



Politecnico di Torino

DIPARTIMENTO DI MECCANICA E AEROSPAZIALE - DIMEAS

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

**STUDIO DI FATTIBILITÀ DI UN SISTEMA
PROGNOSTICO PER IMPIANTI IDRAULICI
AERONAUTICI**

Relatori:

Prof. Sorli Massimo

Prof. Jacazio Giovanni

PhD De Martin Andrea

Candidato:

Vincenzo Surdo

Matr.S241630

Anno Accademico 2018-2019

Indice

Abstract	1
1 Introduzione	2
2 Filtri	4
2.0.1 Tipologia di filtri	9
2.0.2 Determinazione finezza filtrante	15
2.0.3 Filtri multistrato	18
2.0.4 Criteri di scelta dei filtri	21
2.0.5 Azioni dei contaminanti solidi	24
2.0.6 Tipologia dei contaminati	28
3 Power Control Modules (PCM)	29
3.1 Serbatoio	30
3.2 Collettore PCM	33
3.2.1 Filtro ad alta pressione	34
3.2.2 Filtro di ritorno	35
3.2.3 Valvola limitatrice di pressione	35
3.2.4 Valvola di intercettazione	36
3.2.5 Valvola di non ritorno	37
3.2.6 FUNZIONAMENTO PCM	37
3.3 Condizioni operative	39
4 Modello	40
4.0.1 Funzionamento	41
4.1 Tipologia di modellazione	42

4.1.1	Resistenze idrauliche	43
4.1.2	Capacità idrauliche	44
4.1.3	Induttanza idraulica	47
4.2	Pompa assiale a cilindrata variabile	48
4.2.1	Modellazione pompa in ambiente Simulink	50
4.2.2	Regolazione cilindrata	58
4.3	Modellazione Filtri	66
4.3.1	Resistenza frontale	66
4.3.2	Resistenza all'attraversamento	69
4.4	Determinazione filtro	71
4.4.1	Simulink	74
4.5	Tubazioni	76
4.5.1	Perdite concentrate	79
4.5.2	Simulink	80
4.5.3	Valvola limitatrice di pressione	81
4.6	TMR	84
4.6.1	Simulink	84
4.7	Serbatoio pressurizzato	85
4.7.1	Simulink	86
4.8	Simulazioni	87
5	Features selection e Fault detection	91
5.0.1	Portata	92
5.0.2	Temperatura	93
5.1	Fault detection	101
6	Conclusioni e sviluppi futuri	106
	Bibliografia	106

Abstract

Il seguente lavoro di tesi, ha come obiettivo quello di condurre uno studio preliminare per andare a identificare le principali fondamenta su cui si basa un sistema prognostico e monitoraggio della salute (PHM Prognostics and Health Management) riferito a filtri idraulici per i servocomandi di volo. Il PHM è un sistema che permette di andare a misurare il livello di usura e quindi la degradazione di un particolare componente all'interno di un servosistema di un aeromobile o un elicottero, inoltre permette di stabilire la vita utile residua RUL (Remaining Useful Life) del componente. Il sistema prognostico applicato ai filtri porterà come risultato, alla possibilità di identificare lo stato di occlusione del filtro nonché definire una previsione dell'ostruzione nel tempo. Per tale applicazione, il PHM deve essere sviluppato esclusivamente attraverso i soli sensori montati a bordo, tale condizione è dettata dal fatto che l'algoritmo di prognostica è destinato per quei servosistemi già operanti sul mercato.

Capitolo 1

Introduzione

Il seguente lavoro di tesi, ha come obiettivo quello di condurre uno studio preliminare per andare a identificare le principali fondamenta su cui si basa un sistema prognostico e monitoraggio della salute (PHM Prognostics and Health Management) riferito a filtri idraulici per i servocomandi di volo. Il PHM è un sistema che permette di andare a misurare il livello di usura e quindi la degradazione di un particolare componente all'interno di un servosistema di un aeromobile o un elicottero, inoltre permette di stabilire la vita utile residua RUL (Remaining Useful Life) del componente. Il sistema prognostico applicato ai filtri porterà come risultato, alla possibilità di identificare lo stato di occlusione del filtro nonché definire una previsione dell'ostruzione nel tempo. Per tale applicazione, il PHM deve essere sviluppato esclusivamente attraverso i soli sensori montati a bordo, quindi non sarà possibile usufruire di particolari sensori che identifichino la percentuale di occlusione del filtro. Tale condizione è dettata dal fatto che l'algoritmo di prognostica è destinato per quei servosistemi già operanti sul mercato e che opereranno ancora nei prossimi 30 anni, quindi vi è l'impossibilità di installare suddetti sensori, inoltre questi risultano essere generalmente ingombranti e quindi di difficile utilizzo nell'applicazione aeronautica dovuta all'ottimizzazione degli spazi.

La domanda sorge spontanea " Perché sviluppare un PHM per i filtri ? ".

La conoscenza in tempo reale dello stato di salute del filtro permette di prevenire guasti, quindi lo sviluppo di un affidabile sistema di prognostica può ridurre notevolmente i costi infatti in tal caso si avrebbe:

- miglioramento dell'affidabilità operativa dell'aeromobile eliminando i seguenti eventi:
 - necessità di aeromobili di riserva

- ritardi al decollo e cancellazioni
- Re-routing
- Ritorno indietro dell'aeromobile o alla pista più vicina
- Riduzione dei costi diretti di manutenzione mediante:
 - Esecuzioni di operazioni di manutenzione anticipate a una base principale della compagnia aerea
 - Migliorare la risoluzione de problemi
 - Riduzione delle operazioni di manutenzione programmata e riprogrammando alcune attività di manutenzione ricorrenti.

Le voci elencate costituiscono un elevata porzione dei costi difficile da quantificare esattamente, in quanto dipendono dal tipo di aeromobile e dalla tipologia dei servocomandi, dall'utilizzo, dalle politiche di manutenzione. Oltre a tutto, si è quantificato che il costo medio di fermo di aeromobile è di US\$ 10000/h, quindi ridurre il tempo a terra è un notevole risparmio di denaro. Si tiene precisare che le voci precedentemente elencate non sono solo riferite ai guasti dovuti esclusivamente ai filtri ma complessivamente a tutti i componenti dei servocomandi e non solo. L'International Air Transport Association (IATA) ha stimato un costo complessivo di manutenzione delle compagnie aeree di US\$ 68 miliardi. Tuttavia la spesa non è riferita esclusivamente ai servocomandi ma complessivamente, questo dato in ogni caso fornisce un chiaro motivo dell'importanza dello sviluppo del PHM nel settore aeronautico.

La tesi è stata sviluppata nel seguente ordine:

- Filtri.
- Studio del Hydraulic Power Control Modules (PCM) e dei suoi componenti
- Definizione di un modello semplificato del PCM integrando pompa e utilizzatori in ambiente Matlab \ Simulink
- Campagna di simulazioni
- Feature extraction
- Fault detection
- Conclusioni e sviluppi futuri

Capitolo 2

Filtri

La filtrazione è un processo fisico-meccanico attraverso il quale un fluido all'interno di un sistema idraulico viene privato dai contaminati presenti, grazie alla detenzione di essi da un mezzo filtrante.

