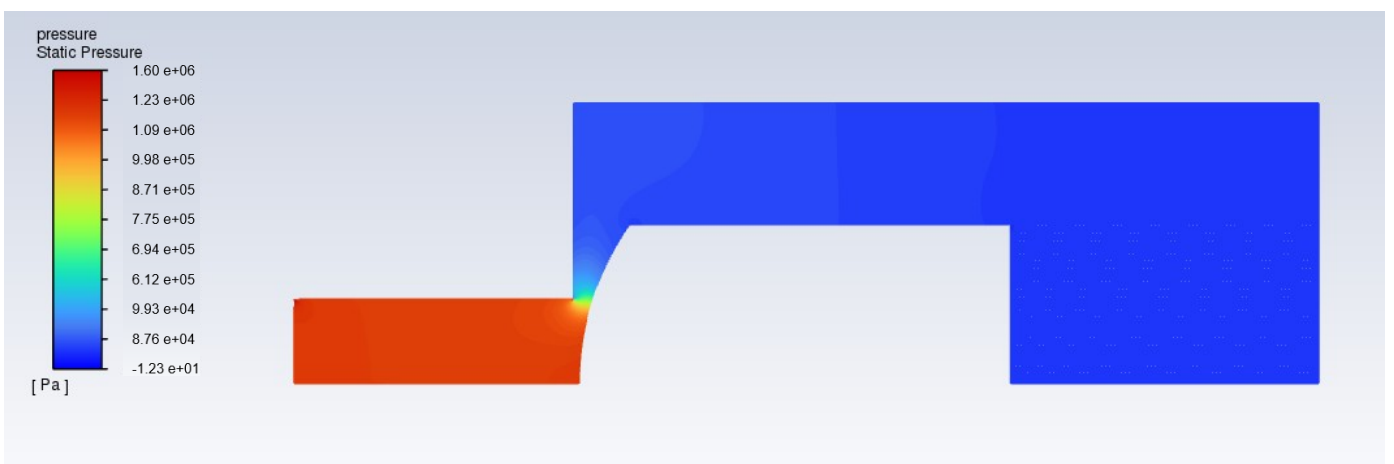


Fig. 4.12: Pressioni-gap 1 mm-flusso 50 l/min

Anche nel caso “otturatore sferico” si concentrano le massime pressioni in corrispondenza del canale di ingresso. Tuttavia queste sono abbastanza inferiori rispetto al caso “otturatore conico”, così come le velocità locali (si veda in seguito), ciò è in linea con il comportamento atteso della valvola: l’otturatore sferico permette il passaggio del flusso in modo molto più graduale e, conseguentemente, con una perdita di carico più contenuta.

Analizzando in modo critico i risultati dell’otturatore sferico si può notare come questo, grazie alla sua maggiore efficienza idraulica, permetta di ottenere il passaggio dell’olio a fronte di spostamenti dell’otturatore molto contenuti. Tipicamente questo fa sì che ci si possa aspettare un comportamento della valvola caratterizzato da instabilità di funzionamento.

In riferimento ai risultati con gap imposto pari a 0.5 mm, la presenza di basse cadute di pressione tra monte e valle della valvola, dimostra che gli output relativi a questo design non sono soddisfacenti i requisiti di progetto richiesti per la stessa. Pertanto si è scelto di proseguire l’analisi in campo dinamico soltanto per il design “otturatore conico”, ritenuto più conforme alle prestazioni richieste. In ogni caso nel paragrafo successivo si riportano i profili delle velocità sia per il caso otturatore conico che per quello sferico, al fine di visualizzarne l’andamento.

4.1.2. VELOCITA'

Le figure seguenti riportano i diagrammi dei vettori risultanti delle velocità, per le due geometrie e per le due condizioni di apertura della valvola (gap pari a 0.5 mm e 1 mm) e per tutti i flussaggi presi in esame (1 l/min; 20 l/min; 50 l/min).

OTTURATORE CONICO

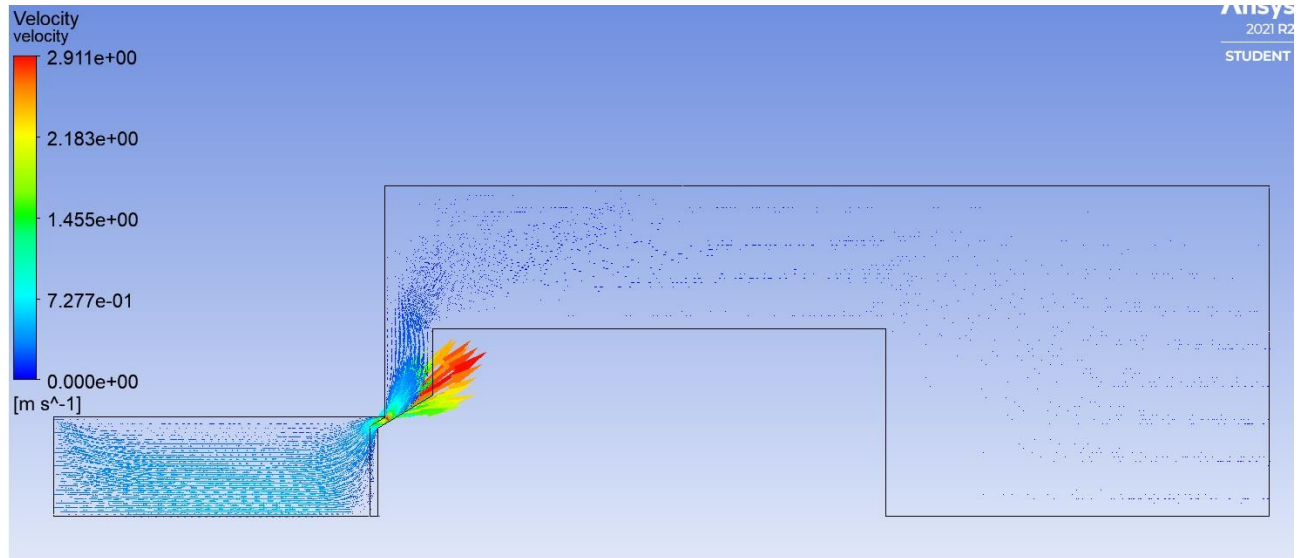


Fig. 4.13: Velocità-gap 0.5 mm-flusso 1 l/min

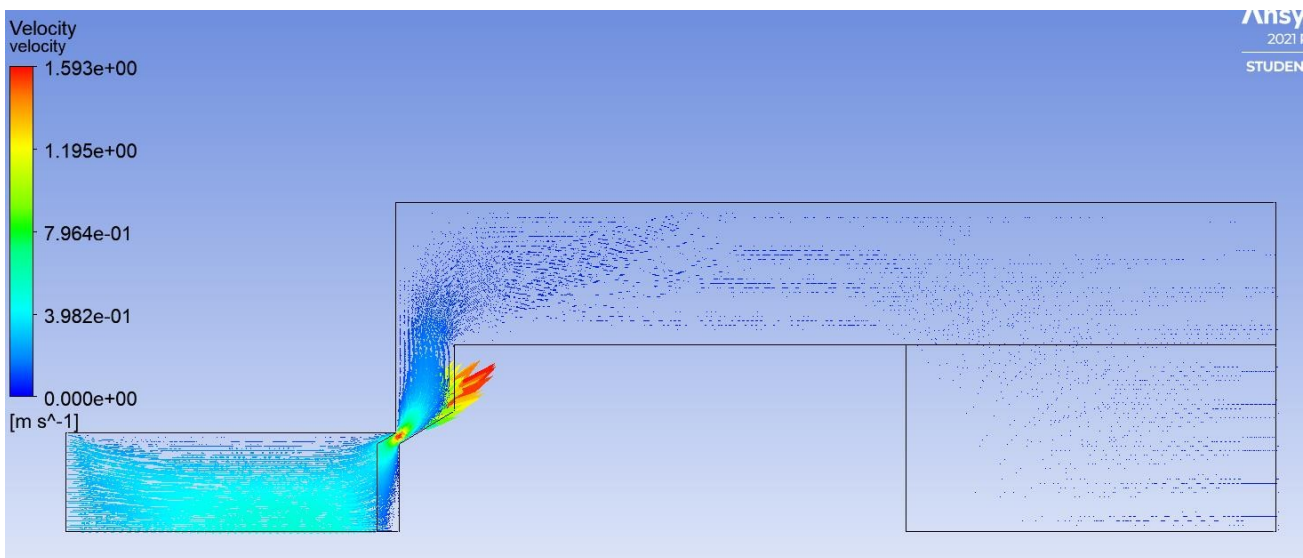


Fig. 4.14: Velocità-gap 1 mm-flusso 1 l/min

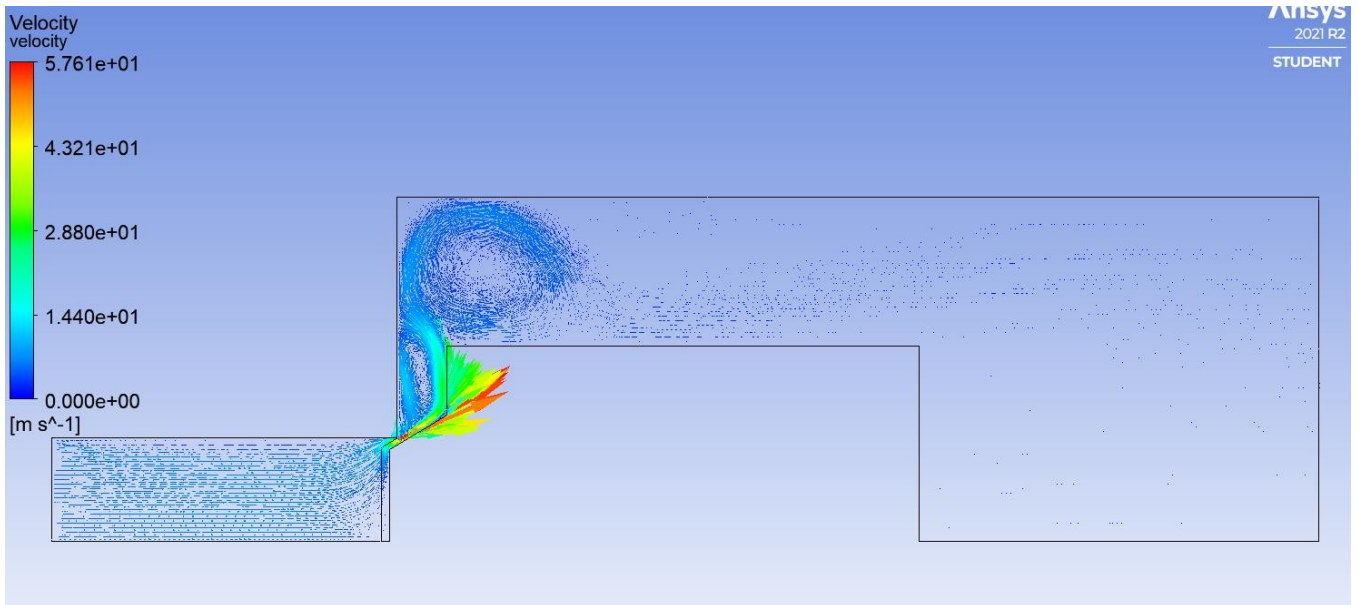


Fig. 4.15: Velocità-gap 0.5 mm-flusso 20 l/min

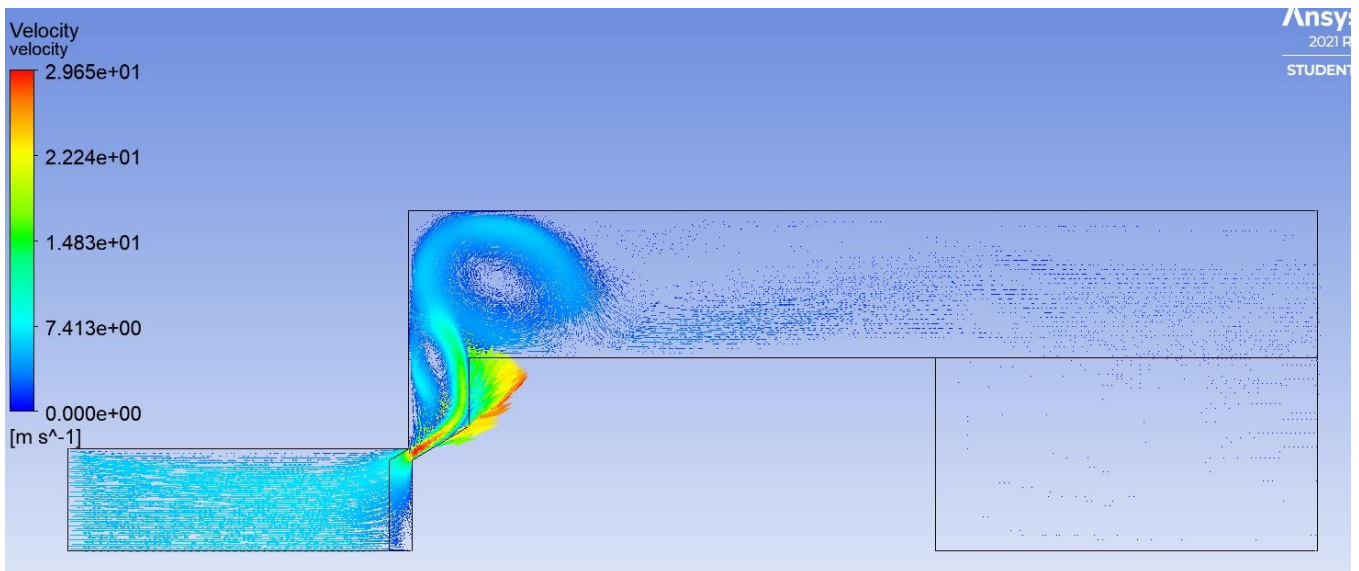


Fig. 4.16: Velocità-gap 1 mm-flusso 20 l/min

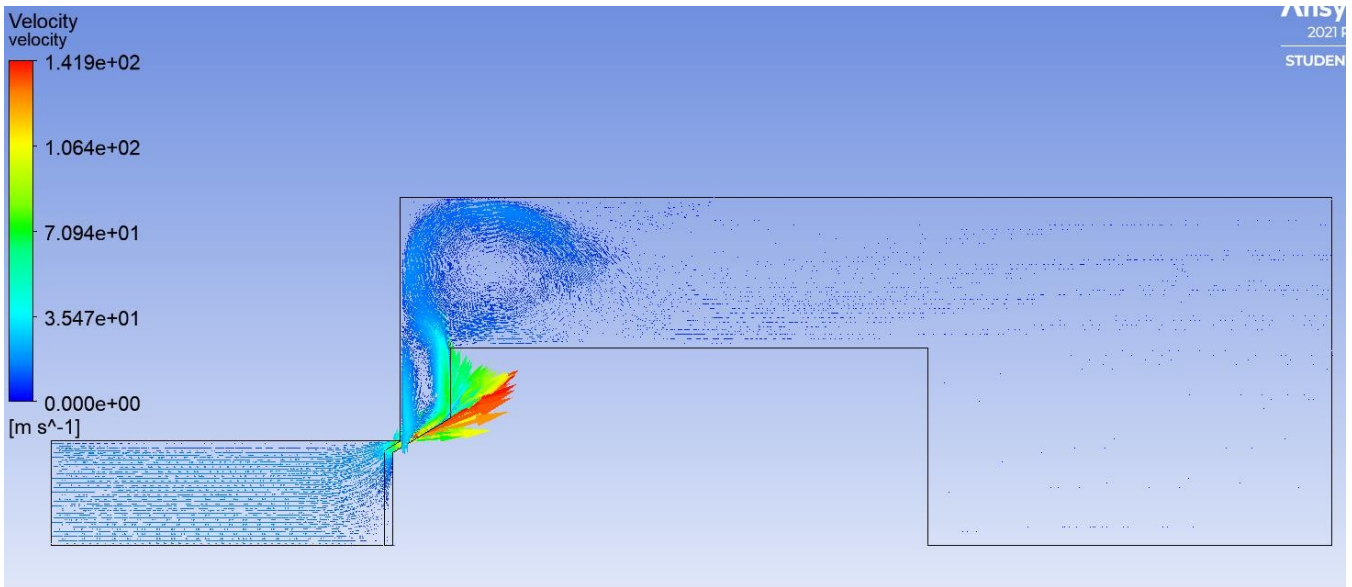


Fig. 4.17: Velocità-gap 0.5 mm-flusso 50 l/min

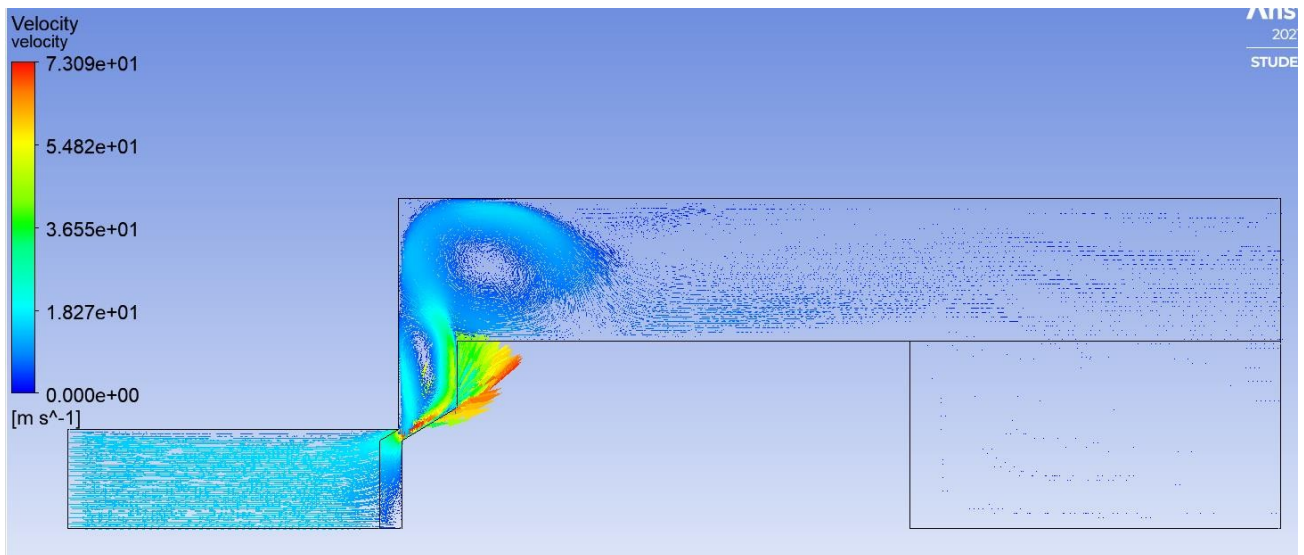


Fig. 4.18: Velocità-gap 1 mm-flusso 50 l/min

In tutti i flussaggi il vettore velocità raggiunge la sua massima intensità in corrispondenza della più piccola sezione di passaggio, quindi in prossimità del gap. Sempre per tutti i flussaggi, come è atteso, maggiori sono le portate, e quindi le velocità, maggiori sono le porzioni di fluido interessate da vortici.

