

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale



**Politecnico
di Torino**

Tesi di Laurea Magistrale

Sviluppo e validazione di un metodo CFD a supporto della caratterizzazione sperimentale di filtri oleodinamici ad alta portata

Candidato:

Antonio TROTTA

Relatore:

Prof. Massimo RUNDO

Referente aziendale:

Ing. Claudio MAZZUCCHI

ANNO ACCADEMICO 2025/2026

Tesi svolta in collaborazione con



MP Filtri S.p.A.

Abstract

Il presente lavoro di tesi ha come obiettivo lo sviluppo e la validazione di una metodologia basata sulla fluidodinamica computazionale (CFD) a supporto della caratterizzazione sperimentale di filtri oleodinamici ad alta portata per applicazioni industriali. Lo studio è stato condotto su un caso reale fornito da MP Filtri S.p.A., con particolare attenzione all'analisi delle perdite di carico introdotte dal sistema di filtrazione.

Al fine di valutare in modo graduale il contributo dei diversi elementi del sistema di filtrazione è stato adottato un approccio di modellazione progressivo. In una prima fase è stato sviluppato un modello CFD del corpo filtro, al fine di analizzare l'influenza della geometria interna sulle perdite di carico. Successivamente, l'analisi è stata estesa al filtro completo mediante la modellazione dell'elemento filtrante come mezzo poroso, consentendo di separare i contributi alle perdite di carico dovuti alla geometria del corpo filtro e al mezzo filtrante.

I risultati numerici ottenuti sono stati confrontati con dati sperimentali acquisiti su banco prova, mostrando una buona concordanza tra simulazioni e misure. Il metodo CFD sviluppato si dimostra uno strumento efficace a supporto dell'analisi e della progettazione dei sistemi di filtrazione oleodinamica, fornendo informazioni dettagliate sul comportamento fluidodinamico interno del componente.

Indice

1	Introduzione alla filtrazione	1
1	Filtrazione	1
1.1	Dispositivo di filtrazione	1
1.1.1	Elemento filtrante	2
1.1.2	Valvola di by-pass	3
1.1.3	Indicatore di intasamento	4
1.2	Proprietà dei filtri	5
1.2.1	Efficienza di filtrazione	5
1.2.2	Capacità di ritenzione dei contaminanti	6
1.2.3	Resistenza al collasso	7
1.3	Tipologie di filtri	7
1.4	Fluidi idraulici	8
2	Stato dell'arte	10
2	Introduzione allo stato dell'arte	10
2.1	Filtri idraulici e perdite di carico	10
2.2	Studi sperimentali e numerici sui filtri idraulici	11
2.3	Modellazione del mezzo filtrante come mezzo poroso	12
2.4	Posizionamento del presente lavoro	13
3	Caso studio: Filtro industriale ad alta portata	14
3	Descrizione e principio di funzionamento del filtro dell'olio	14
3.1	Fluido di lavoro	19
4	Fondamenti di fluidodinamica computazionale	20
4	Equazioni di governo e strumenti della CFD	20
4.1	Equazioni di governo dei fluidi	21
4.1.1	Equazione di continuità	21
4.1.2	Equazione di quantità di moto	22
4.1.3	Bilancio di energia	23
4.2	Regimi di moto e modellazione della turbolenza	24
4.3	Flusso in mezzi porosi e modello di Darcy	25

4.4	Tecniche di discretizzazione numerica	26
4.4.1	Metodo delle differenze finite	26
4.4.2	Metodo degli elementi finiti	27
4.4.3	Metodo dei Volumi Finiti	27
4.5	Discretizzazione spaziale e mesh computazionale	28
5	Modello geometrico e impostazione numerica	30
5	Obiettivo e struttura del modello numerico	30
5.1	Geometria del corpo filtro	30
5.2	Dominio computazionale	32
5.3	Mesh computazionale	33
5.4	Modelli fisici	33
5.5	Condizioni al contorno	33
6	Simulazione numerica del corpo filtro	35
6	Inquadramento del caso studio	35
6.1	Discretizzazione del dominio computazionale	35
6.1.1	Generazione della mesh	35
6.1.2	Mesh sensitivity analysis	38
6.2	Modelli fisici	40
6.3	Condizioni al contorno	41
6.4	Analisi dei risultati e confronto con dati sperimentali	42
6.4.1	Campi di pressione e velocità	42
6.4.2	Valutazione delle perdite di carico	46
6.4.3	Confronto con dati sperimentali	47
7	Simulazione numerica del corpo filtro con elemento filtrante	49
7	Introduzione e obiettivi del modello	49
7.1	Modellazione dell'elemento filtrante	50
7.1.1	Richiami teorici su porosità e permeabilità	51
7.1.2	Resistenza viscosa ed inerziale	53
7.1.3	Approccio di modellazione adottato	53
7.1.4	Calibrazione dei coefficienti del mezzo poroso	55
7.2	Dominio computazionale, mesh e condizioni al contorno	58
7.3	Risultati fluidodinamici	60
7.3.1	Campo di velocità	60
7.3.2	Campo di pressione	63
7.3.3	Valutazione delle perdite di carico e confronto con i dati sperimentali	64

8	Conclusioni	66
8	Richiamo dell'obiettivo della tesi	66
8.1	Risultati principali ottenuti	66
8.2	Valore del modello	67
8.3	Limiti del lavoro	68
8.4	Sviluppi futuri	69
	Appendici	70
A	Impostazioni numeriche delle simulazioni CFD	71
1	Generazione della mesh	71
2	Modelli fisici	73
3	Condizioni al contorno	77
B	Campi di velocità e pressione a diverse portate	79
1	Campi di velocità	79
2	Campi di pressione	82

Elenco delle figure

1	Simbolo generico di un filtro	2
2	Elemento filtrante[2]	2
3	Cartucce filtranti [1]	3
4	Valvola di by-pass	4
5	Indicatore d'intasamento[2]	5
6	Schema multi-pass test	6
7	Filtro saldato	14
8	Banco prova e filtro ad alta portata duplex	15
9	Identificazione parti MLPX631	16
10	Esploso MLPX631	18
11	Flusso laminare e turbolento	24
12	Esempi di elementi computazionali comunemente utilizzati	29
13	Viste del modello CAD del filtro saldato oggetto di studio	30
14	Vista esterna della geometria del corpo filtro	31

15	Vista in sezione longitudinale della geometria del corpo filtro	31
16	Dominio computazionale mostrato all'interno del corpo filtro	32
17	Dominio fluido adottato per l'analisi CFD	32
18	Mesh superficiale	36
19	Mesh volumetrica	36
20	Zoom mesh volumetrica	37
21	Zoom strato limite	37
22	Variazione della perdita di carico Δp al variare del numero di celle della mesh.	39
23	Distribuzione del parametro adimensionale y^+ sulle superfici solide del dominio computazionale.	40
24	In e Out del modello	41
25	Campo di pressione statica	42
26	Campo di velocità	43
27	Campo di velocità vettoriale	44
28	Zoom del campo di velocità vettoriale nella zona di ricircolo	44
29	Pathlines del flusso	45
30	Confronto Δp sperimentale e numerico dell'housing	48
31	Elemento filtrante completo	50
32	Sezione elemento filtrante completo	50
33	Elemento filtrante semplificato	51
34	Dominio computazionale con presenza dell'elemento filtrante	54
35	Sezione dominio computazionale con presenza dell'elemento filtrante . . .	54
36	Relazione tra perdita di carico e velocità del fluido attraverso il setto filtrante	56
37	Resistenza viscosa e inerziale porous zone	58
38	Mesh volumetrica con elemento filtrante	58
39	Zoom Mesh volumetrica con elemento filtrante	59
40	Campo di velocità filtro completo	60
41	Campo vettoriale di velocità filtro completo	61
42	Zoom del campo vettoriale di velocità filtro completo	61
43	Pathlines filtro completo	62
44	Campo di pressione statica filtro completo	63
45	Confronto Δp sperimentale e numerico del filtro completo	64
A.1	Setup mesh superficiale	71
A.2	Qualità mesh superficiale	71
A.3	Setup strato limite	72
A.4	Setup mesh volumetrica	72

A.5	Qualità mesh volumetrica	72
A.6	Solver setup	73
A.7	Modello viscoso	74
A.8	Proprietà olio 32 cSt	75
A.9	Impostazioni dei metodi di soluzione	76
A.10	Condizione all'inlet (caso 1500 L/min)	77
A.11	Condizione all'outlet (caso 1500 L/min)	78
A.12	Condizione a parete (caso 1500 L/min)	78
B.13	Campo di velocità 1250 [L/min]	79
B.14	Campo di velocità 1000 [L/min]	80
B.15	Campo di velocità 750 [L/min]	80
B.16	Campo di velocità 500 [L/min]	81
B.17	Campo di velocità 250 [L/min]	81
B.18	Campo di pressione 1250 [L/min]	82
B.19	Campo di pressione 1000 [L/min]	83
B.20	Campo di pressione 750 [L/min]	83
B.21	Campo di pressione 500 [L/min]	84
B.22	Campo di pressione 250 [L/min]	84

Elenco delle tabelle

3.1	Proprietà fisiche tipiche dell'olio idraulico MOBIL DTE24 (dati tratti da [9]).	19
6.1	Risultati della mesh sensitivity analysis	38
6.2	Confronto tra le perdite di carico sperimentali e numeriche, del solo corpo filtro, alle diverse condizioni di portata.	47
7.1	Dati sperimentali utilizzati per la determinazione della relazione tra perdita di carico e velocità del fluido	56
7.2	Coefficienti del modello poroso utilizzati nelle simulazioni CFD	57
7.3	Confronto tra le perdite di carico sperimentali e numeriche, del filtro completo, alle diverse condizioni di portata.	64

Capitolo 1

Introduzione alla filtrazione

1. Filtrazione

In generale, il termine filtrazione identifica un processo specifico all'interno del più ampio concetto di separazione, il quale descrive l'operazione di separare una o più fasi distinte da un'altra mediante lo sfruttamento delle differenze fisiche tra le fasi coinvolte, quali la dimensione delle particelle, la densità o altre proprietà. In particolare, la filtrazione è una procedura di separazione attraverso la quale i contaminanti solidi vengono intercettati e rimossi dal fluido di lavoro.

Il principio di funzionamento della filtrazione si basa principalmente sulla dimensione delle particelle. Le particelle aventi dimensioni inferiori a quelle dei pori del mezzo filtrante possono attraversarlo, mentre quelle di dimensioni maggiori vengono trattenute. La dimensione limite delle particelle filtrabili viene selezionata in funzione del livello di qualità della filtrazione che si intende ottenere.

La filtrazione rappresenta un processo ampiamente diffuso in numerosi settori applicativi, che spaziano dall'ambito domestico fino al settore automobilistico e industriale, dove trova applicazione nei filtri dell'aria, del carburante, dell'olio e del liquido di raffreddamento. L'impiego di sistemi di filtrazione adeguati consente di aumentare la durata operativa dei macchinari, poiché la rimozione delle microparticelle riduce il rischio di fenomeni abrasivi interni che potrebbero compromettere l'efficienza e la vita utile dei componenti.

1.1 Dispositivo di filtrazione

Il dispositivo di filtrazione viene suddiviso in tre parti fondamentali, ovvero[2]:

- Filtro, il quale rappresenta l'insieme di elementi interni, esterni ed accessori. Posizionato in prossimità della macchina.
- Filter housing o corpo filtro, è la struttura esterna che contiene tutti i componenti, comprese le bocche dove verranno collegati i tubi.
- Elemento filtrante, è il componente che ha il compito di effettuare la filtrazione dei contaminanti, è importante non confondere filtro ed elemento filtrante. Questo componente verrà analizzato più nel dettaglio in seguito.

La figura 1 mostra il simbolo convenzionale impiegato per la rappresentazione di un filtro all'interno di un circuito idraulico.



Fig. 1: Simbolo generico di un filtro

1.1.1 Elemento filtrante

L'elemento filtrante è la parte centrale del filtro e svolge un ruolo fondamentale perché ha il compito di trattenere i contaminanti presenti nel fluido prima che possano causare danni. La sua funzione infatti è quella di garantire il passaggio del fluido trattenendo le particelle inquinanti. È composto da un materiale poroso o fibroso, avvolto in forma cilindrica e sorretto da griglie metalliche per garantirne la stabilità strutturale. Per aumentare l'efficienza, sfruttare al massimo la superficie disponibile per il filtraggio e conferire maggiore resistenza, il materiale filtrante viene pieghettato a fisarmonica. Una volta che il filtro è intasato, poiché non è possibile rigenerarlo, si procede a sostituirlo.

In figura 2 è possibile apprezzare la composizione dell'elemento filtrante con la griglia di mantenimento, il materiale fibroso e cilindro su cui sono avvolti, mentre in figura 3 è rappresentata la cartuccia filtrante.

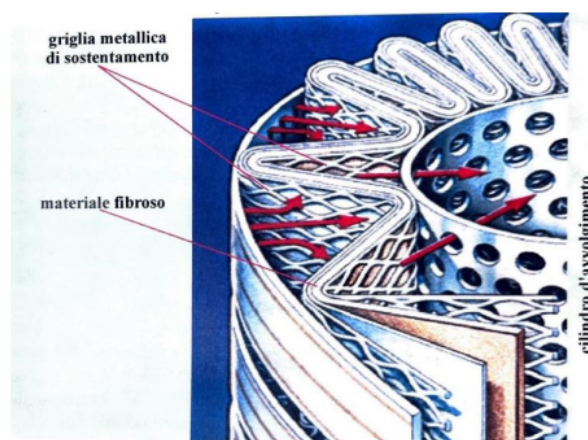


Fig. 2: Elemento filtrante[2]



Fig. 3: Cartucce filtranti [1]

Tra i principali mezzi di filtrazione si distinguono i setti filtranti in cellulosa e quelli in microfibra. I primi presentano una struttura irregolare che consente la ritenzione delle particelle non solo sulla superficie, ma anche all'interno dei diversi strati del materiale. Il parametro principale utilizzato per la classificazione di questa tipologia di setti è la dimensione media dei pori, corrispondente alla dimensione delle particelle che possono essere trattenute.

I setti filtranti in microfibra, invece, presentano una struttura più complessa e protettiva rispetto a quella in cellulosa, in quanto sono costituiti da più strati caratterizzati da pori di dimensioni progressivamente decrescenti. Tale configurazione permette di intercettare e trattenere particelle di dimensioni differenti, migliorando l'efficienza complessiva del processo di filtrazione.

Alcuni elementi fondamentali che sono presenti nel filtro sono la valvola di by-pass e l'indicatore d'intasamento, indicati anche in figura 1, che verranno pertanto di seguito analizzati.

1.1.2 Valvola di by-pass

La valvola di bypass è costituita da un otturatore posizionato in corrispondenza della bocca di ingresso del filtro e interviene quando la pressione differenziale supera il valore massimo ammissibile, evitando così perdite di carico eccessive. All'aumentare del grado di intasamento

del filtro, infatti, cresce la pressione differenziale generata dalle perdite di carico tra ingresso e uscita.

La funzione principale della valvola di bypass è quella di prevenire danneggiamenti strutturali del filtro dovuti a un eccessivo incremento della pressione interna. Quando viene raggiunta la soglia di intervento, la valvola si apre consentendo al fluido di aggirare l'elemento filtrante, determinando una riduzione della pressione e garantendo la continuità di funzionamento del sistema. Tuttavia, in questa condizione il fluido non viene adeguatamente filtrato e può quindi contenere contaminanti solidi. Per tale motivo, l'apertura della valvola di bypass rappresenta una condizione di funzionamento non desiderabile e indica la necessità di procedere tempestivamente alla sostituzione dell'elemento filtrante.

In figura 4 è rappresentata una sezione di un filtro in cui è presente la valvola di by-pass.

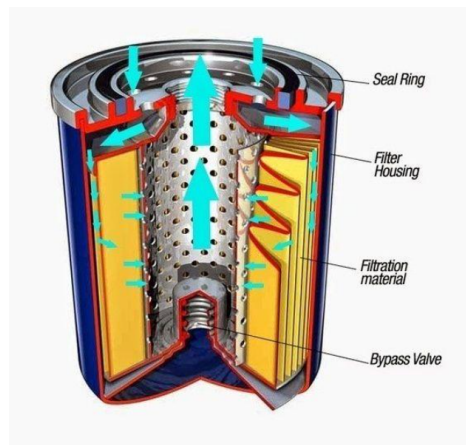


Fig. 4: Valvola di by-pass

1.1.3 Indicatore di intasamento

L'indicatore d'intasamento (o indicatore di servizio o di efficienza), montato sulla parte superiore del filtro, serve dunque a capire il momento di sostituzione o, dove è concesso, di depurazione dell'elemento filtrante. È quindi un segnale del livello di accumulo. E' presentato in figura 5.

Il principio di funzionamento è il seguente: all'interno di una piccola cupola trasparente si trovano due indicatori, uno di colore verde e l'altro di colore rosso. Quando il rosso copre completamente il verde, significa che la pressione differenziale ha superato il limite prestabilito, indicando un grado di intasamento massimo consentito. Esiste anche una versione elettrica di questo indicatore, che consente il monitoraggio a distanza. In questo caso, un pressostato o la molla dell'indicatore ottico chiude un contatto elettrico che attiva una spia luminosa, un allarme sonoro o un altro sistema di segnalazione.

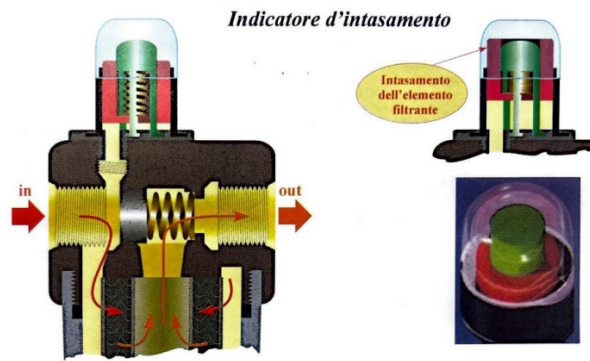


Fig. 5: Indicatore d'intasamento[2]

1.2 Proprietà dei filtri

Per analizzare quanto un filtro sia efficiente, bisogna analizzare alcuni parametri caratteristici che descrivono le reali prestazioni, come l'efficienza di filtrazione, la capacità di ritenzione dei contaminanti e la resistenza al collasso.

1.2.1 Efficienza di filtrazione

L'efficienza di filtrazione è probabilmente la proprietà più utile per quantificare quanto un filtro funziona correttamente. Viene definita dalla ISO 16889 e si può esprimere tramite il rapporto beta (β):

$$\beta_{x\mu} = \frac{N_{\text{monte}}(> x \mu\text{m})}{N_{\text{valle}}(> x \mu\text{m})}$$

dove al numeratore sono rappresentate il numero di particelle maggiori di x micron a monte del filtro e al denominatore il numero di particelle maggiori di x micron a valle del filtro. $x\mu$ indica invece la grandezza relativa alle particelle.

Questo parametro esprime la capacità di filtrazione di un determinato elemento, cioè quanto è in grado di non far passare le particelle solide presenti nel fluido.

Per misurare l'efficienza di filtrazione è possibile effettuare un test chiamato "multi-pass", rappresentato in figura 6 dove vengono collegati tra loro formando un circuito chiuso una motopompa e un filtro in prova su un banco specifico. È presente un contatore automatico di particelle, sia a monte che a valle del filtro, col compito di fornire il numero e la dimensione delle particelle sulle parti opposte del filtro.

Per passare poi al corrispettivo in percentuale è sufficiente applicare la seguente formula: [2]

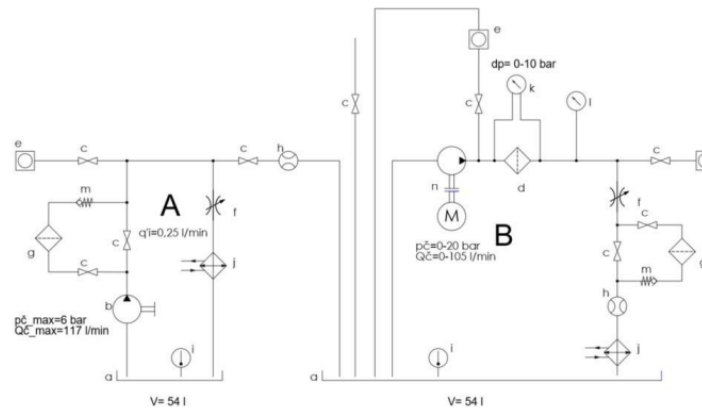


Fig. 6: Schema multi-pass test

$$E_{x\mu} = \frac{\beta_{x\mu} - 1}{\beta_{x\mu}} 100$$

1.2.2 Capacità di ritenzione dei contaminanti

Un ulteriore parametro di fondamentale importanza nella selezione di un filtro è la sua capacità di trattenere i contaminanti intercettati senza superare il valore massimo ammissibile della perdita di carico, oltre il quale si attiva la valvola di bypass. Il raggiungimento di tale condizione identifica lo stato di intasamento del filtro e rappresenta il limite operativo del suo ciclo di vita.

Questo parametro è noto come *Dirt Holding Capacity* (DHC), ovvero capacità di ritenzione dello sporco, e rappresenta la quantità totale di contaminante che il filtro è in grado di accumulare durante il proprio funzionamento. Analogamente all'efficienza di filtrazione, anche la DHC viene generalmente determinata mediante prove di tipo *multi-pass*, nelle quali viene misurata la massa complessiva di contaminante trattenuta dal filtro fino al raggiungimento della condizione di intasamento, solitamente espressa in grammi [15].

Il valore della Dirt Holding Capacity dipende da diversi fattori, tra cui:

- la dimensione dei pori del mezzo filtrante: una riduzione della dimensione caratteristica dei pori comporta un incremento delle perdite di carico e una maggiore probabilità di intervento anticipato della valvola di bypass;
- la densità e la porosità del mezzo filtrante, generalmente maggiori per strutture a porosità fine, che influenzano il volume disponibile per l'accumulo dei contaminanti;
- il materiale filtrante impiegato, che può essere di tipo celluloso o sintetico; quest'ultimo è solitamente caratterizzato da valori di DHC più elevati grazie a una struttura porosa più uniforme e stabile.

In sintesi, un valore sufficientemente elevato di Dirt Holding Capacity risulta essenziale per ridurre la frequenza degli interventi di manutenzione e i conseguenti costi operativi, garantendo al contempo un funzionamento più affidabile ed efficiente del sistema di filtrazione.

1.2.3 Resistenza al collasso

Un ulteriore parametro rilevante nella definizione delle dimensioni di un filtro è la massima pressione differenziale Δp che l'elemento filtrante è in grado di sopportare senza subire danneggiamenti strutturali. Con l'aumento della quantità di particelle trattenute, cresce la resistenza opposta al passaggio del fluido e, di conseguenza, aumenta la differenza di pressione tra la sezione di ingresso e quella di uscita del filtro. Qualora tale valore superi il limite ammissibile, l'elemento filtrante può andare incontro a deformazioni o cedimenti strutturali, compromettendo la protezione dell'impianto.

Per tale motivo, ogni filtro viene progettato per resistere a un valore massimo di pressione differenziale, comunemente indicato come pressione di collasso. Questo parametro viene determinato mediante specifiche prove normate, descritte nella norma ISO 2941: [16], nelle quali un fluido contaminato viene fatto circolare attraverso l'elemento filtrante fino al raggiungimento della condizione di collasso o rottura. In tali prove viene quindi individuato il valore massimo di pressione differenziale sostenibile dall'elemento prima del cedimento strutturale.

Il valore della pressione di collasso dipende da diversi fattori, tra cui la classe di precisione del filtro, la geometria del mezzo filtrante e la modalità con cui esso è alloggiato all'interno dell'elemento, la superficie disponibile per la filtrazione, nonché le caratteristiche operative del fluido, come viscosità e portata.

In conclusione, un'elevata resistenza al collasso risulta essenziale per garantire l'integrità dell'elemento filtrante, in particolare in condizioni di esercizio gravose, quali quelle tipiche dei sistemi operanti ad alta pressione. [2]

1.3 Tipologie di filtri

Come già accennato, i filtri trovano applicazione in un'ampia varietà di ambiti industriali e civili. Poiché l'obiettivo di questa tesi è lo studio di un filtro dell'olio, l'analisi viene limitata a questa specifica tipologia di filtri. In tale contesto, la classificazione più comunemente adottata è basata sulla loro posizione all'interno dell'impianto[2].

In particolare è possibile distinguere le seguenti tipologie:

- **filtri di aspirazione**, posizionati a monte della pompa, con la funzione di proteggerla dalla presenza di contaminanti solidi;

- **filtri di mandata (o di pressione)**, collocati tra la pompa e i componenti di regolazione e controllo più sensibili, quali valvole proporzionali o servovalvole;
- **filtri di ritorno**, installati sulla linea di ritorno verso il serbatoio;
- **filtri combinati**, progettati per essere impiegati in sistemi caratterizzati da due o più circuiti;
- **filtri off-line**, inseriti in un circuito chiuso indipendente dal circuito principale, tipicamente utilizzati in impianti di grandi dimensioni;
- **filtri di sfiato**, posizionati sul serbatoio, la cui funzione è quella di filtrare l'aria che entra nel serbatoio per compensare le variazioni del livello del fluido.

1.4 Fluidi idraulici

Il fluido idraulico [2] rappresenta uno degli elementi fondamentali da considerare nella scelta e nella progettazione di un sistema di filtrazione. Esso costituisce il mezzo attraverso il quale l'energia viene trasmessa all'interno di un circuito oleodinamico e svolge, inoltre, un ruolo essenziale nella lubrificazione e nella protezione dei componenti meccanici del sistema.

Durante la selezione di un gruppo filtrante risulta pertanto indispensabile tenere conto della tipologia di fluido da filtrare. A tal fine, è opportuno fare riferimento a una classificazione dei fluidi idraulici. Una delle classificazioni più diffuse suddivide i fluidi nelle seguenti categorie:

- **oli minerali**, derivati dal petrolio e largamente impiegati nelle applicazioni industriali;
- **fluidi resistenti al fuoco**, caratterizzati da un elevato punto di infiammabilità;
- **fluidi sintetici**, ottenuti tramite modifiche chimiche per conferire proprietà specifiche;
- **fluidi ecologici**, contraddistinti da un'elevata biodegradabilità.