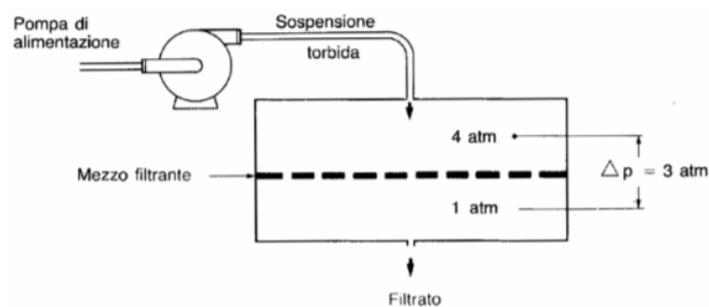


Figura 2.1: Schema funzionale

Il passaggio attraverso il mezzo filtrante necessita di un gradiente di pressione tra monte e a valle. La differenza di pressione varia in funzione:

- Area di passaggio definita come l'area libera ovvero la quota parte della superficie del filtro che permette la circolazione del fluido. Possiamo in prima battuta descrivere il filtro come una resistenza localizzata di un orifizio, in tal caso è lecito definire la seguente relazione:

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (2.1)$$

Da cui possiamo portare in evidenza il ΔP

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{C_d A} \right)^2 \quad (2.2)$$

dove:

- $\Delta P \implies$ differenza di pressione esercitata dal mezzo filtrante
- $Q \implies$ portata
- $\rho \implies$ Densità
- $C_d \implies$ Coefficiente di efflusso
- $A \implies$ Area di passaggio

Dalla relazione 4.1 si osserva come la caduta di pressione è proporzionale alla densità del fluido, quindi differente sarà la perdita in pressione per un fluido aeriforme o liquido. Inoltre è inversamente proporzionale al quadrato della superficie di passaggio e infine dipende dal quadrato della portata. Da questa relazione possiamo dedurre che durante il ciclo di vita del filtro, questo tenderà ad occludersi riducendo in questo modo l'area di passaggio e incrementando la caduta di pressione, questo non è l'unico fenomeno che avviene bisogna anche considerare il Colmataggio (che verrà spiegato più avanti). Solitamente, i filtri vengono montati con dei sensori che misurano la differenza di pressione, in modo tale da definire lo stato di occlusione, questo dato da solo non permette di determinare in maniera univoca lo stato di salute del filtro in quanto ci sono le grandezze citate prima e non solo, che influenzano il ΔP .

- La temperatura gioca un ruolo importante nella caduta di pressione. Infatti, la viscosità, che costituisce la resistenza allo scorrimento, dipende notevolmente dalla temperatura come si può osservare nel grafico qui riportato:

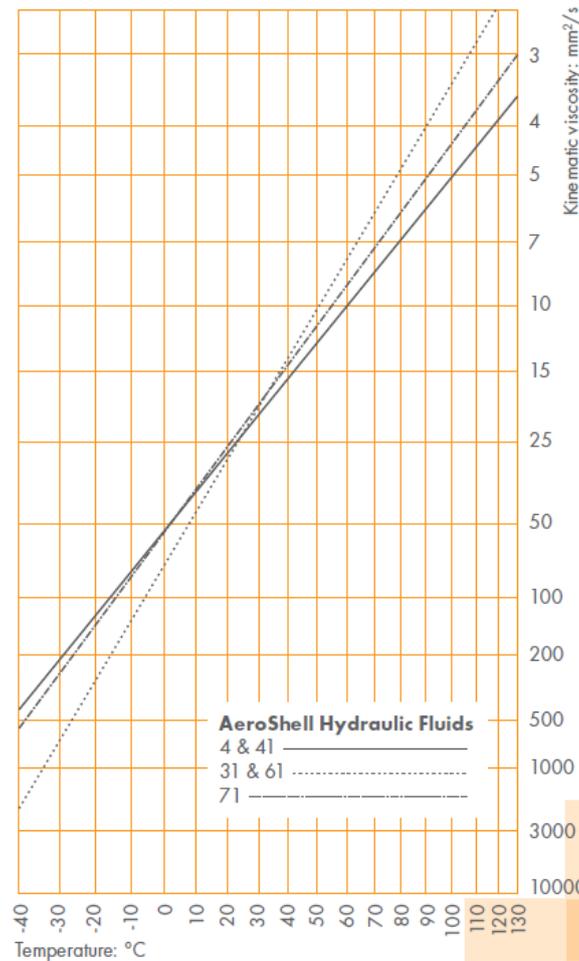


Figura 2.2: Andamento della viscosità cinematica in funzione della temperatura

Dalla figura 2.2 si osserva come la viscosità cinematica varia di tre ordini di grandezza per un range di temperatura che va da $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $130\text{ }^{\circ}\text{C}$.

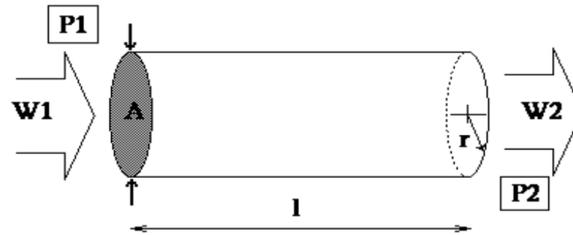
Per fornire un dato pratico di come la temperatura influisce sulla caduta di pressione possiamo calcolare la resistenza idraulica per un condotto a sezione circolare in condizione di fluido laminare applicando la Legge di Poiseuille così definita:

$$\Delta P = \frac{8\mu L}{\pi r^4} Q \quad (2.3)$$

dove:

- ΔP caduta di pressione [Pa]
- $Q \implies$ portata [m^3/s]
- $L \implies$ lunghezza condotto [m]
- $r \implies$ raggio condotto [m]

- $\mu \Rightarrow$ viscosità dinamica [$Pa \cdot s$]



DATI:

- $L = 1 [m]$
- $r = 0.01 [m]$
- $T_1 = -40 [C] \Rightarrow \mu_1 = 0.3554 [Pa \cdot s]$
- $T_2 = 135 [C] \Rightarrow \mu_2 = 0.0048 [Pa \cdot s]$
- $Q = 0.001 [m^3/s]$

Applicando la legge si ottiene:

$$\Delta P_1 = \frac{8\mu_1 L}{\pi r^4} Q = 1.2243 \cdot 10^3 [Pa] \Rightarrow 0.0122 [bar] \quad (2.4)$$

$$\Delta P_2 = \frac{8\mu_2 L}{\pi r^4} Q = 9.0502 \cdot 10^4 [Pa] \Rightarrow 0.905 [bar] \quad (2.5)$$

Si osserva la notevole influenza della temperatura sulla viscosità che a sua volta costituisce una grandezza importante nella caduta di pressione. Sorge spontaneo domandarsi che tali risultati si ottengono solo nel caso di fluido laminare, per chiarire questo aspetto riportiamo la definizione del numero di Reynolds, numero adimensionale per la determinazione della tipologia di moto del fluido:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.6)$$

dove:

- $\rho \Rightarrow$ Densità
- $V \Rightarrow$ velocità

- $\mu \implies$ viscosità dinamica
- $D \implies$ diametro

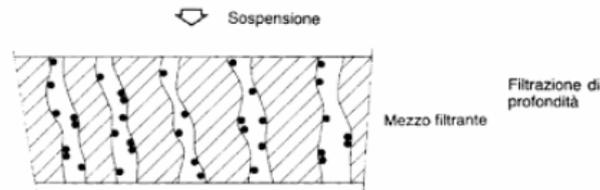


Figura 2.3: Schema filtro di profondità

Tralasciando la dipendenza della viscosità con la temperatura possiamo affermare che il numero di Reynolds del fluido che passa attraverso il filtro ricadrà generalmente nel campo laminare. Infatti, considerando ad esempio un filtro di profondità come nella figura 2.3, che verrà descritto più avanti, come un insieme di capillari, si avrà che D dipenderà dal potere filtrante che sarà nell'ordine dei μm , di conseguenza si avrà un basso numero di Reynolds.