OTTURATORE SFERICO

Le figure seguenti riportano i diagrammi delle velocità per le due condizioni di apertura della valvola (gap pari a 0.5 mm e 1 mm) e per tutti i flussaggi presi in esame (1 l/min; 20 l/min; 50 l/min)

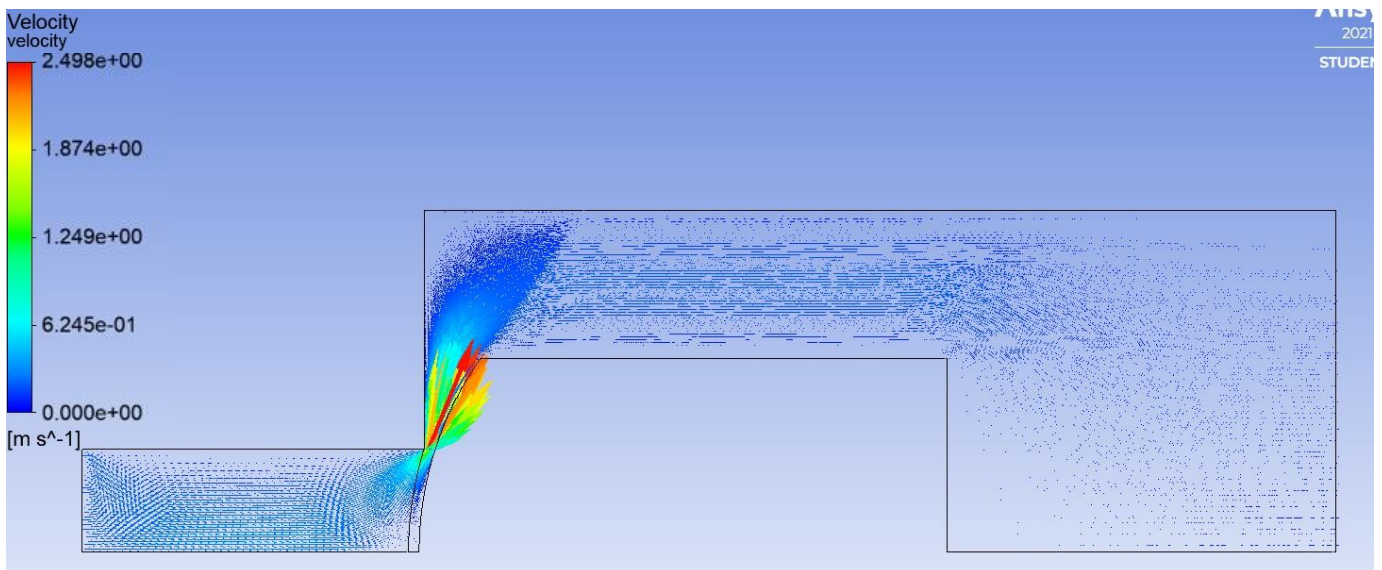


Fig. 4.19: Velocità-gap 0.5 mm-flusso 1 l/min

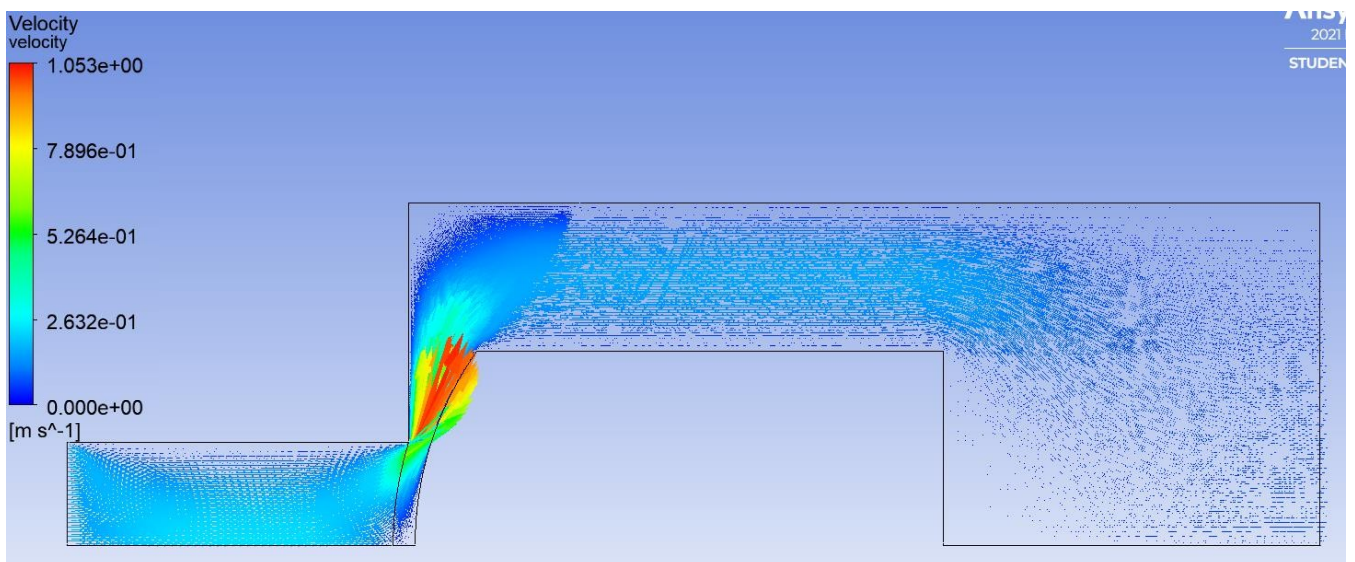


Fig. 4.20: Velocità-gap 1 mm-flusso 1 l/min

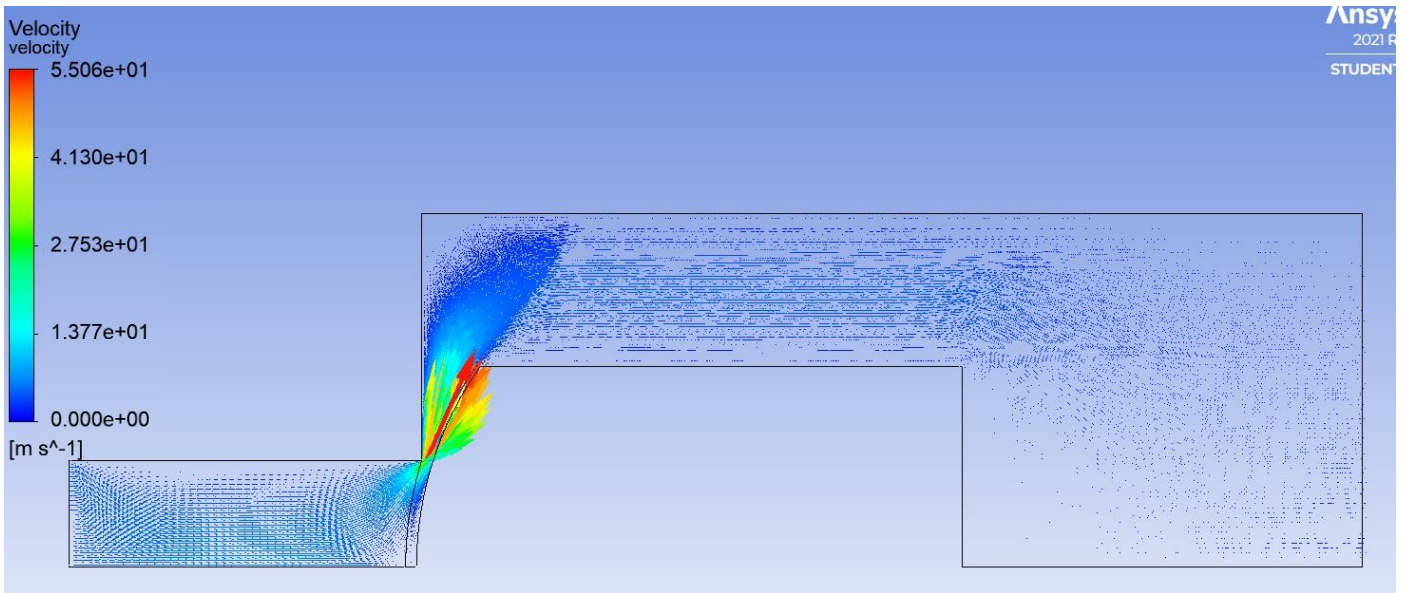


Fig. 4.21: Velocità-gap 0.5 mm-flusso 20 l/min

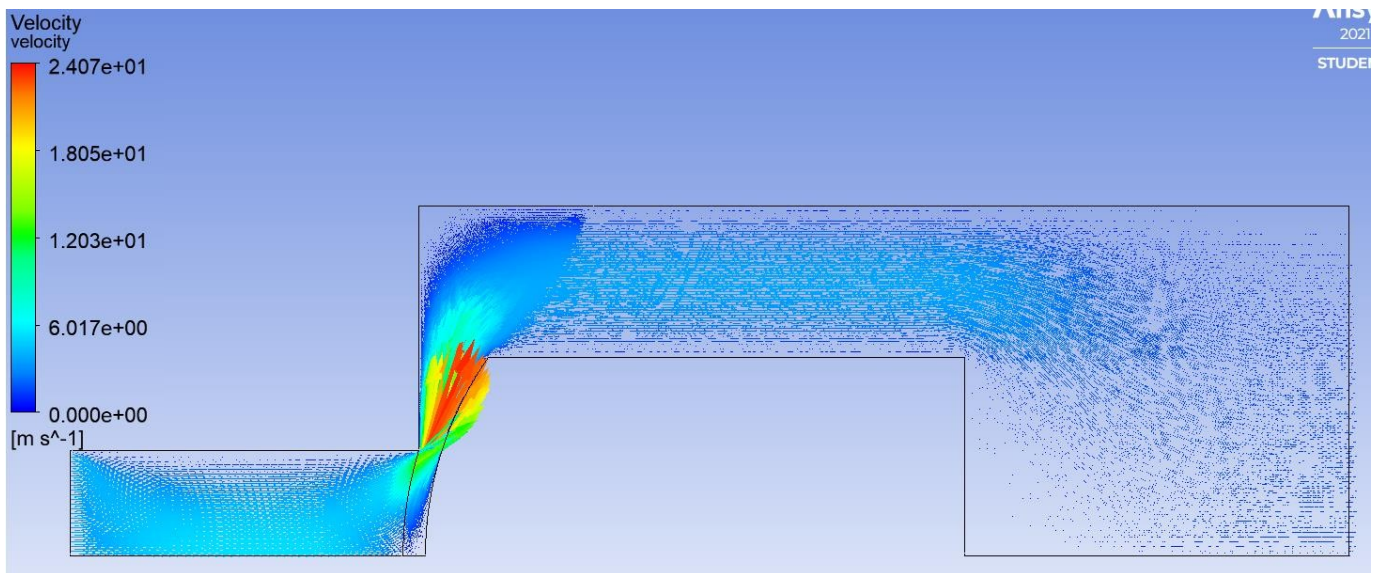


Fig. 4.22: Velocità-gap 1 mm-flusso 20 l/min

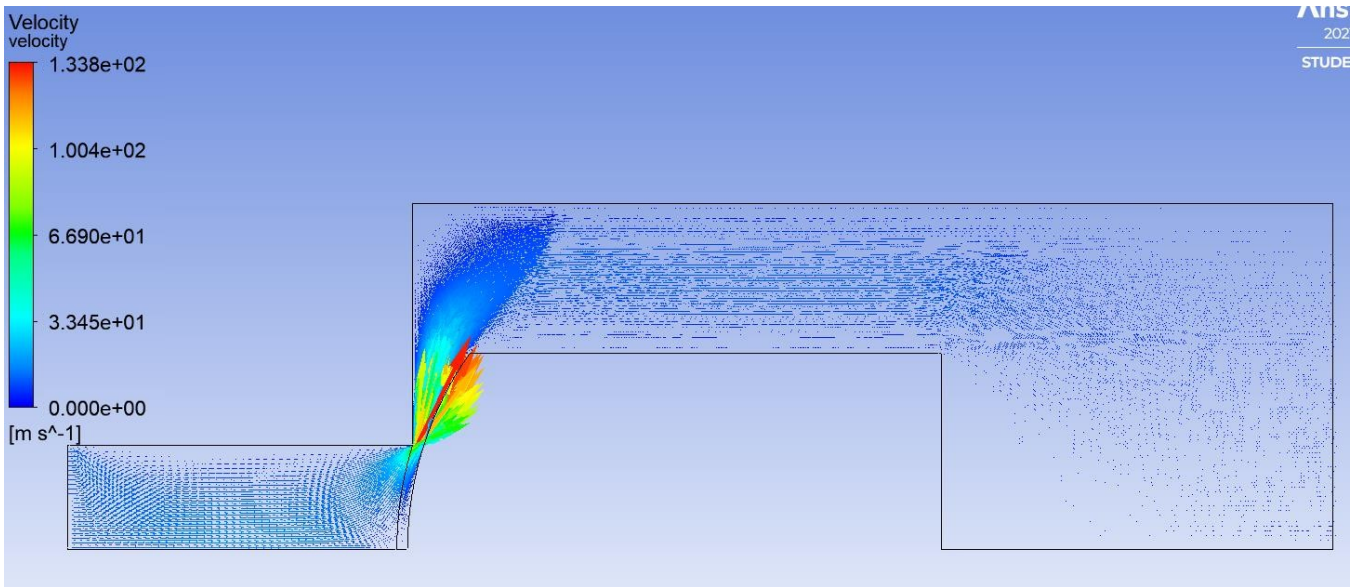


Fig. 4.23: Velocità-gap 0.5 mm-flusso 50 l/min

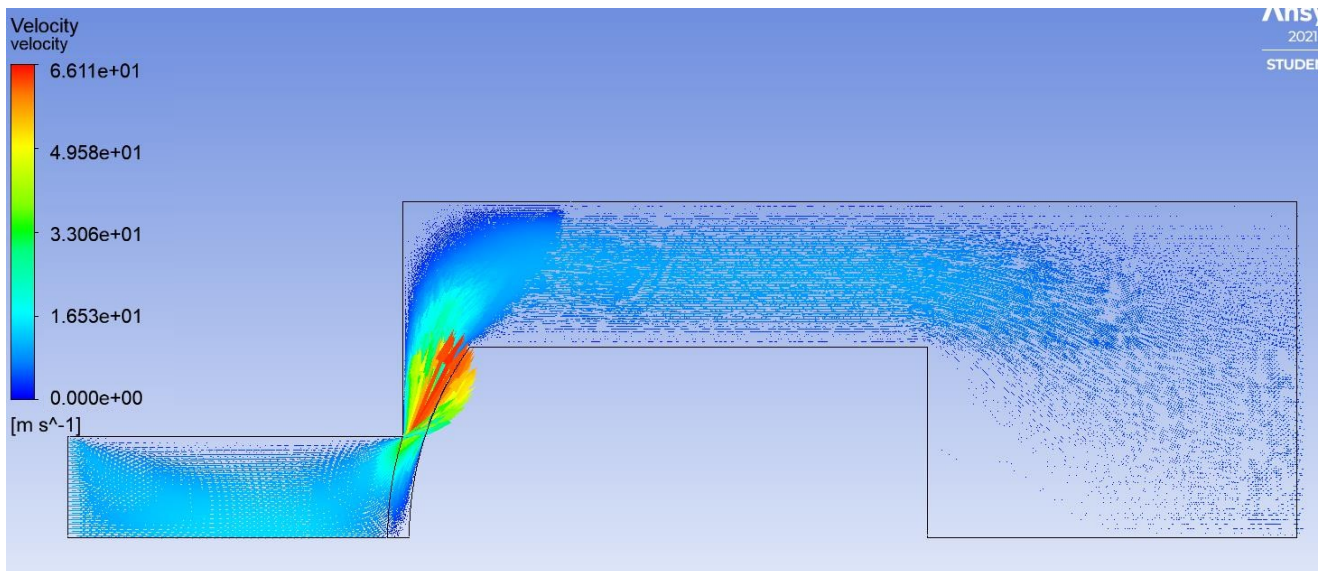


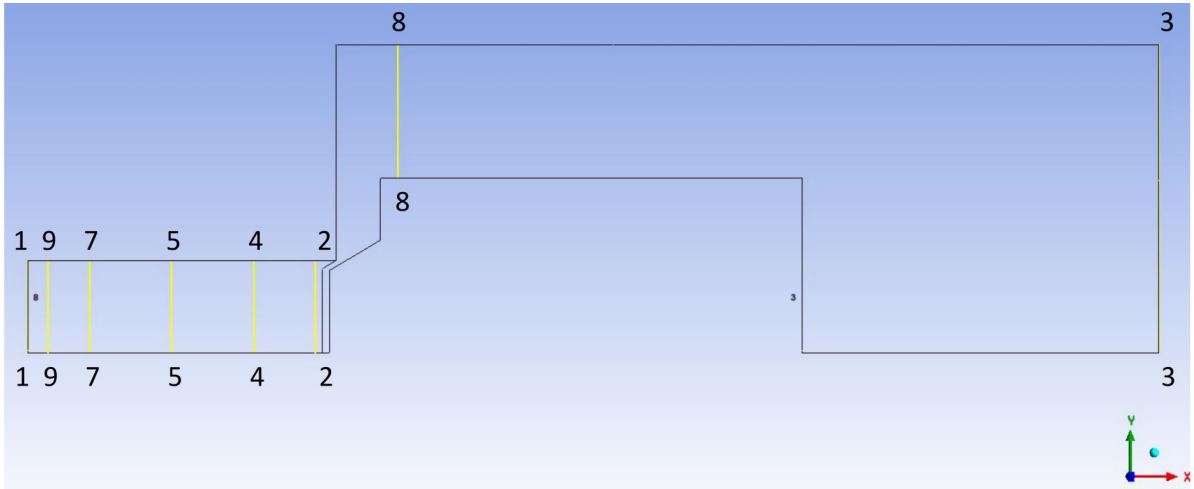
Fig. 4.24: Velocità-gap 1 mm-flusso 50 l/min

Confrontando i risultati sopra riportati si può notare che nelle regioni lontane dall'otturatore le velocità risultano paragonabili al caso "otturatore conico", localmente invece, il design "otturatore conico" favorisce lo sviluppo di velocità maggiori, rispetto al caso "otturatore sferico".