Oltre alla tipologia, è necessario considerare le principali proprietà fisiche e chimiche del fluido idraulico, le quali possono influenzare in modo significativo le prestazioni del sistema. Le principali proprietà che caratterizzano un fluido idraulico e ne influenzano la scelta sono descritte di seguito:

- **Lubrificazione**: indica la capacità del fluido di ridurre l'attrito tra le superfici in movimento, garantendo la formazione di un adeguato film lubrificante e limitando i fenomeni di usura.
- **Densità (ρ)**: è definita come il rapporto tra la massa del fluido e il suo volume ed è espressa come:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad [\text{kg/m}^3]$$

- **Viscosità dinamica** (μ): rappresenta la resistenza del fluido alla deformazione graduale dovuta a sollecitazioni di taglio ed è un parametro fondamentale nel determinare le perdite di carico.
- **Viscosità cinematica** (ν): è definita come il rapporto tra la viscosità dinamica e la densità del fluido; tale grandezza dipende fortemente dalla temperatura ed è espressa come:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad [\text{m}^2/\text{s}]$$

- **Indice di viscosità (VI)**: misura la capacità del fluido di mantenere una viscosità relativamente costante al variare della temperatura.
- **Indice di filtrabilità (FI)**: esprime l'attitudine del fluido ad attraversare il mezzo filtrante senza causare un rapido incremento delle perdite di carico.
- **Modulo di comprimibilità** (c_0): descrive la variazione di volume del fluido in funzione della pressione in condizioni isoterme ed è rilevante per la risposta dinamica del sistema.
- **Protezione dall'usura**: indica la capacità del fluido di prevenire fenomeni di corrosione e danneggiamento delle superfici metalliche all'interno dell'impianto.

Capitolo 2

Stato dell'arte

2. Introduzione allo stato dell'arte

Il presente capitolo fornisce una rassegna della letteratura relativa all'analisi dei filtri idraulici, con particolare attenzione agli studi sperimentali e numerici finalizzati alla valutazione delle perdite di carico. Negli ultimi anni, l'utilizzo della Computational Fluid Dynamics (CFD) si è affermato come uno strumento efficace per l'analisi del comportamento fluidodinamico di tali componenti in ambito industriale, consentendo di investigare l'influenza della geometria e dell'elemento filtrante sulle prestazioni del sistema.

Nel seguito vengono dapprima introdotti i concetti generali relativi ai filtri e alle perdite di carico, per poi analizzare i principali approcci CFD presenti in letteratura e le metodologie adottate per la modellazione dell'elemento filtrante come mezzo poroso. Il capitolo si conclude con una sintesi critica della letteratura esistente e con il posizionamento del presente lavoro rispetto agli studi precedenti.

2.1 Filtri idraulici e perdite di carico

I filtri idraulici rivestono un ruolo fondamentale all'interno dei sistemi oleodinamici, in quanto garantiscono la rimozione delle particelle contaminanti presenti nel fluido, contribuendo a preservare l'efficienza e l'affidabilità dei componenti a valle del sistema. La presenza di impurità nel fluido può infatti causare fenomeni di usura, malfunzionamenti e riduzione della vita utile di pompe, valvole e attuatori.

L'inserimento di un filtro all'interno del circuito comporta tuttavia un inevitabile aumento delle perdite di carico, dovuto sia alla presenza dell'elemento filtrante sia alla geometria del corpo filtro. Le perdite di carico rappresentano un aspetto critico nella progettazione dei sistemi idraulici, in quanto influenzano direttamente il consumo energetico complessivo e le prestazioni operative del circuito.

Le perdite di carico associate ai filtri idraulici possono essere ricondotte a due contributi principali: da un lato le perdite strutturali, legate alla geometria del corpo filtro, ai cambi di direzione del flusso e alle variazioni di sezione; dall'altro le perdite introdotte dall'elemento filtrante, che dipendono dalle caratteristiche del mezzo filtrante e dalla portata del fluido. La

corretta valutazione di tali contributi risulta essenziale per comprendere il comportamento fluidodinamico del filtro e per ottimizzarne la progettazione.

Tradizionalmente, l'analisi delle perdite di carico nei filtri idraulici è stata condotta mediante prove sperimentali, che consentono di ottenere informazioni dirette sulle prestazioni del componente. Tuttavia, gli approcci sperimentali possono risultare onerosi in termini di tempi e costi, oltre a fornire informazioni limitate sulla distribuzione locale delle grandezze fluidodinamiche all'interno del filtro.

Negli ultimi anni, l'impiego della Computational Fluid Dynamics (CFD) si è affermato come uno strumento efficace per l'analisi dei filtri idraulici, permettendo di investigare in modo dettagliato il campo di velocità e di pressione all'interno del componente. L'approccio CFD consente inoltre di analizzare separatamente i diversi contributi alle perdite di carico, valutando l'influenza della geometria del corpo filtro e dell'elemento filtrante sulle prestazioni complessive del sistema.

In letteratura sono presenti diversi studi che combinano analisi numeriche e sperimentali per la valutazione delle perdite di carico nei filtri idraulici, dimostrando come un'adeguata modellazione CFD sia in grado di fornire risultati affidabili e coerenti con i dati sperimentali. Tali lavori evidenziano inoltre l'importanza di un approccio progressivo allo studio del filtro, che consenta di analizzare separatamente il comportamento del corpo filtro e dell'elemento filtrante, al fine di comprendere il contributo di ciascun elemento alle perdite di carico complessive [3].

2.2 Studi sperimentali e numerici sui filtri idraulici

La valutazione delle prestazioni fluidodinamiche dei filtri idraulici è stata tradizionalmente affrontata mediante campagne sperimentali, finalizzate alla misurazione delle perdite di carico in funzione della portata e delle condizioni operative del sistema. Le prove sperimentali consentono di ottenere dati affidabili e direttamente confrontabili con le condizioni reali di esercizio, ma presentano alcune limitazioni legate ai costi, ai tempi di esecuzione e alla difficoltà di analizzare nel dettaglio il comportamento locale del flusso all'interno del filtro.

Per superare tali limitazioni, negli ultimi anni si è assistito a un crescente utilizzo delle simulazioni numeriche basate sulla Computational Fluid Dynamics (CFD), spesso affiancate da validazioni sperimentali. L'approccio numerico consente infatti di investigare in modo approfondito la distribuzione dei campi di velocità e pressione, permettendo di identificare le zone critiche del componente responsabili delle principali perdite di carico.

In letteratura sono presenti diversi studi che combinano in modo efficace analisi sperimentali e simulazioni CFD per lo studio dei filtri idraulici. Tali lavori mostrano come la CFD possa

essere utilizzata per riprodurre con buona accuratezza il comportamento fluidodinamico del filtro, a condizione di adottare un'adeguata rappresentazione geometrica del corpo filtro e di impostare correttamente le condizioni al contorno. In particolare, l'analisi numerica consente di valutare separatamente il contributo delle perdite di carico associate alla geometria dell'housing rispetto a quelle introdotte dall'elemento filtrante [3, 4].

Un approccio frequentemente adottato negli studi presenti in letteratura consiste nello sviluppare un'analisi progressiva del sistema di filtrazione, partendo dalla simulazione del solo corpo filtro e introducendo successivamente l'elemento filtrante. Questa metodologia permette di comprendere in modo più chiaro il ruolo dei diversi componenti del filtro e di migliorare l'interpretazione dei risultati sperimentali. I risultati ottenuti mostrano generalmente una buona concordanza tra simulazioni numeriche e dati sperimentali, confermando l'affidabilità dell'approccio CFD per l'analisi delle prestazioni dei filtri idraulici [3, 5]. Un'impostazione analoga viene adottata anche nel presente lavoro di tesi, che si colloca in continuità con gli approcci descritti in letteratura e prevede un'analisi progressiva del sistema di filtrazione, distinguendo il contributo del solo corpo filtro da quello complessivo ottenuto includendo l'elemento filtrante.

2.3 Modellazione del mezzo filtrante come mezzo poroso

La rappresentazione dell'elemento filtrante costituisce uno degli aspetti più critici nella modellazione numerica dei filtri idraulici. L'elevata complessità geometrica del mezzo filtrante, caratterizzato da una struttura fibrosa o porosa su scala microscopica, rende infatti impraticabile una sua modellazione esplicita all'interno di simulazioni CFD di tipo macroscopico, a causa dei costi computazionali estremamente elevati.

Per questo motivo, nella letteratura scientifica l'elemento filtrante viene comunemente modellato mediante un approccio a mezzo poroso, che consente di descriverne il comportamento idraulico in modo equivalente, senza risolverne la geometria interna. In tale approccio, l'effetto del mezzo filtrante sul flusso viene introdotto attraverso termini di perdita di carico aggiuntivi nelle equazioni di moto, permettendo di riprodurre la relazione tra portata e caduta di pressione attraverso il filtro.

I modelli a mezzo poroso più utilizzati si basano sulla legge di Darcy o sulla sua estensione non lineare di Darcy–Forchheimer, che consente di tenere conto sia degli effetti viscosi sia di quelli inerziali. La scelta del modello più appropriato dipende dalle caratteristiche del mezzo filtrante e dal regime di flusso considerato, nonché dall'intervallo di portate di interesse. Numerosi studi hanno mostrato come tali modelli siano in grado di fornire una descrizione accurata delle perdite di carico introdotte dall'elemento filtrante, se opportunamente calibrati sulla base di dati sperimentali.

In diversi lavori presenti in letteratura, l'approccio a mezzo poroso è stato integrato all'interno di simulazioni CFD complete del corpo filtro, consentendo di analizzare l'interazione tra la geometria dell'housing e l'elemento filtrante. In particolare, è stato evidenziato come la modellazione del mezzo filtrante a scala macroscopica rappresenti una strategia efficace per evitare la risoluzione diretta della microstruttura porosa, mantenendo al contempo una buona accuratezza nella previsione delle perdite di carico [3, 5, 6].

L'utilizzo del mezzo poroso consente inoltre di separare concettualmente il contributo dell'elemento filtrante da quello strutturale del corpo filtro, facilitando l'interpretazione dei risultati e il confronto con dati sperimentali. Questo approccio risulta pertanto ampiamente consolidato nella letteratura ed è adottato anche nel presente lavoro come base per l'analisi numerica del sistema di filtrazione.

2.4 Posizionamento del presente lavoro

Dalla rassegna della letteratura emerge come l'utilizzo della Computational Fluid Dynamics rappresenti un approccio consolidato per l'analisi delle prestazioni fluidodinamiche dei filtri idraulici, in particolare per la valutazione delle perdite di carico associate sia alla geometria del corpo filtro sia all'elemento filtrante. Numerosi studi mostrano inoltre come la modellazione dell'elemento filtrante mediante un approccio a mezzo poroso costituisca una soluzione efficace per descriverne il comportamento idraulico a scala macroscopica, mantenendo un buon compromesso tra accuratezza e costo computazionale.

Nonostante l'ampia diffusione di tali approcci, la letteratura evidenzia come l'analisi separata dei contributi alle perdite di carico associati al solo corpo filtro e all'elemento filtrante venga spesso trattata in modo limitato o secondario, soprattutto nel caso di geometrie industriali reali. In questo contesto, risulta di particolare interesse adottare una metodologia che consenta di distinguere in modo chiaro il ruolo dei diversi componenti del sistema di filtrazione.

Il presente lavoro di tesi si inserisce in questo ambito proponendo un'analisi numerica basata su un approccio progressivo, che prevede dapprima la simulazione del solo corpo filtro e successivamente l'introduzione dell'elemento filtrante modellato come mezzo poroso. L'obiettivo è valutare l'influenza delle diverse configurazioni sulla distribuzione del campo di moto e sulle perdite di carico complessive del sistema, in coerenza con quanto proposto negli studi presenti in letteratura. Il sistema di filtrazione oggetto di studio è inoltre caratterizzato da condizioni di funzionamento ad alta portata, con valori che possono raggiungere i 1500 L/min, rendendo particolarmente rilevante l'analisi delle perdite di carico e l'influenza della geometria del corpo filtro sul comportamento fluidodinamico complessivo.

L'analisi è condotta in condizioni di flusso incomprimibile e regime stazionario, con particolare attenzione alla riproduzione delle condizioni operative di interesse industriale.

Capitolo 3

Caso studio: Filtro industriale ad alta portata

3. Descrizione e principio di funzionamento del filtro dell'olio

Il filtro analizzato nel presente capitolo coincide con il componente oggetto di studio della tesi. Si tratta di un filtro dell'olio caratterizzato da un corpo saldato, dotato di piedini di supporto per il fissaggio dell'housing, come mostrato in figura 7. All'interno del corpo filtro è alloggiato un elemento filtrante, la cui funzione è quella di trattenere le particelle contaminanti presenti nel fluido.



Fig. 7: Filtro saldato

Oltre alla configurazione con singolo elemento filtrante, sono disponibili versioni del filtro che consentono l'installazione di più cartucce filtranti all'interno dello stesso corpo, tipicamente in numero di tre, quattro o cinque. È inoltre prevista una configurazione duplex, mostrata in Figura 8, che consente il montaggio di due filtri in parallelo, garantendo la continuità di funzionamento del sistema anche durante le operazioni di manutenzione. Nella stessa figura è inoltre possibile osservare il banco prova utilizzato per l'esecuzione delle prove sperimentali.



Fig. 8: Banco prova e filtro ad alta portata duplex

Il filtro in esame è progettato per applicazioni ad alta portata, potendo operare fino a valori dell'ordine di 1500 L/min, limite imposto dalle capacità del banco prova sperimentale di laboratorio. Il componente è progettato e realizzato da **MP Filtri** ed è destinato ad applicazioni nel settore industriale.

La Figura 9 riporta il disegno tecnico del filtro dell'olio oggetto di studio, corredato dall'identificazione dei principali componenti funzionali. In particolare consente di individuare gli elementi accessori e di servizio del filtro, quali il collegamento per l'indicatore di intasamento (A), la targhetta identificativa (B), il tappo di sfiato (C), il tappo di drenaggio (D) e le maniglie di sollevamento (E).

La rappresentazione comprende una vista laterale e una vista dall'alto del filtro, permettendo di apprezzarne la configurazione costruttiva complessiva e la disposizione dei vari componenti sull'housing. Tale schema risulta utile per comprendere le modalità di installazione, manutenzione e movimentazione del filtro, oltre a fornire un riferimento chiaro per l'analisi dei singoli elementi che verranno descritti nei paragrafi successivi.

Parts identification MLPX631

Item	Description
A	Clogging indicator connection
B	Identification plate
C	Vent plug
D	Drain plug
E	Lifting handles

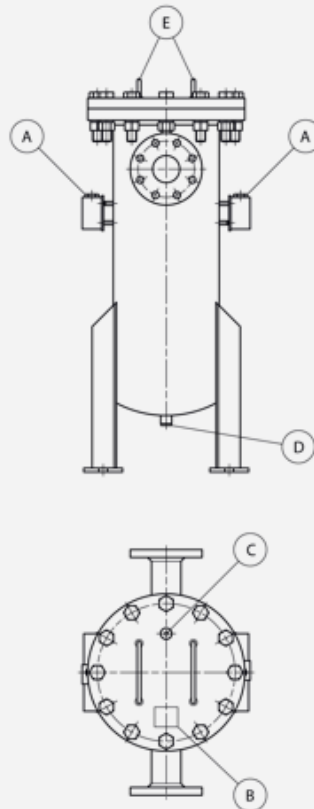


Fig. 9: Identificazione parti MLPX631

Mentre la figura 10 mostra la vista esplosa del filtro dell'olio oggetto di studio, corredata dalla lista dei principali componenti e dei relativi ricambi. Tale rappresentazione consente di analizzare in modo dettagliato la struttura del filtro e l'interazione tra i diversi elementi che lo compongono.

Il filtro è costituito da un corpo cilindrico principale (housing), che funge da contenitore strutturale e supporto per i componenti interni. La chiusura superiore è assicurata da una flangia fissata mediante bulloneria, che consente l'accesso all'interno del filtro per le operazioni di manutenzione e sostituzione dell'elemento filtrante.

All'interno dell'housing è alloggiato l'elemento filtrante, responsabile della rimozione delle particelle contaminanti dal fluido. L'elemento è posizionato in modo da garantire il passaggio del fluido attraverso il mezzo filtrante, assicurando al contempo un'adeguata tenuta grazie alla presenza di guarnizioni dedicate.

Il sistema di tenuta del filtro è affidato a un insieme di guarnizioni e O-ring, realizzati in materiale elastomerico, che garantiscono la separazione tra le zone di ingresso e uscita del fluido e impediscono eventuali perdite.

Completano il sistema alcuni componenti ausiliari, quali l'indicatore di intasamento, i tappi di sfiato e di drenaggio, nonché gli elementi di fissaggio e di sollevamento, che facilitano l'installazione, la manutenzione e la movimentazione del filtro. L'elenco dettagliato dei componenti e dei relativi codici di identificazione è riportato nella tabella associata alla figura.

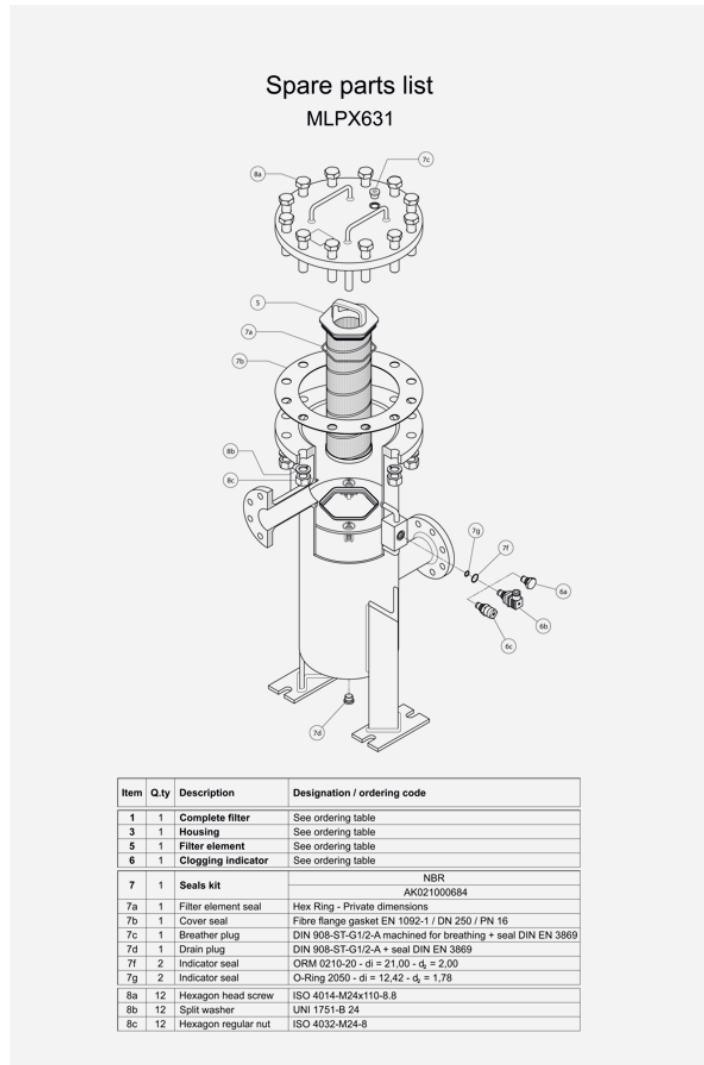


Fig. 10: Esploso MLPX631

3.1 Fluido di lavoro

Il fluido di lavoro impiegato durante le prove sperimentali è un olio idraulico minerale (MOBIL DTE24) di classe ISO VG 32, comunemente utilizzato in impianti oleodinamici industriali grazie al buon compromesso tra proprietà lubrificanti, comportamento alle variazioni di temperatura e perdite di carico contenute.

La classificazione ISO VG (International Organization for Standardization – ISO 3448) si basa sul valore della viscosità cinematica misurata a 40 °C. In particolare, un olio ISO VG 32 presenta una viscosità cinematica nominale pari a circa 32 mm²/s a tale temperatura, rendendolo idoneo ad applicazioni che richiedono una buona fluidità e una risposta dinamica efficace del sistema [10].

L'impiego di un olio con viscosità relativamente contenuta consente di limitare le perdite di carico attraverso i componenti del circuito, inclusi gli elementi filtranti, riducendo al contempo il rischio di incrementi eccessivi della pressione differenziale durante il funzionamento del filtro. Allo stesso tempo, l'olio MOBIL DTE24 garantisce un'adeguata capacità lubrificante, contribuendo alla protezione dei componenti meccanici del sistema [9].

Per tali motivi, l'olio utilizzato risulta particolarmente indicato per prove sperimentali di filtrazione e per applicazioni in cui è necessario analizzare il comportamento del filtro in condizioni operative rappresentative di impianti industriali.

Tabella 3.1: Proprietà fisiche tipiche dell'olio idraulico MOBIL DTE24 (dati tratti da [9]).

Proprietà	Valore	Unità
Densità a 15.6 °C, ρ	868	kg/m ³
Viscosità cinematica a 40 °C, ν_{40}	32.2	mm ² /s
Viscosità cinematica a 100 °C, ν_{100}	5.52	mm ² /s
Indice di viscosità	108	–
Flash point	212	°C
Pour point	–33	°C
Aniline point	104	°C

Capitolo 4

Fondamenti di fluidodinamica computazionale

4. Equazioni di governo e strumenti della CFD

Questo capitolo è concepito come una guida introduttiva alla fluidodinamica computazionale (Computational Fluid Dynamics, CFD), con l'obiettivo di rendere più comprensibile al lettore l'argomento trattato all'interno dell'elaborato di tesi. Data la natura introduttiva del capitolo, verranno presentati esclusivamente gli aspetti e i principi fondamentali della CFD.

La CFD fornisce un'approssimazione numerica delle equazioni che governano il moto dei fluidi. La sua applicazione richiede una serie di passaggi fondamentali finalizzati al corretto utilizzo di questo strumento. In primo luogo vengono formulate le equazioni matematiche che descrivono il flusso, generalmente espresse sotto forma di equazioni differenziali alle derivate parziali. Successivamente, tali equazioni vengono discretizzate al fine di ottenere un'analogia numerica del problema continuo. Il dominio computazionale viene quindi suddiviso in piccoli elementi o celle. Infine, mediante la definizione delle condizioni iniziali e delle condizioni al contorno specifiche del problema, è possibile risolvere il sistema di equazioni.

La risoluzione delle equazioni discretizzate può avvenire mediante metodi diretti o iterativi. Nella maggior parte delle applicazioni CFD, in particolare per problemi di grandi dimensioni, vengono adottati approcci iterativi che, se accompagnati dall'utilizzo di opportuni parametri numerici, consentono di ottenere una migliore convergenza, stabilità e accuratezza della soluzione.

Un codice CFD completo è generalmente strutturato in tre fasi principali: una fase di pre-processing, seguita da una fase di risoluzione (solver) e infine una fase di post-processing. Durante la fase di pre-processing viene definita la geometria del problema, generata la griglia computazionale e assegnate le condizioni iniziali e le condizioni al contorno. Il solver rappresenta il cuore del codice CFD ed è responsabile della risoluzione delle equazioni di governo discretizzate. Esistono diversi approcci numerici impiegati come solutori, tra cui il metodo delle differenze finite, il metodo degli elementi finiti e il metodo dei volumi finiti. La fase di post-processing consente infine di elaborare e visualizzare i risultati, rendendo possibile un'analisi qualitativa e quantitativa delle grandezze fluidodinamiche di interesse[7].

4.1 Equazioni di governo dei fluidi

Le equazioni fondamentali che governano la fluidodinamica sono le equazioni di Navier–Stokes, costituite dall’equazione di continuità, dall’equazione della quantità di moto e dall’equazione dell’energia. Tali equazioni rappresentano la base fisica del problema fluidodinamico, in quanto costituiscono l’espressione matematica di tre principi fondamentali della fisica sui quali si fonda l’intera disciplina [11]:

- principio di conservazione della massa;
- principio di conservazione della quantità di moto, espresso dalla seconda legge di Newton;
- principio di conservazione dell’energia.

Le equazioni di conservazione possono essere ottenute a partire dall’applicazione del teorema del trasporto di Reynolds, il quale stabilisce che la variazione temporale di una generica quantità estensiva U all’interno di un dominio spaziale V è pari al bilancio tra il flusso netto di U che attraversa il contorno del dominio e l’eventuale presenza di termini sorgente interni al volume di controllo.

Per descrivere il moto di un fluido è possibile adottare due differenti punti di vista: quello euleriano e quello lagrangiano. L’approccio euleriano consiste nell’osservazione delle grandezze di interesse in posizioni fisse nello spazio, analizzando come esse variano nel tempo al passaggio del fluido. Al contrario, l’approccio lagrangiano segue il moto delle singole particelle fluide, descrivendone l’evoluzione nello spazio e nel tempo insieme alle relative proprietà fisiche.

Le leggi di conservazione possono inoltre essere formulate in due diverse forme matematiche: la forma integrale e la forma differenziale. La forma integrale è valida in senso generale e consente la presenza di discontinuità all’interno del dominio fluido, risultando pertanto particolarmente adatta alla descrizione di flussi complessi. La forma differenziale, invece, presuppone che le grandezze di campo siano continue e differenziabili, ipotesi che permette di ottenere le equazioni locali del moto del fluido.

4.1.1 Equazione di continuità

La prima delle equazioni di governo dei fluidi è l’equazione di continuità, nota anche come equazione di conservazione della massa. Essa deriva da un principio fondamentale della meccanica classica, secondo il quale la massa non può essere né creata né distrutta. Tale principio viene applicato al moto dei fluidi mediante un bilancio di massa su un opportuno volume di controllo.

Considerando un volume di controllo fisso Ω , delimitato dalla superficie chiusa S , la variazione temporale della massa contenuta all'interno del volume è uguale al bilancio tra i flussi di massa entranti e uscenti attraverso la superficie di controllo. In assenza di fenomeni di generazione o distruzione di massa, tale bilancio rappresenta l'unico meccanismo attraverso il quale la massa all'interno del dominio può variare.

Nel contesto della fluidodinamica classica, il trasporto di massa attraverso la superficie di controllo avviene esclusivamente per convezione, in quanto la massa non è soggetta a fenomeni di trasporto diffusivo. Di conseguenza, il flusso di massa è direttamente legato al campo di velocità del fluido e alla sua densità.

Applicando il teorema del trasporto di Reynolds al bilancio di massa e assumendo che il fluido possa essere descritto come un mezzo continuo, si ottiene la forma integrale dell'equazione di continuità, valida in senso generale anche in presenza di discontinuità. Sotto l'ipotesi aggiuntiva di campi di moto continui e differenziabili, l'equazione può essere ulteriormente espressa in forma differenziale, fornendo una descrizione locale della conservazione della massa all'interno del dominio fluido [11].

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \, d\Omega + \int_S \rho \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} \, dS = 0. \quad (4.1)$$

4.1.2 Equazione di quantità di moto

Per formulare le leggi di conservazione della quantità di moto si fa riferimento a un principio fisico fondamentale, ovvero la *seconda legge di Newton*, la quale stabilisce che la risultante delle forze agenti su un corpo è pari al prodotto della sua massa per l'accelerazione subita:

$$\mathbf{F} = m\mathbf{a}.$$

Nel caso di un fluido, le forze agenti su un elemento infinitesimo possono essere ricondotte a due categorie principali. Le forze di volume, o forze di campo, agiscono direttamente sulla massa dell'elemento fluido e possono manifestarsi anche in assenza di contatto diretto, come nel caso della forza gravitazionale, magnetica o elettrica. Le forze di superficie, invece, agiscono sulla superficie dell'elemento fluido e hanno origine sia dalla pressione esercitata dal fluido circostante, sia dagli sforzi normali e tangenziali dovuti agli effetti viscosi, responsabili dei fenomeni di attrito.