Colmataggio

Durante il ciclo di vita del filtro, i contaminati tendono a creare uno strato di spessore crescente dovuto al loro continuo deposito, sviluppando due fenomeni resistivi. Il primo rappresenta la diminuzione della superficie di passaggio, la seconda, la resistenza all'attraversamento del fluido definita dallo strato di contaminati. Quest'ultima dipenderà dal tipo di filtro e dalla deformabilità e comprimibilità del contaminante. Infatti, nel caso di contaminati facilmente deformabili, sotto l'azione di gradienti di pressione che si instaurano durante il funzionamento, andranno a compattare lo strato dei contaminati andando a ridurre precocemente la durata del filtro.

Per evitare o comunque ridurre il fenomeno di colmataggio esistono dei materiali chiamati coadiuvanti, il cui compito è quello di rendere lo strato di deposito poroso e incompressibile, in modo tale da permettere l'attraversamento del fluido. I coadiuvanti devono avere le seguenti caratteristiche :

- inerzia chimica
- grande porosità
- rigidità
- granulometria uniforme

- elevata superficie specifica

2.0.1 Tipologia di filtri

Le caratteristiche di un adeguato mezzo filtrante sono:

- alta capacità di catturare le particelle solide sospese
- bassa resistenza all'attraversamento del fluido
- resistenza alla pressione di esercizio del sistema idraulico
- capacità di detenere nel tempo i contaminanti filtrati

In funzione di come avviene la filtrazione del fluido possiamo distinguere due famiglie di filtri :

- filtri di superficie
- filtri di profondità

Filtri di superficie

La separazione dei contaminati dal fluido avviene attraverso la detenzione di essi sulla superficie del filtro in quanto la dimensione delle particelle risulta maggiore rispetto alle aeree di passaggio imposte dal mezzo filtrante .

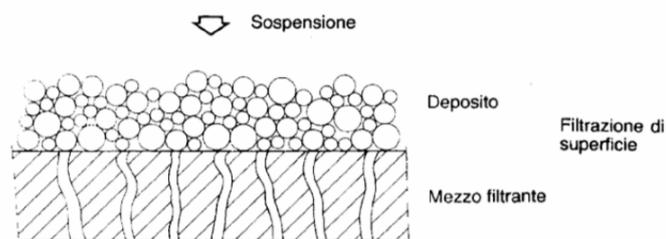


Figura 2.4: Schema illustrativo filtro di superficie

La struttura di questi filtri definisce la dimensione delle particelle, tuttavia permettono in alcuni casi il passaggio di contaminati lunghe e sottili. La superficie libera varia in funzione della finezza di filtrazione.

- **Vantaggi**

- I filtri di superficie possono essere ripuliti e quindi riutilizzati, filtri con finezza filtrante superiore a $40\ \mu\text{m}$ vengono puliti senza particolari difficoltà mentre per valori inferiori a $40\ \mu\text{m}$ è necessario utilizzare un bagno ad ultrasuoni per garantire una completa pulizia del filtro.
- possiedono un elevato rendimento di separazione rispetto ai filtri di profondità.

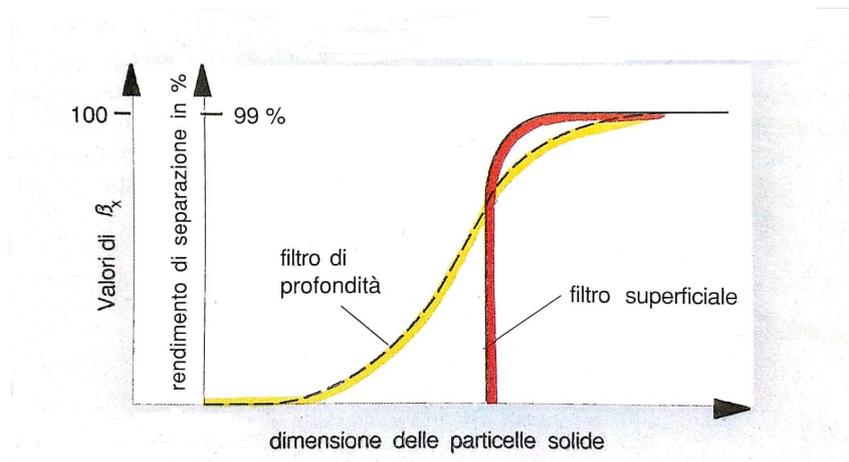


Figura 2.5: Rendimento di separazione dei filtri di superficie e di profondità

• Svantaggi

Il più grande svantaggio dei filtri di superficie è la limitata capacità di raccolta rispetto ai filtri di profondità come si evidenzia dal grafico

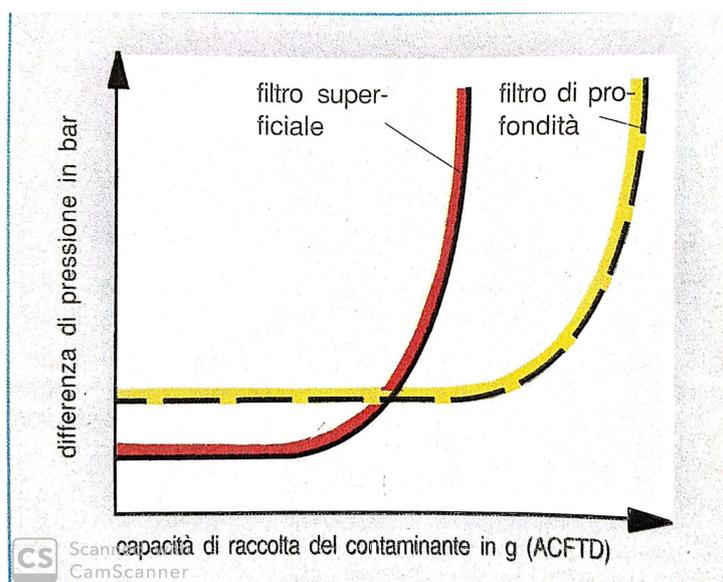


Figura 2.6: Capacità di raccolta del contaminante in filtri di superficie e di profondità

Inoltre si può dedurre come il fenomeno del colmataggio, risulta avere maggiore impatto sul filtro di superficie in quanto come si osserva dalla figura 2.5 il filtro trattiene sulla sua

superficie i contaminati, tale condizione permette agevola la creazione dello strato di particelle impermeabile, rispetto ad un filtro di profondità dove i contaminanti si dispongono in maniera quasi omogenea nel mezzo filtrante.