Le immagini dei campi di velocità per i due otturatori evidenziano come il design sferico analizzato faciliti la circolazione del fluido e, conseguentemente, sia caratterizzato da minori perdite di carico.

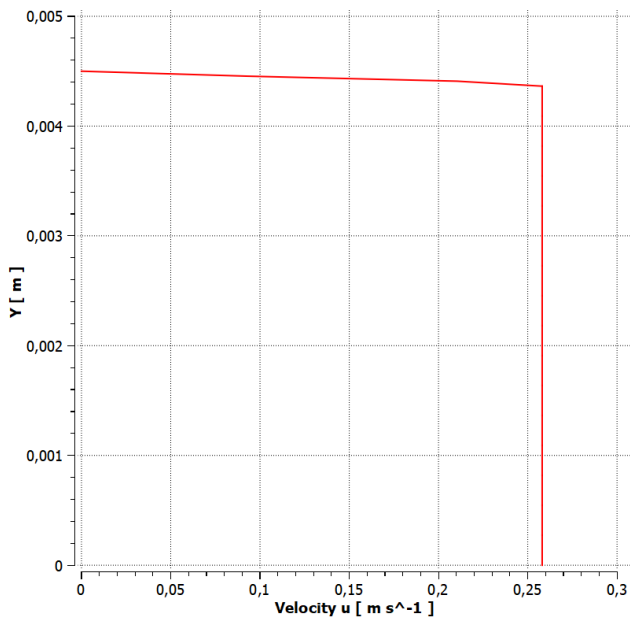
4.1.3. PROFILI DI VELOCITA'

Sono stati valutati i profili delle velocità assiali (u) in varie sezioni, a diversa ascissa x , e diagrammate al variare della distanza radiale (Y). Le sezioni sono numerate in accordo alla figura sottostante. A titolo esemplificativo si riportano soltanto i profili del caso otturatore con $\text{gap}=0.5$ mm, flusso in ingresso pari a 1 l/min.

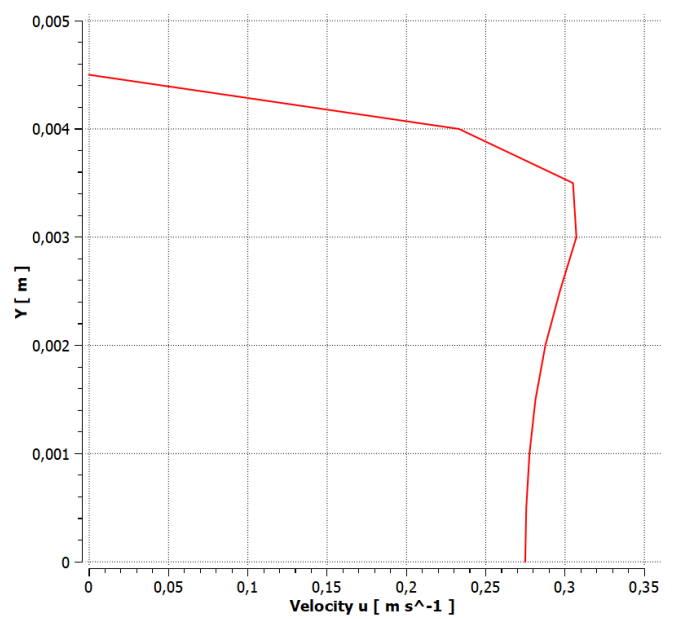


sezione 1-1	$x=0$ mm	sezione 4-4	$x=11$ mm
sezione 9-9	$x=1$ mm	sezione 2-2	$x=14$ mm
sezione 7-7	$x=3$ mm	sezione 8-8	$x=18$ mm
sezione 5-5	$x=7$ mm	sezione 3-3	$x=55$ mm

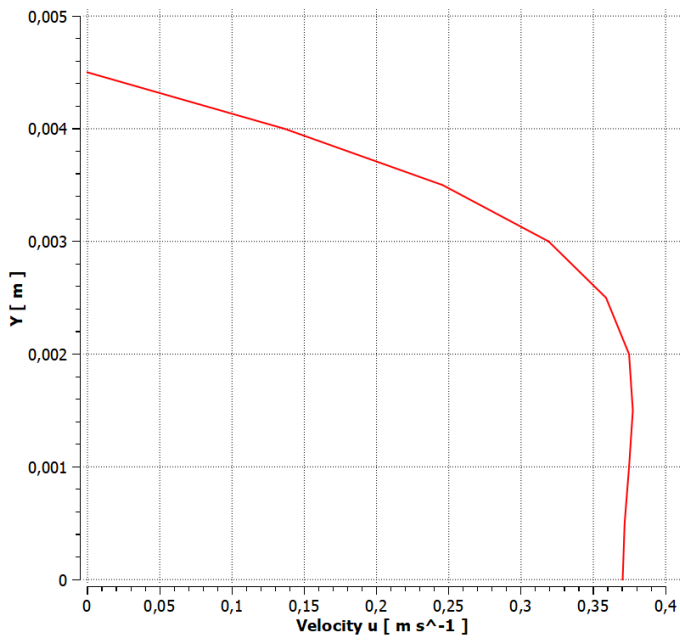
Fig. 4.25: Sezioni per profili di velocità assiale



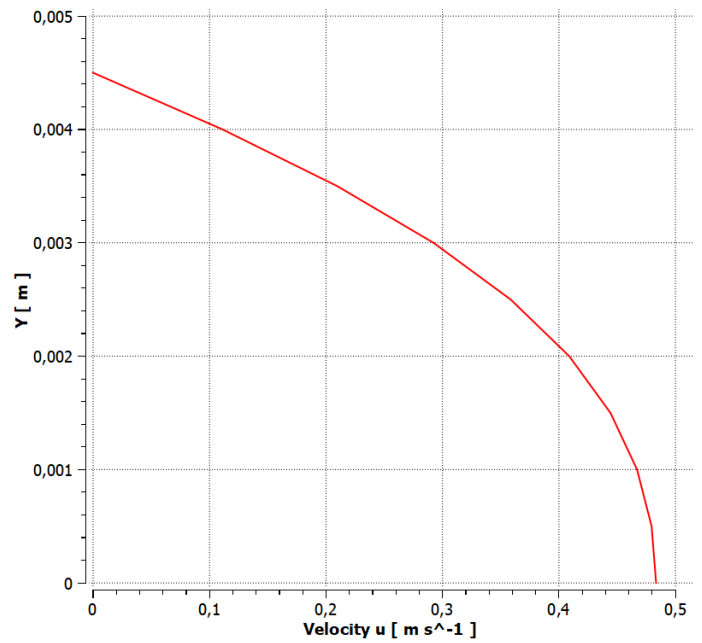
Sezione 1-1



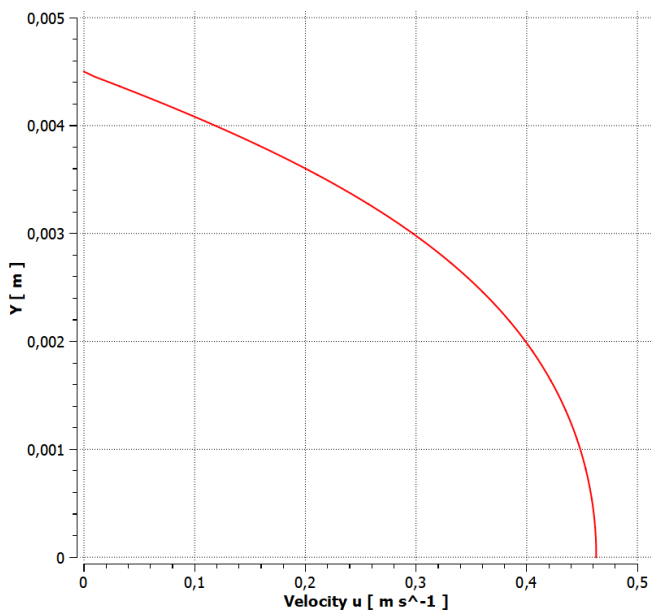
Sezione 9-9



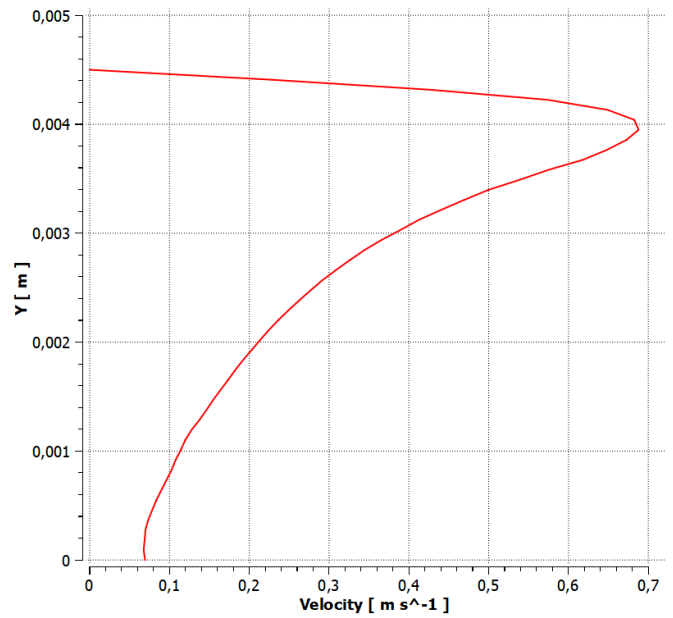
Sezione 7-7



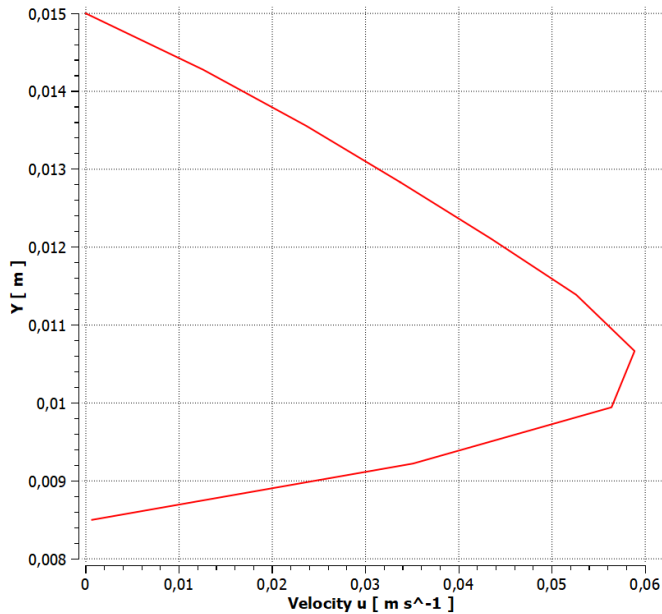
Sezione 5-5



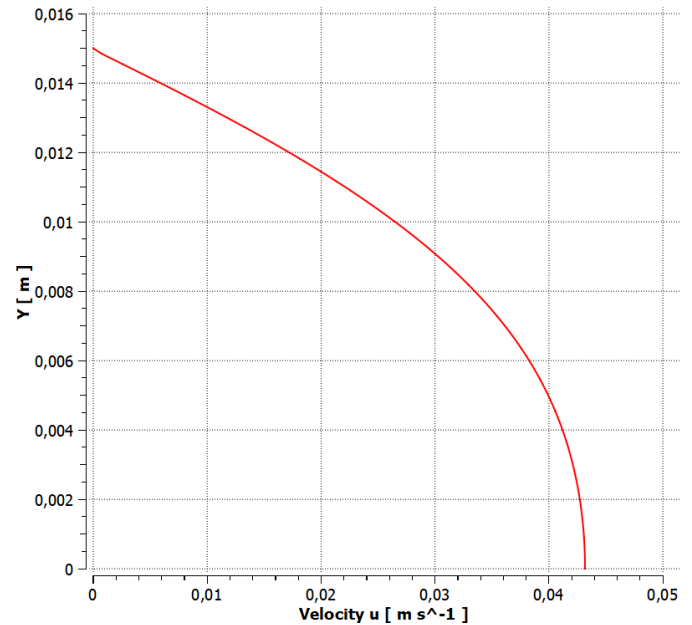
Sezione 4-4



Sezione 2-2



Sezione 8-8



Sezione 3-3

Si può notare che l'andamento della velocità rispecchia quello atteso dalla teoria dello strato limite per un flusso in moto all'interno di un condotto cilindrico. In prossimità della sezione di input (sezioni 1-1, 9-9 e 7-7) il profilo passa da un andamento circa rettangolare, esclusa la zona estrema (sez. 1-1), a un profilo semi-parabolico non completamente sviluppato (sez 7-7). Queste sezioni, prossime all'ingresso appartengono alla cosiddetta "zona di sviluppo", di lunghezza l_d . In questa zona la parte di fluido vicino alla parete viene decelerata per effetto della viscosità, mentre la parte interna ("Inviscid core") viene accelerata per garantire il passaggio della stessa portata rispetto alla sezione di ingresso iniziale. Successivamente il profilo acquisisce un andamento semi-parabolico completamente sviluppato (sezioni 5-5, 4-4, 3-3). Nella sezione 2-2 si ha evidenza della riduzione di sezione e del passaggio attraverso un canale molto ristretto. La sezione 8-8 è caratterizzata ancora da un profilo parabolico completo infatti il fluido si trova a passare tra la parete del corpo della valvola e quella dell'otturatore.

Di seguito si riporta l'andamento teorico di un fluido in moto in un condotto, in accordo alla teoria dello strato limite.

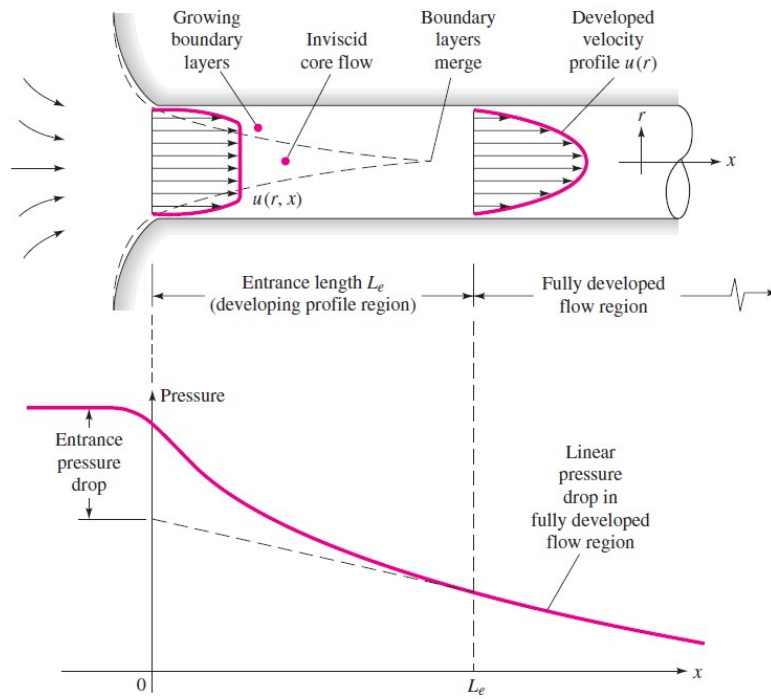


Fig. 4.26: Moto di un fluido in un condotto cilindrico-profilo di velocità teorici

4.2. RISULTATI DEI MODELLI AD OTTURATORE MOBILE

Terminata l'analisi in condizioni transitorie, sono stati ricavati i risultati in termini di campo di pressione e velocità, valutati nello spazio e nel tempo, lo spostamento di un punto di controllo e l'andamento della mesh dinamica nel tempo.

I risultati sono stati riportati per due valori significativi dei flussaggi: 40 l/min, 50 l/min.

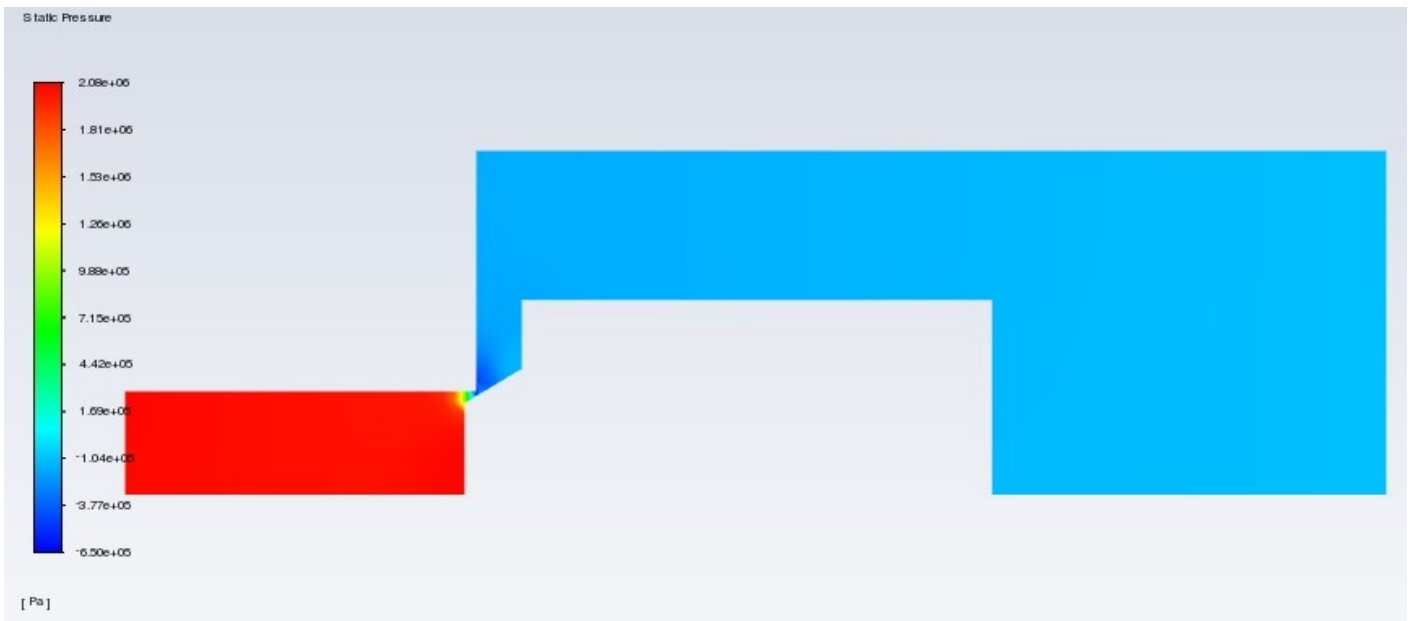
Le immagini relative ai profili di pressione e velocità sono riportati di seguito per alcuni step di calcolo significativi, quali istante iniziale e finale della simulazione e in corrispondenza di inversione del moto.