Applicando il principio di conservazione della quantità di moto a un volume di controllo fisso Ω , delimitato dalla superficie S , l'equazione di bilancio può essere espressa, per ciascuna direzione spaziale, in forma integrale. Utilizzando una notazione vettoriale compatta, essa

assume la seguente espressione:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \mathbf{V} d\Omega + \int_S \rho \mathbf{V} (\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) dS + \int_S p \mathbf{I} \cdot \mathbf{n} dS - \int_S \boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{n} dS = \int_{\Omega} \rho \mathbf{f} d\Omega. \quad (4.2)$$

In tale espressione ρ rappresenta la densità del fluido, \mathbf{V} il vettore velocità, p la pressione, \mathbf{f} le forze di volume per unità di massa, $\boldsymbol{\tau}$ il tensore degli sforzi viscosi, \mathbf{I} la matrice identità e \mathbf{n} il versore normale uscente alla superficie S . Il primo termine descrive la variazione temporale della quantità di moto all'interno del volume di controllo, mentre il secondo rappresenta il trasporto convettivo non lineare della quantità di moto attraverso la superficie di controllo. I successivi termini di superficie tengono conto degli effetti della pressione e degli sforzi viscosi, mentre il termine al secondo membro rappresenta il contributo delle forze di campo.

Nel caso di fluidi newtoniani, il tensore degli sforzi viscosi è linearmente dipendente dal tensore dei tassi di deformazione e può essere espresso come:

$$\tau_{ij} = \delta_{ij} \lambda \nabla \cdot \mathbf{V} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (4.3)$$

dove δ_{ij} è il delta di Kronecker, μ rappresenta la viscosità dinamica del fluido e λ la viscosità volumetrica, o bulk viscosity.

4.1.3 Bilancio di energia

Il principio fisico alla base del bilancio di energia è la prima legge della termodinamica, che esprime il principio di conservazione dell'energia. Applicata a un elemento di fluido, tale legge afferma che la variazione temporale dell'energia totale contenuta in un volume di controllo è pari al bilancio tra i flussi di energia entranti e uscenti, dovuti allo scambio di calore e al lavoro compiuto dalle forze di volume e di superficie.

In forma integrale, l'equazione di conservazione dell'energia può essere espressa su un volume di controllo Ω , delimitato dalla superficie S , come:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} E d\Omega + \int_S (E + p) \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} dS - \int_S (\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{V}) \cdot \mathbf{n} dS + \int_S \dot{\mathbf{q}} \cdot \mathbf{n} dS = \int_{\Omega} \rho \xi d\Omega + \int_{\Omega} \rho \mathbf{f} \cdot \mathbf{V} d\Omega. \quad (4.4)$$

In tale espressione E rappresenta l'energia totale per unità di volume, $\dot{\mathbf{q}}$ il flusso di calore attraverso la superficie di controllo, ξ un termine sorgente di energia interna, $\boldsymbol{\tau}$ il tensore degli sforzi viscosi, \mathbf{f} le forze di volume per unità di massa e \mathbf{n} il versore normale uscente alla superficie S .

Nel caso di flussi comprimibili, l'equazione dell'energia deve essere risolta congiuntamente alle equazioni di continuità e di quantità di moto, rendendo necessaria l'introduzione di

opportune relazioni di chiusura, quali la legge dei gas perfetti e un modello per l'energia interna del fluido.

Nel presente lavoro di tesi, tuttavia, l'attenzione è rivolta a flussi incomprimibili e a fenomeni fluidodinamici in cui gli effetti termici risultano trascurabili. Di conseguenza, l'equazione dell'energia non viene inclusa nel modello di simulazione adottato.

4.2 Regimi di moto e modellazione della turbolenza

Il comportamento del moto di un fluido è fortemente influenzato dal numero di Reynolds, parametro adimensionale che esprime il rapporto tra le forze inerziali e le forze viscosive agenti nel flusso. Esso è definito come:

$$\text{Re} = \frac{\rho u D}{\mu}, \quad (4.5)$$

dove ρ è la densità del fluido, u una velocità caratteristica, D una lunghezza caratteristica del dominio e μ la viscosità dinamica.

In linea generale, per bassi valori del numero di Reynolds il flusso tende a presentare un comportamento laminare, mentre all'aumentare di Re il moto diventa progressivamente instabile fino a manifestare caratteristiche tipicamente turbolente. In intervalli intermedi di Reynolds possono inoltre manifestarsi condizioni di transizione, nelle quali coesistono regioni laminari e turbolente. In figura 11 è riportato un confronto qualitativo tra un flusso laminare e uno turbolento.

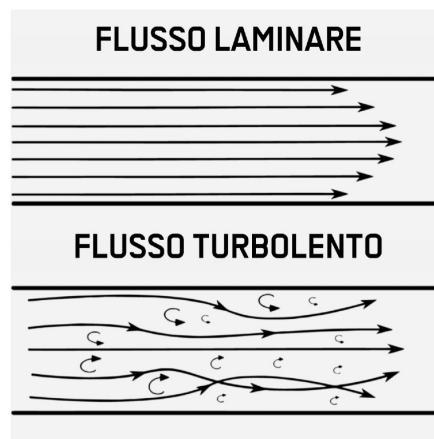


Fig. 11: Flusso laminare e turbolento

È tuttavia opportuno sottolineare che i valori critici di Reynolds dipendono fortemente dalla geometria del dominio e dalle condizioni al contorno, rendendo tali soglie indicative piuttosto che universali [8, 11].

Dal punto di vista della fluidodinamica computazionale, la simulazione diretta dei flussi turbolenti risulta generalmente impraticabile per problemi di interesse ingegneristico. Per

tale motivo, nella maggior parte delle applicazioni CFD si ricorre a formulazioni mediate delle equazioni di Navier–Stokes. In particolare, nell’approccio Reynolds-Averaged Navier–Stokes (RANS), gli effetti delle fluttuazioni turbolente vengono incorporati attraverso termini aggiuntivi noti come sforzi di Reynolds.

La presenza degli sforzi di Reynolds introduce un problema di chiusura del sistema di equazioni, che viene affrontato mediante l’introduzione di modelli di turbolenza. Tra i modelli più diffusi in ambito ingegneristico rientrano quelli basati su equazioni di trasporto per la viscosità turbolenta, come il modello $k-\varepsilon$, che prevede la risoluzione di equazioni aggiuntive per l’energia cinetica turbolenta e per il suo tasso di dissipazione. Accanto al modello $k-\varepsilon$, sono ampiamente utilizzati anche modelli alternativi basati su due equazioni di trasporto, come il modello $k-\omega$, che sostituisce l’equazione per la dissipazione con un’equazione per la frequenza specifica di dissipazione ω . Tale formulazione risulta particolarmente efficace nella simulazione di flussi caratterizzati da forti gradienti di velocità e in prossimità delle pareti, rendendo il modello $k-\omega$ maggiormente adatto allo studio di configurazioni in cui gli effetti di parete risultano rilevanti [8].

4.3 Flusso in mezzi porosi e modello di Darcy

Nella simulazione numerica dei flussi fluidodinamici all’interno di mezzi porosi, l’applicazione diretta delle equazioni di Navier–Stokes alla scala dei pori risulta generalmente impraticabile, a causa dell’elevata complessità geometrica della matrice solida. Per questo motivo, si ricorre a modelli macroscopici ottenuti mediante tecniche di media spaziale, in grado di descrivere il comportamento medio del fluido senza risolvere esplicitamente la microstruttura del mezzo.

Tra i modelli più diffusi, la legge di Darcy rappresenta un approccio fondamentale per la descrizione del flusso monofase in mezzi porosi rigidi. Tale modello può essere derivato rigorosamente a partire dalle equazioni di Stokes mediante il metodo del volume averaging, come dimostrato da Whitaker [12].

Considerando il moto di un fluido incomprimibile e viscoso, e assumendo trascurabili i contributi dovuti alla diffusione molecolare e alla dispersione meccanica, l’equazione di conservazione della massa alla scala macroscopica assume la forma:

$$\frac{\partial(\Phi\rho)}{\partial t} = -\nabla \cdot (\rho\mathbf{u}) + q, \quad (4.6)$$

dove Φ rappresenta la porosità del mezzo poroso, ρ la densità del fluido, \mathbf{u} la velocità media di Darcy e q un termine di sorgente o di pozzo.

Il bilancio di quantità di moto, ottenuto attraverso la mediazione spaziale delle equazioni di Stokes, conduce alla legge di Darcy, che stabilisce una relazione lineare tra la velocità del fluido e le forze agenti sul sistema:

$$\mathbf{u} = -\frac{\mathbf{K}}{\mu} (\nabla p - \rho \mathbf{g}), \quad (4.7)$$

dove \mathbf{K} è il tensore di permeabilità assoluta del mezzo poroso, μ la viscosità dinamica del fluido, p il campo di pressione e \mathbf{g} il vettore accelerazione di gravità. Il tensore di permeabilità ingloba le caratteristiche geometriche e strutturali del mezzo poroso ed emerge naturalmente dal processo di media spaziale.

La validità della legge di Darcy è limitata al regime di flusso lento, caratterizzato da bassi numeri di Reynolds alla scala dei pori, per i quali gli effetti inerziali possono essere trascurati rispetto a quelli viscosi. In presenza di velocità più elevate, tali ipotesi possono non essere più soddisfatte, rendendo necessario l'impiego di modelli più generali.

Una possibile estensione del modello di Darcy è rappresentata dall'equazione di Brinkman, che introduce un termine diffusivo viscoso nel bilancio di quantità di moto:

$$-\beta \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{u} = -\frac{\mathbf{K}}{\mu} (\nabla p - \rho \mathbf{g}), \quad (4.8)$$

dove β è un coefficiente associato alla viscosità efficace del fluido nel mezzo poroso. Tuttavia, analisi teoriche basate sul metodo del volume averaging mostrano che l'introduzione del termine di Brinkman non è sempre giustificata e deve essere valutata con attenzione, in particolare in prossimità delle interfacce tra mezzo poroso e superfici solide.

4.4 Tecniche di discretizzazione numerica

4.4.1 Metodo delle differenze finite

Il metodo delle differenze finite (Finite Difference Method, FDM) è uno dei più antichi approcci numerici utilizzati per la risoluzione delle equazioni differenziali alle derivate parziali che governano il moto dei fluidi. Tale metodo si basa sull'approssimazione delle derivate spaziali e temporali mediante rapporti incrementali, ottenuti a partire dallo sviluppo in serie di Taylor delle grandezze di interesse in un insieme discreto di punti appartenenti al dominio computazionale.

Nel metodo delle differenze finite il dominio di calcolo viene discretizzato mediante una griglia di punti, detta griglia nodale, e le equazioni di governo vengono trasformate in un sistema di equazioni algebriche che legano i valori delle variabili nei nodi adiacenti. L'accuratezza

del metodo dipende sia dallo schema di discretizzazione adottato (ad esempio differenze in avanti, all'indietro o centrate), sia dalla risoluzione spaziale e temporale della griglia. Sebbene il metodo risulti semplice ed efficiente dal punto di vista computazionale, il suo impiego è generalmente limitato a domini geometrici regolari e strutturati, rendendo complessa l'applicazione a geometrie di interesse ingegneristico caratterizzate da elevata complessità [7].

4.4.2 Metodo degli elementi finiti

Il metodo degli elementi finiti (Finite Element Method, FEM) si basa sulla suddivisione del dominio fisico in un insieme di sotto-domini, detti elementi, all'interno dei quali le variabili di campo vengono approssimate mediante funzioni di forma di ordine prefissato. A differenza del metodo delle differenze finite, il FEM utilizza una formulazione debole delle equazioni di governo, ottenuta tramite l'integrazione delle stesse sull'intero dominio e l'applicazione di opportune funzioni peso.

Uno dei principali vantaggi del metodo degli elementi finiti risiede nella sua elevata flessibilità geometrica, che consente di trattare con efficacia domini complessi e non strutturati. Inoltre, la gestione delle condizioni al contorno, in particolare quelle di tipo derivativo, risulta naturalmente integrata nella formulazione del metodo. Tuttavia, l'applicazione del FEM alla fluidodinamica comporta una maggiore complessità implementativa e un costo computazionale superiore rispetto ad altri approcci, soprattutto per problemi fortemente convettivi, motivo per cui il suo utilizzo in ambito CFD è spesso limitato a specifiche applicazioni o a contesti multifisici [7].

4.4.3 Metodo dei Volumi Finiti

La discretizzazione numerica delle equazioni di governo rappresenta uno degli aspetti fondamentali della simulazione CFD. Tra i diversi approcci disponibili, il metodo dei volumi finiti (Finite Volume Method, FVM) è attualmente uno dei più utilizzati, in quanto garantisce la conservazione locale delle grandezze fisiche ed è particolarmente adatto all'impiego su griglie non strutturate. Per questi motivi, il FVM costituisce il metodo di base adottato in numerosi codici CFD commerciali e open-source, tra cui ANSYS Fluent [13].

Il metodo dei volumi finiti si basa sull'applicazione della forma integrale delle equazioni di conservazione a un insieme di volumi di controllo che discretizzano il dominio computazionale. Ciascun volume di controllo è delimitato da superfici attraverso le quali vengono calcolati i flussi di massa, quantità di moto ed energia. In questo modo, le equazioni di conservazione risultano soddisfatte in maniera rigorosa su ogni singolo volume, assicurando la conservazione globale sul dominio.

Considerando una generica equazione di trasporto in forma integrale, il FVM prevede che i termini convettivi e diffusivi vengano valutati come flussi attraverso le superfici del volume di controllo, mentre i termini sorgente vengono integrati sul volume stesso. L'integrale di volume e gli integrali di superficie vengono successivamente approssimati mediante opportuni schemi numerici, trasformando le equazioni continue in un sistema di equazioni algebriche.

Uno dei principali vantaggi del metodo dei volumi finiti risiede nella sua flessibilità nella gestione di geometrie complesse. La formulazione del metodo non dipende dalla struttura della griglia, rendendo possibile l'utilizzo di mesh strutturate, non strutturate o ibride. Inoltre, il FVM consente di trattare in modo naturale condizioni al contorno complesse, aspetto di particolare importanza nelle applicazioni industriali.

Nei software CFD commerciali, come ANSYS Fluent, la discretizzazione dei termini convettivi può essere effettuata mediante diversi schemi numerici, tra cui schemi upwind di primo e secondo ordine, con l'obiettivo di garantire stabilità numerica e accuratezza della soluzione. I termini diffusivi vengono invece generalmente approssimati mediante interpolazioni centrate, mentre la soluzione del sistema algebrico risultante è affidata a metodi iterativi.

In sintesi, il metodo dei volumi finiti rappresenta un compromesso efficace tra rigore fisico, flessibilità geometrica ed efficienza computazionale, rendendolo particolarmente adatto alla simulazione numerica dei flussi fluidodinamici in ambito ingegneristico [13, 14].

4.5 Discretizzazione spaziale e mesh computazionale

Nelle simulazioni di fluidodinamica computazionale il dominio fisico viene approssimato mediante una discretizzazione spaziale, realizzata attraverso una mesh computazionale. Tale mesh è costituita da un insieme finito di sotto-domini, detti volumi di controllo o celle, sui quali vengono applicate le equazioni di conservazione in forma discretizzata. La scelta della mesh rappresenta uno degli aspetti più critici della simulazione CFD, in quanto influenza in modo diretto l'accuratezza della soluzione numerica, la stabilità del calcolo e il costo computazionale complessivo.

Nel metodo dei volumi finiti, adottato nei principali codici CFD commerciali e open-source, le equazioni di governo vengono integrate su ciascun volume di controllo. I flussi di massa, quantità di moto ed energia sono quindi valutati attraverso le superfici che delimitano ogni cella. Le variabili di campo, come velocità e pressione, sono generalmente associate al centro delle celle (cell-centered approach), mentre le grandezze di flusso sono calcolate alle facce mediante opportune interpolazioni.

La forma e la dimensione delle celle, rappresentate in figura 12, che compongono la mesh devono essere scelte in modo tale da consentire una corretta rappresentazione dei fenomeni

fisici dominanti. In particolare, nelle regioni del dominio caratterizzate da elevati gradienti delle grandezze di interesse, come strati limite, regioni di separazione o zone di forte variazione di pressione, è necessario adottare una discretizzazione più fine. Al contrario, in aree in cui il campo di moto varia in modo più regolare, è possibile utilizzare celle di dimensioni maggiori, riducendo il numero totale di gradi di libertà del problema.

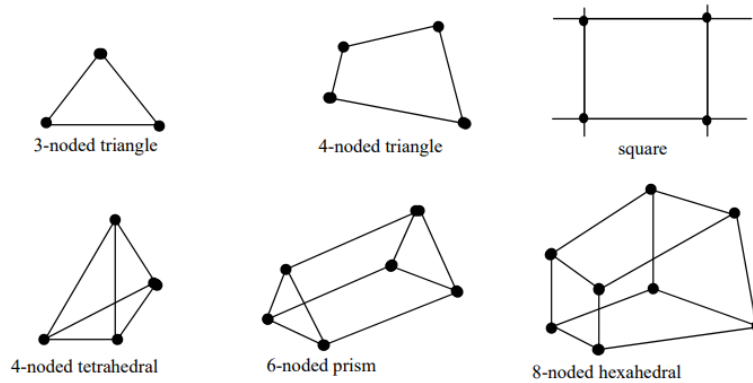


Fig. 12: Esempi di elementi computazionali comunemente utilizzati

In funzione della struttura della discretizzazione, le mesh computazionali possono essere suddivise in mesh strutturate e non strutturate. Le mesh strutturate sono caratterizzate da una connettività regolare tra le celle e consentono una gestione efficiente dei dati, risultando particolarmente adatte a geometrie semplici. Le mesh non strutturate, invece, permettono una maggiore flessibilità nella rappresentazione di geometrie complesse, grazie all'impiego di celle di forma variabile, come triangoli o tetraedri. Tale flessibilità è ottenuta a fronte di una maggiore complessità computazionale legata alla gestione della connettività tra gli elementi [14].

La progettazione della mesh rappresenta quindi un compromesso tra accuratezza numerica ed efficienza computazionale. Un numero eccessivo di celle comporta un aumento significativo del tempo di calcolo, mentre una discretizzazione troppo grossolana può portare a una rappresentazione inadeguata dei fenomeni fisici. Per questo motivo, la definizione della mesh costituisce un passaggio centrale in ogni simulazione CFD ed è strettamente legata alla natura del problema analizzato.

Capitolo 5

Modello geometrico e impostazione numerica

5. Obiettivo e struttura del modello numerico

Il presente capitolo descrive la costruzione del modello geometrico e l'impostazione numerica adottata per l'analisi CFD del filtro dell'olio oggetto di studio. Il modello è stato sviluppato secondo un approccio progressivo, partendo dalla configurazione di base costituita dal solo corpo filtro (housing), per poi introdurre successivamente l'elemento filtrante al fine di analizzarne l'influenza sulle perdite di carico complessive del sistema.

Nel seguito vengono descritti la geometria considerata, il dominio computazionale, le principali semplificazioni adottate e i criteri generali di impostazione del problema CFD, comuni a tutte le configurazioni analizzate.

5.1 Geometria del corpo filtro

La geometria considerata per la simulazione numerica riproduce il corpo filtro (housing) del filtro dell'olio oggetto di studio, progettato per applicazioni industriali ad alta portata. Il modello geometrico è stato ricavato a partire dal disegno tecnico del componente reale, rappresentato in figura 13 realizzato in Autodesk Inventor, e opportunamente semplificato al fine di rendere il problema computazionalmente sostenibile, mantenendo al contempo le caratteristiche geometriche rilevanti dal punto di vista fluidodinamico.

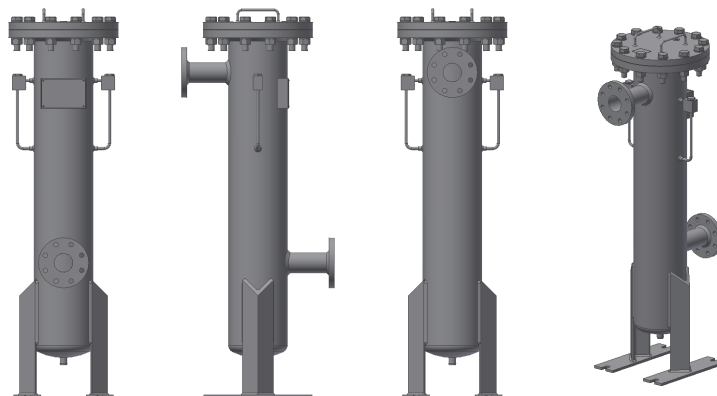


Fig. 13: Viste del modello CAD del filtro saldato oggetto di studio

Il corpo filtro è costituito da un involucro cilindrico principale, all'interno del quale il fluido viene convogliato dalla sezione di ingresso verso quella di uscita attraverso due tubi rigidi di connessione. Tali componenti sono stati inclusi nella geometria di simulazione, in quanto presenti anche durante le prove sperimentali, con l'obiettivo di riprodurre il più fedelmente possibile le condizioni operative reali.

Come si evince dalla vista esterna riportata in Figura 14, la geometria del corpo filtro presenta una serie di cambi di direzione e variazioni di sezione lungo il percorso del fluido. Questi elementi risultano di particolare interesse per l'analisi CFD, poiché possono generare perdite di carico localizzate e influenzare in modo significativo la distribuzione del campo di velocità all'interno del componente.

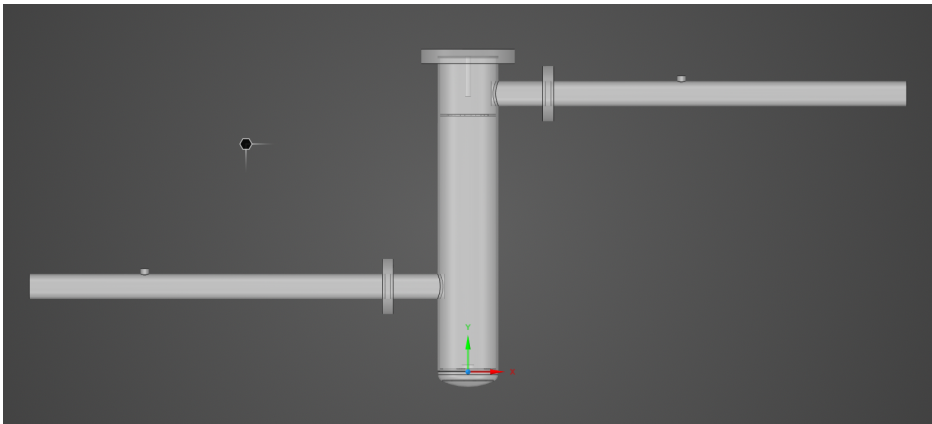


Fig. 14: Vista esterna della geometria del corpo filtro

Di seguito in figura 15 è riportata una vista in sezione del corpo filtro, utile a evidenziare la configurazione interna del componente e il percorso seguito dal fluido tra la sezione di ingresso e quella di uscita.

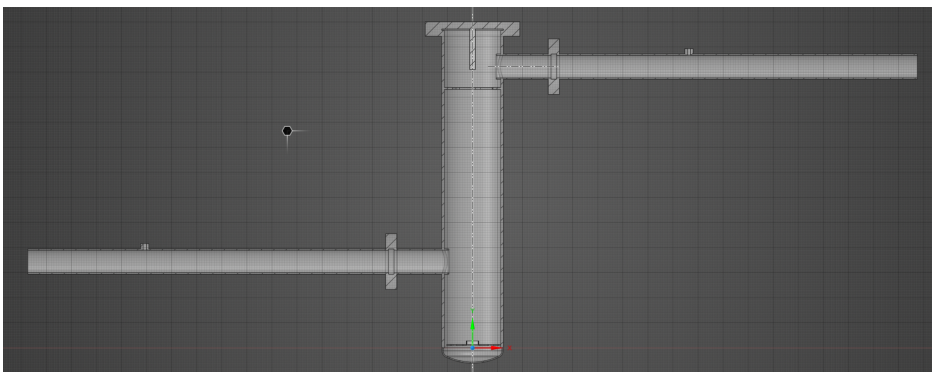


Fig. 15: Vista in sezione longitudinale della geometria del corpo filtro

Nella configurazione analizzata in questa fase preliminare, la geometria include esclusivamente il corpo filtro, mentre l'elemento filtrante non è stato considerato. Questa scelta consente di valutare separatamente il contributo delle perdite di carico strutturali associate all'housing,

fornendo una configurazione di riferimento per le successive simulazioni che includeranno anche l'elemento filtrante.

5.2 Dominio computazionale

Il dominio computazionale considerato per l'analisi CFD è costituito esclusivamente dal volume occupato dal fluido all'interno del corpo filtro, rappresentato in figura 16. Tale dominio è stato ottenuto a partire dalla geometria solida dell'housing, sottraendo il volume del solido al fine di ricavare lo spazio disponibile per il moto del fluido. Per effettuare questa operazione è stato utilizzato l'ambiente discovery presente in Ansys Fluent.

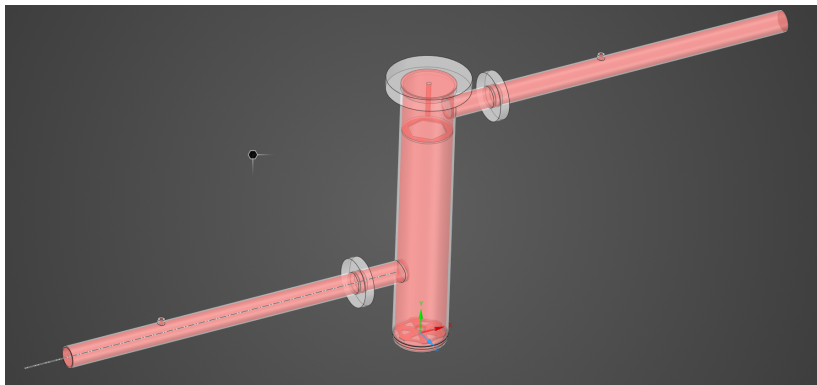


Fig. 16: Dominio computazionale mostrato all'interno del corpo filtro

Il dominio fluido include le regioni corrispondenti alle sezioni di ingresso e di uscita del filtro, nonché il volume interno attraversato dal fluido. Le superfici dell'housing e dei tubi di connessione definiscono le pareti solide del problema, sulle quali vengono applicate le opportune condizioni al contorno. Il dominio computazionale così definito costituisce la base comune per le successive analisi numeriche.

In figura 17 è riportato il dominio computazionale, costituito esclusivamente dal volume fluido interno al corpo filtro.