Materiale filtrante	Struttura	Campo di impiego	Vantaggi	Svantaggi
tessuto di filo metallico	maglia quadrata in fili di acciaio inox, ferro zincato o bronzo fosforoso	filtri per olio lubrificante grossolani e di sicurezza, filtri in aspirazione per la filtrazione di acqua, di fluidi resistenti alla fiamma, di fluidi speciali per alte temperature	cartucce rigenerabili bassa perdita di pressione	impossibile grado di filtrazione sotto 10 μm
tessuto intrecciato	filo di diverso spessore per ordito e trama fili in acciaio inox	filtri grossolani e di sicurezza	cartucce rigenerabili bassa perdita di pressione possibilità di pressioni differenziali elevatissime, fino a 420 bar	ridotta superficie filtrante libera
tubo fessurato	filo di sezione triangolare con inclinazione diversa, avvolto su un corpo di sostegno filo di sezione triangolare in acciaio	filtri di controlavaggio, filtrazione grossolana	cartucce rigenerabili durante l'esercizio per fluidi aggressivi, acqua, fluidi resistenti alla fiamma	impossibile grado di filtrazione sotto 50 μm ridotta superficie filtrante libera

Tabella 2.1: materiali per filtri di superficie

Filtri di profondità

Il meccanismo di separazione avviene tramite un effetto labirinto in quanto il fluido passa attraverso il mezzo filtrante costituito da una enorme rete complessa di capillari dove i contaminanti rimangono intrappolati.

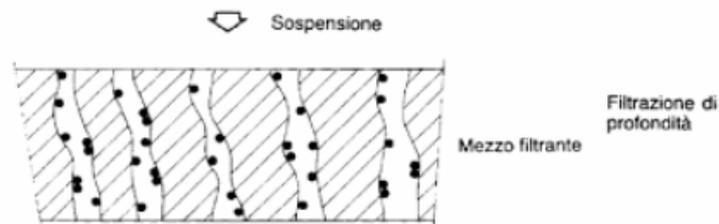


Figura 2.7: Schema filtro di profondità

L'azione di filtrazione avviene per i seguenti fenomeni:

- **l'inerzia e la sedimentazione** dei contaminati attraverso il percorso tortuoso
- **l'adsorbimento** dovuto alle interazioni chimico fisiche tra le particelle in sospensione e il mezzo filtrante
- **l'azione elettrostatica** instaurata tra cariche elettriche di segno opposto tra i contaminati e il setto del filtro .

Il mezzo filtrante dei filtri di profondità sono cellulosa, plastica, vetro, metallo. La complessità dei capillari è influenzata notevolmente da materiali fibrosi impiegati e dalla loro dimensione. Definendo le due tipologie di filtri, in realtà, non si ha una netta distinzione, in quanto il filtro di superficie provvederà, anche se in minima parte a una filtrazione per profondità dovuto al suo spessore, viceversa, il filtro di profondità funzionerà come un filtro a superficie perché fermerà i contaminati di una determinata dimensione incapaci di passare attraverso il mezzo filtrante.

Materiale filtrante	Struttura	Campo di impiego	Vantaggi	Svantaggi
carta	fibre organiche, stratificate casualmente e rinforzate con leganti	filtri di aspirazione , filtri sul ritorno filtri fini elementi monuso	basso costo bassa perdita di pressione	media capacità di raccolta del contaminate scarsa resistenza alla differenza di pressione
carta impregnata di resina fenolica	fibre organiche stratificate casualmente e impregnate di resina fenolica	filtri per carburante filtri olio motore filtri fini elementi monouso	basso costo semplicità strutturale grande superficie filtrante	cattiva capacità di raccolta contaminate, non impiegabile per tutti i fluidi, scarsa resistenza della differenza di pressione
pannello di fibra di vetro	fibre di vetro stratificate casualmente e rinforzate con leganti	filtri finissimi per componenti di alto valore	possibilità di filtrazione fine, buona capacità di raccolta del contaminante, arresto delle particelle su un campo di pressione differenziale, buona resistenza agli agenti chimici, possibilità di impiego per tutti i sistemi oleodinamici	alta perdita di carico non rigenerabile scarsa resistenza al flusso
pannello in fibre metalliche	fili di acciaio legato inox stratificati casualmente , sinterizzati e calandrati	filtrazione finissima per elevate temperature di esercizio, per elevate pressioni differenziali, impiegabili per tutti i fluidi di esercizio, cartucce limitatamente rigenerabili	modesta perdita di carico, buona capacità di raccolta del contaminate, buon comportamento alla sollecitazione a fatica, alta resistenza alla temperatura, buona compatibilità con i fluidi idraulici	costo elevato limitata possibilità di rigenerazione, legata alla pressione differenziale e alla finezza di filtrazione
filtro sinterizzato	sfere metalliche sinterizzate: il diametro delle sfere determina il grado di filtrazione	filtri di sicurezza	modesti costi di produzione	possibilità di impiego solo per basse portate, ridotta superficie filtrante libera, sensibilità ai colpi di pressione, elevata perdita di carico

Tabella 2.2: Materiali filtranti per filtri di profondità

Caratteristiche costruttive delle cartucce

In funzione alla specifica applicazione e considerando le condizioni di funzionamento si individuano le caratteristiche costruttive.

		Campo di impiego	Vantaggi	Svantaggi
Livello di pressione	stabile alle basse pressioni	bassa pressione di lavoro, filtro con bypass, filtro di esercizio	basso costo	pericolo di distruzione dovuta a rapidi impulsi di pressione
	stabile alle alte pressioni	alta pressione, filtro senza by-pass, filtro di sicurezza	impiego universale	costo elevato
struttura della cartuccia	monostrato	autoveicoli	basso costo	cattiva capacità filtrante
	pluristrato	impianti oleodinamici e impianti di lubrificazione	buona capacità di filtrazione, resistenza ad alti ΔP	costo elevato
	a stella	oleodinamica, lubrificazione carburante	grande superficie filtrante in minimo spazio	limitata possibilità di rigenerazione
	a guaina	impianti di lubrificazione	facilità di pulizia	piccola superficie filtrante
	a cestello	impianti di lubrificazione	rimozione totale del contaminato durante la sostituzione della cartuccia	impegno supplementare di progettazione \
senso di flusso	dall'interno all'esterno	per basse pressioni differenziali	rimozione totale del contaminato durante la sostituzione della cartuccia	impegno supplementare di progettazione
	dall'esterno all'interno	per alte pressioni differenziali	rigenerabile in funzione del materiale	Il contaminato filtrato non viene incamerato nella cartuccia
unione della cartuccia alla testata	incollato	olio minerale fino a 100 ° C	collegamento semplice ed economico	non impiegabile per alte temperature, non impiegabile per tutti i liquidi
	saldato	olio minerale oltre 100 ° C, fluidi aggressivi	per alte temperature di esercizio di fluidi aggressivi	costo elevato, costruzione costosa
	bordato	olio minerale oltre 100 ° C, fluidi aggressivi	per alte temperature di esercizio di fluidi aggressivi	costo elevato, costruzione costosa

Tabella 2.3: Caratteristiche costruttive delle cartucce

2.0.2 Determinazione finezza filtrante

La determinazione della finezza filtrante di un filtro avviene tramite la prova "Multi-pass test" secondo la norma DIN ISO 4572. L'esecuzione della prova secondo la norma, permette di comparare filtri di uguale finezza filtrante di produttori diversi.