4.2.1. PRESSIONI

Nelle seguenti immagini si illustrano i diagrammi delle pressioni per i diversi flussaggi e time step sopra citati.

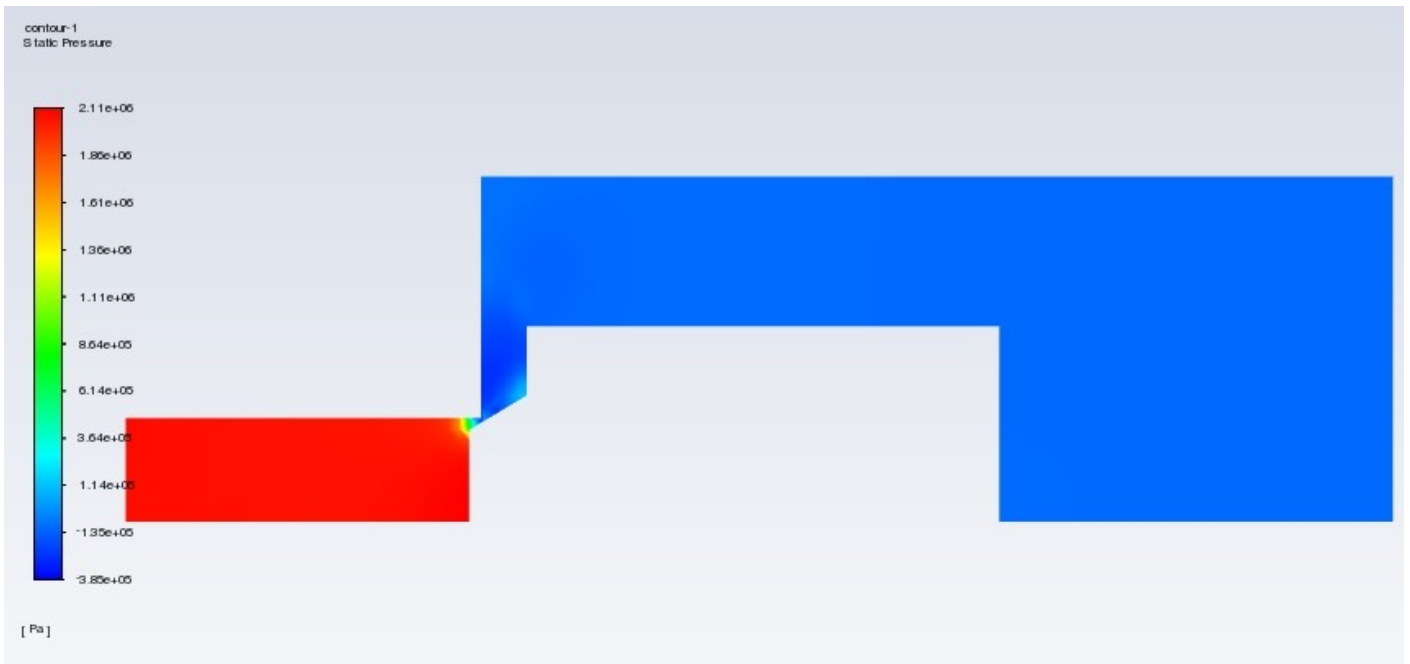
OTTURATORE CONICO

Flusso 40 l/min

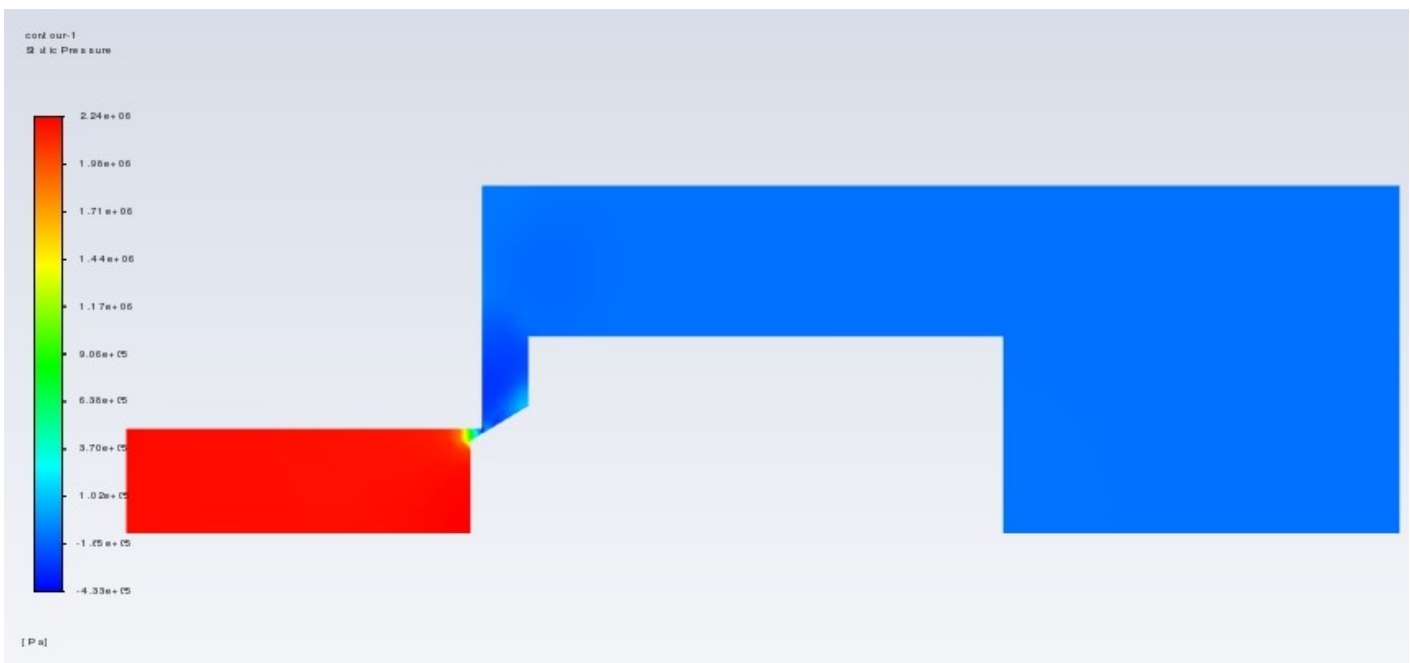


$T=1\text{ s}$

Fig. 4.27: Pressioni - Flusso 40 l/min - $T=1\text{ s}$

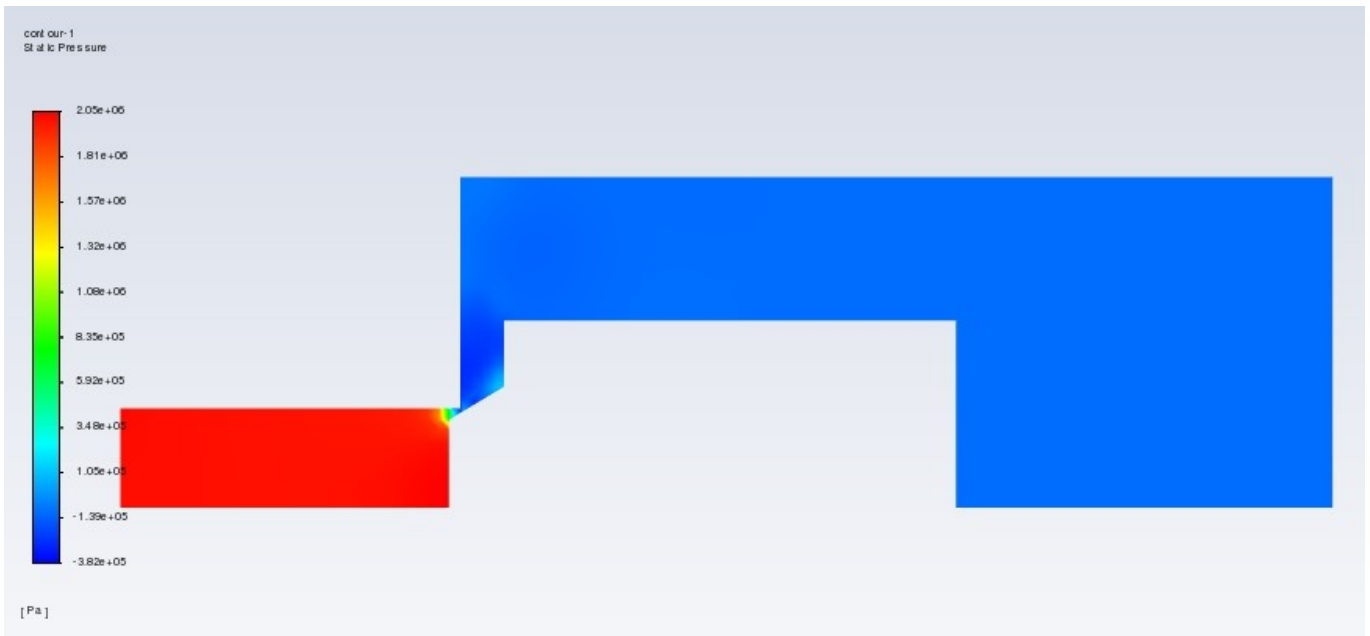


$T=17\text{ s}$



$T=22\text{ s}$

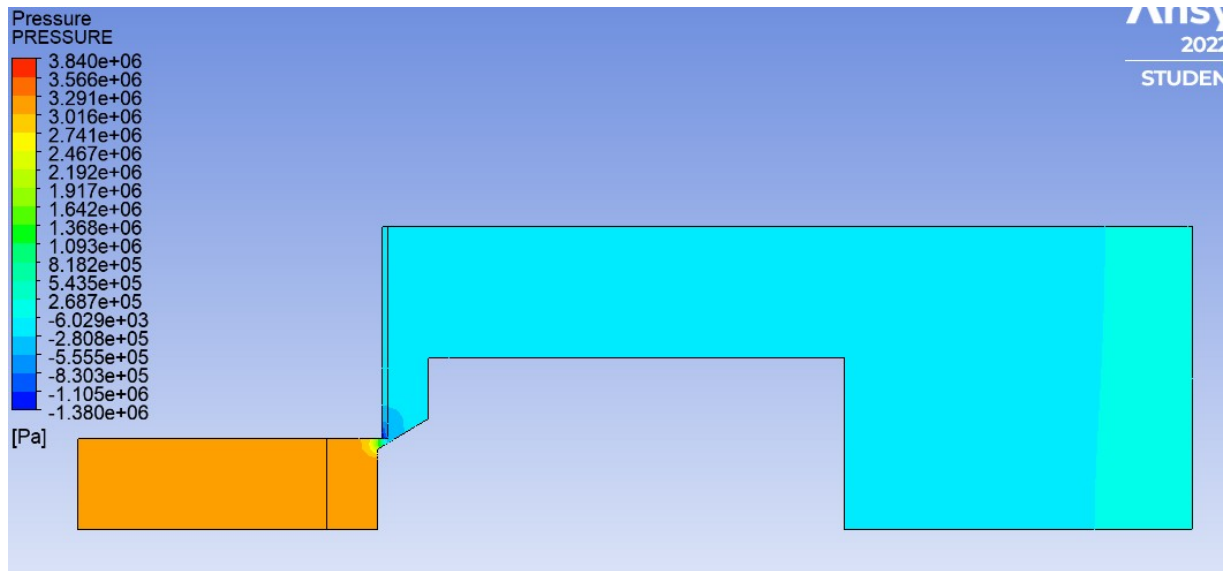
Fig. 4.28: Pressioni - Flusso 40 l/min - $T=17\text{ s}$ e $T=22\text{ s}$



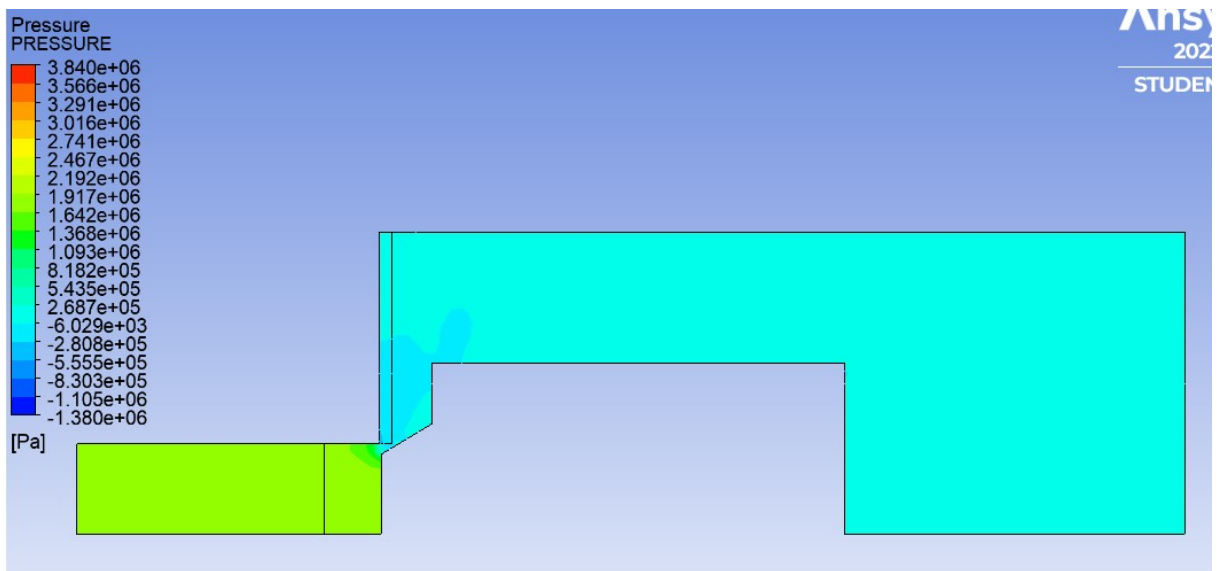
$T=200\text{ s}$

Fig. 4.29: Pressioni - Flusso 40 l/min - $T=200\text{ s}$

Flusso 50 l/min

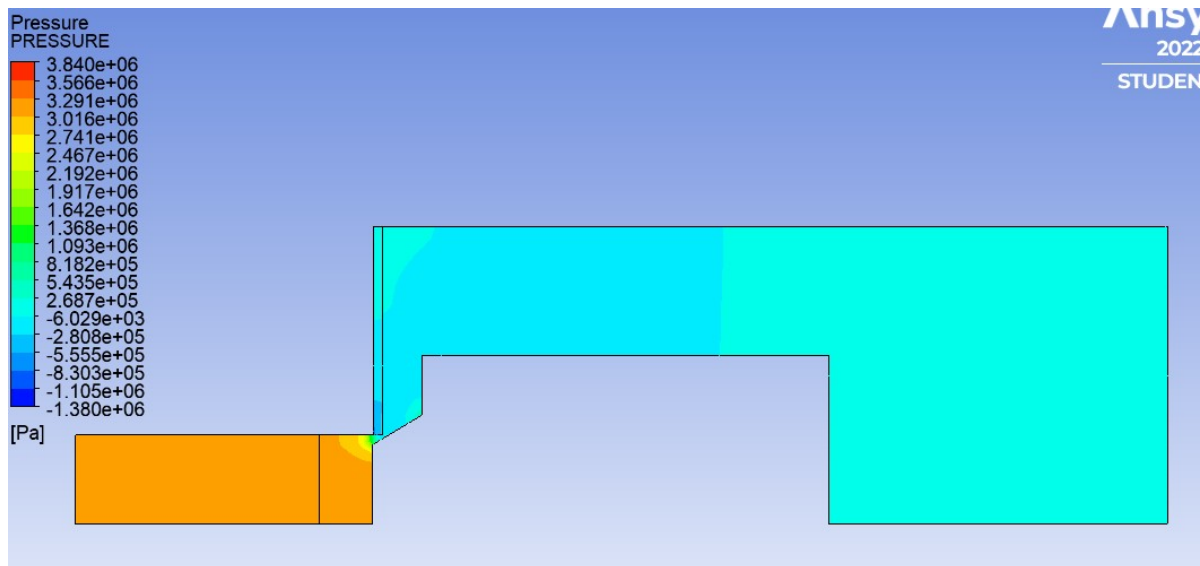


T=1 s

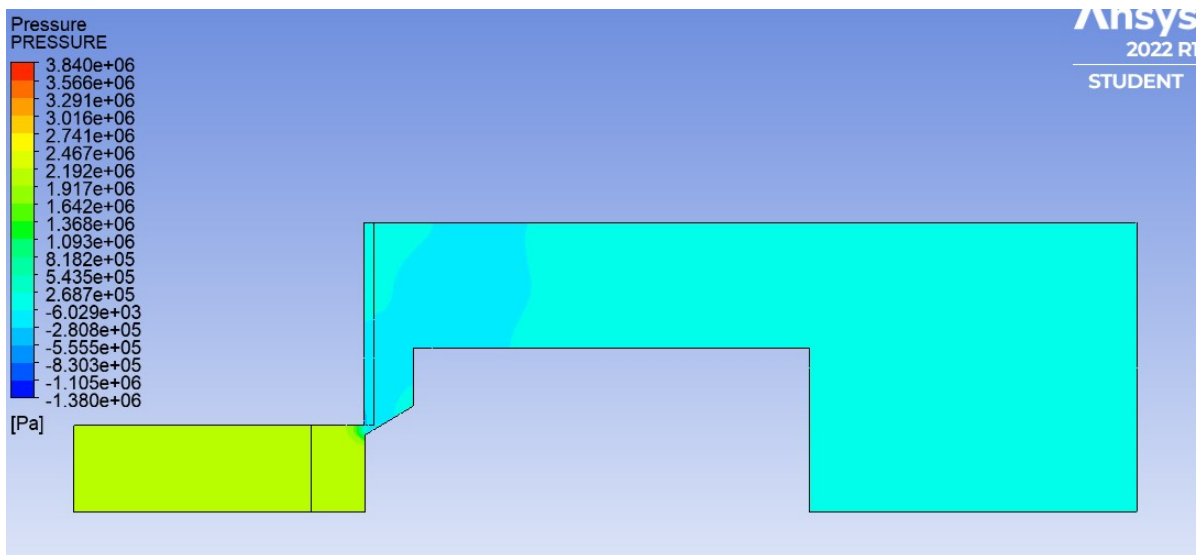


T=14 s

Fig. 4.30: Pressioni - Flusso 50 l/min - T=1 s e T=14 s



$T=18\text{ s}$



$T=200\text{ s}$

Fig. 4.31: Pressioni - Flusso 50 l/min - $T=18\text{ s}$ e $T=200\text{ s}$

Per tutti i flussaggi si può osservare che le pressioni ottenute in tutte le sezioni presentano lo stesso ordine di grandezza di quelle ottenute nel caso ad “otturatore fisso”.