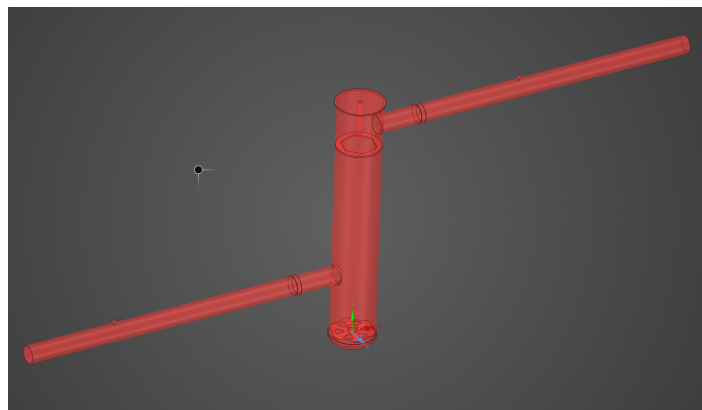


Fig. 17: Dominio fluido adottato per l'analisi CFD

5.3 Mesh computazionale

La discretizzazione del dominio computazionale è stata effettuata mediante una mesh tri-dimensionale, generata in modo da adattarsi alla complessità geometrica del corpo filtro e delle regioni interne attraversate dal fluido. Particolare attenzione è stata posta alle regioni caratterizzate da cambi di direzione e variazioni di sezione, dove sono attesi elevati gradienti di velocità e pressione. I dettagli relativi alla discretizzazione del dominio, quali la tipologia di elementi, il numero totale di celle e le principali metriche di qualità della mesh, sono riportati nei capitoli successivi.

5.4 Modelli fisici

Il moto del fluido all'interno del corpo filtro è stato modellato assumendo un fluido incomprimibile. Tale ipotesi risulta appropriata in considerazione delle caratteristiche del fluido analizzato e delle condizioni operative di interesse.

L'analisi è stata condotta in regime stazionario, ipotesi ritenuta adeguata ai fini della valutazione delle perdite di carico in condizioni operative nominali. Una modellazione di tipo transitorio, in particolare nel caso di funzionamento ad alte portate, avrebbe potuto fornire una descrizione più accurata del fenomeno; tuttavia, tale approccio avrebbe comportato un appesantimento computazionale e modellistico non giustificato rispetto agli obiettivi del presente lavoro.

Gli effetti termici sono stati trascurati, in quanto non significativi ai fini dell'analisi fluidodinamica condotta; di conseguenza, l'equazione dell'energia non è stata risolta.

Considerata la presenza di cambi di direzione e variazioni di sezione all'interno del corpo filtro, il moto del fluido può presentare caratteristiche turbolente. La modellazione della turbolenza è pertanto presa in considerazione, secondo criteri che verranno dettagliati nel capitolo successivo.

5.5 Condizioni al contorno

Il dominio computazionale è delimitato da una sezione di ingresso, una sezione di uscita e dalle superfici solide del corpo filtro e dei tubi rigidi di connessione.

Alla sezione di ingresso è stata imposta una condizione di flusso assegnato, mentre alla sezione di uscita è stata applicata una condizione di pressione imposta. Tale scelta permette di riprodurre in modo coerente le condizioni operative di interesse per la valutazione delle perdite di carico.

Tutte le altre superfici relative all'housing e dei tubi di connessione sono state modellate come pareti rigide, sulle quali è stata imposta una condizione di non scorrimento (no-slip). I valori

specifici delle condizioni al contorno adottate per ciascun caso di studio saranno definiti e discussi nei capitoli successivi.

Capitolo 6

Simulazione numerica del corpo filtro

6. Inquadramento del caso studio

Nel presente capitolo viene presentata la simulazione numerica del corpo filtro oggetto di studio, effettuata mediante il software Ansys Fluent. La geometria del corpo filtro e il dominio computazionale adottati nella presente simulazione sono quelli descritti nel Capitolo 5. In particolare, la configurazione considerata rappresenta l'housing del filtro in esame e non include la presenza dell'elemento filtrante, che verrà analizzato in seguito. Vengono quindi illustrati i criteri di discretizzazione del dominio, i modelli fisici e le condizioni al contorno. I risultati della simulazione vengono infine presentati, analizzati e discussi, con l'ausilio di dati sperimentali ottenuti da prove di laboratorio.

6.1 Discretizzazione del dominio computazionale

6.1.1 Generazione della mesh

I passaggi per la generazione della mesh hanno previsto, in una prima fase, la definizione della mesh superficiale, mostrata in Figura 18. Quest'ultima è caratterizzata dal parametro di skewness, che fornisce una misura del grado di distorsione delle celle rispetto alla forma ideale. I valori della skewness sono compresi tra 0 e 1, dove il valore nullo corrisponde alla forma ideale dell'elemento. Generalmente, al fine di garantire una corretta generazione della mesh volumetrica, si ricerca una mesh superficiale caratterizzata da valori di skewness inferiori a 0.7, in quanto essa costituisce la base per la discretizzazione del volume. Nel caso in esame, il valore massimo e quello medio di skewness risultano pari rispettivamente a 0.28 e 0.005115. Tali valori sono stati ottenuti impostando una dimensione minima delle celle pari a 0.5 mm e una dimensione massima di 3 mm, risultando pertanto adeguati come base per la generazione della mesh volumetrica.

Successivamente il dominio computazionale relativo all'housing del corpo filtro è stato discretizzato mediante una mesh poliedrica, al fine di garantire un'adeguata risoluzione del campo di moto all'interno del volume di interesse. Le celle poliedriche, grazie alla distribuzione più uniforme delle facce attorno al centro della cella, presentano infatti un comportamento numerico più isotropo, assimilabile a quello di una sfera equivalente, contribuendo a migliorare la stabilità e l'accuratezza della simulazione.

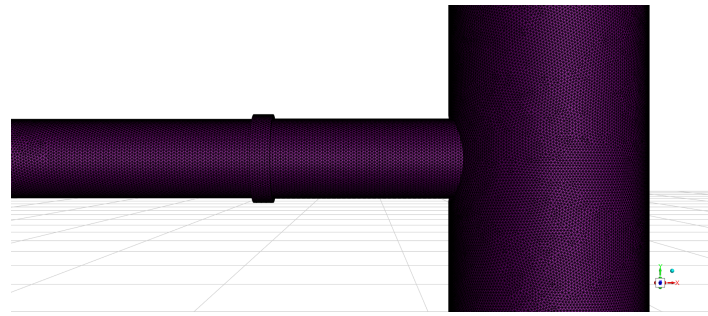


Fig. 18: Mesh superficiale

In una prima fase è stata generata una mesh volumetrica caratterizzata da una discretizzazione uniforme dell'intero dominio computazionale come mostrato in figura 19. Tale scelta è stata adottata al fine di garantire una distribuzione omogenea delle celle e una maggiore robustezza della soluzione numerica, evitando possibili discontinuità nella risoluzione spaziale associate a raffinamenti localizzati.

L'adozione di una mesh volumetrica uniforme consente inoltre di semplificare l'impostazione del modello numerico e di mantenere sotto controllo il numero complessivo di elementi, ottenendo un adeguato compromesso tra accuratezza della soluzione e costo computazionale.

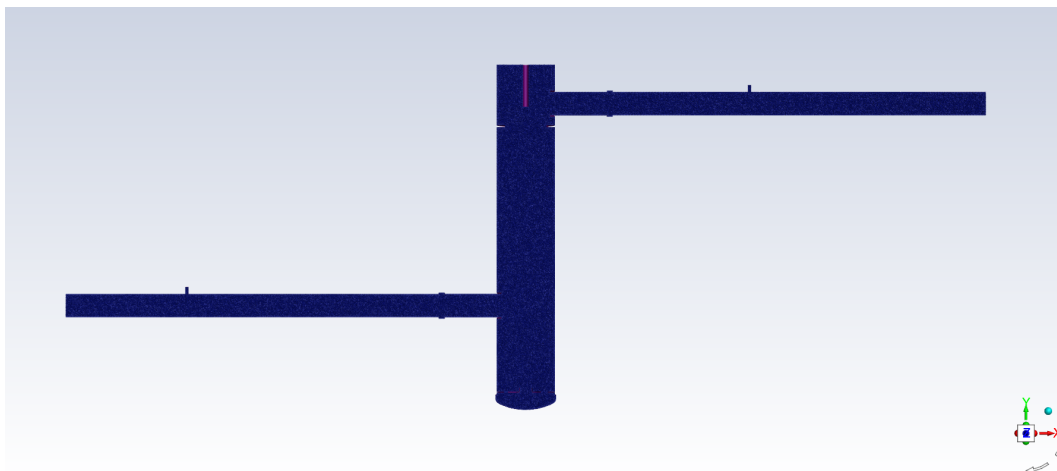


Fig. 19: Mesh volumetrica

In Figura 20 è riportato uno zoom della mesh volumetrica, che consente di apprezzare l'uniformità della discretizzazione adottata sull'intero dominio computazionale, senza l'introduzione di raffinamenti locali. Anche la mesh volumetrica, analogamente a quella superficiale, è stata valutata in termini di qualità geometrica, con particolare riferimento al parametro di orthogonal quality, che fornisce una misura dell'allineamento tra la direzione di flusso e le normali alle facce delle celle. Generalmente, per garantire una corretta risoluzione numerica, si richiede che il valore minimo di orthogonal quality sia superiore a 0.1; a differenza della skewness, tale parametro assume valori tanto più favorevoli quanto più prossimi all'unità, mentre valori prossimi allo zero sono indicativi di una discretizzazione scadente.

Nel caso in esame, i valori di orthogonal quality risultano complessivamente superiori alle soglie minime raccomandate dal solutore numerico, con un valore minimo pari a 0.3. La mesh volumetrica presenta un numero complessivo di celle pari a circa 1.8 milioni, valore compatibile con la potenza computazionale della macchina utilizzata per l'analisi. Tali risultati indicano una buona qualità della discretizzazione adottata e garantiscono un'adeguata accuratezza nella risoluzione delle equazioni fluidodinamiche.

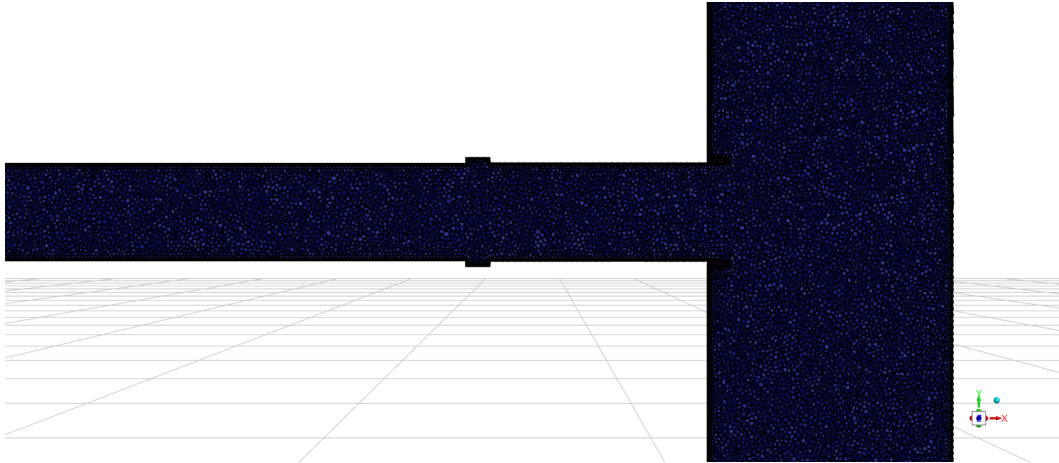


Fig. 20: Zoom mesh volumetrica

In Figura 21 è riportato uno zoom della mesh volumetrica in prossimità delle pareti, che consente di apprezzare la discretizzazione dei boundary layer e l'andamento graduale delle dimensioni delle celle a partire dalle superfici solide. In questo caso sono stati utilizzati tre elementi di strato limite, con una crescita geometrica delle celle nella direzione normale alle pareti.

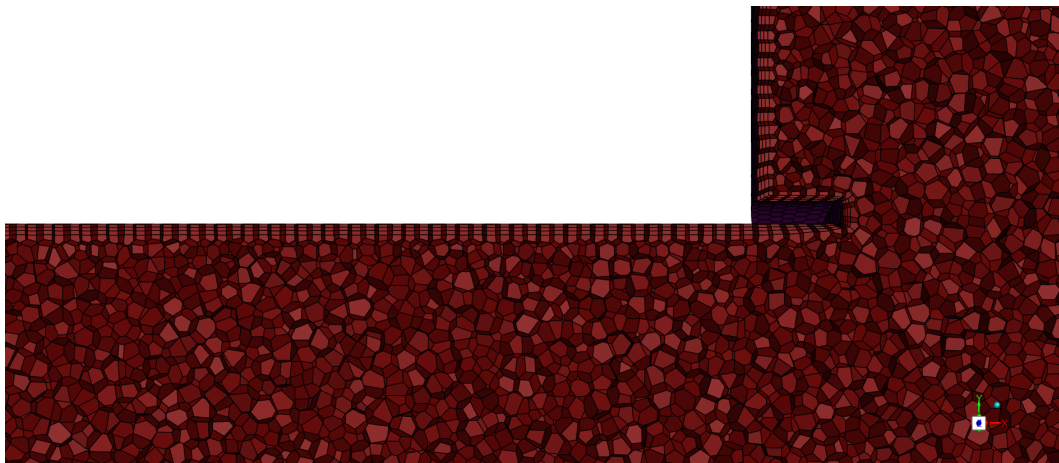


Fig. 21: Zoom strato limite

6.1.2 Mesh sensitivity analysis

La discretizzazione del dominio computazionale rappresenta un aspetto fondamentale nelle simulazioni di fluidodinamica computazionale, in quanto la dimensione e la qualità della mesh possono influenzare significativamente l'accuratezza dei risultati numerici. Per questo motivo è buona pratica verificare che la soluzione ottenuta sia indipendente dalla discretizzazione del dominio mediante una mesh sensitivity analysis.

Tale procedura consiste nell'eseguire la stessa simulazione, mantenendo pertanto invariati i parametri di setup, utilizzando mesh caratterizzate da diversi livelli di raffinamento e nel confrontare i risultati ottenuti. Se l'incremento del numero di celle non produce variazioni significative nelle grandezze di interesse, la soluzione può essere considerata indipendente dalla mesh e quindi numericamente affidabile. Questo approccio è comunemente adottato negli studi CFD per garantire l'accuratezza delle simulazioni numeriche, come mostrato ad esempio nel seguente studio [18].

Nel presente lavoro la mesh sensitivity analysis è stata condotta considerando la condizione operativa più rappresentativa del sistema, corrispondente a 1500 L/min.

Sono state generate tre mesh caratterizzate da diversi livelli di raffinamento, ottenute variando la dimensione degli elementi superficiali utilizzati nella generazione della griglia computazionale. In particolare, sono state considerate una mesh grossolana (coarse), una mesh intermedia (medium) e una mesh più raffinata (fine). Il numero delle celle delle tre configurazioni è riportato in tabella 6.1.

Tabella 6.1: Risultati della mesh sensitivity analysis

Mesh	Numero di celle	Δp [bar]
Coarse	1.2 M	0.280
Medium	1.8 M	0.320
Fine	3.6 M	0.324

Per ciascuna configurazione è stata eseguita la simulazione numerica utilizzando le medesime impostazioni di modello e condizioni al contorno. La grandezza utilizzata per valutare la sensibilità della soluzione alla discretizzazione è stata la perdita di carico (Δp) tra le due prese di pressione presenti nei tubi di connessione.

I risultati riportati in tabella 6.1 evidenziano come l'incremento del numero di celle della mesh comporti una variazione della perdita di carico calcolata numericamente. In particolare, la mesh più grossolana (1.2 milioni di celle) fornisce un valore di perdita di carico di 0.28 bar, mentre la mesh intermedia (1.8 milioni di celle) restituisce un valore pari a 0.32 bar.

Questo comportamento è tipico delle simulazioni CFD, in quanto una discretizzazione più raffinata consente una migliore risoluzione dei gradienti di velocità e pressione all'interno del

dominio computazionale, portando generalmente ad una stima più accurata delle perdite di carico.

La mesh più raffinata, composta da 3.6 milioni di celle, fornisce invece un valore di perdita di carico pari a 0.324 bar. La differenza tra la mesh intermedia e quella più raffinata risulta pertanto pari a circa 1.2%, indicando che l'ulteriore raffinamento della discretizzazione produce variazioni limitate nel risultato numerico.

L'andamento della perdita di carico al variare del numero di celle della mesh è mostrato in figura 22, dalla quale è possibile osservare come il valore di Δp tenda a stabilizzarsi all'aumentare del livello di raffinamento della discretizzazione del dominio computazionale.

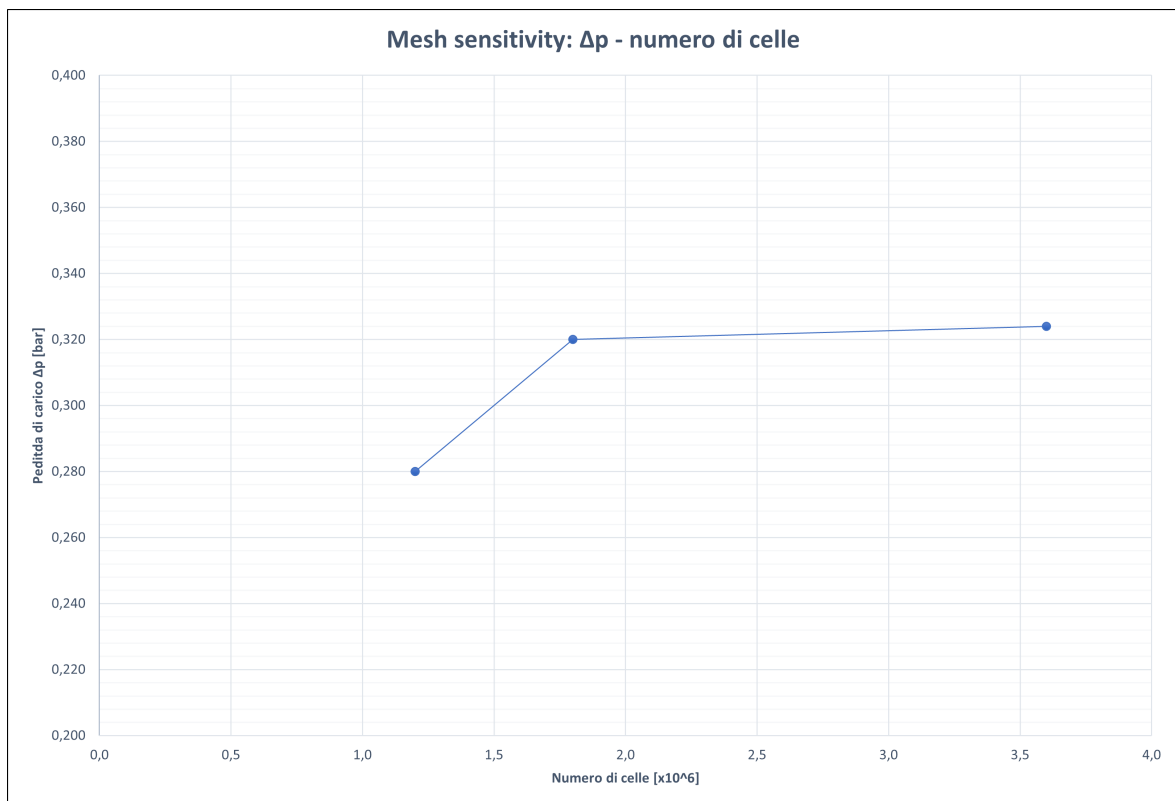


Fig. 22: Variazione della perdita di carico Δp al variare del numero di celle della mesh.

Alla luce di questi risultati, la mesh composta da circa 1.8 milioni di celle è stata ritenuta adeguata per le simulazioni successive, in quanto rappresenta un buon compromesso tra accuratezza dei risultati numerici e costo computazionale.

6.2 Modelli fisici

Le simulazioni numeriche sono state condotte assumendo un regime di moto stazionario. Dal punto di vista numerico, il problema è stato risolto mediante un approccio pressure-based, steady, con formulazione pseudo-transient, come previsto dal solutore di ANSYS Fluent, al fine di migliorare la stabilità e la convergenza della soluzione. Il fluido di lavoro è stato modellato come incomprimibile e a temperatura costante, ipotesi ritenute valide in relazione alle condizioni operative considerate, caratterizzate da velocità di flusso relativamente contenute. Gli effetti gravitazionali e termici sono stati pertanto trascurati.

Il moto del fluido è descritto mediante la risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes mediate secondo Reynolds (RANS), che consentono di ottenere una descrizione media del campo di moto con un costo computazionale contenuto.

Per la modellazione degli effetti turbolenti è stato adottato il modello di turbolenza $k-\omega$, un modello a due equazioni che consente di chiudere il sistema RANS mediante la risoluzione di equazioni di trasporto per l'energia cinetica turbolenta k e per la frequenza specifica di dissipazione ω .

La scelta del modello $k-\omega$ è motivata dalla sua maggiore accuratezza nella risoluzione dello strato limite e dei fenomeni vicino alle pareti, particolarmente adatto in presenza di valori di y^+ inferiori a 5 [17], coerentemente con quanto ottenuto nella discretizzazione adottata. La distribuzione del parametro y^+ sulle superfici solide è riportata in Figura 23, dalla quale si osserva come i valori risultino prevalentemente inferiori alla soglia di riferimento. Tale approccio consente una descrizione più accurata delle perdite di carico, mantenendo al contempo un costo computazionale compatibile con gli obiettivi dell'analisi.

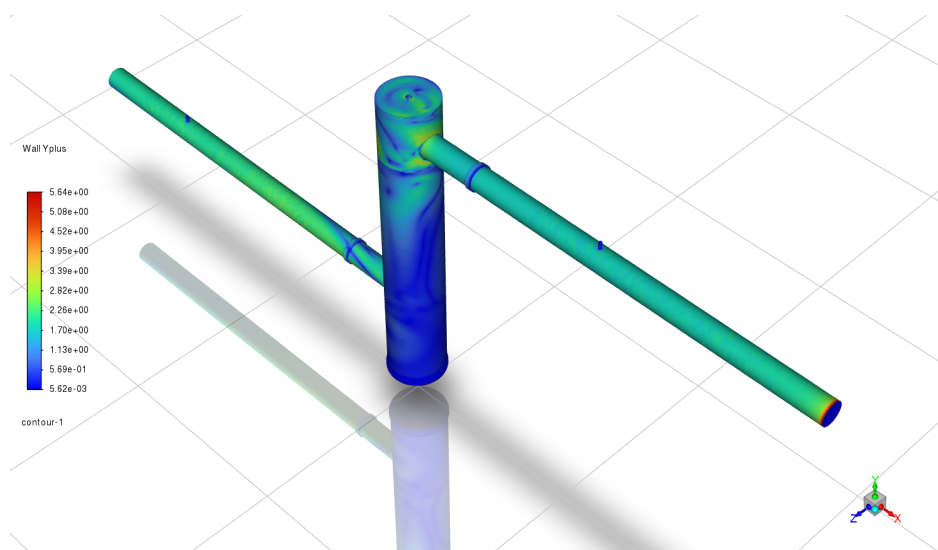


Fig. 23: Distribuzione del parametro adimensionale y^+ sulle superfici solide del dominio computazionale.

6.3 Condizioni al contorno

Al fine di valutare le perdite di carico attraverso l'housing del corpo filtro, sono state definite condizioni al contorno coerenti con le condizioni operative di interesse.

All'ingresso del dominio computazionale (*inlet*) è stata imposta una condizione di portata volumetrica costante pari a $Q = 1500 \text{ L/min}$, applicata uniformemente alla sezione di ingresso. Tale scelta consente di riprodurre il regime di funzionamento del sistema in condizioni nominali di esercizio.

Oltre a tale valore, sono state condotte simulazioni anche a portate volumetriche inferiori, al fine di valutare l'andamento delle perdite di carico al variare delle condizioni operative. Le portate analizzate sono pari a 250, 500, 750, 1000 e 1250 L/min.

All'uscita del dominio (*outlet*) è stata imposta una condizione di pressione di riferimento, imponendo una gauge pressure pari a zero, utilizzata come riferimento di pressione per la soluzione numerica. Le superfici solide del dominio computazionale sono state modellate come pareti a condizione di non scorrimento.

Nella figura 24 sono riportate le sezioni di ingresso e uscita del modello.

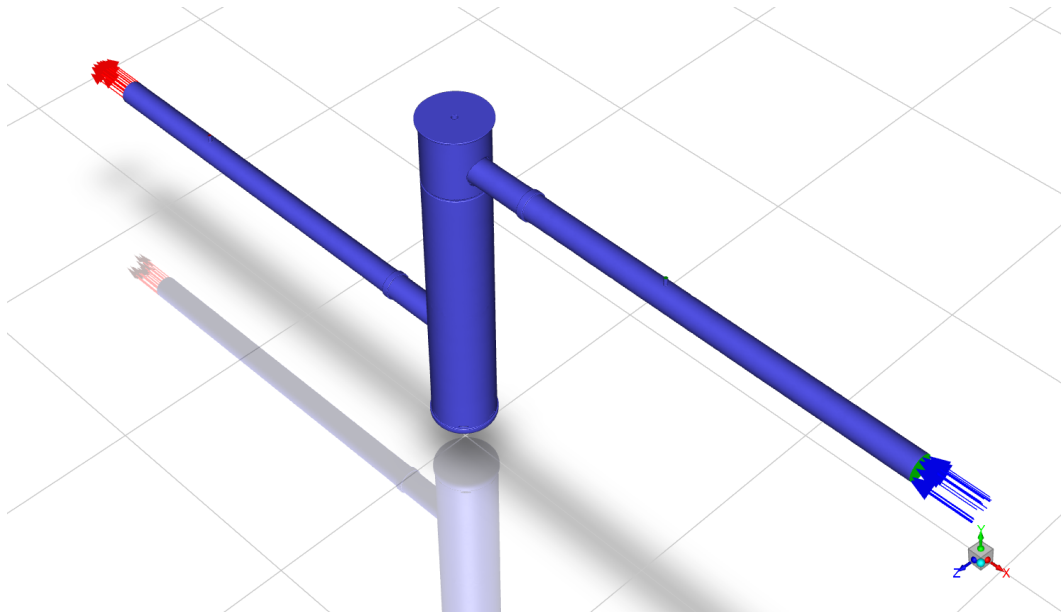


Fig. 24: In e Out del modello

Si osserva inoltre che la perdita di carico del sistema non viene valutata direttamente tra le sezioni di ingresso ed uscita del dominio, bensì a partire dai valori di pressione misurati in corrispondenza delle prese di pressione presenti nei tubi rigidi di connessione, in modo coerente con l'impostazione sperimentale.

6.4 Analisi dei risultati e confronto con dati sperimentali

Nel presente paragrafo vengono analizzati i principali risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche condotte sull'housing del corpo filtro. L'attenzione è rivolta principalmente all'analisi del campo di velocità e pressione, nonché alla valutazione della perdita di carico del sistema, successivamente confrontata con i dati sperimentali disponibili.

6.4.1 Campi di pressione e velocità

La Figura 25 riporta la distribuzione della pressione statica all'interno del dominio computazionale. Il flusso si sviluppa da destra verso sinistra e presenta valori di pressione più elevati nella sezione di ingresso, che diminuiscono progressivamente procedendo verso valle.