Struttura del banco prova multi-pass

Il banco prova prevede due circuiti:

Sistema di prova	Sistema di immissione del contaminate
serbatoio	
pompa	
scambiatore di calore	
misuratore di portata	ugello di immissione
filtro in prova	contaminate artificiale (ACFTD)
contatore elettronico di particelle	

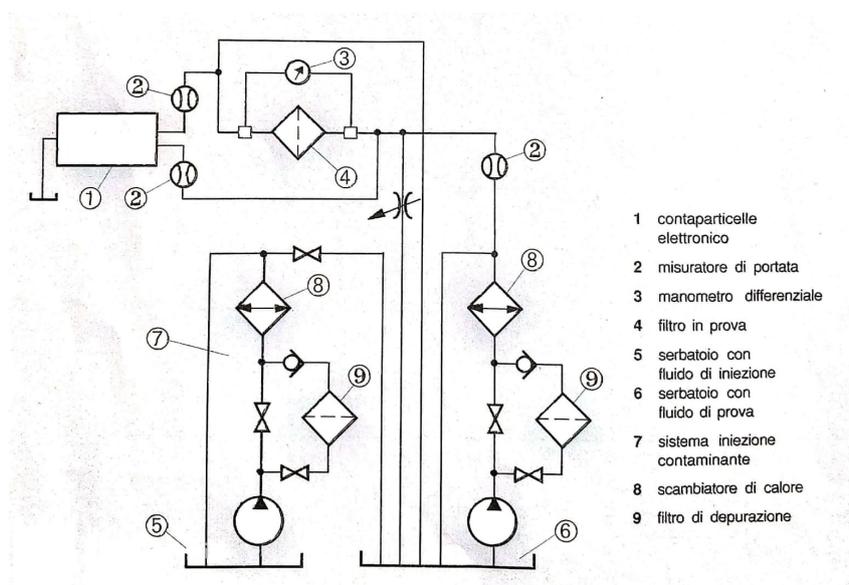


Figura 2.8: Schema semplificato del banco prova multi-pass

Svolgimento della prova

La prima operazione che viene eseguita è la filtrazione del fluido idraulico attraverso filtri ultra fini, fin quando non si raggiunge un numero di particelle residue determinato. Successivamente, nel sistema di prova, il filtro viene fatto attraversare da una portata costante. In contemporanea il sistema di immissione provvede ad iniettare una piccola quantità di fluido con contaminazione stabilita. Per la determinazione della finezza di filtrazione attraverso il parametro β_x dove X rappresenta la dimensione della particella, si prelevano due campioni di fluido a monte e a valle del filtro, che vengono successivamente analizzate dal contatore elettronico di particelle.

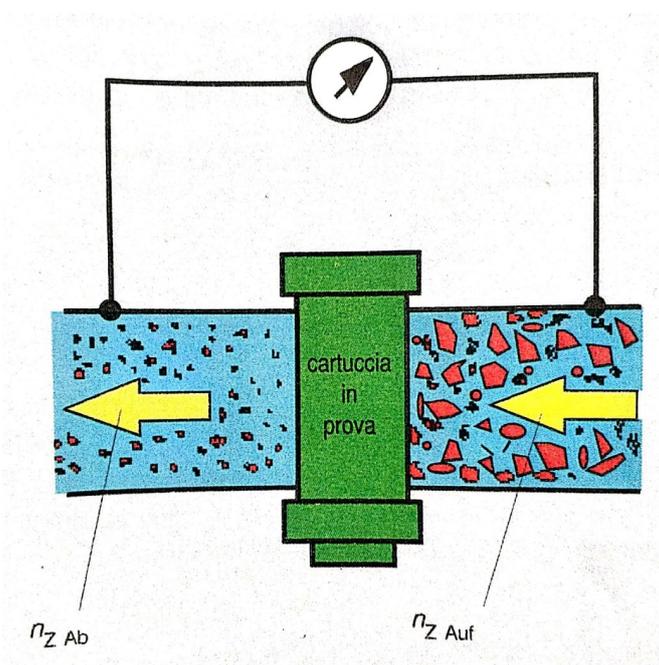


Figura 2.9: Determinazione del valore di β_x

$$\beta_x = \frac{n_{auf} \geq X \mu m}{n_{ab} \geq X \mu m} \quad (2.7)$$

dove:

- $n_{auf} \Rightarrow$ indica il numero di particelle a monte del filtro, tale numero comprende la quantità di particelle di dimensione x e superiore.
- $n_{ab} \Rightarrow$ indica il numero di particelle a valle del filtro, tale numero comprende la quantità di particelle di dimensione x e superiore.
- $\beta_x \Rightarrow$ indica il rendimento filtrante per un determinata dimensione di particelle

Dalla prova *multi – pass* possiamo racchiudere i risultati nel seguente grafico:

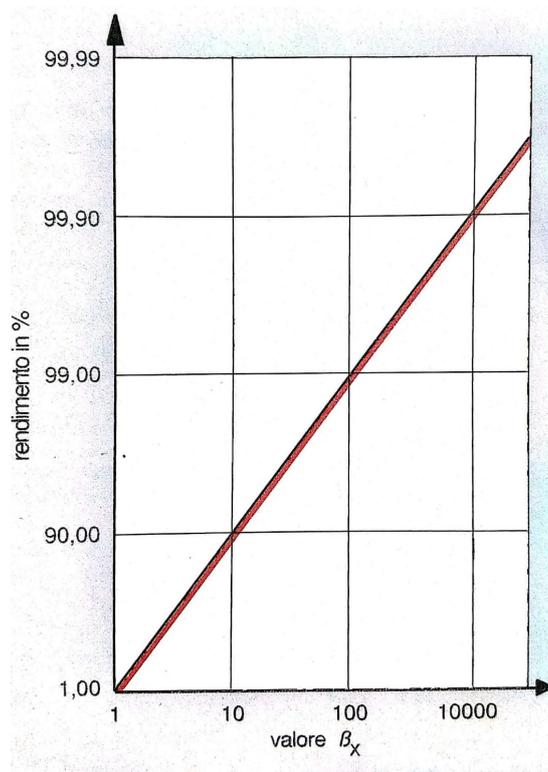


Figura 2.10: Corrispondenza tra il valore β_x e rendimento filtrante

Si tiene a precisare che il valore β_x è strettamente legato alla differenza di pressione a cui è sottoposto il filtro. Infatti, una caduta di pressione elevata diminuisce il β_x , questo è dovuto dal fatto che la caduta di pressione accelera le particelle, considerando inoltre la deformabilità dei contaminanti e della struttura del filtro, si ottiene che i contaminanti riescono a sfuggire al mezzo filtrante. Da questo si deduce che nel momento in cui si confrontano due filtri bisogna considerare il β_x riferito rispetto alla stessa differenza di pressione.

Dalla prova "multi – pass" vengono definiti due valori:

- **Filtrazione nominale** definita per un valore di $\beta_x \leq 20$ che equivale per un rendimento del 95 %. Questo valori non sono utilizzabili dagli utenti in quanto non garantiscono la completa filtrazione.
- **Filtrazione assoluta** definita per un valore uguale e o superiore $\beta_x \leq 100$ corrispondente a un rendimento maggiore del 99 % .

I valori di β_x sono ricavati con concentrazione costante e viene utilizzato un contaminate artificiale, quindi ne consegue che cambiando la concentrazione e il tipo di contaminate abbiamo una variazione della finezza di filtrazione come viene illustrato in figura.