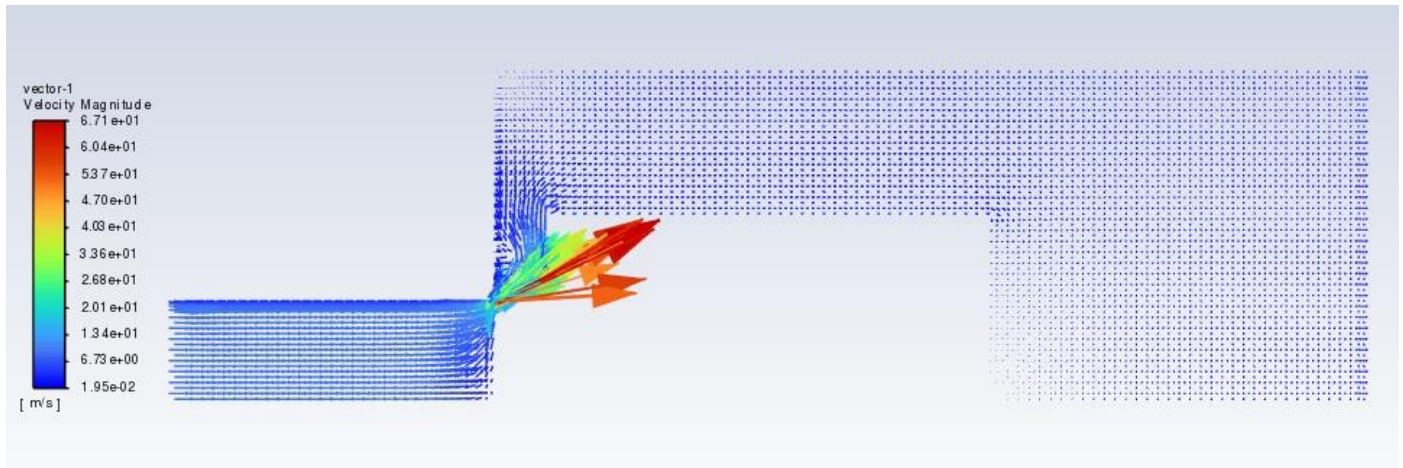
Un’analisi più approfondita dei risultati in termini di pressione è fornita nel Capitolo 6. Tuttavia è possibile anticipare la rispondenza del comportamento della valvola di interesse analizzando il risultato mostrato nell’ultima figura sopra riportata. In particolare si evince che ad una pressione differenziale monte-valle di circa 21 bar che risulta essere perfettamente in linea con quanto richiesto per un corretto funzionamento del componente (riferimento al paragrafo §2.1.2).

4.2.2. VELOCITA'

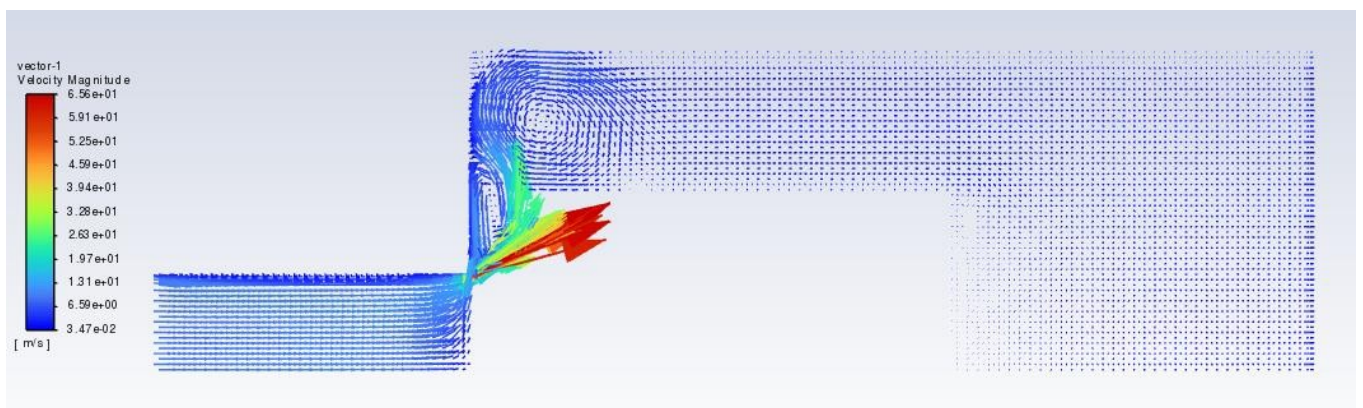
Le figure seguenti riportano i diagrammi dei vettori risultanti delle velocità, per i flussaggi presi in esame (40 l/min; 50 l/min).

OTTURATORE CONICO

Flusso 40 l/min

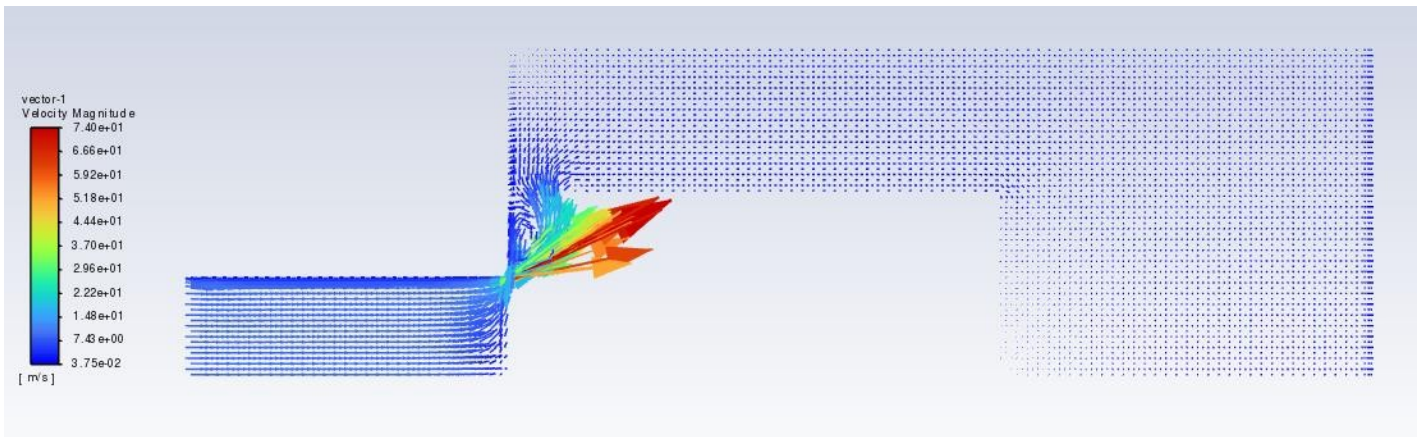


$T=1\text{ s}$

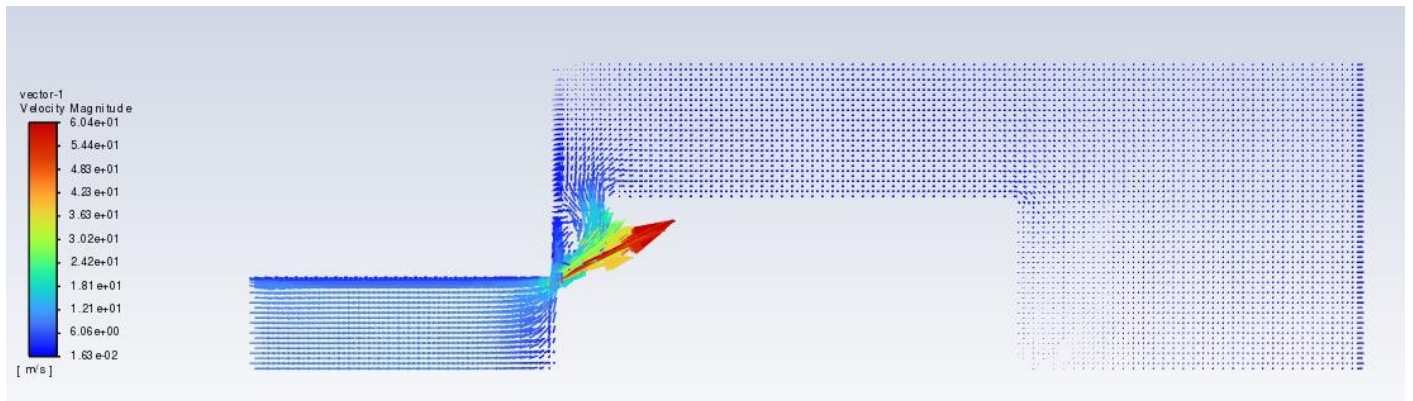


$T=17\text{ s}$

Fig. 4.32: Velocità - Flusso 40 l/min - $T=1\text{ s}$ e $T=17\text{ s}$



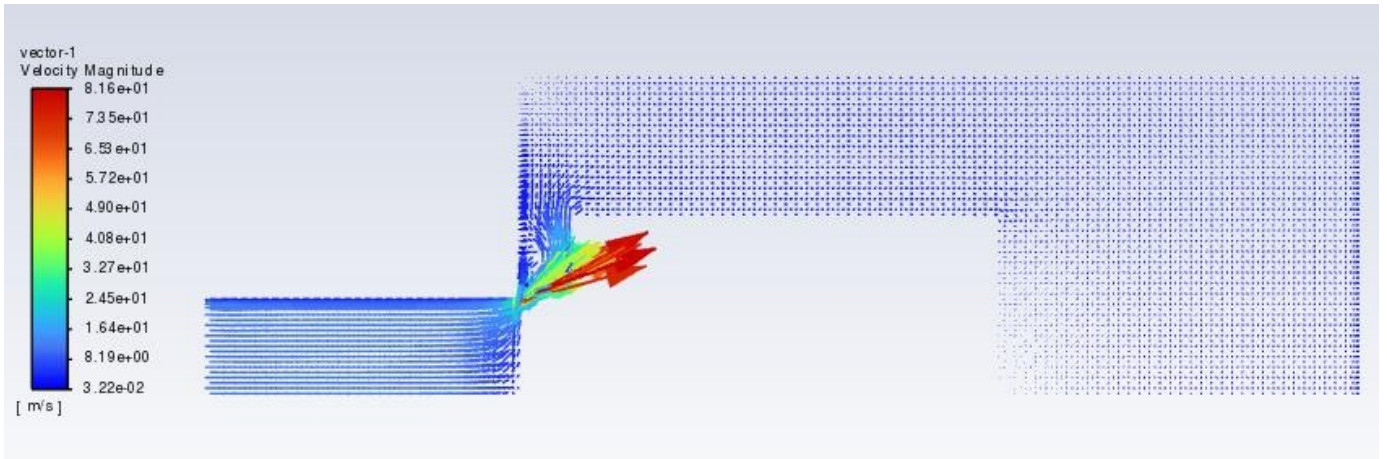
$T=22\text{ s}$



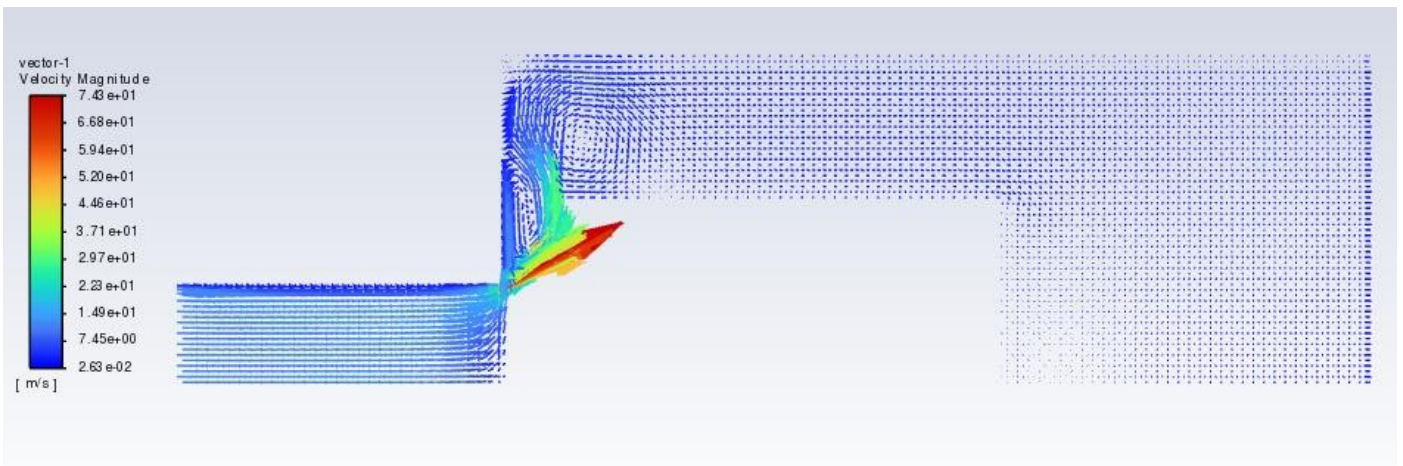
$T=200\text{ s}$

Fig. 4.33: Velocità- Flusso 40 l/min- $T=22\text{ s}$ e $T=200\text{ s}$

Flusso 50 l/min



$T=1\text{ s}$



$T=14\text{ s}$

Fig. 4.34: Velocità- Flusso 50 l/min- $T=1\text{ s}$ e $T=14\text{ s}$

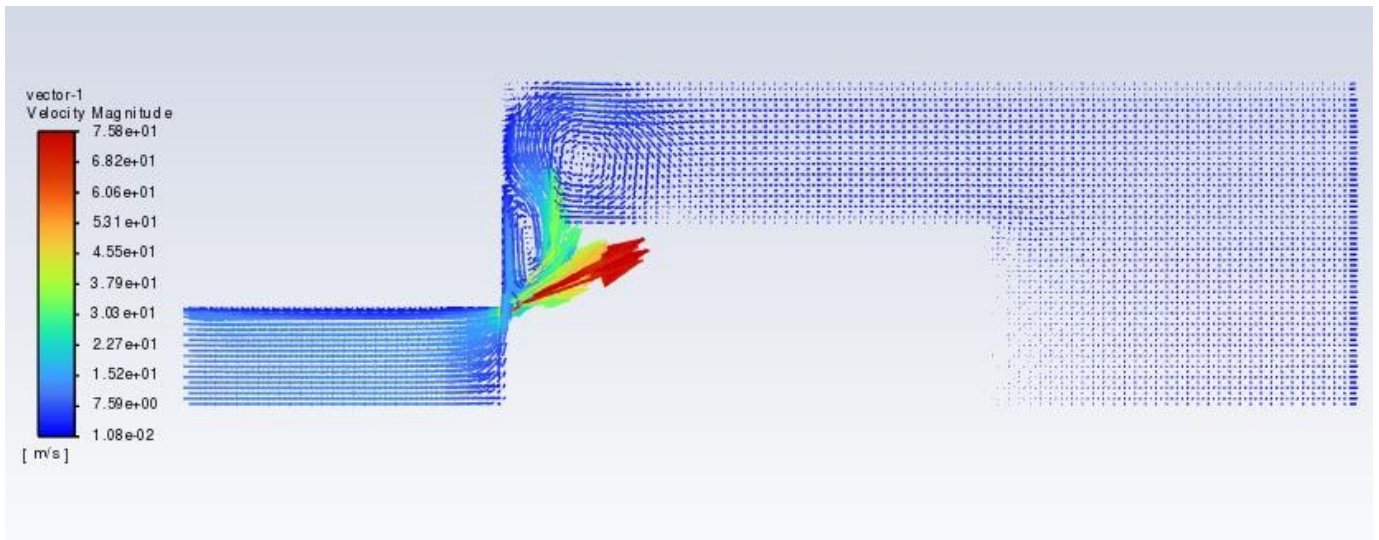
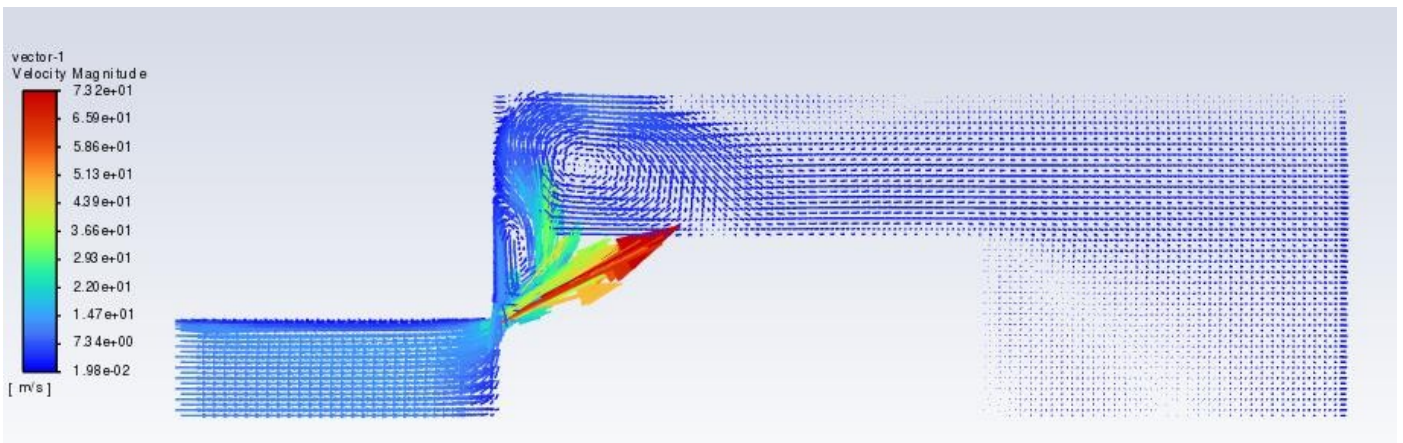
 $T=18\text{ s}$  $T=200\text{ s}$

Fig. 4.35: Velocità- Flusso 50 l/min- $T=18\text{ s}$ e $T=200\text{ s}$

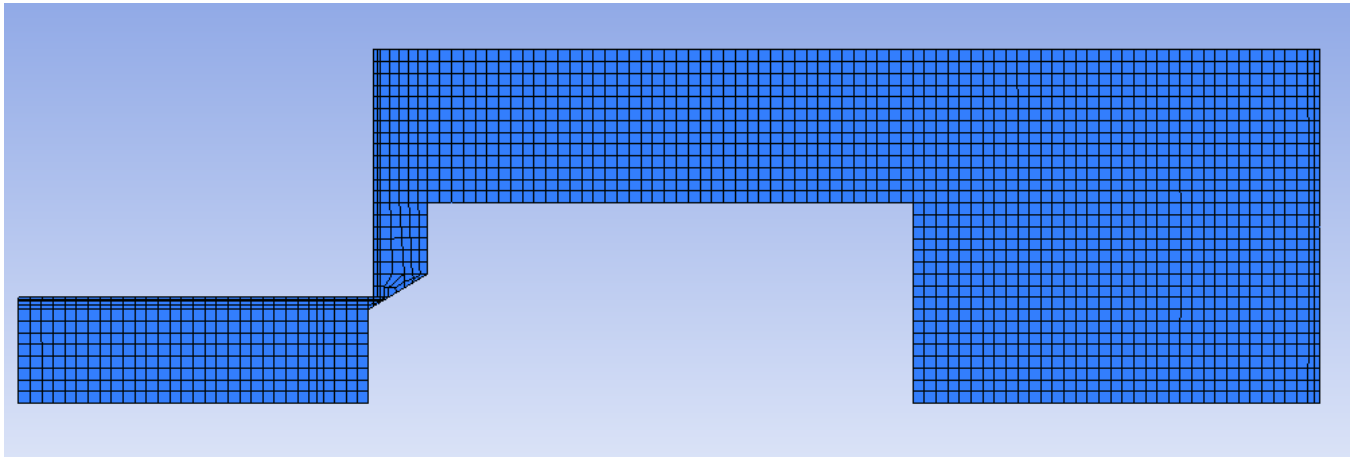
Anche i risultati ottenuti con “otturatore mobile” sono in accordo con quelli valutati per “otturatore fisso”. I vettori velocità hanno lo stesso ordine di grandezza delle intensità e stessa direzione dei vettori di quelli ottenuti nel modello fisso. Anche in questo caso, aumentando il flusso si osserva un aumento dei fenomeni vorticosi.