In corrispondenza dell'housing del corpo filtro e delle connessioni tra i diversi condotti si osservano variazioni più marcate della pressione, riconducibili alla deviazione del flusso e alle discontinuità geometriche del sistema. Al contrario, lungo i tratti rettilinei dei tubi la pressione decresce in modo più graduale, evidenziando la presenza di perdite distribuite.

L'andamento del campo di pressione risulta coerente con la direzione del flusso e con la geometria del dominio, fornendo una base consistente per la successiva valutazione quantitativa delle perdite di carico.

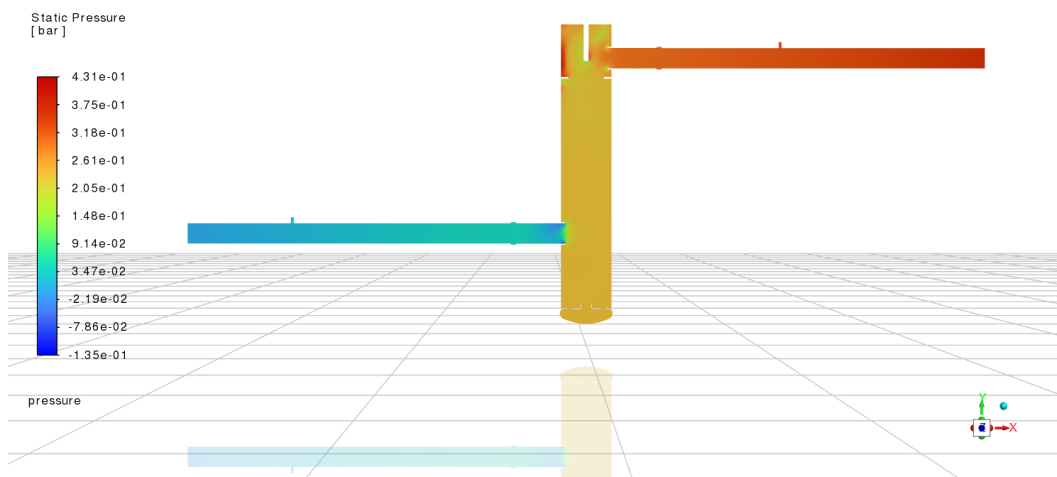


Fig. 25: Campo di pressione statica

La Figura 26 mostra la distribuzione del modulo della velocità all'interno del dominio computazionale. Nei condotti di collegamento il flusso presenta valori di velocità elevati e sostanzialmente uniformi, coerenti con la ridotta sezione di passaggio dei tubi.

All'ingresso dell'housing del corpo filtro si osserva una marcata riduzione della velocità, riconducibile all'aumento della sezione di passaggio e alla conseguente decelerazione del flusso. All'interno del volume principale dell'housing sono presenti regioni caratterizzate da velocità più basse, mentre in prossimità delle connessioni tra i diversi condotti si osservano variazioni locali del campo di velocità legate alla deviazione del flusso.

Procedendo verso l'uscita dell'housing, il flusso riacquista progressivamente velocità in corrispondenza del rientro nel tubo di connessione, in accordo con la riduzione della sezione di passaggio. Lungo le pareti solide del dominio computazionale è inoltre evidente la condizione di no-slip, con velocità nulla a parete e un graduale incremento allontanandosi dalla superficie, in accordo con la formazione dello strato limite.

In corrispondenza dell'ingresso del secondo condotto si osserva un picco locale di velocità, associato alla variazione geometrica e alla deviazione del flusso. In tale regione è possibile individuare la presenza di strutture di ricircolo, che risultano maggiormente apprezzabili mediante la rappresentazione del campo di velocità tramite vettori, discussa nel seguito. La distribuzione complessiva del campo di velocità risulta coerente con l'andamento del campo di pressione e con la geometria del sistema.

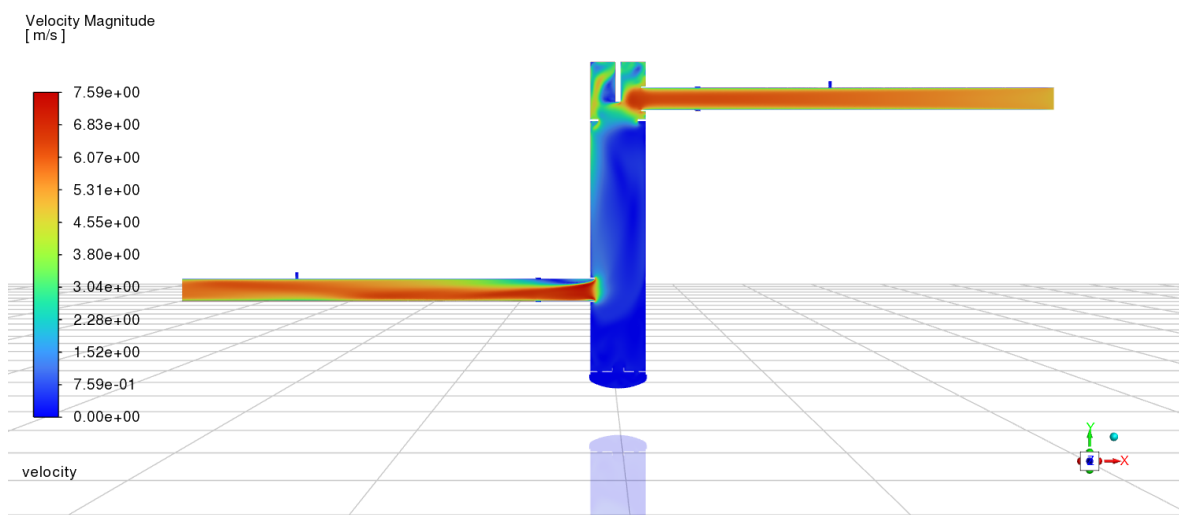


Fig. 26: Campo di velocità

Come precedentemente accennato, in Figura 27 è mostrata una rappresentazione vettoriale del campo di velocità, che consente di osservare con maggiore dettaglio la formazione della zona di ricircolo all'interno del secondo condotto. In particolare, si nota come, in prossimità della discontinuità geometrica, il flusso subisca una deviazione, dando origine a strutture vorticali e a una regione caratterizzata da basse velocità e inversione del moto

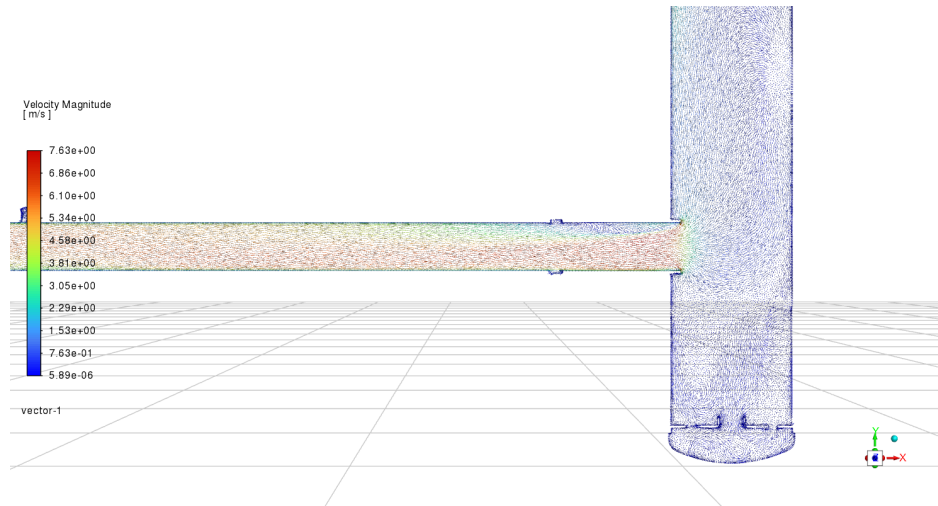


Fig. 27: Campo di velocità vettoriale

Per una migliore visualizzazione della zona di ricircolo del flusso, è stato effettuato uno zoom locale del campo vettoriale di velocità, come mostrato in Figura 28.

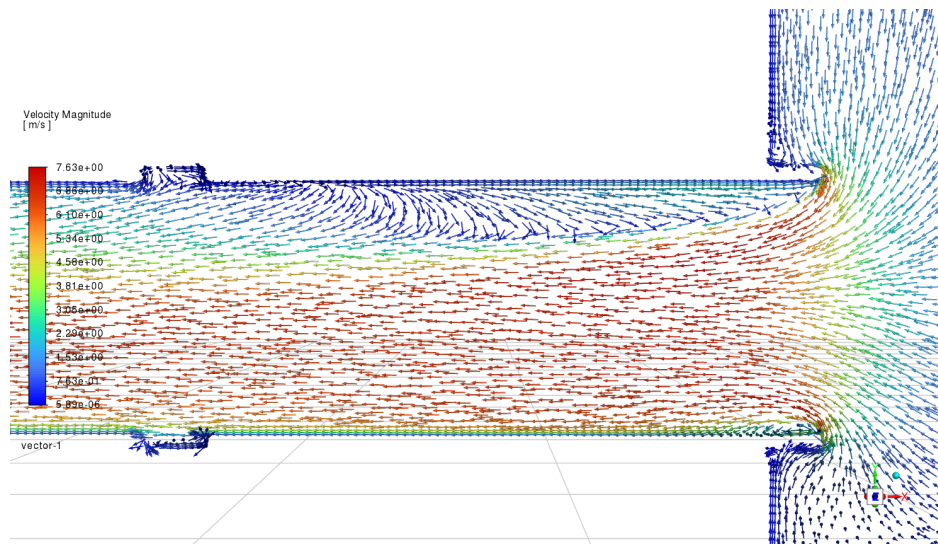


Fig. 28: Zoom del campo di velocità vettoriale nella zona di ricircolo

Al fine di approfondire ulteriormente il comportamento del flusso, in Figura 29 è mostrata la visualizzazione delle pathlines, colorate in base al modulo della velocità. Tale rappresentazione permette di seguire l'evoluzione temporale delle particelle fluide e di distinguere più chiaramente il flusso principale dalla regione di ricircolo.

Dalla figura si osserva come una parte delle particelle venga convogliata nel condotto verticale e rimanga intrappolata nella zona di ricircolo, descrivendo traiettorie vorticali persistenti, mentre il flusso principale prosegue lungo il condotto orizzontale con velocità maggiori. La visualizzazione delle pathlines fornisce pertanto un utile supporto qualitativo all'interpretazione del campo di velocità precedentemente analizzato.

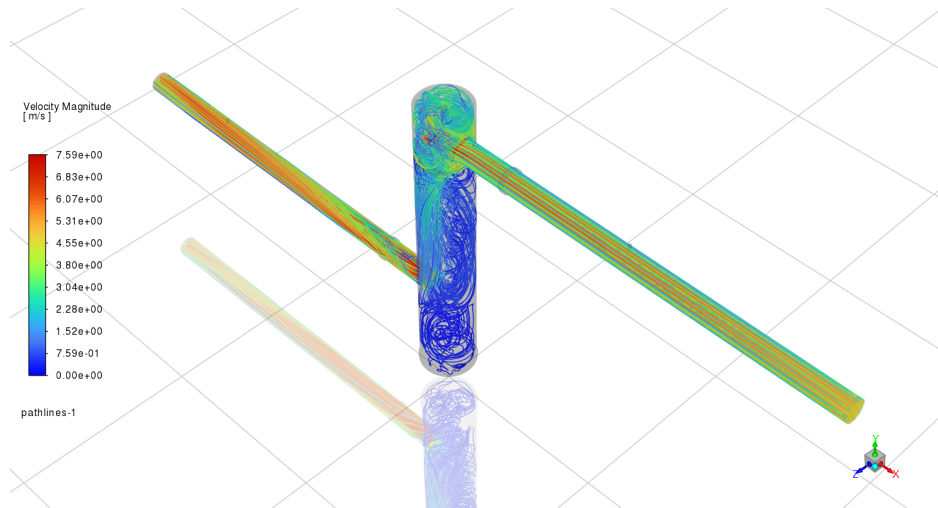


Fig. 29: Pathlines del flusso

6.4.2 Valutazione delle perdite di carico

La perdita di carico del sistema è stata valutata a partire dai valori di pressione statica ottenuti dalla simulazione numerica. In coerenza con l'impostazione sperimentale, la differenza di pressione non è stata calcolata tra le sezioni di ingresso e uscita del dominio, bensì in corrispondenza delle prese di pressione presenti nei tubi rigidi di connessione a monte e a valle dell'housing del corpo filtro.

La perdita di carico è stata quindi determinata come:

$$\Delta p = p_{\text{monte}} - p_{\text{valle}}$$

dove i valori di pressione sono stati ottenuti come media spaziale sulle superfici corrispondenti alle prese di pressione.

Per la condizione operativa considerata, la simulazione numerica fornisce un valore di perdita di carico pari a $\Delta p = 0.32$ [bar]. Questo valore è stato ottenuto con la condizione iniziale di 1500 Litri/min in ingresso.

La stessa procedura è stata applicata a tutte le condizioni di portata investigate; per ragioni di sintesi, nel seguito vengono riportati esclusivamente i risultati riassuntivi.

6.4.3 Confronto con dati sperimentali

I valori di perdita di carico ottenuti alle diverse portate, sia in ambito sperimentale sia numerico, sono riportati in tabella 6.2.

Tabella 6.2: Confronto tra le perdite di carico sperimentali e numeriche, del solo corpo filtro, alle diverse condizioni di portata.

Portata [L/min]	ΔP_{sper} [bar]	ΔP_{CFD} [bar]
250	0.016	0.010
500	0.050	0.040
750	0.110	0.080
1000	0.180	0.140
1250	0.280	0.230
1500	0.390	0.320

La differenza osservata tra i risultati numerici e sperimentali può essere attribuita a diverse semplificazioni introdotte nel modello numerico. In particolare, nella simulazione non è stata considerata la rugosità delle pareti, che può contribuire ad aumentare le perdite di carico.

Ulteriori discrepanze possono derivare dalle semplificazioni geometriche adottate nel dominio computazionale e dalle ipotesi alla base del modello di turbolenza, che influenzano la stima delle perdite viscosive e di separazione del flusso.

Nel complesso, il modello numerico è in grado di riprodurre correttamente l'ordine di grandezza delle perdite di carico e il loro andamento al variare della portata, mostrando un accordo qualitativo soddisfacente con i dati sperimentali.

Nel seguente grafico 30 è rappresentato lo scostamento tra i valori sperimentali e quelli numerici delle perdite di carico del corpo filtro.

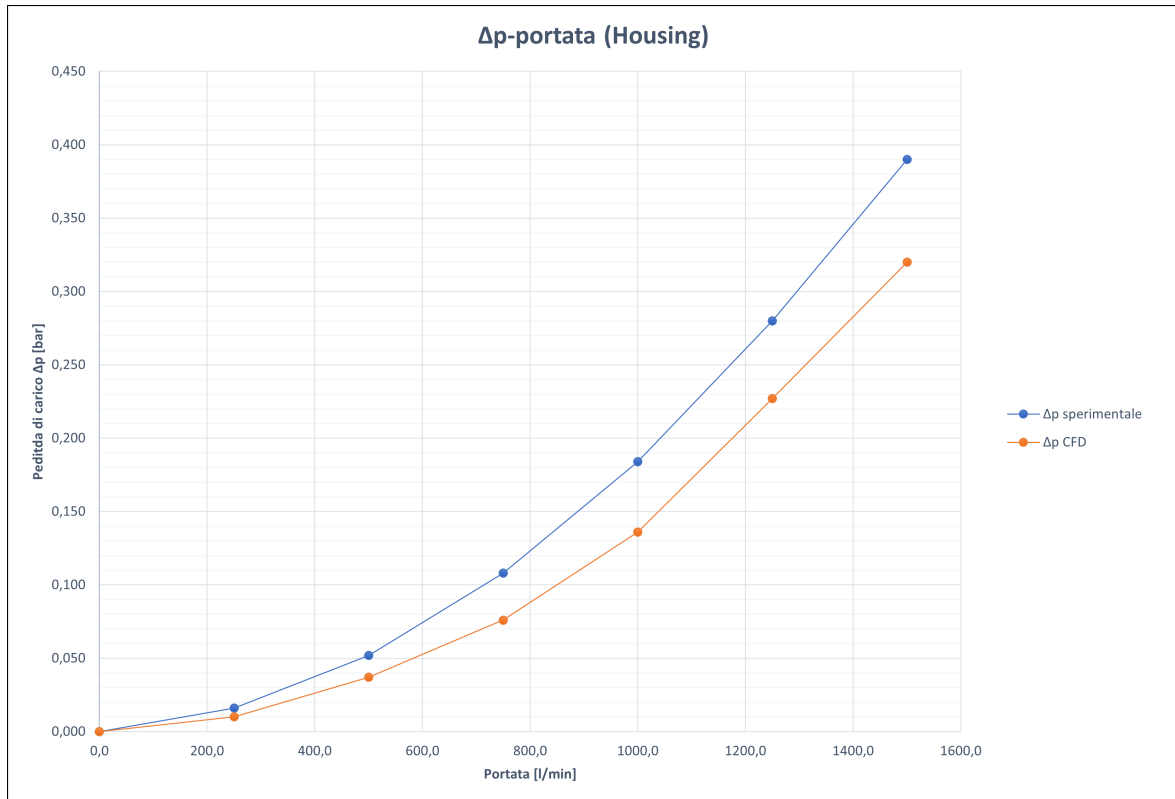


Fig. 30: Confronto Δ_P sperimentale e numerico dell'housing

Dal grafico si osserva come la simulazione CFD tenda a sottostimare la perdita di carico rispetto ai dati sperimentali sull'intero intervallo di portata considerato, pur riproducendone correttamente l'andamento crescente. Tale comportamento è coerente con le considerazioni già discusse in precedenza e può essere attribuito alle semplificazioni introdotte nel modello numerico, in particolare all'assenza della rugosità delle pareti e alle approssimazioni geometriche adottate nella rappresentazione del sistema reale. Inoltre, dalle simulazioni, in particolare dal grafico delle pathlines 29, si osserva la presenza di una componente di moto vorticoso (swirl) nel tubo rigido di connessione, che potrebbe influenzare la misura della pressione, contribuendo a una possibile discrepanza tra i valori numerici e sperimentali.

Capitolo 7

Simulazione numerica del corpo filtro con elemento filtrante

7. Introduzione e obiettivi del modello

Nel Capitolo 6 è stata analizzata la risposta fluidodinamica del corpo filtro in assenza dell'elemento filtrante, al fine di studiare il comportamento del flusso e le perdite di carico associate esclusivamente alla geometria del componente. Tuttavia, nel funzionamento reale del sistema, la presenza del materiale filtrante rappresenta un contributo significativo alla perdita di carico complessiva del filtro.

Per questo motivo, nel presente capitolo viene estesa l'analisi numerica includendo anche l'elemento filtrante all'interno del dominio computazionale, con l'obiettivo di valutare il comportamento fluidodinamico del filtro completo in condizioni operative realistiche.

L'elemento filtrante non viene modellato a scala microscopica, ma rappresentato mediante un approccio equivalente, in grado di riprodurre l'effetto globale sul flusso, in termini di resistenza al moto del fluido. Tale scelta consente di contenere la complessità computazionale del modello, mantenendo al contempo una descrizione adeguata delle perdite di carico introdotte dal materiale filtrante.

Gli obiettivi principali di questa analisi sono:

- valutare l'influenza dell'elemento filtrante sul campo di moto all'interno del corpo filtro;
- stimare la perdita di carico complessiva del filtro completo alle diverse condizioni di portata considerate;
- confrontare i risultati numerici con i dati sperimentali disponibili, al fine di verificare la capacità del modello di riprodurre l'andamento globale del sistema.

7.1 Modellazione dell'elemento filtrante

L'elemento filtrante rappresenta uno dei componenti più critici dal punto di vista della modellazione numerica, in quanto la sua geometria reale è caratterizzata da una struttura fortemente complessa e multiscala, come mostrato in Figure 31 e 32. Oltre al setto filtrante pieghettato, l'elemento reale comprende anche un supporto metallico forato, la cui modellazione esplicita risulterebbe particolarmente onerosa dal punto di vista computazionale.

Per questo motivo, nel presente lavoro il supporto forato non è stato incluso nel modello numerico dell'elemento filtrante, adottando invece un approccio semplificato finalizzato alla valutazione del contributo globale del filtro alle perdite di carico del sistema.

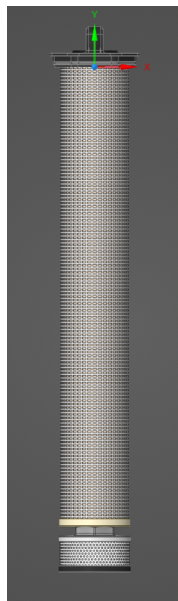


Fig. 31: Elemento filtrante completo

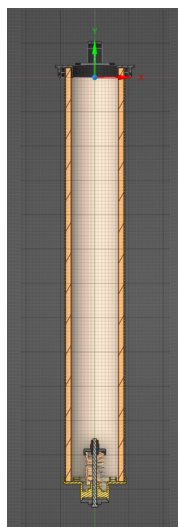


Fig. 32: Sezione elemento filtrante completo

Nel presente lavoro, l'elemento filtrante è stato considerato come parte integrante del modello del filtro completo, con l'obiettivo di valutarne il contributo complessivo al comportamento fluidodinamico del sistema e alle perdite di carico globali. A tal fine, pur disponendo della geometria dell'elemento filtrante reale, è stato adottato un approccio di modellazione semplificato, che considera solo il setto filtrante, riportato in figura 33 volto a riprodurre l'effetto equivalente sul flusso, piuttosto che la sua struttura microscopica.

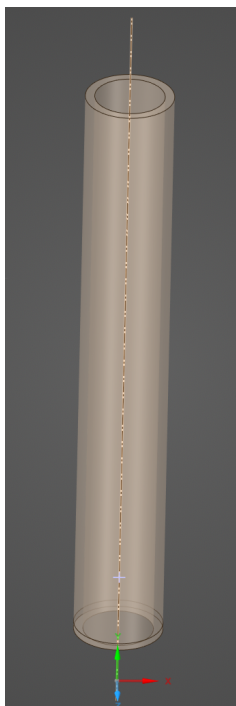


Fig. 33: Elemento filtrante semplificato

Nei paragrafi seguenti vengono dapprima richiamati i concetti teorici di porosità e permeabilità, necessari per descrivere il comportamento macroscopico del materiale filtrante, e successivamente viene illustrato l'approccio di modellazione adottato per l'inclusione dell'elemento filtrante nel dominio computazionale.

7.1.1 Richiami teorici su porosità e permeabilità

Nel contesto della modellazione fluidodinamica dei sistemi di filtrazione, l'elemento filtrante può essere descritto, a scala macroscopica, come un mezzo poroso equivalente, in grado di introdurre una resistenza distribuita al moto del fluido. Tale approccio consente di rappresentare l'effetto globale del materiale filtrante sul campo di moto e sulla perdita di carico, senza la necessità di descriverne la complessa struttura microscopica.

La porosità Φ è definita come il rapporto tra il volume dei vuoti e il volume totale del mezzo poroso e rappresenta una misura della frazione di spazio disponibile al passaggio del fluido. Essa influenza direttamente la velocità media del flusso all'interno dell'elemento filtrante e, di

conseguenza, il gradiente di pressione richiesto per attraversarlo. La porosità dal punto di vista quantitativo Φ è quindi espressa come:

$$\Phi = \frac{V_{\text{vuoto}}}{V_{\text{totale}}} \quad (7.1)$$

dove V_{vuoto} rappresenta il volume totale dei pori e V_{totale} il volume complessivo del mezzo poroso.

A seconda della complessità della struttura del mezzo poroso, una parte dei pori può risultare interconnessa, mentre altri possono essere isolati e non contribuire al passaggio del fluido. Per ragioni ingegneristiche e applicative, risulta quindi più significativo introdurre il concetto di porosità efficace Φ_{eff} , definita come:

$$\Phi_{\text{eff}} = \frac{V_{\text{eff}}}{V_{\text{totale}}} \quad (7.2)$$

dove V_{eff} indica il volume occupato dai pori interconnessi, effettivamente attraversati dal fluido. La porosità può essere espressa sia come frazione adimensionale sia in percentuale.

La porosità fornisce un'indicazione della quantità di spazio libero presente all'interno del mezzo poroso, attraverso il quale il fluido può scorrere. A valori più elevati di porosità corrisponde una maggiore frazione di vuoti e, in generale, una minore resistenza offerta dal mezzo al passaggio del fluido.

È tuttavia importante sottolineare che la porosità non rappresenta una proprietà idraulica diretta del materiale, in quanto non fornisce un'indicazione immediata sulla facilità di scorrimento del fluido. Tale caratteristica dipende infatti anche dalla permeabilità del mezzo poroso, che tiene conto non solo della quantità di vuoti, ma anche della loro distribuzione e interconnessione.

La permeabilità k è un parametro macroscopico che quantifica la facilità con cui un fluido attraversa un mezzo poroso ed è strettamente legata alle perdite di carico introdotte dal materiale filtrante. In regime laminare, il moto del fluido attraverso un mezzo poroso può essere descritto mediante la legge di Darcy in termini di perdita di carico attraverso un mezzo poroso di spessore L . In tale formulazione, la caduta di pressione Δp risulta proporzionale alla velocità del fluido secondo la relazione:

$$\Delta p = \frac{\mu L}{k} v \quad (7.3)$$

dove μ è la viscosità dinamica del fluido, k la permeabilità del mezzo poroso e v la velocità superficiale del flusso.

Da questa formulazione si evince che a valori più elevati di permeabilità k corrisponde una minore perdita di carico attraverso il mezzo poroso. Viceversa, valori più ridotti di k , indicativi di un mezzo poroso caratterizzato da una maggiore resistenza al passaggio del fluido, comportano un incremento della perdita di carico.

7.1.2 Resistenza viscosa ed inerziale

Nel flusso attraverso un mezzo poroso, la perdita di carico può essere ricondotta a due contributi principali: una resistenza di natura viscosa e una resistenza di natura inerziale. La resistenza viscosa è associata agli effetti di attrito tra il fluido e le superfici solide del mezzo poroso ed è dominante a basse velocità, per le quali la caduta di pressione risulta proporzionale alla velocità del flusso, come descritto dalla legge di Darcy.

La resistenza inerziale è invece legata agli effetti di accelerazione e decelerazione del fluido all'interno della struttura porosa e diventa significativa all'aumentare della velocità, quando il moto non è più governato esclusivamente dagli effetti viscosi. In tali condizioni, la perdita di carico cresce in modo non lineare con la velocità, pur mantenendo una descrizione macroscopica del comportamento del mezzo poroso.

La definizione delle resistenze viscosa e inerziale risulta pertanto rilevante, in quanto tali contributi costituiscono i parametri utilizzati per la modellazione equivalente del setto poroso all'interno del modello numerico.