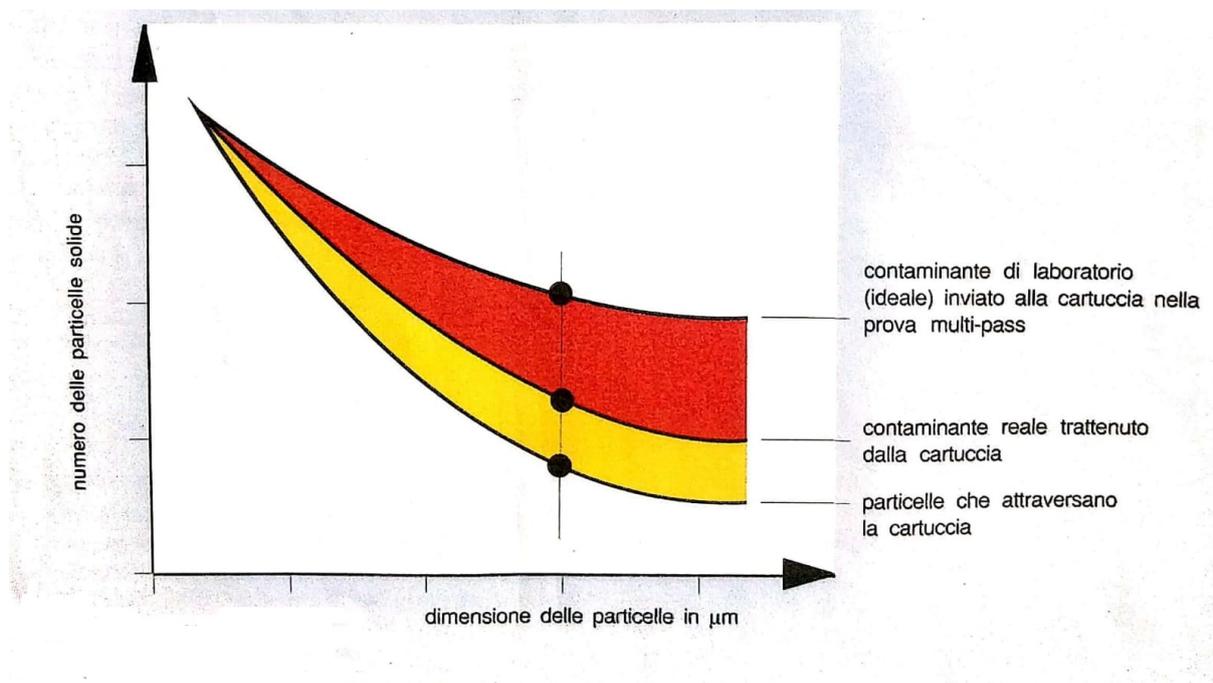


Figura 2.11: Rappresentazione dei valori β_x con contaminati di laboratorio e con contaminati effettivi

2.0.3 Filtri multistrato

Nei paragrafi precedenti si è descritto come i filtri di superficie presentano un rendimento di separazione molto più elevato rispetto i filtri di profondità, in quanto essi sono strutturati in modo tale da definire a priori la dimensione del contaminante da filtrare, mentre in quelli di profondità non è possibile determinarlo a priori, ma dipende dalla stratificazione casuale delle fibre. Dall'altra parte, i filtri di superficie possiedono una minore capacità di accumulo e sono più soggetti al fenomeno del colmataggio.

I filtri multistrato rappresentano la migliore soluzione, essi sono costituiti dalla sovrapposizione di più strati come si osserva in figura 2.12. Questa tipologia di filtri rispettano la classe di contaminazione richiesta e possiedono tutta una serie di benefici qui elencati :

- esatta dimensione di ogni poro
- i valori di β_x rimangono costanti per un ampio range di ΔP
- alta capacità di raccolta
- buona resistenza chimica

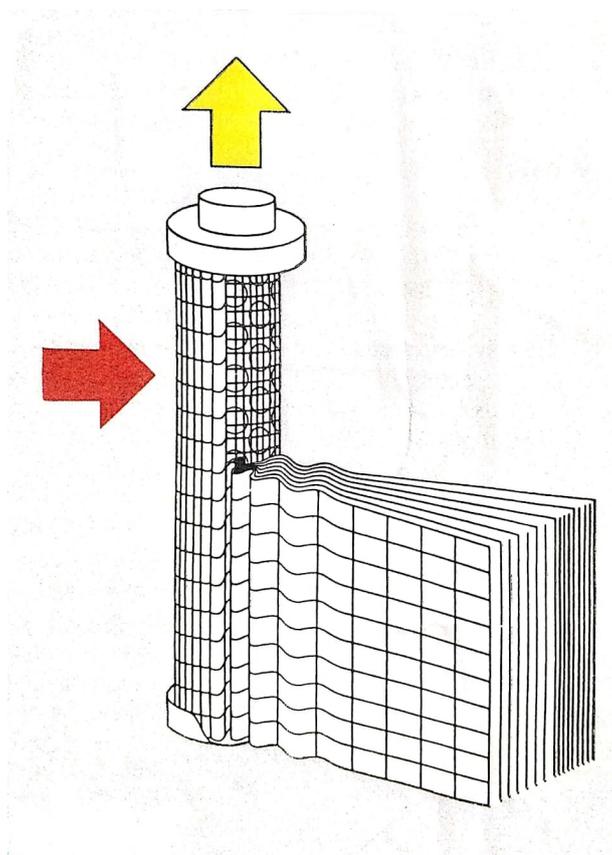


Figura 2.12: Cartuccia a struttura multistrato con indicazione del verso del flusso

Nei filtri multistrato la capacità di raccolta è nettamente superiore, questo perché il contaminante si sedimenta non solo sulla superficie esterna del filtro ma anche internamente, in funzione della propria dimensione, quindi avremo che le particelle si depositano con dimensione decrescente dall'esterno verso l'interno, dovuta al senso di flusso. La formazione a gradiente della sedimentazione, riduce il fenomeno del colmataggio. Un altro vantaggio che riduce la caduta di pressione e aumenta la capacità di raccolta come si evidenzia in figura 2.13, è l'elevata superficie filtrante ottenuta tramite la piegatura a stella.

Dalla figura 2.13 si osserva la dipendenza quasi lineare della capacità di raccolta in funzione della superficie e della variazione quadratica della pressione rispetto all'accumulo.