4.2.3. MESH DINAMICA

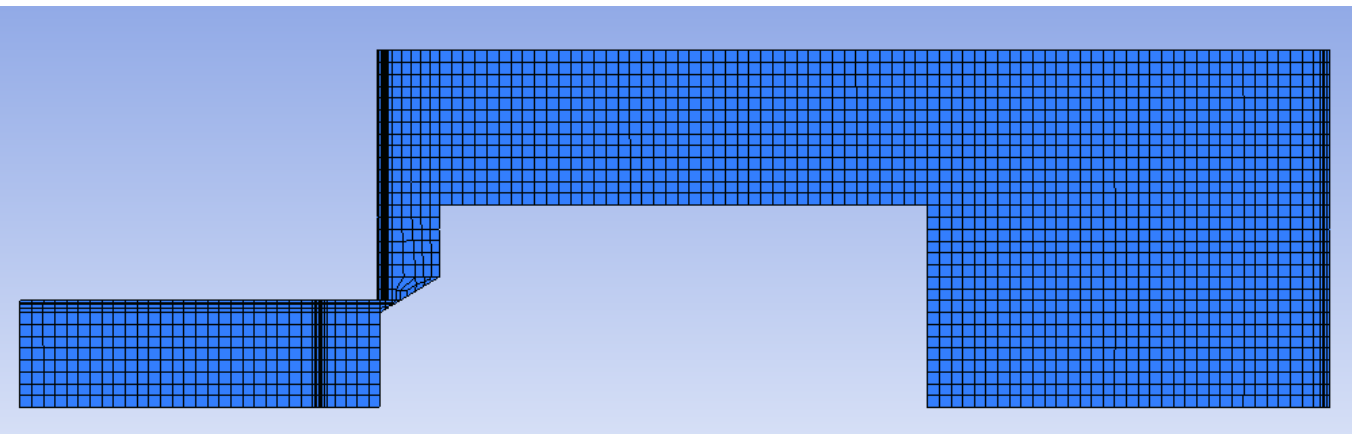
OTTURATORE CONICO

La configurazione assunta dalla mesh dinamica è la stessa per entrambi i flussaggi. L'unica differenza consiste nel fatto che le configurazioni di massima apertura e chiusura vengono raggiunti a istanti diversi.

Flusso 40 l/min e 50 l/min

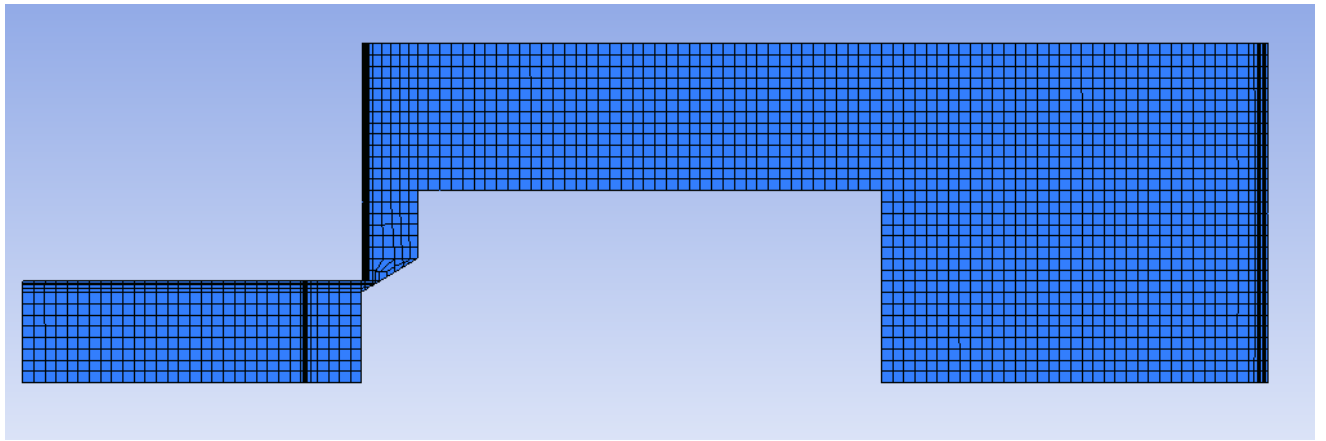


$T=1\text{ s}$

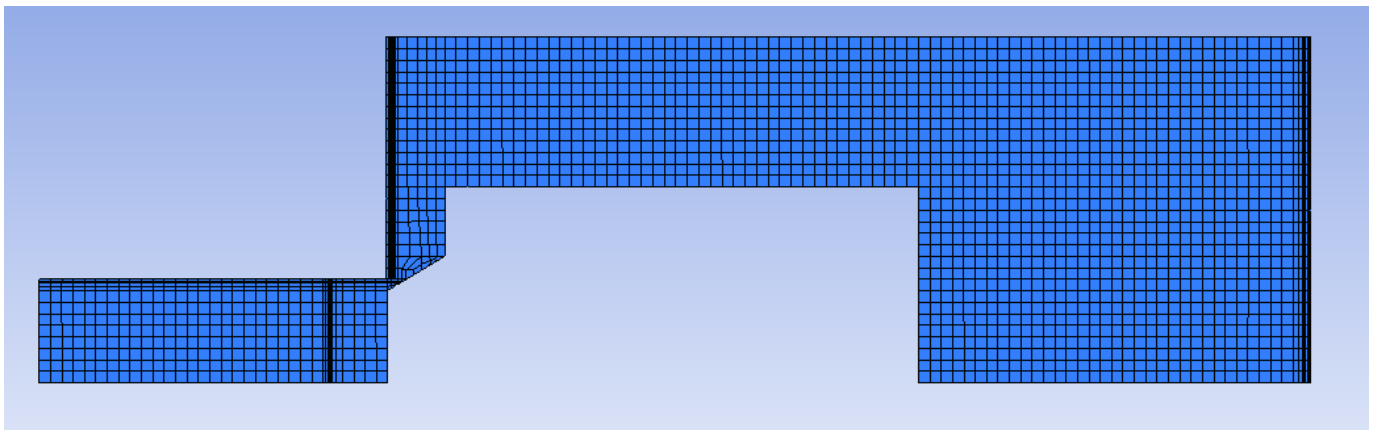


$T=17\text{ s (}Q=40\text{ l/min)}; T=14\text{ s (}Q=50\text{ l/min)}$

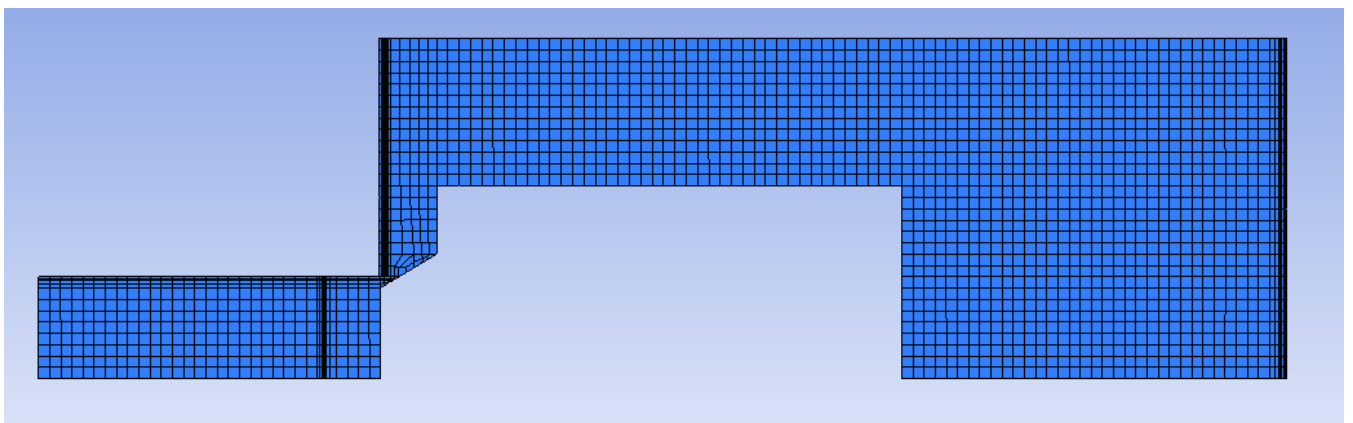
Fig. 4.36: Mesh Dinamica- Flusso 40 l/min e 50 l/min -1



T=22 s (40 l/min); T=18 s (50 l/min)



T=200 s (40 l/min)



T=200 s (50 l/min);

Fig. 4.37: Mesh Dinamica- Flusso 40 l/min e 50 l/min - 2

4.2.4. SPOSTAMENTI

OTTURATORE CONICO

Nei seguenti grafici vengono illustrati gli spostamenti di un punto posizionato sull'otturatore.

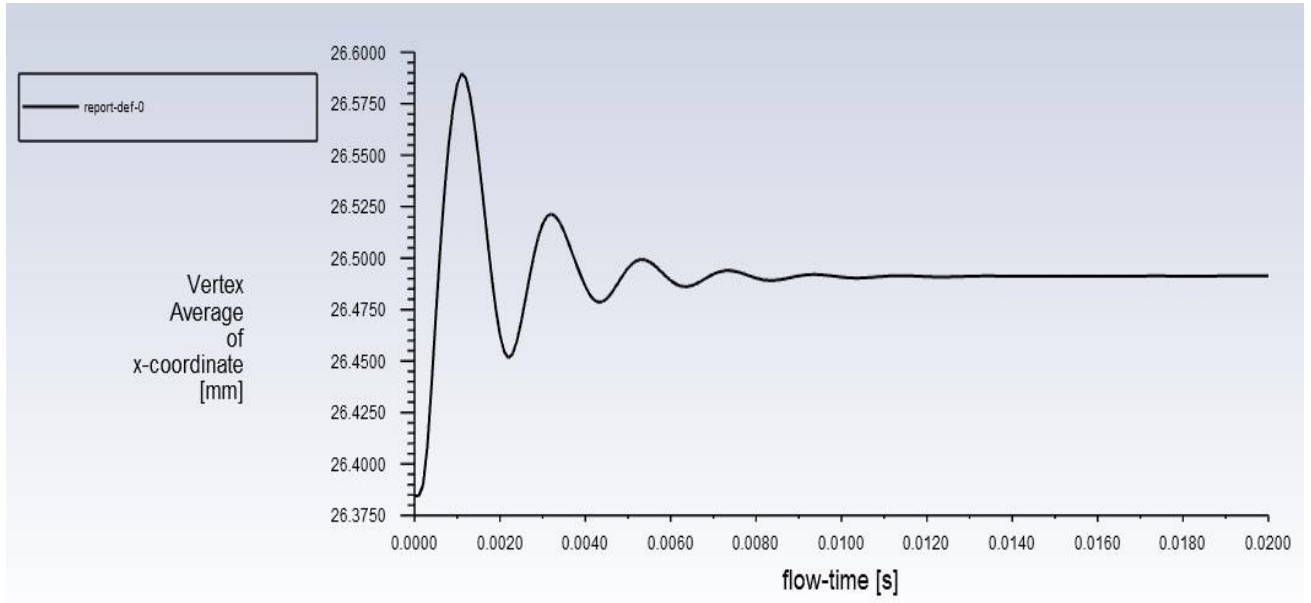


Fig. 4.38: Spostamenti - Flusso 40 l/min

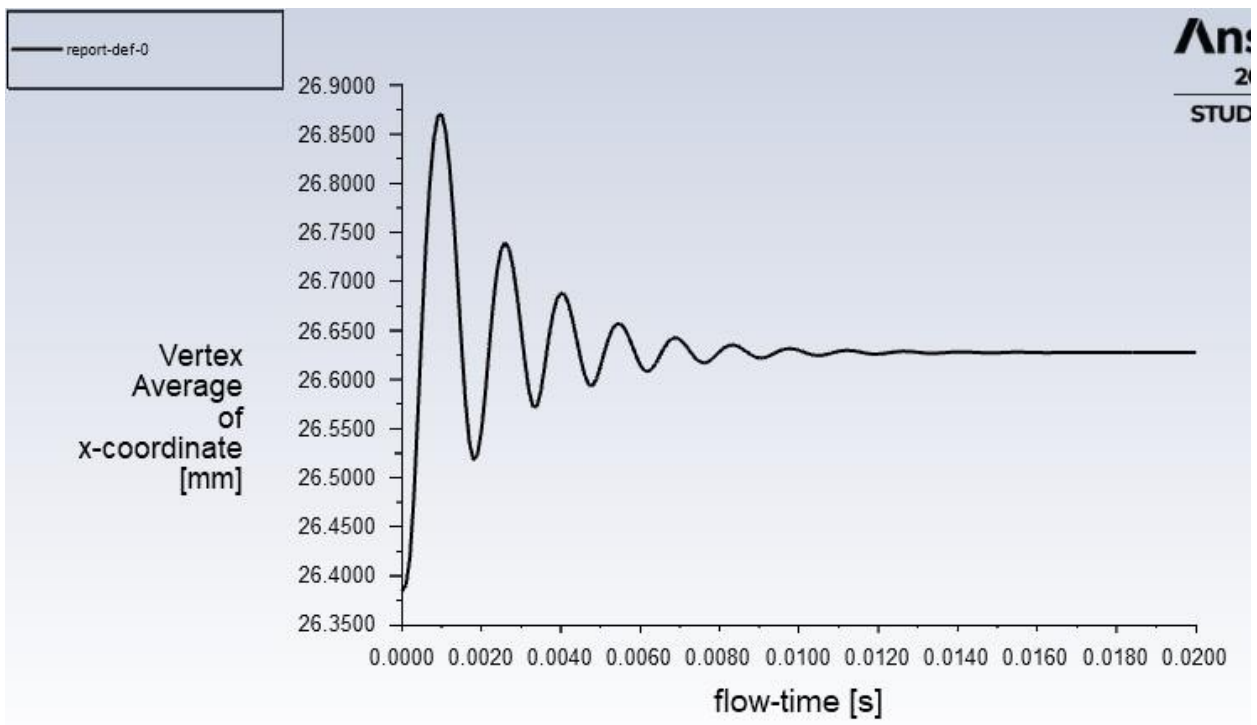


Fig. 4.39: Spostamenti - Flusso 50 l/min

Come si può osservare dai grafici sovrastanti, il punto di controllo subisce degli spostamenti oscillanti con un andamento smorzato nel tempo, per poi assestarsi in una posizione di equilibrio. La frequenza delle oscillazioni è maggiore nel flusso maggiore (50 L/min). Anche la massima ampiezza di oscillazione è maggiore nel caso di flusso a 50 l/min, rispetto a quella ottenuta nel caso di flusso a 40 L/min. Quindi, in definitiva, considerando che l'otturatore parte da una condizione di 0.5 mm iniziali di apertura:

- Nel flusso 50 l/min: compie delle oscillazioni smorzate, con una massima corsa di circa 1 mm per poi stabilizzarsi a una posizione di 0.75 mm di apertura.
- Nel flusso 40 l/min: compie delle oscillazioni smorzate, con una massima corsa di circa un 0.7 mm per poi stabilizzarsi a una posizione di 0.6 mm di apertura.

5. PROVE SPERIMENTALI SU PROTOTIPI DELLE VALVOLE REGOLATRICI DI PRESSIONE

Al fine di validare il design ipotizzato in fase preliminare è stata condotta una campagna di prove sperimentali, condotte dall'azienda Umbria Aerospace Systems (UAS) presso il proprio laboratorio. Le prove sono state volte a determinare il comportamento della valvola in termini di tenuta idraulica, pressione di apertura, pressione differenziale monte-valle ai diversi flussaggi.

Di seguito viene riportata un'immagine che riproduce il layout esterno della valvola.



Fig. 5.1: Layout esterno della valvola sperimentale

5.1. ATTREZZATURA DI PROVA

La valvola regolatrice di pressione è stata installata su un equipaggiamento di prova e testata attraverso l'uso di un banco idraulico capace di erogare una portata fino a 60 l/min (portata compatibile con il massimo flusso richiesto dalla prova). La valvola è stata installata su un opportuno collettore in alluminio e collegata idraulicamente al banco. Sono stati posizionati dei trasduttori di pressione a monte e a valle (PG1, PG2) al fine di leggerne le rispettive pressioni. Altri rubinetti (CV1, CV2) sono stati messi in opera per isolare alcuni tratti del circuito idraulico durante la prova o per eseguire lo spurgo dell'aria prima di iniziare i test. Il banco è munito di flussimetro integrato per leggere le portate nel range 0-80 l/min.