7.1.3 Approccio di modellazione adottato

Al fine di includere l'effetto dell'elemento filtrante all'interno del modello numerico del filtro completo, è stato adottato un approccio di modellazione equivalente basato sulla rappresentazione del setto filtrante come una regione porosa, considerando il setto come un cilindro, andando a semplificare la geometria pieghettata reale. Tale scelta consente di riprodurre l'azione del materiale filtrante sul flusso, introducendo una resistenza distribuita al moto del fluido, senza la necessità di descriverne la struttura microscopica.

La regione porosa è stata definita in corrispondenza del setto filtrante semplificato, precedentemente descritto, e integrata nel dominio computazionale del filtro completo, come mostrato in figura 34 e in figura 35. Il modello poroso adottato tiene conto dei contributi di resistenza viscosa e inerziale, coerentemente con le considerazioni teoriche introdotte nel paragrafo precedente.

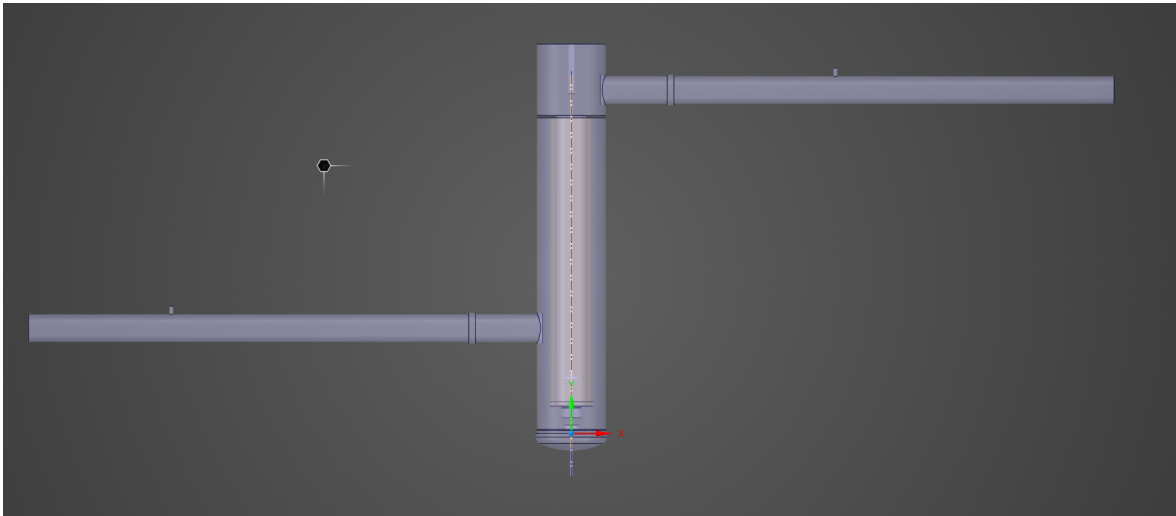


Fig. 34: Dominio computazionale con presenza dell'elemento filtrante

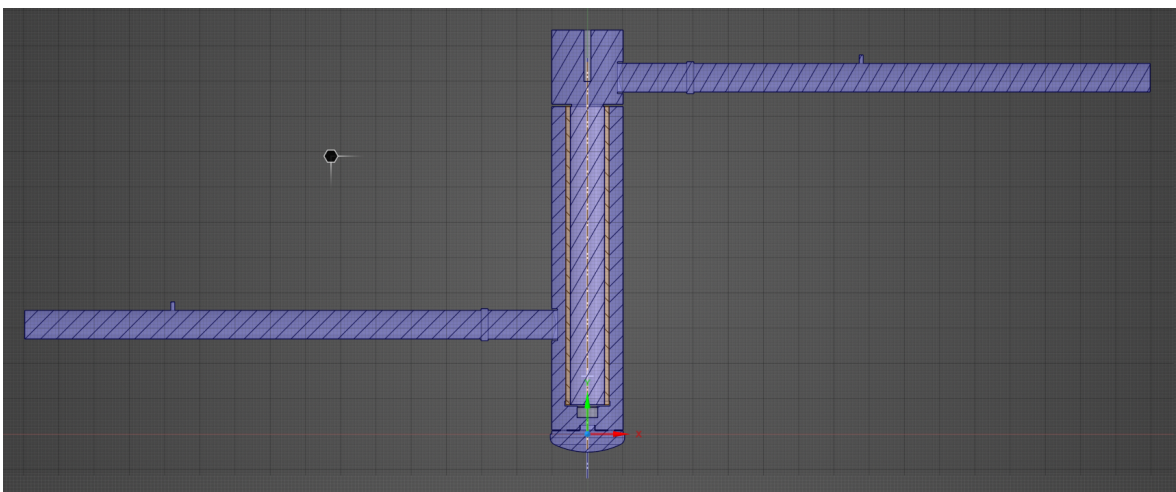


Fig. 35: Sezione dominio computazionale con presenza dell'elemento filtrante

7.1.4 Calibrazione dei coefficienti del mezzo poroso

Per la determinazione dei valori di resistenza viscosa e inerziale è stato utilizzato un foglio di calcolo, nel quale sono stati considerati i seguenti parametri:

- densità dell'olio;
- viscosità dell'olio;
- area di passaggio del filtro;
- spessore del setto filtrante pieghettato;
- portate operative considerate nelle simulazioni;
- perdite di carico corrispondenti alle diverse portate.

A partire da tali informazioni è stata costruita la relazione tra velocità superficiale del fluido e perdita di carico attraverso il setto filtrante. I dati così ottenuti sono stati interpolati mediante una regressione polinomiale di secondo ordine, al fine di ricavare i coefficienti della relazione $\Delta p(v)$.

Il comportamento fluidodinamico del mezzo poroso è stato descritto mediante la formulazione di Darcy–Forchheimer, che esprime la perdita di carico attraverso un mezzo poroso come la somma di un contributo viscoso e di un contributo inerziale. Tale relazione può essere espressa nella forma:

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{\mu}{\alpha} v + \frac{1}{2} \rho C_2 v^2 \quad (7.4)$$

dove Δp rappresenta la perdita di carico attraverso il mezzo poroso, L è lo spessore del setto filtrante, μ è la viscosità dinamica del fluido, ρ la sua densità, v la velocità superficiale del fluido attraverso il mezzo poroso, α la permeabilità del mezzo e C_2 il coefficiente di resistenza inerziale.

A partire dai dati sperimentali di portata e perdita di carico, mostrati in tabella 7.1, la velocità del fluido è stata calcolata come rapporto tra la portata volumetrica e l'area di passaggio del filtro. I valori così ottenuti sono stati utilizzati per determinare la relazione tra perdita di carico e velocità del fluido, successivamente interpolata mediante regressione polinomiale di secondo ordine.

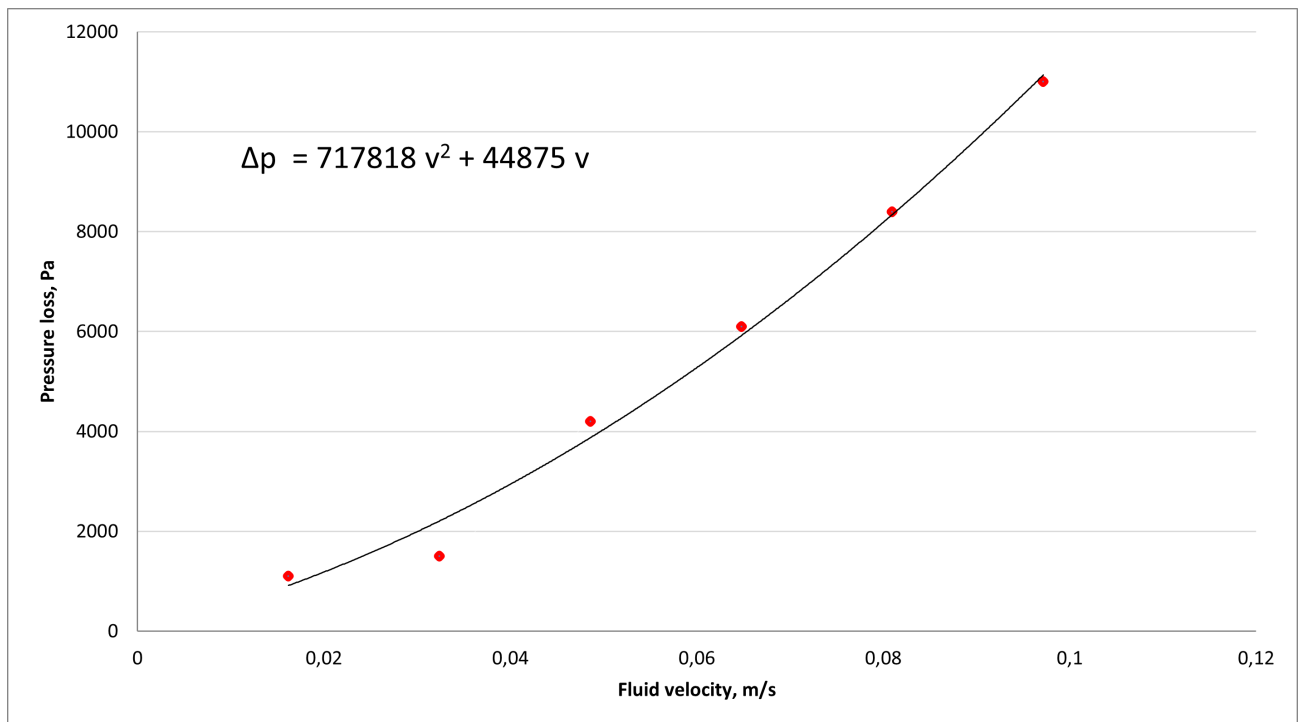
Tabella 7.1: Dati sperimentali utilizzati per la determinazione della relazione tra perdita di carico e velocità del fluido

Flow rate [l/min]	Velocity [m/s]	Pressure loss [Pa]
250	0.01619	1100
500	0.03238	1500
750	0.04857	4200
1000	0.06476	6100
1250	0.08095	8400
1500	0.09714	11000

I dati ottenuti sono stati interpolati mediante una regressione polinomiale di secondo ordine della forma:

$$\Delta p = av^2 + bv \quad (7.5)$$

In figura 36 è mostrata l'interpolazione precedentemente accennata.

**Fig. 36: Relazione tra perdita di carico e velocità del fluido attraverso il setto filtrante**

I punti rappresentano i dati sperimentali, mentre la curva indica la regressione polinomiale utilizzata per la calibrazione del modello poroso.

Il confronto tra la relazione interpolata:

$$\Delta p = av^2 + bv \quad (7.6)$$

e la formulazione di Darcy–Forchheimer:

$$\Delta p = \frac{\mu L}{\alpha} v + \frac{1}{2} \rho C_2 L v^2 \quad (7.7)$$

consente di identificare i coefficienti della regressione con i parametri del modello poroso. In particolare, confrontando i termini lineare e quadratico si ottiene:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{b}{\mu L} \quad (7.8)$$

$$C_2 = \frac{2a}{\rho L} \quad (7.9)$$

dove L rappresenta lo spessore del mezzo poroso, μ la viscosità dinamica del fluido e ρ la densità. I valori così ottenuti, rappresentati in tabella 7.2, sono stati quindi utilizzati come parametri di input per la definizione della *porous zone* all'interno di ANSYS Fluent.

Tabella 7.2: Coefficienti del modello poroso utilizzati nelle simulazioni CFD

Parametro	Valore
Resistenza viscosa ($1/\alpha$)	$1.28 \times 10^7 \text{ m}^{-2}$
Resistenza inerziale (C_2)	$1.27 \times 10^5 \text{ m}^{-1}$

Come mostrato in Figura 37, tali coefficienti sono stati mantenuti invariati nella direzione radiale dell'elemento filtrante, coerentemente con la direzione principale di attraversamento del fluido. Nelle altre direzioni, le resistenze sono state invece aumentate di un fattore pari a 100, al fine di limitare il flusso non fisico attraverso il setto e riprodurre un comportamento prevalentemente monodirezionale del mezzo poroso.

I parametri del modello sono stati definiti in modo da rappresentare il comportamento equivalente dell'elemento filtrante reale, con l'obiettivo di valutare il suo contributo complessivo alle perdite di carico del sistema. Tale approccio risulta adeguato allo scopo del presente studio, che si concentra sull'analisi fluidodinamica globale del filtro completo e sul confronto con i dati sperimentali disponibili.

Viscous Resistance (Inverse Absolute Permeability)	
Direction-1 [m ⁻²]	12827659148.73
Direction-2 [m ⁻²]	128276591.4873
Direction-3 [m ⁻²]	12827659148.73

Inertial Resistance	
<input type="checkbox"/> Alternative Formulation	
Direction-1 [m ⁻¹]	12766883.059
Direction-2 [m ⁻¹]	127668.83059
Direction-3 [m ⁻¹]	12766883.059

Fig. 37: Resistenza viscosa e inerziale porous zone

7.2 Dominio computazionale, mesh e condizioni al contorno

Il dominio computazionale e le condizioni al contorno adottate per la simulazione del filtro completo con elemento filtrante sono sostanzialmente identiche a quelle descritte nel capitolo 6. In particolare, le condizioni di ingresso e di uscita e le impostazioni del modello numerico sono state mantenute invariate al fine di garantire la coerenza del confronto tra i diversi casi simulati.

La discretizzazione spaziale del dominio è stata tuttavia adattata alla presenza dell'elemento filtrante modellato come regione porosa. La mesh risulta quindi differente rispetto al caso precedente, in corrispondenza della zona occupata dal setto filtrante, come mostrato in figura 38, al fine di garantire una rappresentazione adeguata della regione porosa e delle interazioni con il flusso circostante.

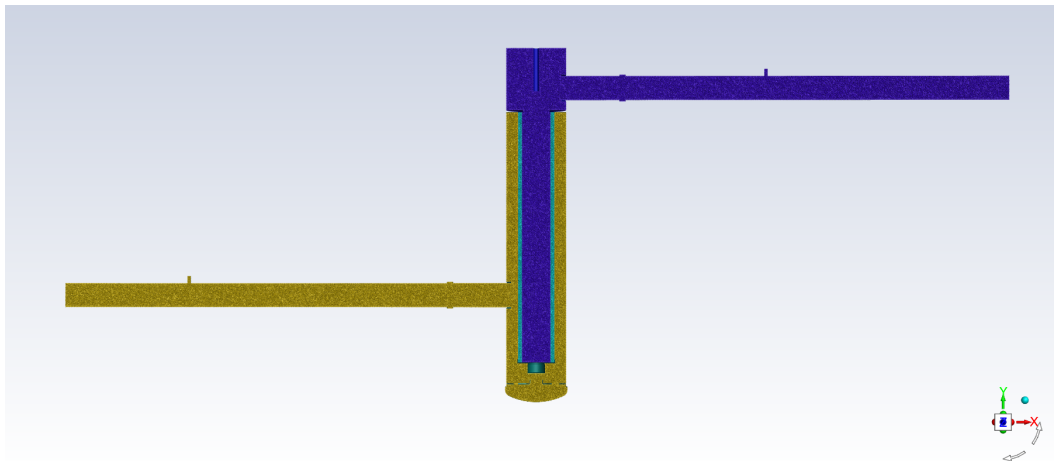


Fig. 38: Mesh volumetrica con elemento filtrante

I risultati numerici ottenuti per il filtro completo vengono presentati e discussi nel seguito, con particolare riferimento all'influenza dell'elemento filtrante sul campo di moto e sulle perdite di carico complessive del sistema.

Un dettaglio della discretizzazione in prossimità dell'elemento filtrante è riportato in Figura 39. Come si osserva, la mesh nella regione porosa risulta sufficientemente raffinata e presenta una transizione regolare con le celle del dominio circostante, garantendo una corretta interazione tra il flusso e l'elemento filtrante modellato. Tale risultato è stato ottenuto anche grazie all'applicazione preliminare della share topology nell'ambiente Ansys Discovery, che ha permesso una migliore continuità tra le diverse regioni del dominio computazionale.

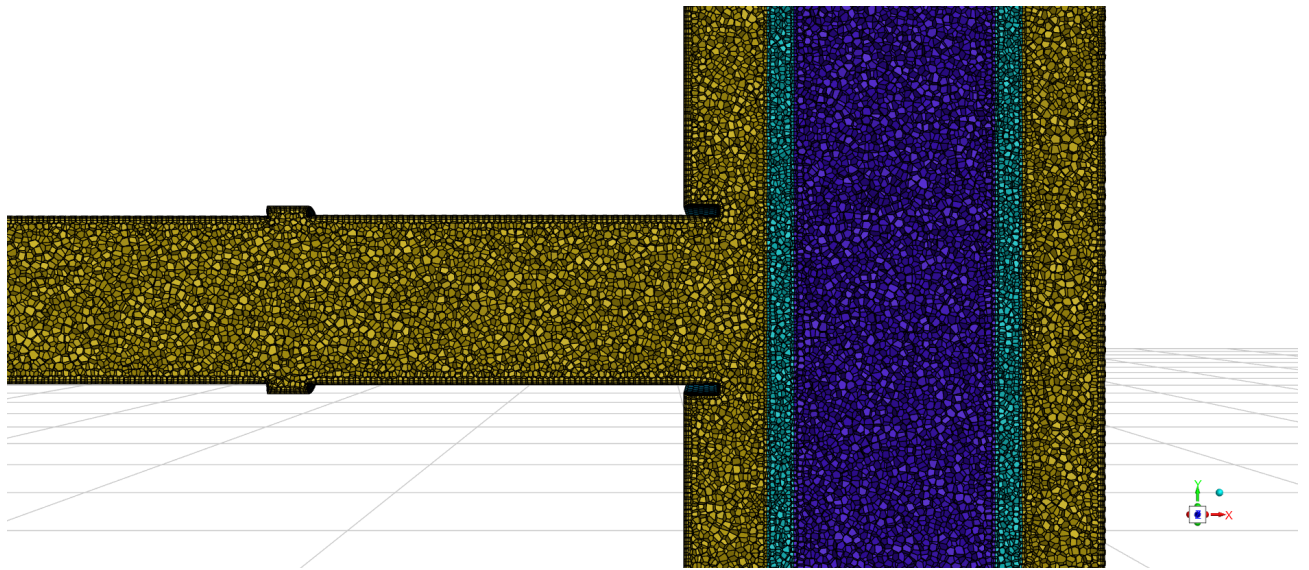


Fig. 39: Zoom Mesh volumetrica con elemento filtrante

7.3 Risultati fluidodinamici

In questa sezione vengono presentati i principali risultati fluidodinamici ottenuti dalla simulazione numerica del filtro completo comprensivo di elemento filtrante. L'analisi è finalizzata a valutare l'influenza del setto filtrante sul campo di moto all'interno del corpo filtro e sulle perdite di carico complessive del sistema.

7.3.1 Campo di velocità

In figura 40 è riportato il campo del modulo di velocità.

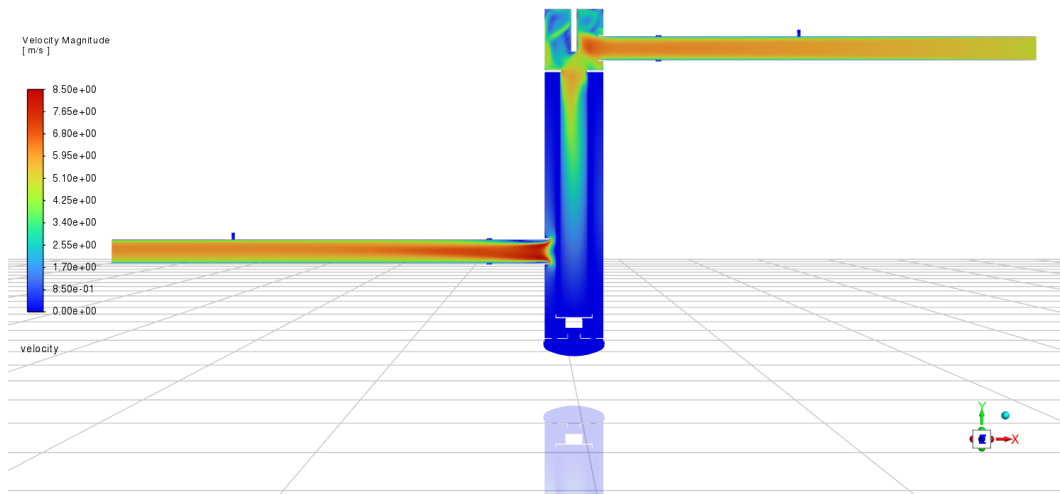


Fig. 40: Campo di velocità filtro completo

Nei condotti di ingresso e uscita il flusso presenta una distribuzione di velocità relativamente uniforme, mentre in corrispondenza dell'ingresso del corpo filtro si osserva una marcata decelerazione. In prossimità dell'ingresso del condotto di uscita è inoltre presente una zona di ricircolo, già osservata nel caso del solo housing, che risulta tuttavia significativamente ridotta in presenza dell'elemento filtrante.

Tale comportamento è riconducibile all'azione regolarizzante del setto filtrante, che contribuisce a uniformare il profilo di velocità a monte del condotto di uscita, rendendo il flusso maggiormente allineato e meno soggetto a fenomeni di separazione. La conseguente contrazione della zona di ricircolo comporta una maggiore canalizzazione del flusso principale e un incremento dei valori massimi locali di velocità in ingresso nel condotto.

Al fine di analizzare più nel dettaglio la direzione del flusso e la struttura dei ricircoli in prossimità dell'uscita del corpo filtro, in figura 41 sono riportati i vettori di velocità.

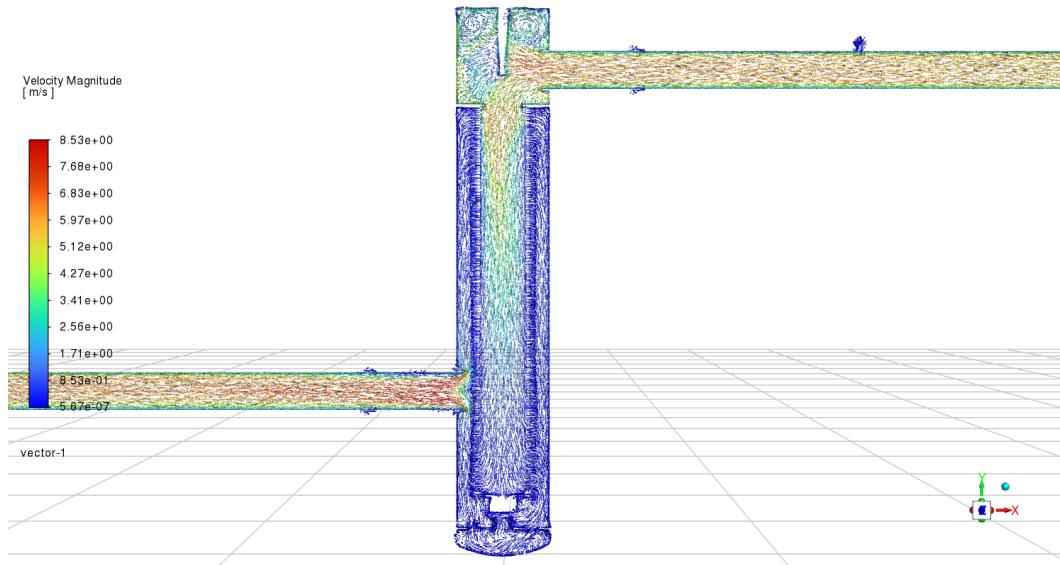


Fig. 41: Campo vettoriale di velocità filtro completo

La rappresentazione vettoriale consente di evidenziare la struttura del flusso e di apprezzare con maggiore chiarezza la zona di ricircolo che, come discusso in precedenza, risulta nettamente ridotta rispetto al caso del solo housing. Un ingrandimento locale della regione di ricircolo è riportato in figura 42.

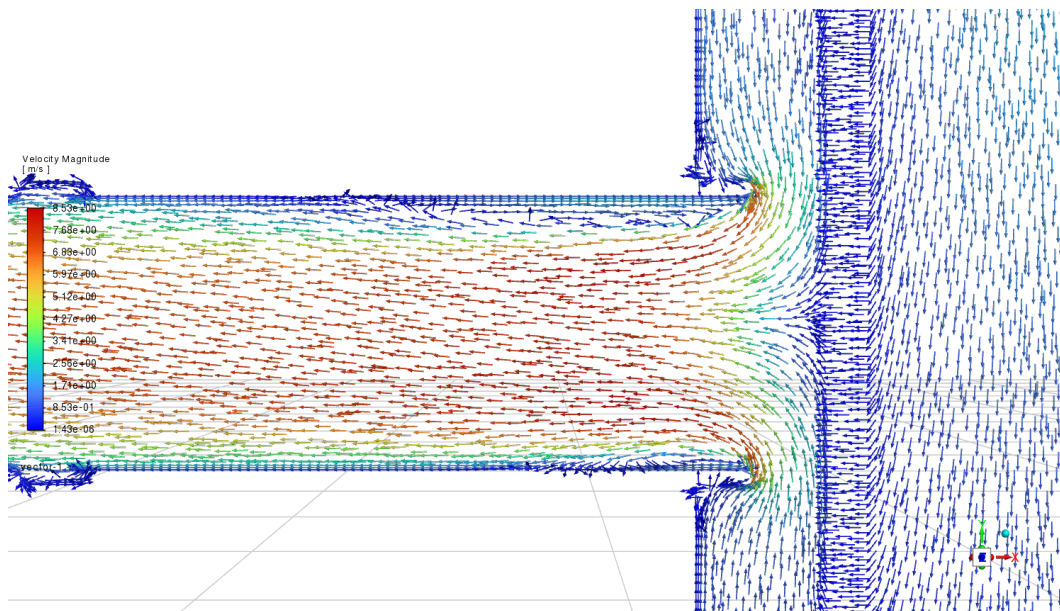


Fig. 42: Zoom del campo vettoriale di velocità filtro completo

Le pathlines mostrate in figura 43 consentono di visualizzare il percorso delle particelle fluide all'interno del filtro completo. Dalla figura si osserva come il flusso venga progressivamente incanalato attraverso l'elemento filtrante e successivamente riallineato in direzione del condotto di uscita, evidenziando una riduzione delle componenti trasversali del moto.

Rispetto al caso del solo housing, il flusso nel condotto di uscita presenta un grado di swirl (moto vorticoso a spirale) sensibilmente inferiore, risultando prevalentemente assiale. Tale condizione risulta favorevole anche dal punto di vista numerico, in quanto una ridotta componente rotazionale del flusso può contribuire a una misura più stabile e rappresentativa della pressione statica da parte dei sensori installati lungo il condotto.