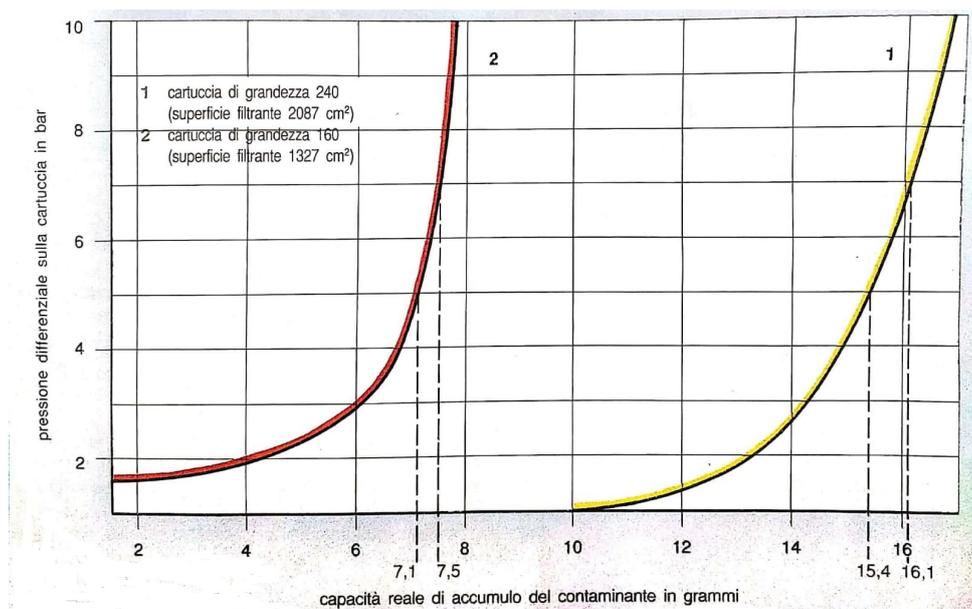


Figura 2.13: Accumulo del contaminante per cartucce di diversa grandezza a parità di portata 120 l/min

Una notevole caratteristica di questi filtri già menzionata in precedenza, è la stabilità della capacità filtrante in funzione della caduta di pressione come viene evidenziato in figura 2.14. Tale caratteristica implica che anche durante il ciclo di vita del filtro, durante la quale si ha un incremento di caduta di pressione, si mantiene la finezza di filtrazione.

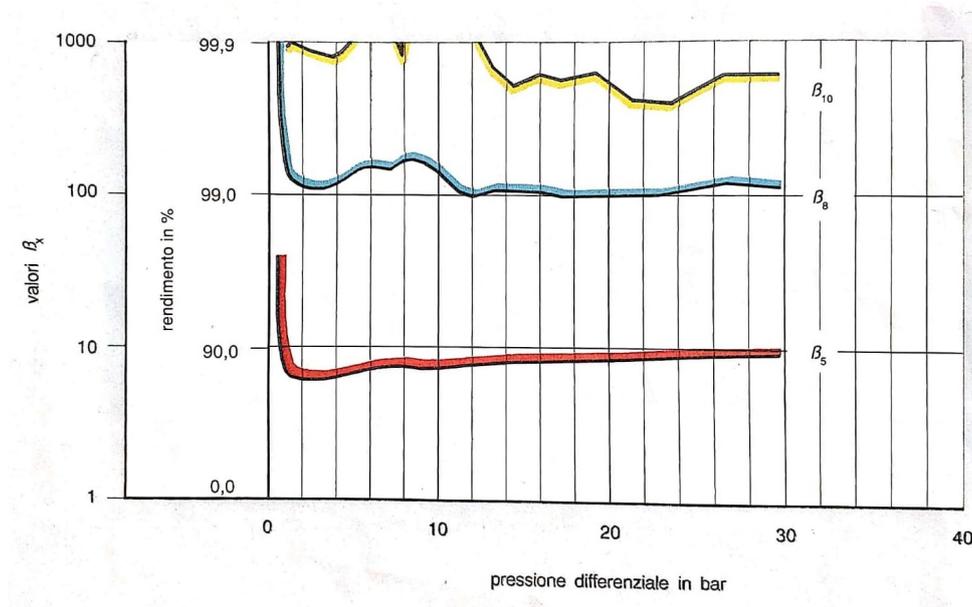


Figura 2.14: Valori di β_x a differenti pressioni differenziali sulla cartuccia

2.0.4 Criteri di scelta dei filtri

La presenza dei filtri all'interno dei servosistemi idraulici, ma in generale in qualsiasi impianto oleodinamico, è di vitale importanza in quanto la sua presenza garantisce il corretto funzionamento di ciascun componente. Infatti, la maggior parte dei guasti deriva dalla presenza dei contaminanti solidi nel fluido, e ciò è dovuto dalla scarsità dell'azione filtrante. La manutenzione periodica dei filtri, non deve essere assolutamente tralasciata, in quanto i costi dovuti ai guasti nonché all'interruzione del funzionamento dell'impianto possono essere solo evitati attraverso il rispetto della politica di manutenzione e con maggiore precauzione, tramite un controllo periodico del livello di contaminazione in modo da intervenire preventivamente anche sostituendo il filtro prima delle ore di lavoro stabilite dalla manutenzione programmata.

L'insufficienza dell'azione filtrante può essere dovuta non solo alla fine del ciclo di vita del filtro ma anche dalla scelta del filtro. In linea generale possiamo esprimere che il costo di un filtro dipende dalla:

- Estensione della superficie
- Capacità filtrante
- Capacità di accumulo
- Condizioni di lavoro
 - Temperatura
 - Pressione
 - Tipologia di contaminante:

La scelta della finezza di filtrazione deve essere definita andando a individuare il minor gioco presente nei componenti che costituiscono il sistema. L'estensione della superficie influenza sia la differenza di pressione che impone il filtro e sia la capacità di accumulo del contaminante, quindi possiamo affermare che la scelta di un filtro di superficie minore rispetto ad un altro più grande verrà sostituito in un tempo minore, che implica il più delle volte, l'interruzione del funzionamento dell'impianto.

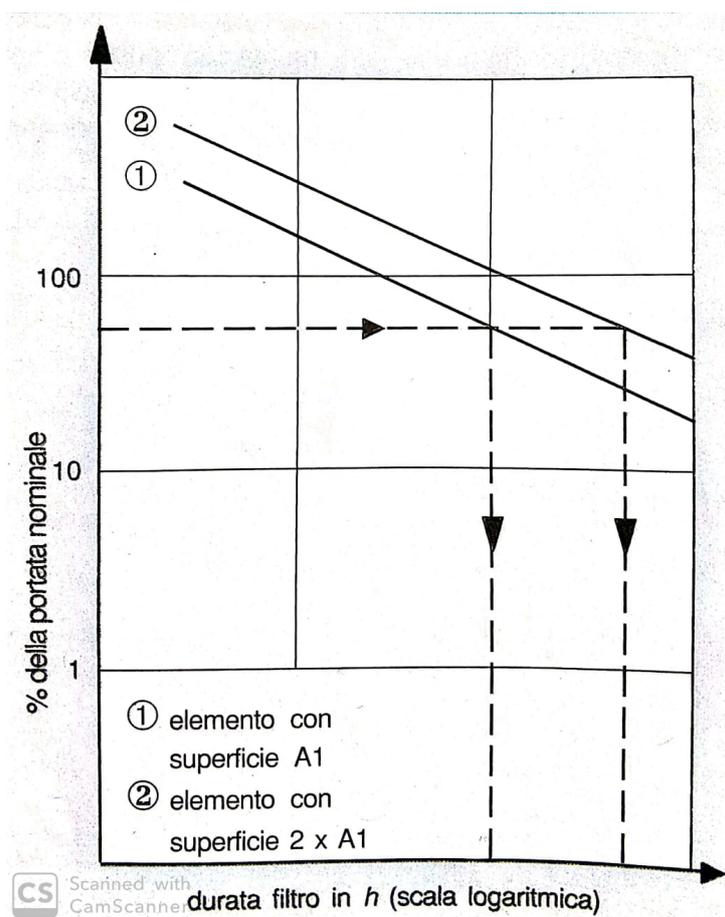


Figura 2.15: Aumento della durata del filtro derivante dall'aumento della superficie filtrante