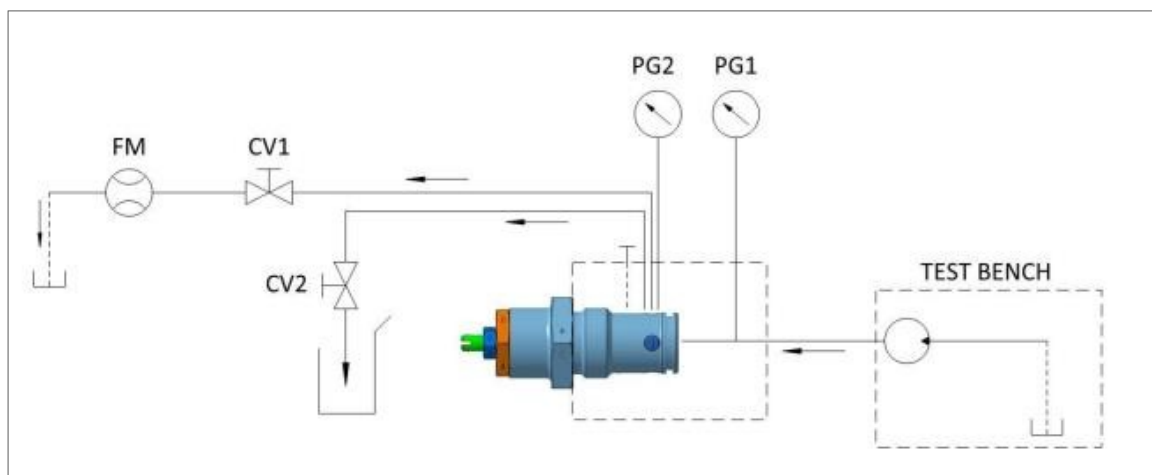
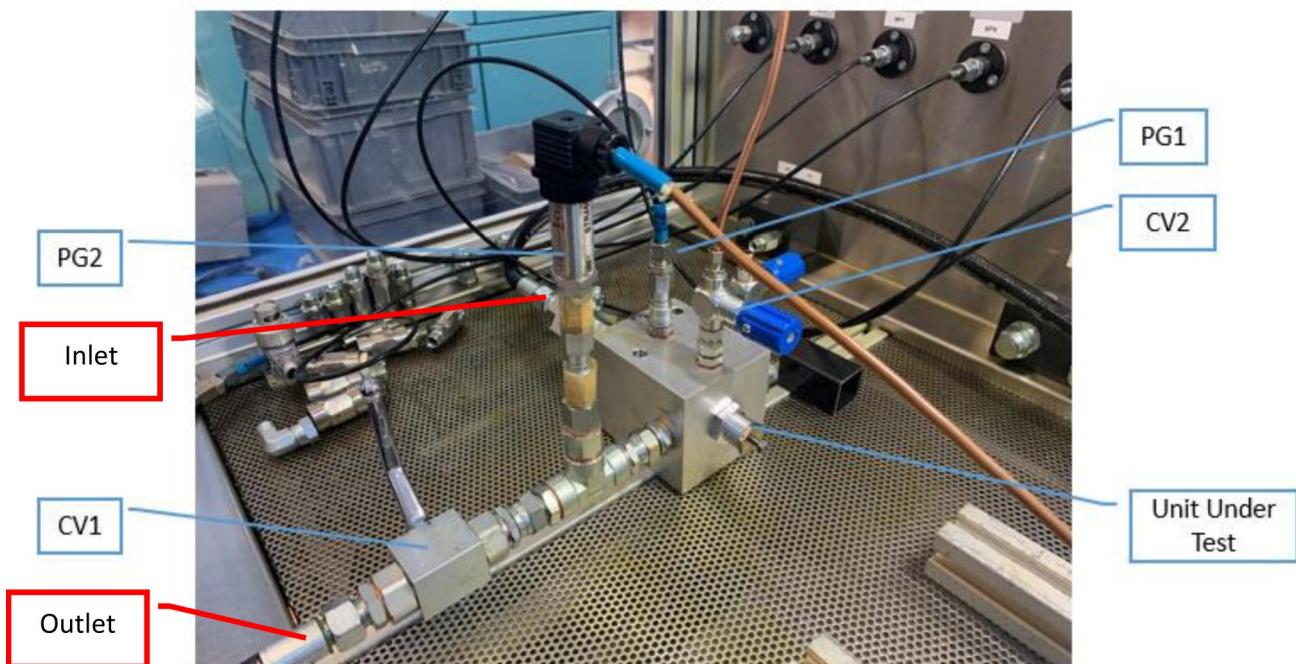


Fig. 5.2: Attrezzatura di prova-immagine e schema idraulico

Nella tabella sottostante sono riportate le accuratèzze degli strumenti usati.

Tab.5.1 Caratteristiche strumenti impiegati

Strumento	Range	Accuratezza
Trasduttore di pressione PG1	0-100 bar	$\pm 0,5$ bar
Trasduttore di pressione PG2	0-50 bar	$\pm 0,2$ bar
Flussimetro	0-80 l/min	$\pm 0,3$ % FS

5.2. LAYOUT DELLA VALVOLA SPERIMENTALE

Durante la campagna di prove sono stati testati vari layout della valvola, utilizzando otturatori sferici, con diversi raggi di curvatura, o conici. Sono state condotte prove aggiuntive per simulare lievi variazioni del design scelto ad esempio utilizzando molle con rigidità lievemente diversa oppure applicando dei restrictor interni per ridurre leggermente il foro in ingresso. I risultati che andremo ad illustrare sono riferiti al layout che ha mostrato un migliore comportamento, ovvero quello ad otturatore conico, lo stesso che ha fornito i migliori output a livello di simulazioni fluidodinamiche. Di seguito è raffigurata un'immagine 3D della valvola ed i principali dati geometrici, che sono gli stessi di quelli adottati nella simulazione e descritti nel paragrafo §3.2.

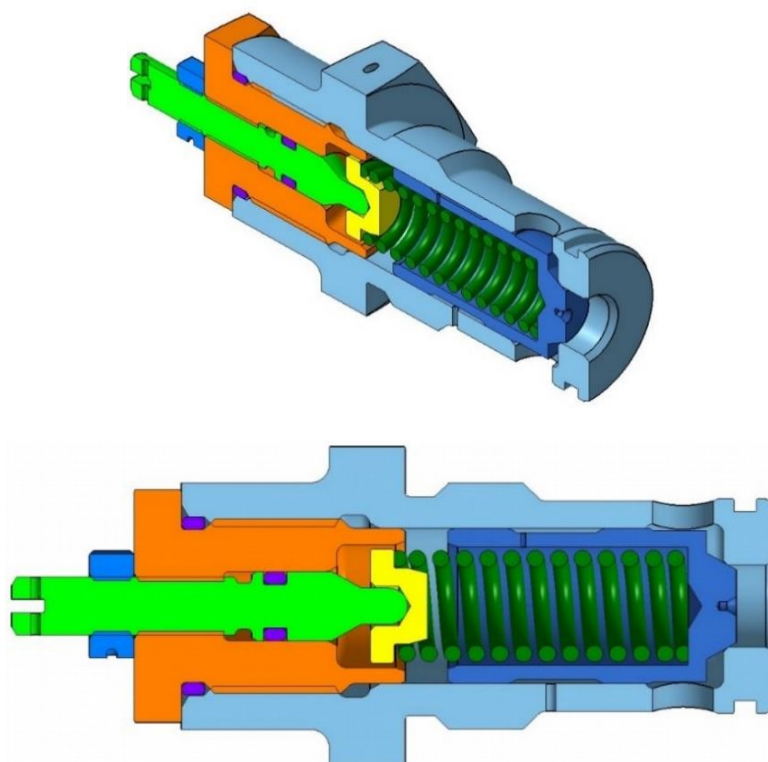


Fig. 5.3: Regolatrice di pressione-layout- design otturatore conico

Tab. 5.2 Parametri geometrici valvola otturatore conico

Diametro di ingresso	$\Phi=9$ mm
Lunghezza condotto in ingresso	L=15 mm
Diametro di uscita	$\Phi=30$ mm
Lunghezza condotto in uscita	L=40 mm
Diametro del corpo dell'otturatore	$\Phi=17$ mm
Lunghezza totale otturatore	L=23 mm
Angolo inclinazione cono otturatore (rispetto al piano orizzontale)	30°
Max. Corsa otturatore	c=4.6 mm
Massa otturatore	M=21.4 g
Rigidezza molla	K=7.34 N/mm
Precarico molla	P=104.9 N

5.3. CONDIZIONI DI TEST

I test sono stati condotti con le seguenti condizioni:

- Fluido impiegato: olio idraulico MIL-PRF-5606
- Temperatura ambientale T=22°C
- Temperatura del fluido +37°C

5.4. TEST ESEGUITI SULLA VALVOLA

I test condotti sulla valvola sono stati i seguenti:

- 1) Pressione di aperura (*Cracking Pressure Test*)
- 2) Test di Tenuta Idraulica (*Internal leakage Test*)
- 3) Perdite di carico a diversi flussaggi e relativo tracciamento della curva Pressione differenziale-Flussaggio (*Flow Rate and Pressure Drop test*).

Nei seguenti sottoparagrafi si descrivono le procedure seguite per ogni test e i relativi criteri di accettabilità.

5.4.1. PRESSIONE DI APERTURA

1. Con Riferimento allo schema idraulico in Fig. §5.2, le valvole sono state regolate come nella tabella sottostante

	CV1	CV2
APERTA		X
CHIUSA	X	

2. La valvola è stata regolata, agendo sul regolatore esterno e la pressione di input incrementata fino ad avere apertura della valvola. La pressione di apertura è stata valutata come la pressione differenziale PG1-PG2 tale per cui si osserva un filamento di olio continuo dalla valvola. La valvola deve poter essere regolata fino a leggere valori di apertura di $15 \text{ bar} \pm 0.2 \text{ bar}$ (Pressione di apertura Minima)
3. La stessa procedura del punto 2. è stata ripetuta regolando la valvola per una pressione di apertura pari a $20 \text{ bar} \pm 0.2 \text{ bar}$ (Pressione di apertura Massima)
4. La stessa procedura del punto 2. è stata ripetuta regolando la valvola per una pressione di apertura pari a $16.5 \text{ bar} \pm 0.2 \text{ bar}$ (Pressione di apertura Nominale)

CRITERIO DI ACCETTABILITA'

La valvola deve poter essere regolata rispettivamente: con una pressione di apertura pari a $15 \pm 0.2 \text{ bar}$ (Minima), $20 \pm 0.2 \text{ bar}$ (Massima), $16.5 \pm 0.2 \text{ bar}$ (Nominale).

5.4.2. TEST DI TENUTA IDRAULICA

1. Con Riferimento allo schema idraulico in Fig. §5.2, le valvole sono state regolate come nella tabella sottostante

	CV1	CV2
APERTA		X
CHIUSA	X	

1. La pressione è stata incrementata da zero fino $13.2 \pm 0.2 \text{ bar}$ (80% della pressione di apertura Nominale).
2. Sono stati attesi 2 minuti di stabilizzazione e sono state valutate le perdite della valvola nei successivi 3 minuti, nel recipiente graduato a valle di CV2.

3. La prova è stata ripetuta anche per pressioni pari 80% della pressione di apertura Minima e Massima.

CRITERIO DI ACCETTABILITA'

Le perdite della valvola, misurate nel periodo di osservazione (3 min) devono essere inferiori a 1 cc/min. Il criterio deve essere applicato a tutte le pressioni di apertura (Minima, Nominale e Massima)

5.4.3. CURVE PRESSIONE DIFFERENZIALE-PORTATA

1. Con Riferimento allo schema idraulico in Fig. §5.2, le valvole sono state regolate come nella tabella sottostante

	CV1	CV2
APERTA	X	
CHIUSA		X

2. E' stata regolata la pressione di apertura pari a 16.5 bar
3. La pressione è stata incrementata da zero fino alla pressione necessaria a leggere un flussaggio di 10 l/min. E' stato registrato il corrispondente valore di pressione differenziale PG1-PG2
4. La pressione è stata ulteriormente incrementata, fino a leggere un flussaggio di 20 l/min. E' stato registrato il corrispondente valore di pressione differenziale PG1-PG2
5. La pressione è stata ulteriormente incrementata, fino a leggere un flussaggio di 30 l/min. E' stato registrato il corrispondente valore di pressione differenziale PG1-PG2
6. La pressione è stata ulteriormente incrementata, fino a leggere un flussaggio di 40 l/min. E' stato registrato il corrispondente valore di pressione differenziale PG1-PG2
7. La pressione è stata ulteriormente incrementata, fino a leggere un flussaggio di 50 l/min. E' stato registrato il corrispondente valore di pressione differenziale PG1-PG2
8. La pressione di apertura è stata regolata a 15 bar (Pressione di apertura Minima).
9. Sono stati ripetuti i punti da 3. a 7. per pressione di apertura 15 bar
10. La pressione di apertura è stata regolata a 20 bar (Pressione di apertura Massima).
11. Sono stati ripetuti i punti da 3. a 7. per pressione di apertura 20 bar

CRITERIO DI ACCETTABILITA'

Le tre curve ottenute diagrammando le coppie di valori pressione differenziale-portata, devono essere interpolate da rette aventi pendenza 10 [L/min]/[bar] ed devono approssimare il più possibile le curve seguenti.

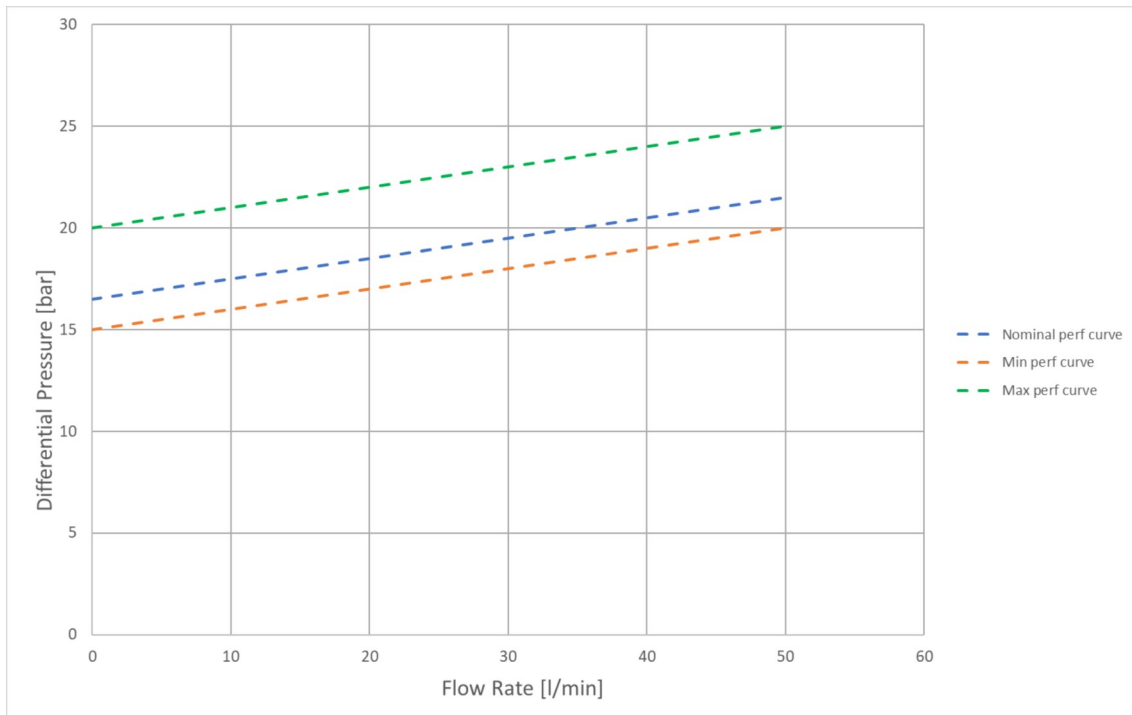


Fig. 5.4: Curve requisito di progetto per la valvola regolatrice di pressione

5.5. RISULTATI DEI TEST SPETIMENTALI

5.5.1. PRESSIONE DI APERTURA

La valvola si è dimostrata regolabile alle tre pressioni di apertura: 15 ± 0.2 bar, 16.5 ± 0.2 bar e 20 ± 0.2 bar.

5.5.2. TEST DI TENUTA IDRAULICA

Incrementando la pressione fino a 15 ± 0.2 bar, nei 3 minuti di osservazione, la valvola ha perso circa 2 gocce.

5.5.3. CURVE PRESSIONE DIFFERENZIALE-PORTATA

Sono state riportate nel seguente diagramma le coppie di valori Pressione Differenziale-Portata.

Le linee tratteggiate rappresentano i requisiti di progetto mentre quelle continue i risultati sperimentali.