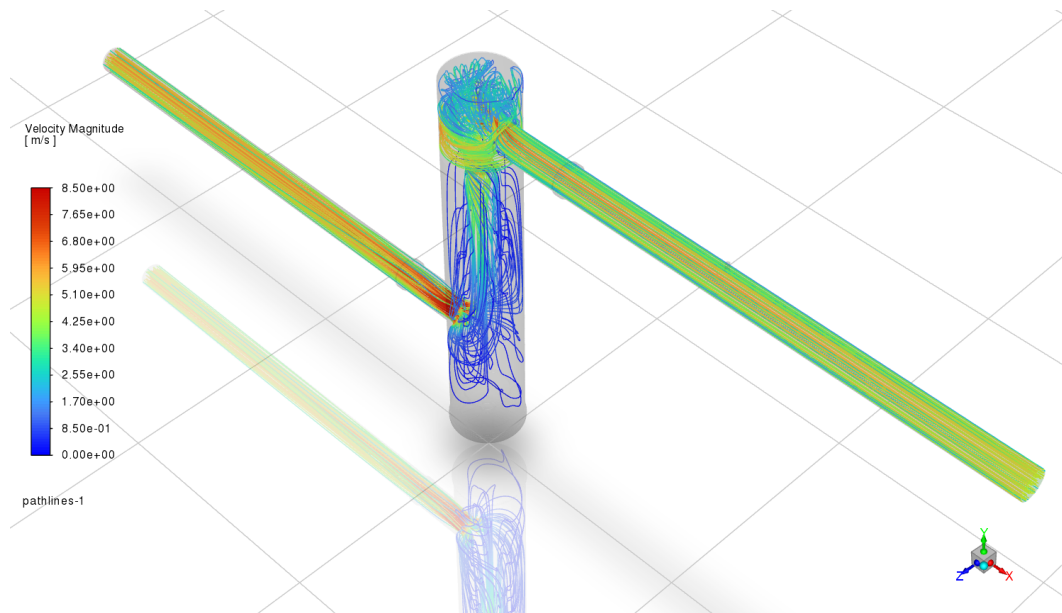


Fig. 43: Pathlines filtro completo

7.3.2 Campo di pressione

L'analisi del campo di pressione consente di individuare le regioni maggiormente responsabili delle perdite di carico del sistema. In figura 44 è riportata la distribuzione della pressione statica all'interno del filtro completo.

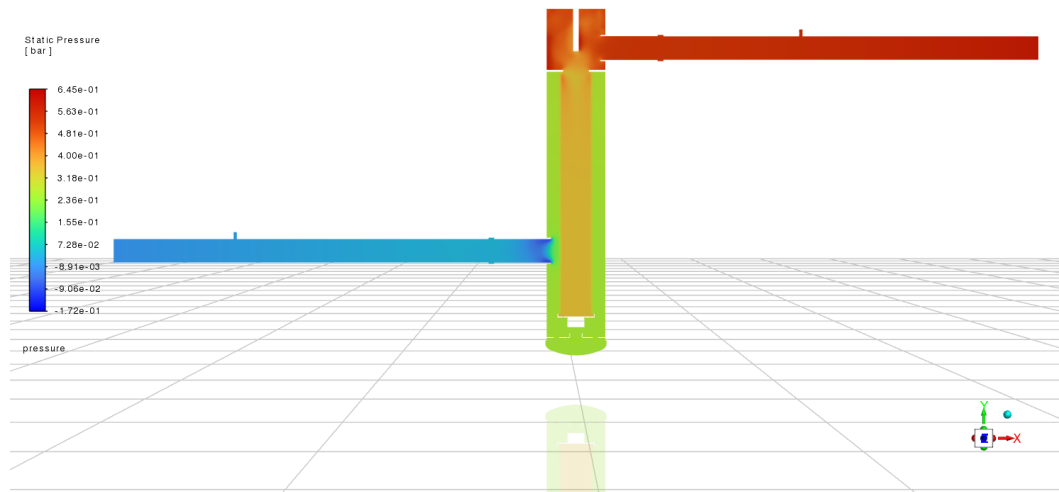


Fig. 44: Campo di pressione statica filtro completo

Si osserva come la caduta di pressione risulti concentrata principalmente in corrispondenza dell'elemento filtrante, mentre nei condotti di ingresso e uscita la pressione rimane relativamente uniforme. All'interno del volume filtrante il gradiente di pressione risulta regolare, indicando un contributo prevalentemente distribuito alle perdite di carico compressive, a fronte di perdite localizzate di entità secondarie associate alle regioni di raccordo.

7.3.3 Valutazione delle perdite di carico e confronto con i dati sperimentali

I valori della perdita di carico, come nel caso solo housing, sono stati valutati come differenze di pressione tra le prese statiche poste sui tubi rigidi di connessione. Per una visualizzazione più chiara i risultati sono riportati in tabella 7.3

Tabella 7.3: Confronto tra le perdite di carico sperimentali e numeriche, del filtro completo, alle diverse condizioni di portata.

Portata [L/min]	ΔP_{sper} [bar]	ΔP_{CFD} [bar]
250	0.027	0.022
500	0.077	0.070
750	0.150	0.148
1000	0.245	0.250
1250	0.364	0.370
1500	0.510	0.530

Al fine di facilitare il confronto tra i risultati numerici e sperimentali e di evidenziare l'andamento della perdita di carico al variare della portata, i dati riportati in Tabella 7.3 sono rappresentati graficamente nel diagramma ΔP -portata mostrato in figura 45.

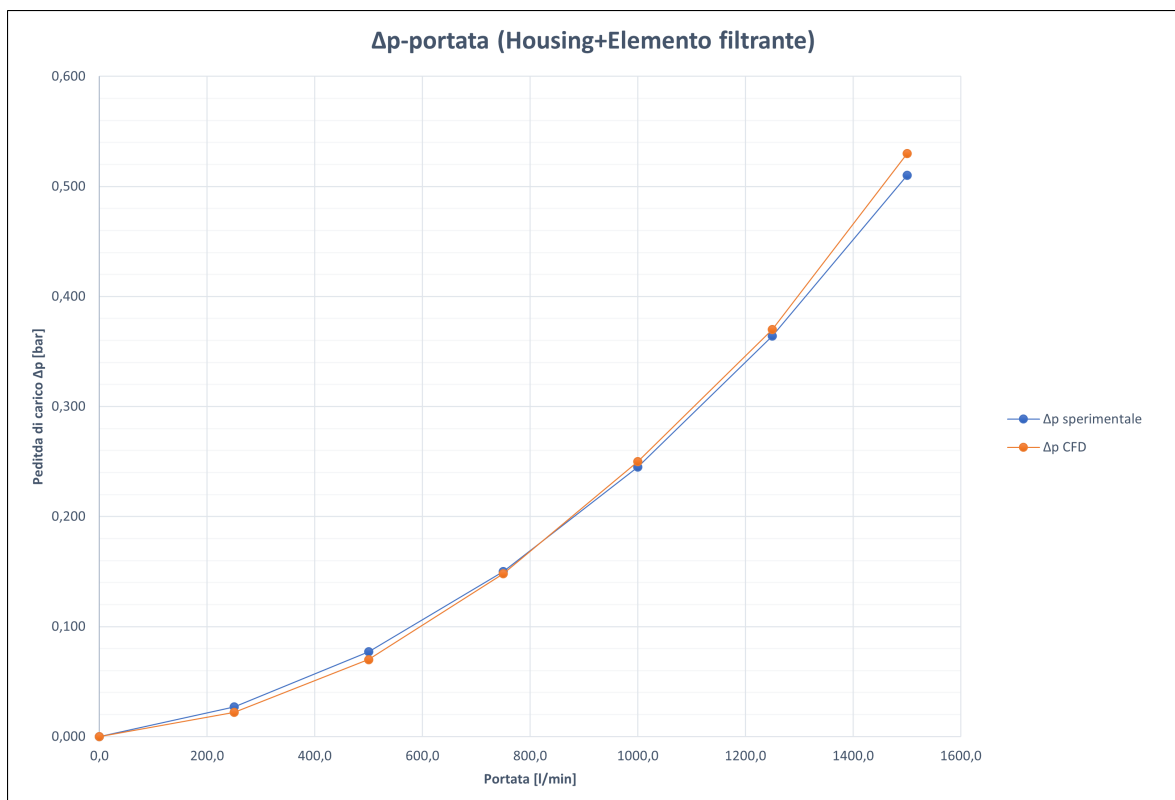


Fig. 45: Confronto ΔP sperimentale e numerico del filtro completo

Il confronto tra i risultati numerici e sperimentali mostra un ottimo accordo sull'intero intervallo di portate analizzato. In particolare, a basse portate il modello numerico tende a

sottostimare leggermente le perdite di carico, mentre a portate elevate si osserva una lieve sovrastima. Tale comportamento può essere ricondotto alle assunzioni del modello poroso adottato, che risulta particolarmente accurato nel regime di funzionamento nominale e tende a fornire una stima conservativa delle perdite di carico alle portate più elevate. Nel complesso, l'andamento della curva numerica risulta coerente con il comportamento fisico atteso e conferma la validità del modello per la previsione delle perdite di carico del filtro completo.

Capitolo 8

Conclusioni

8. Richiamo dell'obiettivo della tesi

Il presente lavoro di tesi ha avuto come obiettivo lo sviluppo e la validazione di un metodo di analisi basato sulla fluidodinamica computazionale (CFD) a supporto della caratterizzazione sperimentale di filtri oleodinamici destinati ad applicazioni industriali ad alta portata, su un caso studio reale fornito da MP Filtri S.p.A.

L'analisi è stata focalizzata sulla valutazione delle perdite di carico introdotte dal sistema di filtrazione, con l'obiettivo di comprendere l'influenza sia della geometria del corpo filtro sia della presenza dell'elemento filtrante sul comportamento fluidodinamico complessivo.

A tal fine è stato adottato un approccio di modellazione progressivo, che ha previsto inizialmente la simulazione numerica del solo housing e successivamente l'introduzione dell'elemento filtrante mediante una rappresentazione a mezzo poroso. Il metodo CFD sviluppato è stato infine validato mediante il confronto con dati sperimentali ottenuti su banco prova, al fine di verificarne l'affidabilità nelle condizioni operative di interesse industriale.

8.1 Risultati principali ottenuti

L'analisi CFD sviluppata nel presente lavoro ha consentito di studiare il comportamento fluidodinamico del filtro oleodinamico e di valutare le perdite di carico associate sia alla geometria del corpo filtro sia alla presenza dell'elemento filtrante.

Il confronto tra risultati numerici e dati sperimentali evidenzia una buona capacità del modello di riprodurre le prestazioni idrauliche del sistema. In particolare, alla portata massima analizzata pari a **1500 L/min**, la perdita di carico complessiva del filtro risulta pari a circa **0.53 bar** nella simulazione CFD, in buon accordo con il valore sperimentale di **0.51 bar**, con uno scostamento relativo del **3.9%**.

L'analisi numerica ha inoltre permesso di stimare il contributo delle diverse componenti alle perdite di carico complessive. Alla portata di **1500 L/min**, circa il **60%** della perdita di carico totale risulta associato alla geometria del corpo filtro, mentre il restante **40%** è attribuibile all'elemento filtrante. Questo risultato evidenzia come, nel caso analizzato, la configurazione geometrica dell'housing abbia un ruolo predominante nella generazione delle perdite di carico, principalmente a causa dei cambi di direzione del flusso e delle variazioni di

sezione presenti lungo il percorso del fluido. Inoltre, alle elevate portate operative considerate, tali fenomeni risultano ulteriormente amplificati dalla presenza di effetti inerziali del flusso, che contribuiscono ad aumentare le perdite locali all'interno del corpo filtro.

Nel complesso, i risultati ottenuti confermano che l'approccio CFD adottato consente di descrivere in modo efficace il comportamento fluidodinamico del sistema di filtrazione e di fornire indicazioni utili per l'analisi e l'ottimizzazione delle prestazioni idrauliche del filtro.

8.2 Valore del modello

Il modello CFD sviluppato nel presente lavoro si configura come uno strumento efficace di supporto alla caratterizzazione dei filtri oleodinamici, consentendo di affiancare alle misure sperimentali informazioni dettagliate sul comportamento fluidodinamico interno del componente. L'integrazione tra analisi numerica e sperimentale permette infatti di ottenere una comprensione più completa dei fenomeni in gioco e di ridurre la necessità di campagne sperimentali estese.

Un aspetto particolarmente rilevante del metodo proposto è la possibilità di separare il contributo alle perdite di carico associato alla geometria del corpo filtro da quello introdotto dall'elemento filtrante. Tale distinzione risulta difficilmente ottenibile mediante le sole prove sperimentali, mentre l'approccio numerico consente di analizzare in modo controllato le diverse configurazioni, fornendo indicazioni utili nelle fasi di progettazione e ottimizzazione.

Inoltre, la CFD consente di accedere a grandezze fluidodinamiche locali, quali i campi di velocità e di pressione, non direttamente misurabili sperimentalmente. L'analisi di tali grandezze permette di individuare zone critiche del componente, caratterizzate da elevate perdite di carico o da condizioni di flusso non ottimali.

Nel complesso, il metodo sviluppato rappresenta uno strumento utile per supportare le attività di progettazione, analisi e validazione dei sistemi di filtrazione, contribuendo alla valutazione e all'ottimizzazione delle prestazioni fluidodinamiche dei filtri oleodinamici in ambito industriale.

8.3 Limiti del lavoro

Nonostante i risultati abbiano evidenziato una buona capacità del modello CFD di riprodurre il comportamento fluidodinamico del sistema di filtrazione analizzato, il presente lavoro presenta alcune limitazioni legate alle ipotesi di modellazione adottate e all'ambito di applicazione considerato. In tale ottica, non sono state esplorate configurazioni numeriche caratterizzate da un livello di dettaglio superiore, quali raffinamenti di mesh più spinti o approcci di simulazione più avanzati, che avrebbero comportato un aumento significativo del costo computazionale.

In particolare, l'elemento filtrante è stato rappresentato mediante un approccio a mezzo poroso omogeneizzato, infatti la geometria pieghettata è stata semplificata utilizzando una geometria cilindrica. Ciò consente di descrivere in modo equivalente il comportamento idraulico del mezzo filtrante a scala macroscopica, ma non permette di cogliere gli effetti locali legati alla microstruttura porosa. Tale scelta, sebbene ampiamente consolidata in letteratura, introduce una semplificazione che limita l'analisi dei fenomeni a scala microscopica.

Inoltre, alcuni dettagli geometrici interni del filtro sono stati oggetto di semplificazione, tra cui il tubo forato di supporto dell'elemento filtrante, che non è stato modellato esplicitamente. Tale componente, pur avendo un'influenza sul campo di moto locale, è stata trascurata nel presente modello in quanto l'analisi è stata orientata alla valutazione del comportamento fluidodinamico globale del sistema di filtrazione e delle perdite di carico complessive.

Questa scelta ha consentito di contenere la complessità del modello e il costo computazionale, risultando coerente con gli obiettivi del lavoro. L'effetto delle semplificazioni adottate è pertanto limitato alle scale locali del flusso e non compromette l'analisi delle grandezze di interesse globale considerate.

Le simulazioni numeriche sono state condotte assumendo condizioni di flusso incomprimibile e regime stazionario, con proprietà fisiche del fluido costanti. Di conseguenza, non sono stati considerati eventuali effetti transitori, termici o legati a variazioni delle proprietà del fluido, che potrebbero assumere rilevanza in specifiche condizioni operative.

Infine, il modello sviluppato non tiene conto dell'evoluzione temporale del grado di intasamento dell'elemento filtrante, né dei fenomeni di degradazione del setto filtrante nel tempo. Tali aspetti, sebbene di grande interesse applicativo, esulano dagli obiettivi del presente lavoro e richiederebbero l'adozione di modelli più complessi e un'estensione dell'analisi a scenari di tipo transitorio.

8.4 Sviluppi futuri

Gli sviluppi futuri del presente lavoro possono riguardare diversi aspetti della modellazione numerica e dell'analisi del sistema di filtrazione, con l'obiettivo di estendere e raffinare il metodo CFD proposto.

Un primo possibile sviluppo consiste nell'introduzione di simulazioni di tipo transitorio, al fine di analizzare il comportamento dinamico del filtro in condizioni operative variabili e di studiare l'evoluzione temporale delle perdite di carico. In tale contesto, risulterebbe di particolare interesse includere modelli in grado di descrivere il progressivo intasamento dell'elemento filtrante e il conseguente impatto sulle prestazioni del sistema.

Ulteriori approfondimenti potrebbero riguardare una modellazione più dettagliata dell'elemento filtrante e dei componenti interni del filtro, quali il tubo forato di supporto, al fine di valutare in modo più accurato gli effetti locali sulla distribuzione del campo di moto. Analogamente, l'introduzione di modelli che tengano conto di variazioni delle proprietà del fluido e di effetti termici potrebbe consentire l'analisi di un più ampio intervallo di condizioni operative.

Infine, il metodo sviluppato potrebbe essere impiegato come strumento di supporto alle attività di ottimizzazione geometrica del corpo filtro e di confronto tra diverse configurazioni di mezzi filtranti, contribuendo alla progettazione di soluzioni più efficienti dal punto di vista fluidodinamico e maggiormente rispondenti alle esigenze applicative industriali.

Appendici

Capitolo A

Impostazioni numeriche delle simulazioni CFD

In questa appendice sono riportate nel dettaglio le impostazioni numeriche adottate per le simulazioni CFD, con l'obiettivo di garantire la riproducibilità dei risultati presentati nel corpo della tesi.

1. Generazione della mesh

Generate the Surface Mesh	
Use Custom Size Field/Control Files?	No
Minimum Size [mm]	0.5
Maximum Size [mm]	3
Growth Rate	1.19999
Size Functions	Curvature & Proximity
Curvature Normal Angle [deg]	18
Cells Per Gap	1
Scope Proximity To	edges
<input checked="" type="checkbox"/> Draw Size Boxes	
Separate out Boundary Zones by Angle?	No

Fig. A.1: Setup mesh superficiale

```
Meshing>
-----
Surface Quality [Measure : Skewness]
Minimum = 5.073507e-08, Maximum = 0.28255097, Average = 0.0051149266.
```

Fig. A.2: Qualità mesh superficiale

Add Boundary Layers

Add Boundary Layers?	yes
Offset Method Type	smooth-transition
Name	smooth-transition_1
Number of Layers	3
Transition Ratio	0.272
Growth Rate	1.2
Add in	fluid-regions
Grow on	only-walls

Fig. A.3: Setup strato limite

Generate the Volume Mesh

Solver	Fluent
Fill With	polyhedra
Growth Rate	1.19999
Max Cell Length [mm]	4.347216
<input checked="" type="checkbox"/> Enable Parallel Meshing	
<input type="checkbox"/> Advanced Options	
<input type="checkbox"/> Global Boundary Layer Settings	

Fig. A.4: Setup mesh volumetrica

```
Meshing>
-----
Cell Quality [Measure : Orthogonal]
Minimum = 0.29545483, Maximum = 0.99999406, Average = 0.9617694.
```

Fig. A.5: Qualità mesh volumetrica

2. Modelli fisici

Solver

Type

Pressure-Based
 Density-Based

Velocity Formulation

Absolute
 Relative

Time

Steady
 Transient

Gravity

Fig. A.6: Solver setup

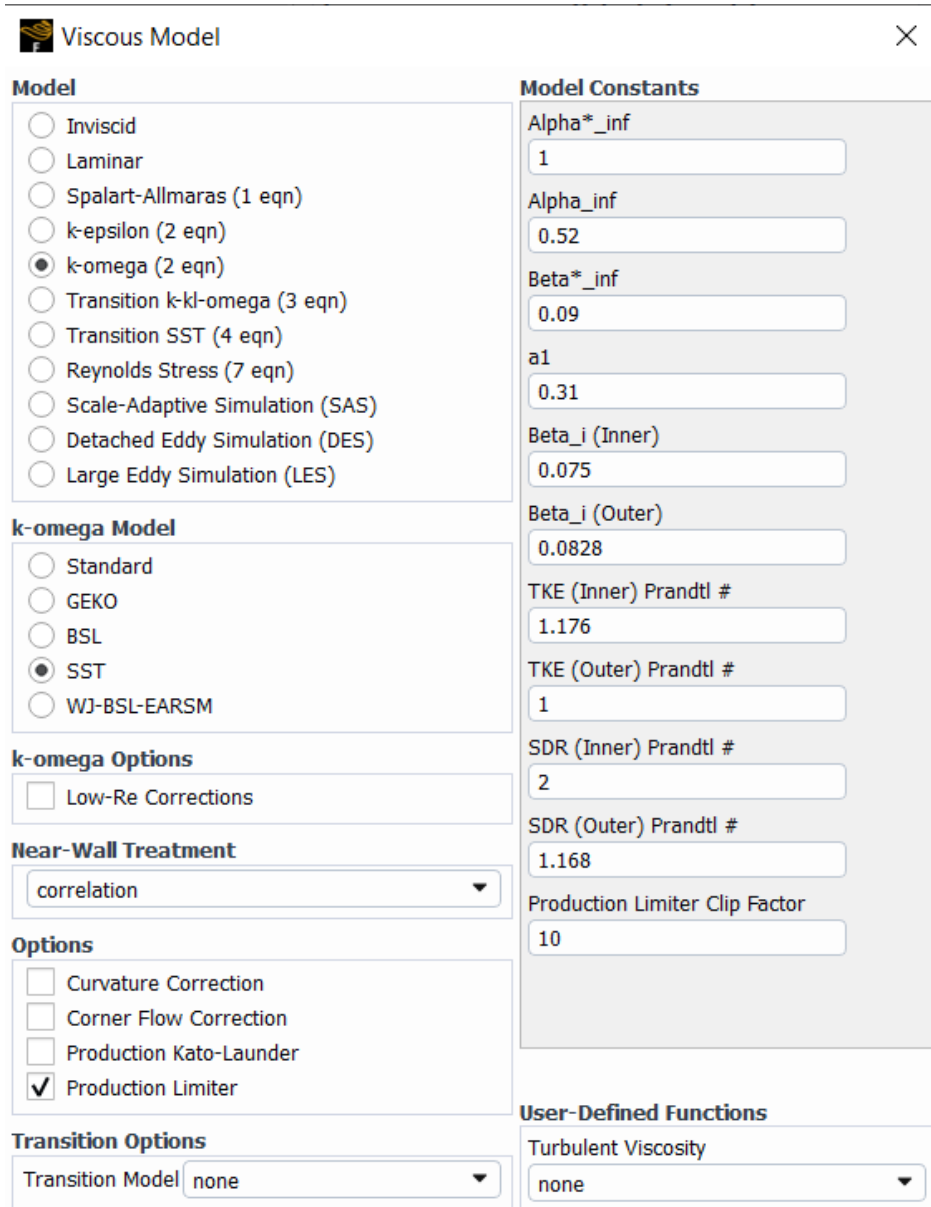
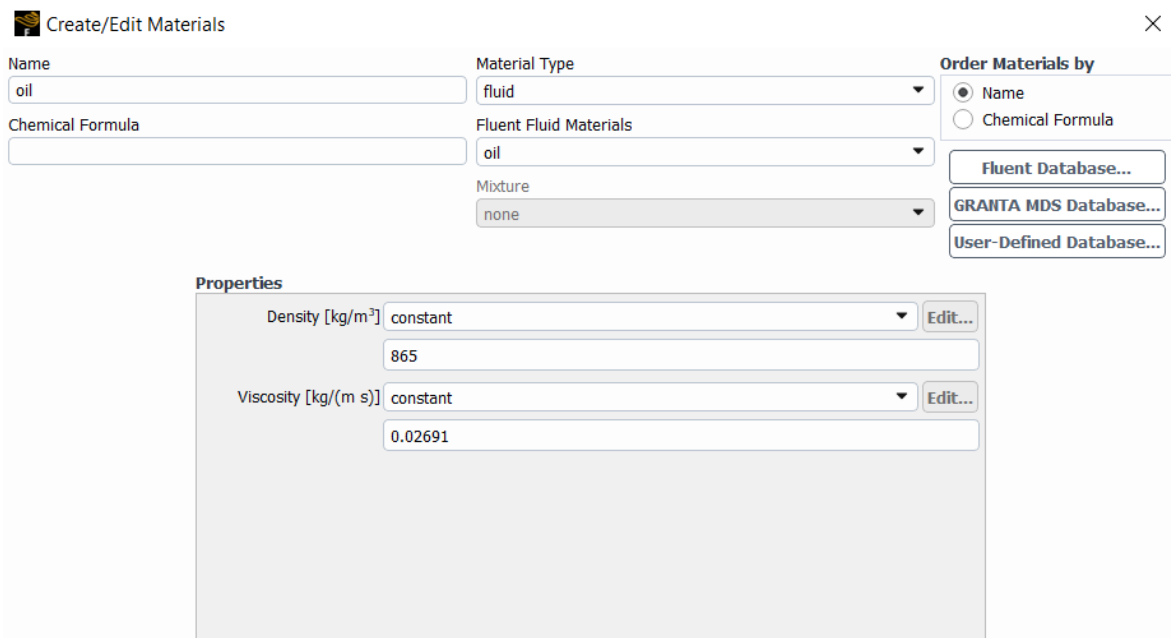


Fig. A.7: Modello viscoso

The image shows a software dialog box titled "Create/Edit Materials" with a close button (X) in the top right corner. The dialog is organized into several sections. At the top left, there is a "Name" field containing the text "oil". To its right is a "Material Type" dropdown menu set to "fluid". Further right is an "Order Materials by" section with two radio buttons: "Name" (which is selected) and "Chemical Formula". Below the "Name" field is a "Chemical Formula" field, which is currently empty. Underneath the "Material Type" dropdown is a "Fluent Fluid Materials" dropdown menu set to "oil". Below that is a "Mixture" dropdown menu set to "none". On the right side of the dialog, there are three buttons: "Fluent Database...", "GRANTA MDS Database...", and "User-Defined Database...". The bottom section of the dialog is titled "Properties" and contains two rows of property settings. The first row is for "Density [kg/m³]", with a dropdown menu set to "constant" and an "Edit..." button to its right; the value "865" is entered in the text field below the dropdown. The second row is for "Viscosity [kg/(m s)]", also with a dropdown menu set to "constant" and an "Edit..." button; the value "0.02691" is entered in the text field below the dropdown.

Create/Edit Materials

Name: oil

Material Type: fluid

Order Materials by: Name, Chemical Formula

Chemical Formula:

Fluent Fluid Materials: oil

Mixture: none

Fluent Database...
GRANTA MDS Database...
User-Defined Database...

Properties

Density [kg/m³]: constant Edit...
865

Viscosity [kg/(m s)]: constant Edit...
0.02691

Fig. A.8: Proprietà olio 32 cSt

Solution Methods ?