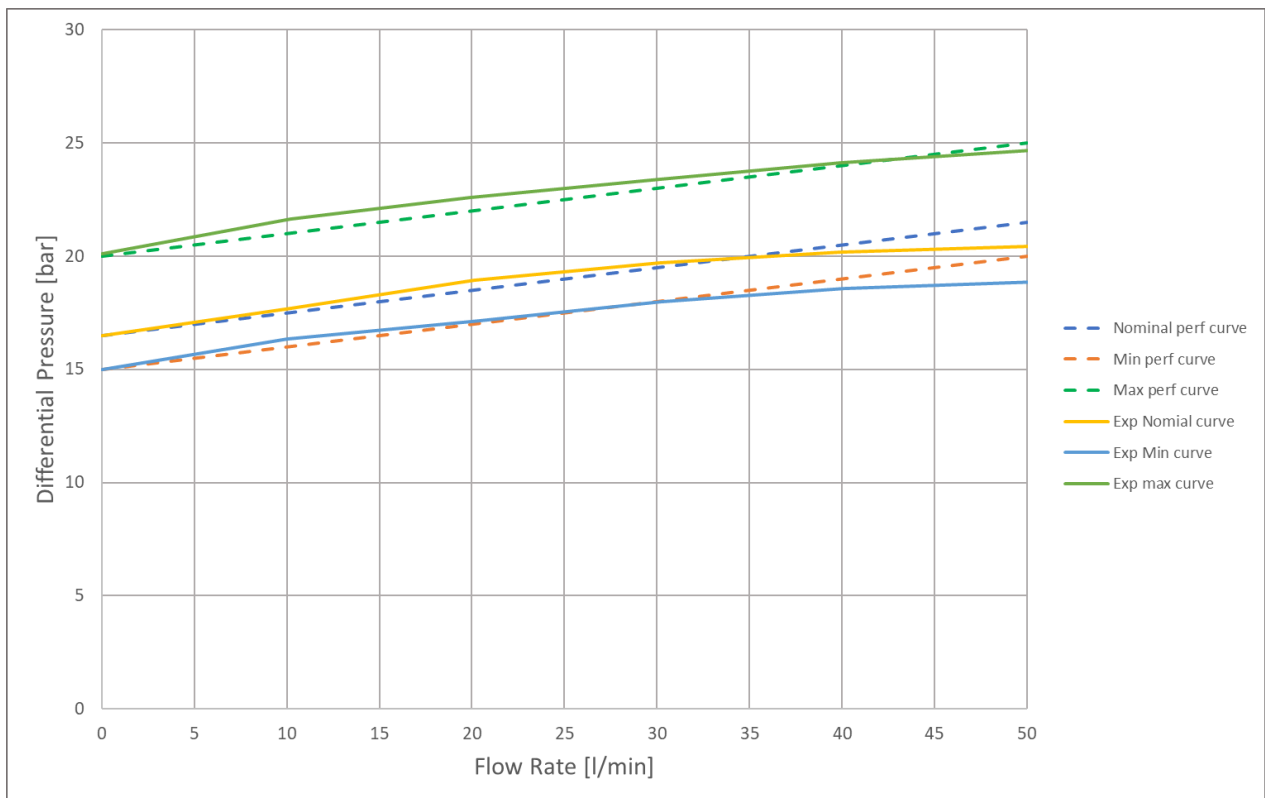
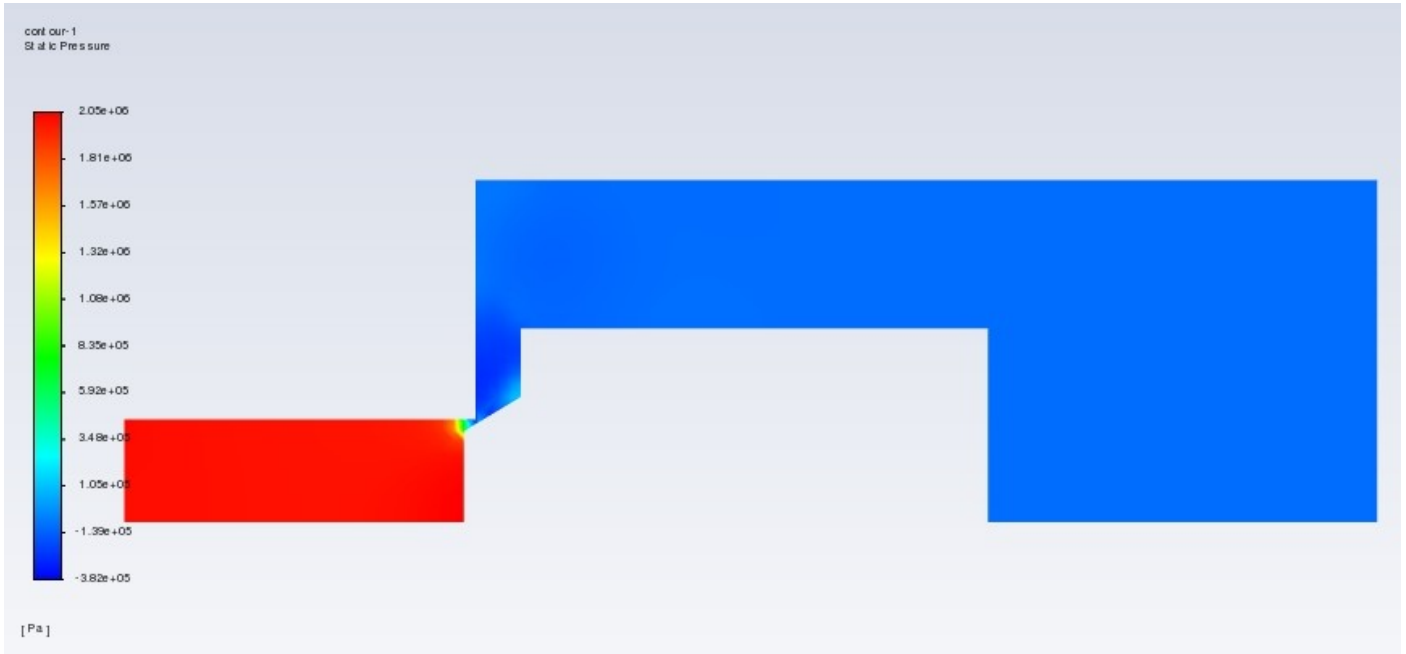


Fig. 5.5: Curve requisito di progetto e sperimentali della valvola

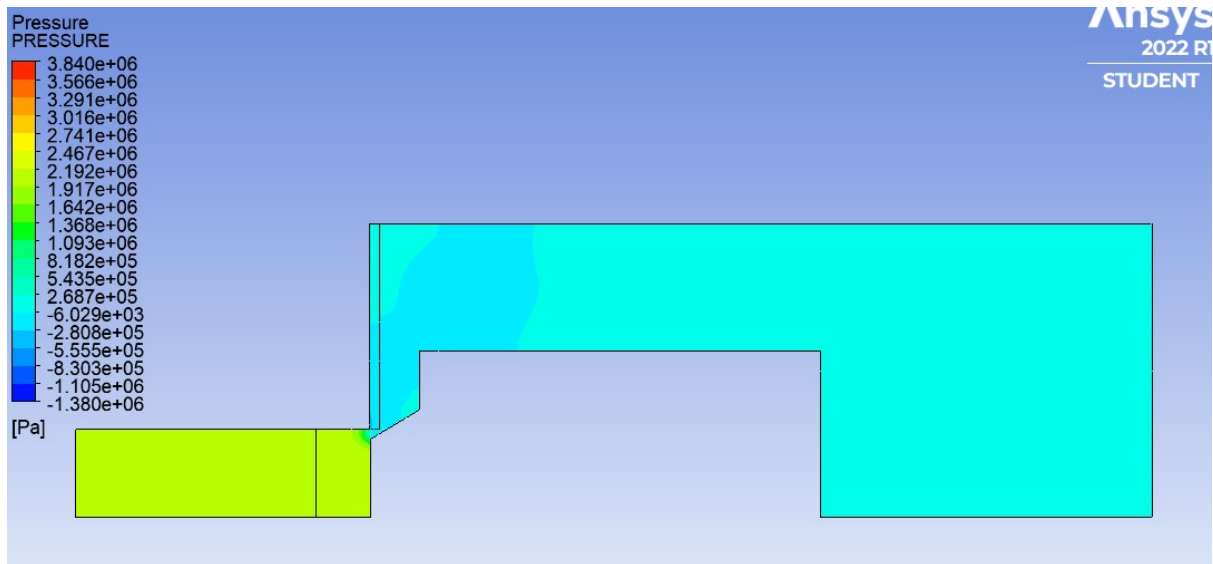
Come si può osservare dal grafico sovrastante le curve sperimentali sono ben interpolate da quelle di progetto per tutte e tre le condizioni di regolazione prefissate. L'andamento di ciascuna curva sperimentale non risulta perfettamente lineare ma approssima, nel complesso, molto bene la corrispondente retta di riferimento.

6. CONFRONTO TRA RISULTATI DELLA SIMULAZIONE CFD E RISULTATI SPERIMENTALI

Nelle seguenti immagini si riportano i diagrammi delle pressioni nel modello otturatore mobile valutati a diversi flussi (40 l/min e 50 l/min) e le curve pressione differenziale-portata ottenute sperimentalmente. Per le prime sono stati considerati i diagrammi all'istante T=200 s.



Q=40 l/min, T=200 s



Q=50 l/min, T=200s

Fig. 6.1: Risultati simulazioni a otturatore mobile della valvola

Tab.6.1 Valori di pressione letti dalle simulazioni

	P_in [bar]	P_out [bar]	Delta_P [bar]
Q=40 l/min	20.1	0	20.1
Q=50 l/min	20.7	0	20.7

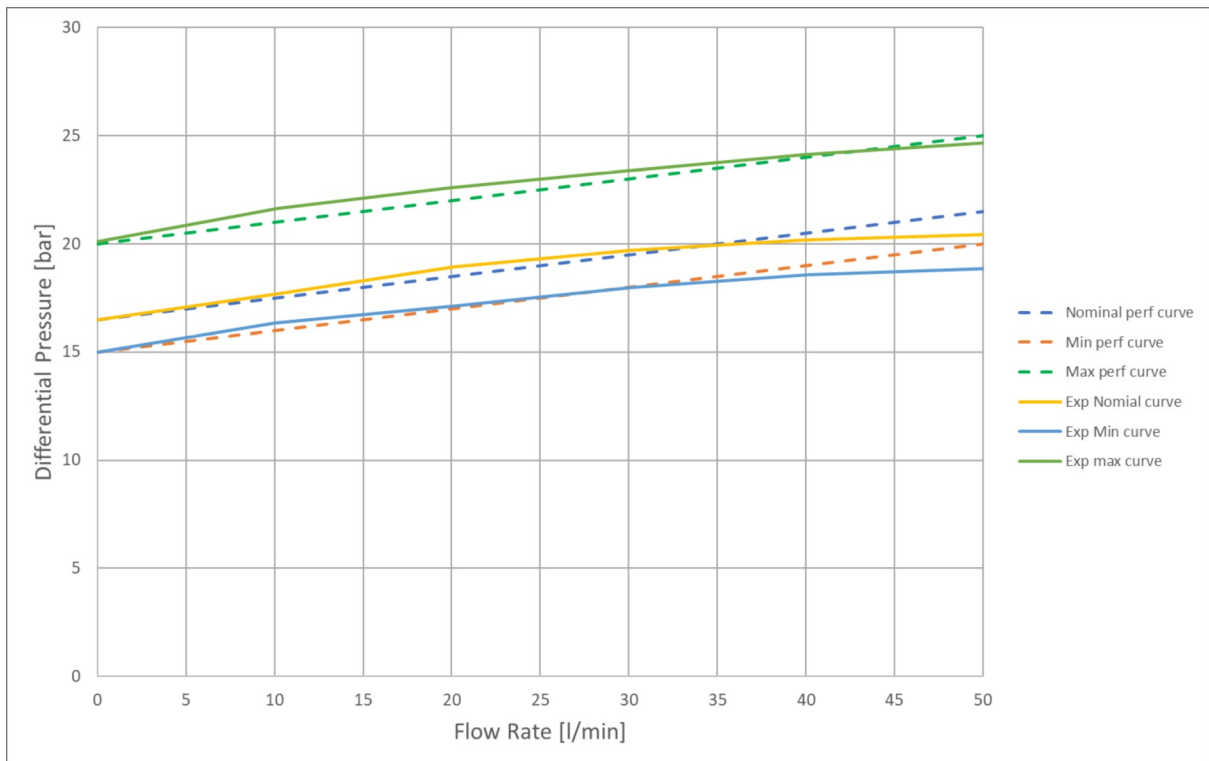


Fig. 6.2: Curve requisito di progetto e sperimentali della valvola

Tab.6.2 Confronto dati simulazione, sperimentali e di progetto

	Press_Diff_ simulazione [bar]	Press_Diff_ sperimentale [bar]	Press_Diff_ requisito di progetto [bar]
Q=40 l/min	20.1	20.19	20.1
Q=50 l/min	20.7	20.44	21.5

Si osserva quindi che i risultati della simulazione non si discostano significativamente da quelli ottenuti sperimentalmente e quelli richiesti in fase di progetto.

CONCLUSIONI

Oggetto di studio di questa tesi è stata la valutazione del design di una valvola regolatrice di pressione. Nello specifico ci si è occupati di una valvola regolatrice di pressione da applicare nell'impianto idraulico del velivolo Hurjet che verrà realizzato dalla Turkish Aerospace Industries (TAI). Il progetto della valvola è stato sviluppato dalla Umbria Aerospace Systems (UAS).

Dopo avere definito e descritto nel dettaglio due possibili design della valvola, ad otturatore conico e sferico, sviluppati dall'azienda UAS e i requisiti di progetto richiesti alla valvola, si è passati alla modellazione tramite analisi CFD degli stessi.

Una prima modellazione elaborata mantenendo l'otturatore della valvola *fisso* ha portato alle seguenti considerazioni:

- In tutti i flussaggi, il vettore velocità raggiunge la sua massima intensità in corrispondenza della più piccola sezione di passaggio, quindi in prossimità del gap. Inoltre, al crescere della portata di ingresso, e quindi della velocità, si osservano maggiori porzioni di fluido interessate da vortici
- I campi delle velocità nelle regioni lontane dall'otturatore risultano paragonabili a quelle del caso "otturatore conico", localmente invece, il design "otturatore conico" favorisce lo sviluppo di velocità maggiori, rispetto al caso "otturatore sferico"
- I campi di pressione ottenuti nel caso "otturatore conico" permettono di leggere delle pressioni differenziali, tra sezione di inlet e di outlet della valvola, in linea con quelle richieste dai dati di progetto
- I campi di pressione ottenuti nel caso "otturatore sferico" sono caratterizzati da dei valori puntuali più piccoli che nel caso "otturatore conico". Anche le pressioni differenziali tra la sezione di inlet e quella di outlet della valvola sono risultate più piccole rispetto al caso "otturatore conico" e inferiori ai dati richiesti dal progetto. L'otturatore sferico, grazie alla sua maggiore efficienza idraulica, permette di ottenere il passaggio dell'olio a fronte di spostamenti dell'otturatore molto contenuti. Tipicamente questo fa sì che ci si possa aspettare un comportamento della valvola caratterizzato da instabilità di funzionamento.
- Il profilo delle velocità assiali, tracciato in funzione della distanza radiale, in sezioni poste ad una prefissata ascissa x , è in accordo con la teoria dello strato limite.

Per i motivi sopra elencati si è scelto di proseguire l'analisi, elaborando un modello più rappresentativo della realtà, nel solo caso design "otturatore conico". Tale modello è in grado di simulare lo spostamento dell'otturatore sotto l'azione del flusso in ingresso, oltre che l'azione di chiusura della molla connessa ad esso.

I risultati ottenuti dal modello ad *otturatore mobile* per l'otturatore conico, nelle due portate analizzate (40 l/min e 50 l/min) hanno fornito le seguenti osservazioni:

-
- I risultati ottenuti per i vettori velocità nel caso “otturatore mobile” presentano lo stesso ordine di grandezza delle intensità e stessa direzione dei vettori di quelli ottenuti nel modello fisso
 - Le pressioni puntuali e le pressioni differenziali tra le sezioni di inlet e di outlet presentano lo stesso ordine di grandezza di quelle ottenute nel caso ad “otturatore fisso”.
 - Gli spostamenti del punto di controllo subiscono oscillazioni smorzate fino a raggiungere una posizione di equilibrio. A un maggiore flussaggio le oscillazioni presentano maggiore frequenza ed ampiezza. Al termine delle oscillazioni l’otturatore si stabilizza in una posizione di maggiore apertura rispetto che nel flussaggio minore.
 - E’ stato possibile determinare le pressioni differenziali effettivamente raggiunte a fronte di una prefissata condizione al contorno di flussaggio imposto

Infine sono stati riportati i risultati dei test sperimentali eseguiti nel laboratorio UAS. Di particolare interesse per la validazione del modello sono state le curve *pressione differenziale-portata*.

Da un confronto dei valori ottenuti è possibile affermare che questi si discostano poco dal risultato delle simulazioni. Entrambi inoltre sono in linea con i requisiti di progetto richiesti per la valvola. E’ quindi possibile affermare che il modello fluidodinamico è rappresentativo del comportamento della valvola, ed inoltre, essendo i risultati sperimentali in linea con i requisiti prestazionali della stessa, si può affermare che la valvola è ben progettata per assolvere la sua funzione.

Futuri sviluppi della presente tesi si potrebbero concentrare in primis sull’affinamento del modello ad otturatore mobile. Nonostante le simulazioni con mesh dinamica si siano dimostrate molto sensibili alle dimensioni minime della maglia adottata, dopo una ricerca iterativa, potrebbero essere applicate mesh a passo più fine, per ottenere dei risultati più accurati in termini di valore puntuale delle grandezze.

Inoltre, considerata la buona rispondenza del modello ai test sperimentali, si potrebbe estendere questa metodologia di design basata su simulazioni CFD, anche ad altre valvole, con diversa geometria e differenti requisiti funzionali.

BIBLIOGRAFIA**Testi:**

- [1] O-ZIKANOV, *Essential Computational Fluid Dynamics*, Wiley, John Wiley & Sons, Inc., 2010.
- [2] J.E.MATSSON, PH.D., P.E, *An Introduction to Ansys Fluent 2021*, SDC publication, 2021
- [3] D.CITRINI, G.NOSEDA, *Idraulica, Seconda edizione*, 2006
- [4] U.BELLADONNA, *Elementi di oleodinamica; Milano: Hoepli Editore*, 2001
- [5] G.DI GANGI, *Sistemi oleodinamici. principi, componenti, schemi, applicazioni*, Editoriale Delfino, 2006
- [6] H.SPEICH, A.BUCCIARELLI, *Manuale di oleodinamica. Dai principi alla mecatronica*, Tecniche Nuove Editrici, 2018

Siti internet:

- [7] *Tutorial Ansys Fluent*
<HTTPS://CONFLUENCE.CORNELL.EDU/DISPLAY/SIMULATION/FLUENT+LEARNING+MODULES>,
[ultimo accesso: 11/02/2022]
- [8] A.CRIVELLINI, *Appunti del corso "Fluidodinamica Computazionale per applicazioni energetiche"*, A.A. 2020/2021;
<HTTPS://LEARN.UNIVPM.IT/COURSE/SEARCH.PHP?Q=FLUIDODINAMICA&AREAIDS=CORE COURSE-COURSE>
[ultimo accesso: 11/02/2022]
- [9] A.NIGRO, *Appunti del corso "Elementi di Fluidodinamica Computazionale per la progettazione meccanica". 2020/2021*
<HTTPS://LEARN.UNIVPM.IT/COURSE/SEARCH.PHP?Q=FLUIDODINAMICA&AREAIDS=CORE COURSE-COURSE>
[ultimo accesso: 07/12/2021]
- [10] T.GHISU, *Corso di Modellazione di Sistemi a Fluido*, A.A. 2020/2021,
HTTPS://UNICA.IT/UNICA/PAGE/IT/TIZIANO_GHISU_MAT_MODELLAZIONE_DI_SISTEMI_A_FLUIDO,
[ultimo accesso: 11/02/2022]
- [11] D.BERZI, *Appunti del corso "Meccanica dei Fluidi"*, 2019,
<HTTPS://WWW.STUDOCU.COM/IT/DOCUMENT/POLITECNICO-DI-MILANO/MECCANICA-DEI-FLUIDI/TEORIA-09-TURBOLENZA-V1/11293113>,
accesso: 11/02/2022]

[12] A.SOLDATI, *Corso di Fluidodinamica e Turbolenza, Raccolta di appunti delle lezioni, Università degli studi di Udine*, A.A. 2007-2008, [HTTP://CALLIOPE.DEM.UNIUD.IT/CLASS/FLUID-TURB/DISPENSE.PDF](http://calliope.dem.uniud.it/class/fluid-turb/dispense.pdf), [ultimo accesso: 11/02/2022]

[13] THE LEE COMPANY, *“Technical Hydraulic Handbook” 12th edition*, [HTTPS://WWW.DDP.NL/WP-CONTENT/UPLOADS/2020/07/PRECISION-HYDRAULICS-12TH-EDITION-2019.PDF](https://www.ddp.nl/wp-content/uploads/2020/07/precision-hydraulics-12th-edition-2019.pdf), [ultimo accesso: 11/02/2022]