Pressure-Velocity Coupling

Scheme
Coupled

Flux Type
Rhie-Chow: momentum based Auto Select

Spatial Discretization

Gradient
Least Squares Cell Based

Pressure
Second Order

Momentum
Second Order Upwind

Turbulent Kinetic Energy
Second Order Upwind

Specific Dissipation Rate
Second Order Upwind

Pseudo Time Method
Global Time Step

Transient Formulation

Non-Iterative Time Advancement

Frozen Flux Formulation

Warped-Face Gradient Correction

High Order Term Relaxation

Default

Fig. A.9: Impostazioni dei metodi di soluzione

3. Condizioni al contorno

Mass-Flow Inlet ×

Zone Name

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential Structure UDS

Reference Frame

Mass Flow Specification Method

Mass Flow Rate [kg/s]

Supersonic/Initial Gauge Pressure [bar]

Direction Specification Method

Turbulence

Specification Method

Turbulent Intensity [%]

Hydraulic Diameter [mm]

Fig. A.10: Condizione all'inlet (caso 1500 L/min)

Pressure Outlet ✕

Zone Name
outlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential Structure UDS

Backflow Reference Frame Absolute

Gauge Pressure [bar] 0

Pressure Profile Multiplier 1

Backflow Direction Specification Method Normal to Boundary

Backflow Pressure Specification Total Pressure

Prevent Reverse Flow

Radial Equilibrium Pressure Distribution

Average Pressure Specification

Target Mass Flow Rate

Turbulence

Specification Method Intensity and Hydraulic Diameter

Backflow Turbulent Intensity [%] 5

Backflow Hydraulic Diameter [mm] 80.9

Fig. A.11: Condizione all'outlet (caso 1500 L/min)

Wall ✕

Zone Name
fluid:1

Adjacent Cell Zone
fluid

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Potential Structure Ablation

Wall Motion **Motion**

Stationary Wall Relative to Adjacent Cell Zone

Moving Wall

Shear Condition

No Slip

Specified Shear

Specularity Coefficient

Marangoni Stress

Wall Roughness

Roughness Models **Sand-Grain Roughness**

Standard

High Roughness (Icing)

Roughness Height [mm] 0

Roughness Constant 0.5

Fig. A.12: Condizione a parete (caso 1500 L/min)

Capitolo B

Campi di velocità e pressione a diverse portate

In questa appendice sono riportati i campi di velocità e di pressione ottenuti per le ulteriori condizioni di portata analizzate, al fine di fornire un confronto qualitativo con il caso di riferimento analizzato nel capitolo 7.

1. Campi di velocità

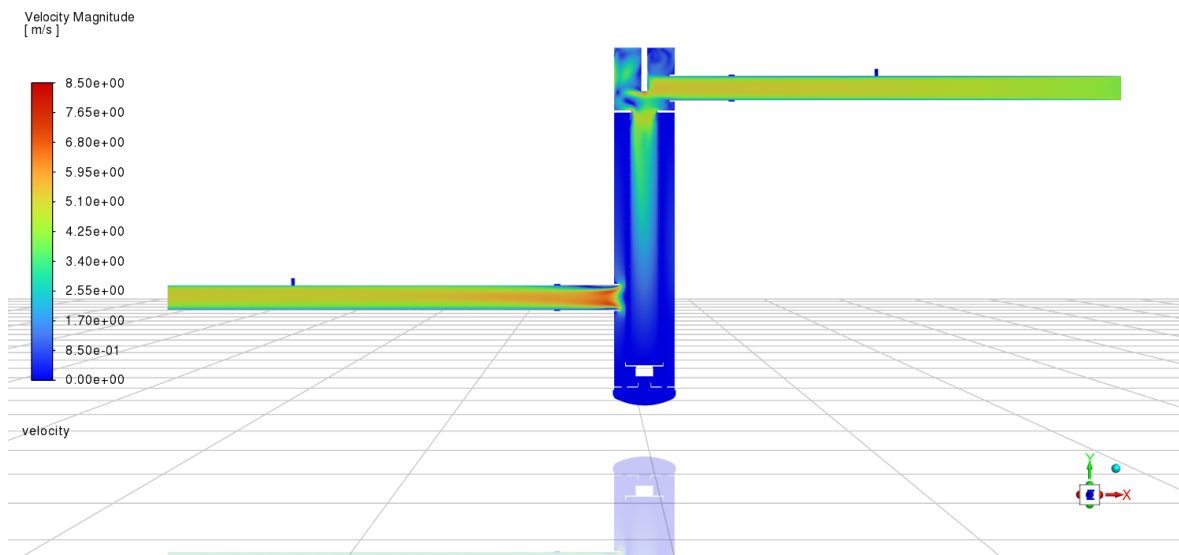


Fig. B.13: Campo di velocità 1250 [L/min]

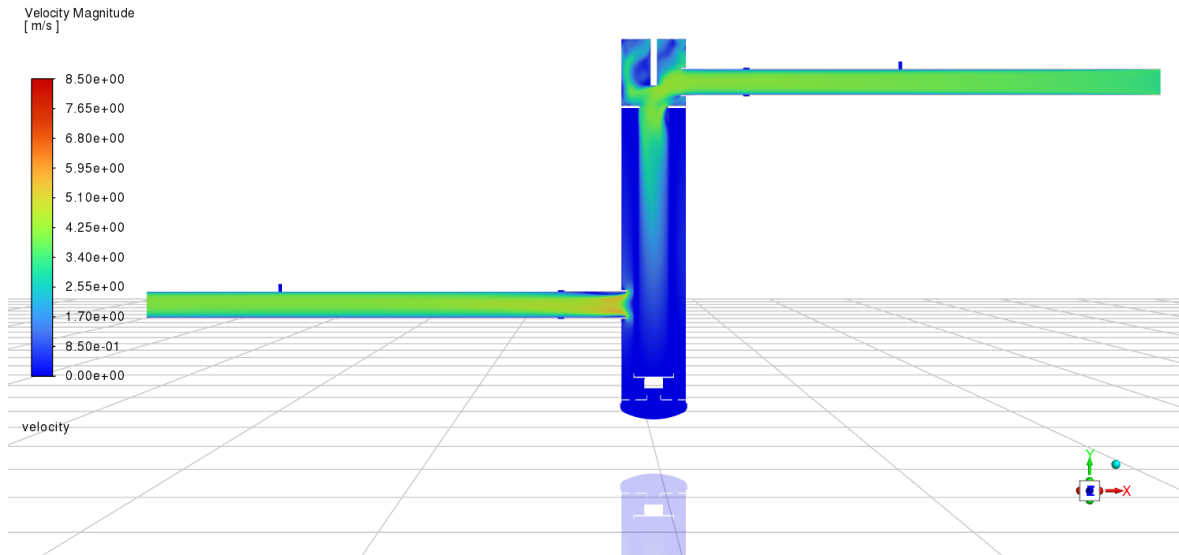


Fig. B.14: Campo di velocità 1000 [L/min]

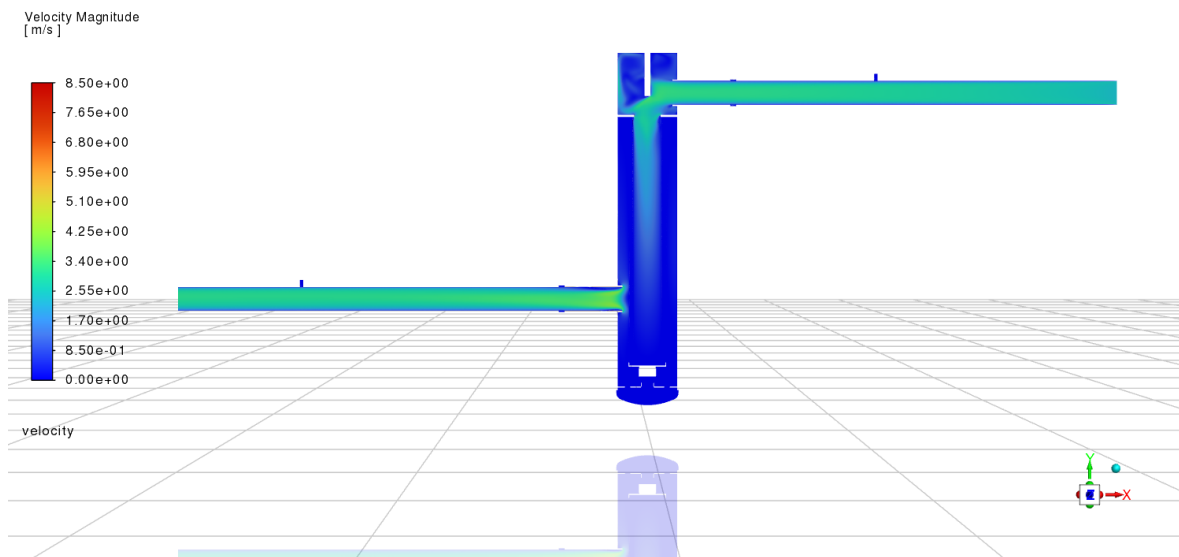


Fig. B.15: Campo di velocità 750 [L/min]

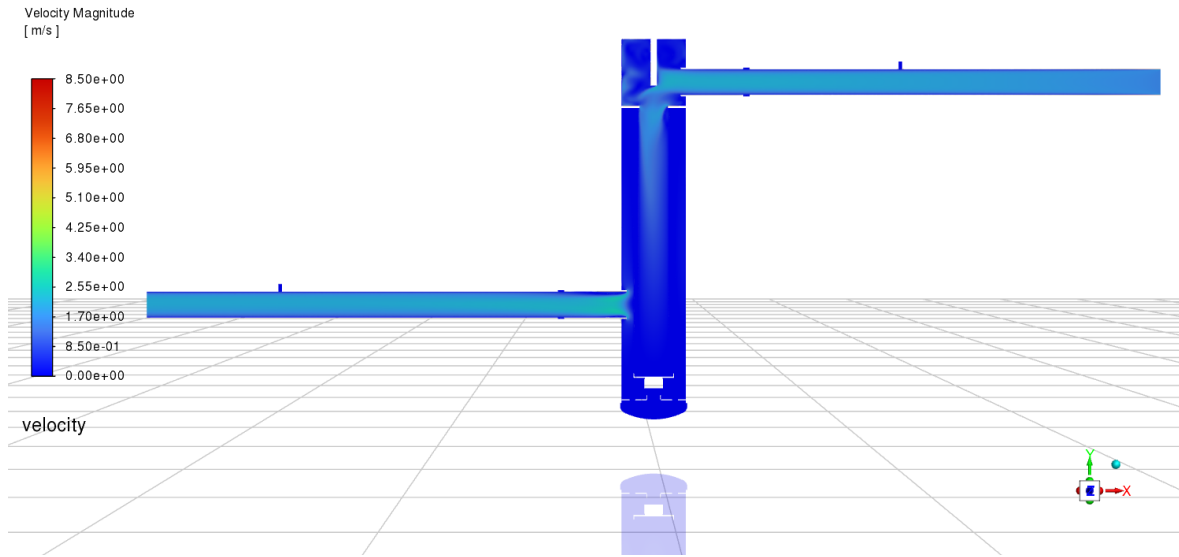


Fig. B.16: Campo di velocità 500 [L/min]

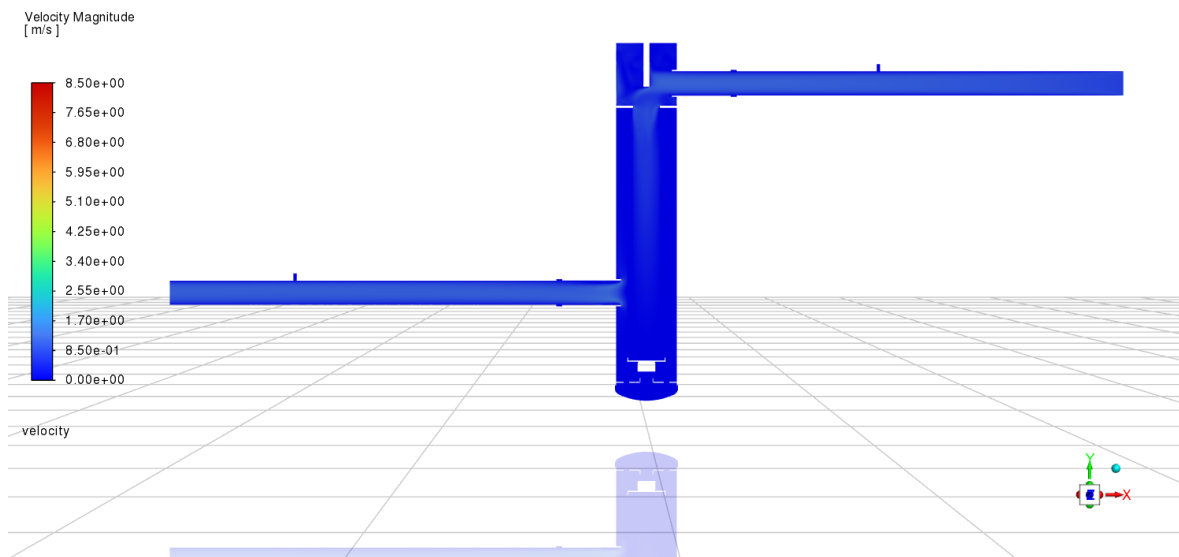


Fig. B.17: Campo di velocità 250 [L/min]

2. Campi di pressione

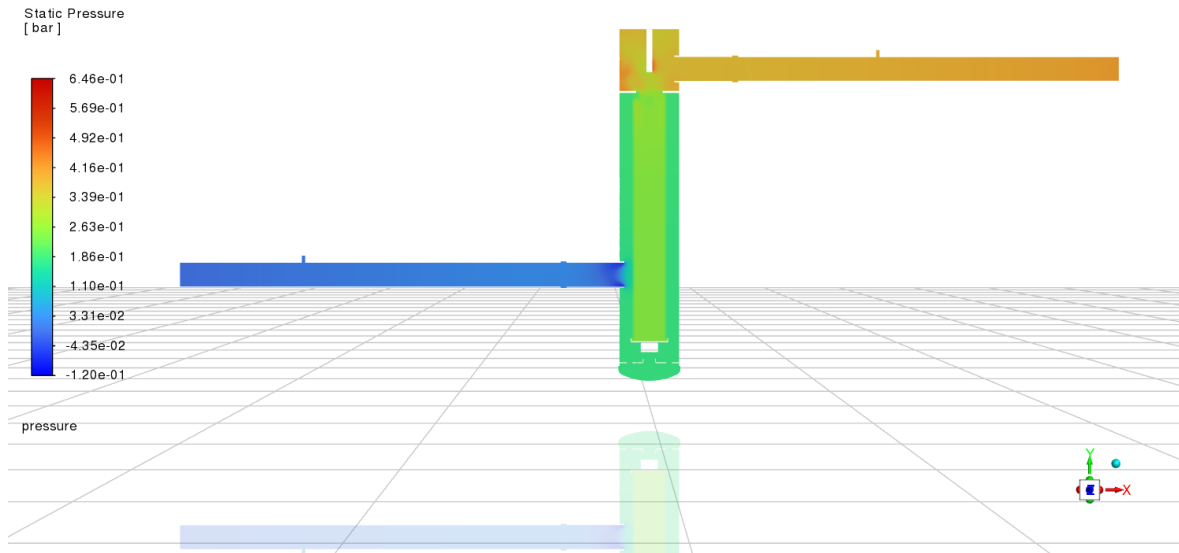


Fig. B.18: Campo di pressione 1250 [L/min]

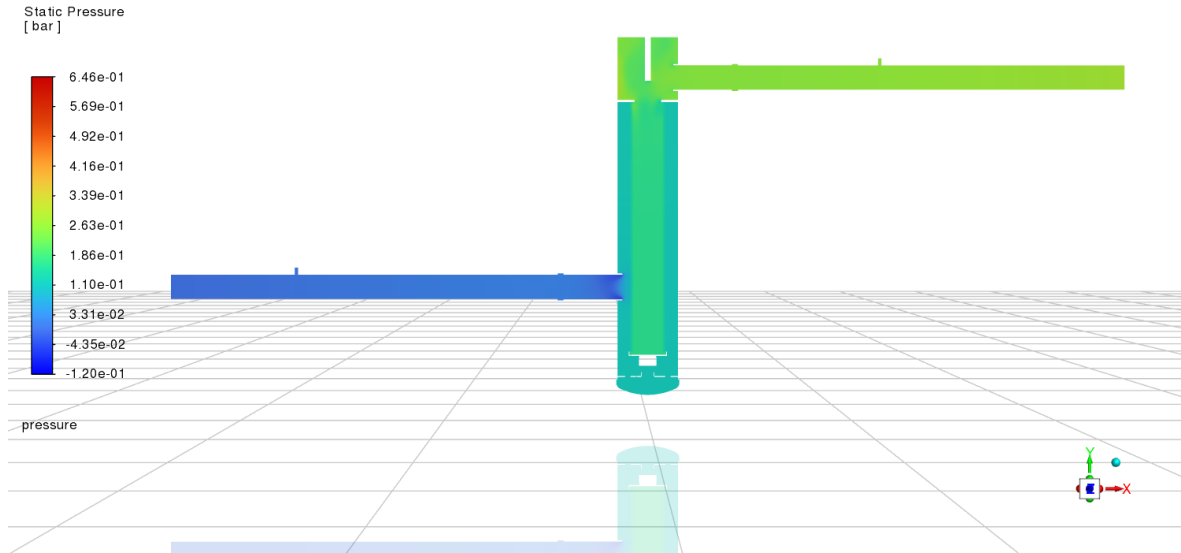


Fig. B.19: Campo di pressione 1000 [L/min]

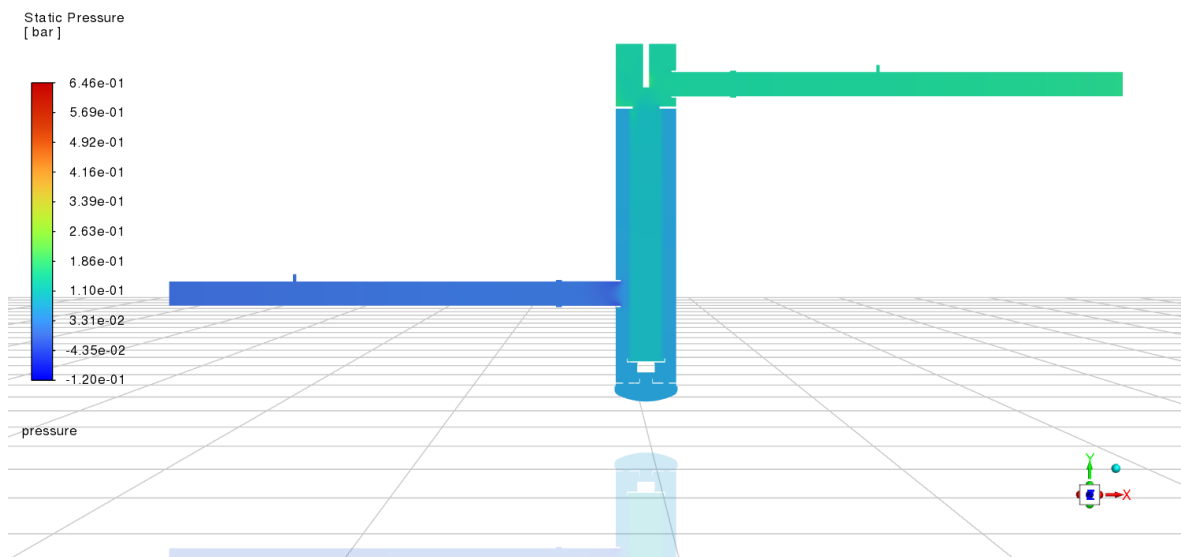


Fig. B.20: Campo di pressione 750 [L/min]

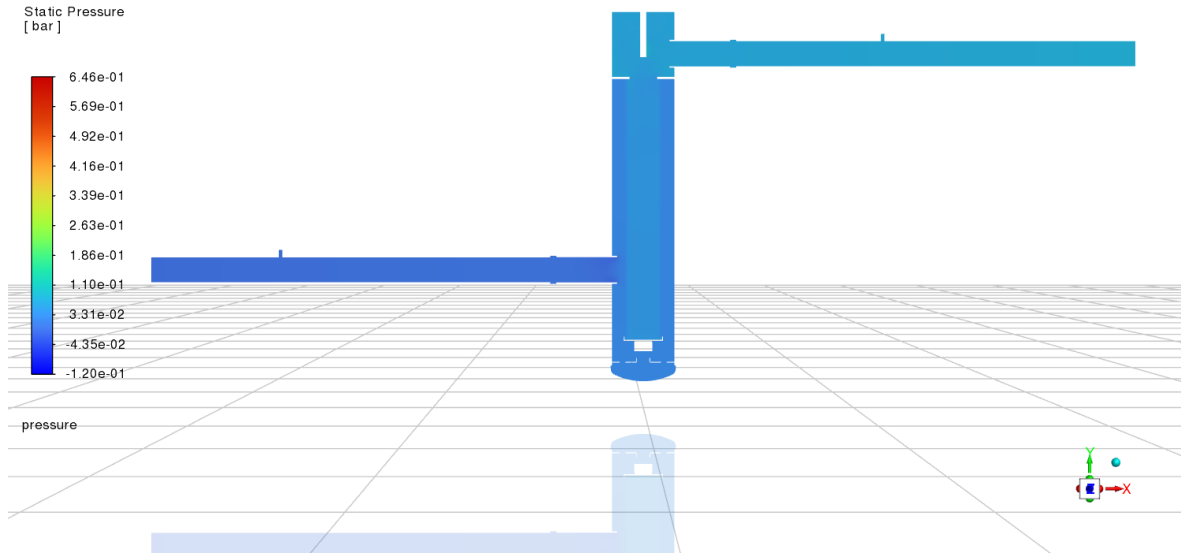


Fig. B.21: Campo di pressione 500 [L/min]

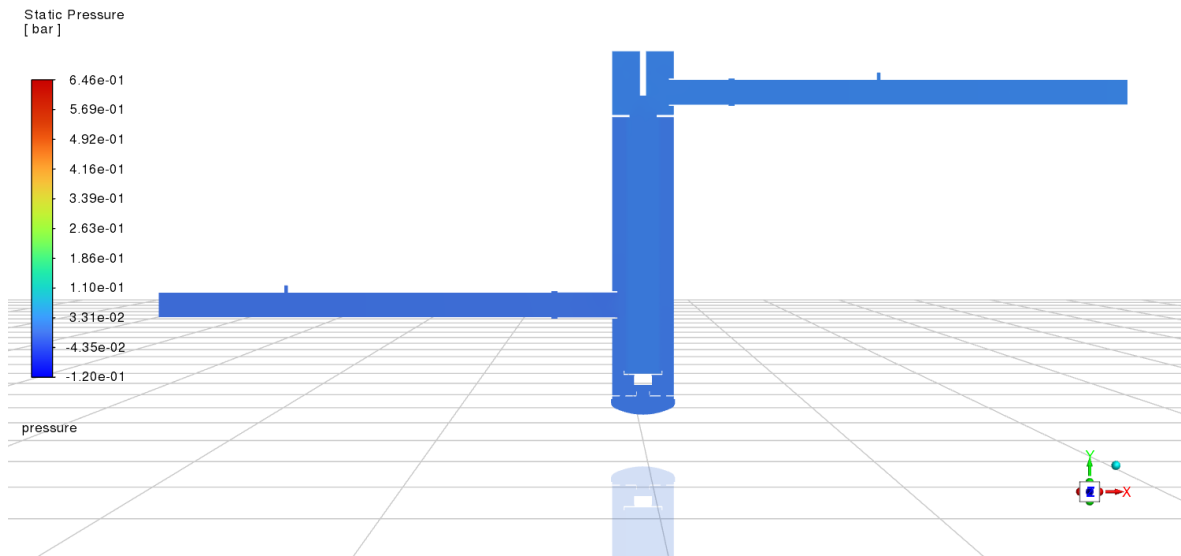


Fig. B.22: Campo di pressione 250 [L/min]

Bibliografia

- [1] MP Filtri. *Hydraulic Filtration Catalogue*. Catalogo tecnico. MP Filtri S.p.A. 2023.
- [2] Francesco Giovanni. *L'oleidraulica nell'ambito industriale e mobile*. Milano: Assofluid, 2004.
- [3] Y. S. Korkmaz, A. Kibar e K. S. Yigit. “Experimental and Numerical Investigation of Fluid Flow in Hydraulic Filters”. In: *Journal of Applied Fluid Mechanics* 15.2 (2022), pp. 363–371. DOI: 10.47176/jafm.15.02.32898.
- [4] Aiman Adli, Mohammad Rahimi et al. “Numerical Investigation of Flow Characteristics and Pressure Drop in an Aircraft Hydraulic Filter”. In: *Engineering Analysis with Boundary Elements* 160 (2024), pp. 220–232. DOI: 10.1016/j.enganabound.2023.12.041.
- [5] Jian Chen et al. “Numerical Investigation into Particle Migration Characteristics in Hydraulic Oil Filtration”. In: *Processes* 13.5 (2025). DOI: 10.3390/pr13051289.
- [6] A. Konstantinov, S. Ivanov e V. Petrov. “Numerical Simulation of Hydraulic Screen Filter Based on Porous Media Approach”. In: *Procedia Engineering* 225 (2022), pp. 742–749. DOI: 10.1016/j.proeng.2022.03.098.
- [7] Nasser Ashgriz e Javad Mostaghimi. “An Introduction to Computational Fluid Dynamics”. In: *Fluid Flow Handbook*. McGraw–Hill, 1998. Cap. 20.
- [8] H. K. Versteeg e W. Malalasekera. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Pearson Education, 2007.
- [9] Dragan Milčić et al. “Predictions of Friction Coefficient in Hydrodynamic Journal Bearing Using Artificial Neural Networks”. In: *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 61.3 (2015), pp. 159–168.
- [10] *ISO 3448: Industrial liquid lubricants – ISO viscosity classification*. International Organization for Standardization, 1992.
- [11] John D. Jr. Anderson. “Basic Philosophy of CFD and Governing Equations of Fluid Dynamics”. In: *Computational Fluid Dynamics: An Introduction*. A cura di John F. Wendt. 3^a ed. Springer, 2009, pp. 3–52.
- [12] Stephen Whitaker. “Flow in Porous Media I: A Theoretical Derivation of Darcy’s Law”. In: *Transport in Porous Media* 1.1 (1986), pp. 3–25.
- [13] Laurens Van Hoecke et al. “Experimental Methods in Chemical Engineering: Computational Fluid Dynamics / Finite Volume Method – CFD/FVM”. In: *The Canadian Journal of Chemical Engineering* 101.2 (2023), pp. 545–561.
- [14] Rajesh Bhaskaran e Lance Collins. *Introduction to CFD Basics*. Rapp. tecn. Course notes. Cornell University, 2003.

- [15] O. Calonijs et al. “Effects of oil contamination level, flow rate and viscosity on pressure drop development and dirt holding capacity of hydraulic filter”. In: *ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control*. American Society of Mechanical Engineers, 2019. DOI: 10.1115/FPMC2019-1631.
- [16] *Hydraulic fluid power — Filters — Verification of collapse/burst pressure rating*. International Organization for Standardization, 2009.
- [17] Lars Davidson. *Turbulence Modelling for CFD*. Lecture notes. Göteborg, Sweden: Chalmers University of Technology, 2013.
- [18] Abshir M. Ashour et al. “Mesh sensitivity analysis for Proton Exchange Membrane Fuel Cells using ANSYS Fluent”. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 1278 (2023), p. 012014.