La scelta del filtro deve essere effettuata anche considerando che la sostituzione deve avvenire in funzione delle altre operazioni di manutenzione per limitare l'arresto dell'impianto. La determinazione del filtro deve avvenire considerando:

- finezza di filtrazione
- pressione di esercizio
- numero delle fasi di lavoro
- rendimento di filtrazione
- capacità di raccolta delle particelle
- luogo di montaggio del filtro

I benefici del corretto dimensionamento di un impianto di filtrazione sono:

- superiore affidabilità del sistema idraulico

- incremento della durata di esercizio della macchina
- riduzione dei tempi di arresto

Filtri con valvola di by-pass

Attraverso l'installazione delle valvole di by-pass si ottengono i seguenti benefici :

- Protezione della cartuccia contro da elevate pressioni differenziali causate da improvvisi incrementi di portata e/o basse temperature di esercizio e quindi elevata viscosità (condizioni che si verificano nelle partenze)
- Eliminazione di errori di collegamento nell'impianto

Il principale svantaggio è la mancata filtrazione della portata che attraversa la valvola di by-pass.

Tipologia dei filtri in base alla posizione

I filtri sono caratterizzati anche in funzione alla posizione nell'impianto, possiamo distinguere:

- **Filtri in pressione o Filtri in mandata** vengono collocati tra la pompa e i componenti sensibili del sistema come valvole e servovalvole, devono quindi assicurare il livello di contaminazione stabilito, per questo motivo questi filtri non possiedono valvole di by-pass. La mancanza della valvola di by-pass, implica che devono resistere a elevate differenze di pressione, che si traduce in costi elevati della cartuccia.
- **Filtri sul ritorno** vengono installati prima del serbatoio, possiedono valvola di by-pass, questo fa sì che il costo della cartuccia è basso e allo stesso tempo, nel caso di componenti delicati, è necessario di un filtro di mandata.
- **Filtri in derivazione** I filtri in derivazione fanno parte di un circuito separato rispetto al principale, che funziona indipendentemente, ed è costituito da una pompa, un filtro e scambiatore termico. In questo modo il filtro viene attraversato da una portata costante. I benefici nell'utilizzo della filtrazione in derivazione sono:
 - filtrazione autonoma rispetto al funzionamento del sistema
 - sostituzione della cartuccia senza interruzioni di funzionamento
 - costo delle cartucce inferiori, in quanto non devono resistere ad impulsi di pressione

- rallentamento del processo di invecchiamento

I filtri in derivazione vengono impiegati per quelle applicazioni con elevato quantità di contaminati

2.0.5 Azioni dei contaminanti solidi

In letteratura è noto che la presenza di contaminati all'interno sono una delle principali cause di arresto del impianto, generalmente la loro presenza porta i seguenti effetti:

- aumento dei trafiletti
- bloccaggio dei cursori
- guasti ai componenti
- alterazione delle funzioni di regolazione

L'origine dei contaminati possiamo definirla sostanzialmente in due modi interna e esterna. Esistono 5 sistemi di classificazione per definire il livello di contaminazione:

- SAE 749 D
- ISO DIS 4406
- NAS 1638
- MIL STD 1246 A

Le classi di contaminazione indicano la quantità di particelle di una particolare dimensione sono contenute in 100 ml di fluido. Per definire il livello di contaminazione, viene valutato il numero e la dimensione dei contaminati solidi. L'operazione viene condotta con contatore elettronico o microscopio ottico. Tuttavia, in presenza di una quantità di contaminante superiore a 20mg/L oppure quando il fluido si presenta molto torbido la classe viene definita attraverso una analisi gravimetrica, che però risulta inefficace nella determinazione delle singole particelle.

Struttura della norma ISO DIS 4406

In base alla norma ISO DIS 4406 il grado di contaminazione del fluido è indicato da due numeri, che illustrano nell'ordine il numero di particelle solide maggiori di $5\mu\text{m}$ e superiori di $15\mu\text{m}$ contenute di 100 ml di fluido. I due numeri vengono assegnati attraverso una tabella, dove ogni numero corrisponde una determinata quantità di contaminante per 100 ml di fluido.

ISO DIS 4406 o CETOP RP 70 H	Numero di particelle per ml $>10\ \mu\text{m}$	Contenuto di contaminante artificiale ACFDT mg/L	MIL STD 1246 A (1967)	NAS 1638 (1964)	SAE 749 D (1963)
26/23	140000				
25/23	85000		1000		
23/20	14000	100	700		
21/18	4500			12	
20/18	2400		500		
20/17	2300			11	
20/16	1400	10			
19/16	1200			10	
18/15	580			9	6
17/14	280		300	8	5
16/13	140		200		
15/12	70			6	3
14/12	40		200		
14/11	35			5	2
13/10	14	0.1		4	1
12/9	9			3	0
18/8	5			2	
10/8	3		100		
10/7	2.3			1	
10/6	1.4	0.01			
9/6	1.2			0	
8/5	0.6			00	
7/5	0.3		50		
6/3	0.14	0.001			
5/2	0.04		25		

Tabella 2.4: Confronto delle classi di Contaminazione

Struttura della norma NAS 1638

Questa norma si differenzia da quella prima in quanto ogni classe definisce il numero massimo di contaminanti per ognuna delle cinque categorie. Ogni categoria è definita per un range di dimensione del contaminante come riportato nella tabella sottostante: La creazione dei contami-

Classe	5-15	15-25	26-50	50-100	>100
00	125	22	224	4	0
0	250	44	8	2	0
1	500	89	16	3	1
2	1000	178	32	6	1
3	2000	356	63	11	2
4	40000	712	126	22	4
5	80000	1425	253	45	8
6	16000	2850	506	90	16
7	32000	5700	1012	180	32
8	64000	11400	2025	360	64
9	128000	22800	4050	720	128
10	256000	4050	8100	1440	256
11	512000	91200	16200	2880	512
12	1024000	182400	32400	5760	1024

Tabella 2.5: Classi di contaminazione secondo NAS 1638 numero massimo di particelle in 100 ml di fluido

nati è un fenomeno degenerativo in quanto la loro presenza causano usura meccanica all'interno dell'impianto. Infatti, in conseguenza al gradiente di pressione il fluido viene accelerato e con esso le particelle all'interno, che avranno una propria massa e quindi una determinata cinetica, verrà dissipata nell'urto con le superficie dei componenti creando altri contaminanti e aumentando la rugosità che incrementerà a sua volta la formazione di altri detriti. La formazione dei contaminanti avviene anche attraverso le forti sollecitazioni idrauliche e meccaniche che si instaurano nei componenti durante il normale l'esercizio dell'impianto. Questo implica che non è sufficiente utilizzare un fluido idraulico privo di contaminati e quindi la necessità di utilizzare appositi filtri.

In riferimento alla figura 2.16 si osserva le azioni dei detriti riferita a comuni componenti all'interno di un sistema idraulico.

Valvola di regolazione

Possiamo esaminare il fenomeno in funzione della dimensione dei detriti rispetto al gioco tra il pistone e corpo valvola, distinguendo tre casi:

- contaminanti con dimensione inferiore al gioco generalmente non comportano nessun problema di funzionamento del componente se no usura delle superfici.
- detriti con la stessa dimensione costituiscono il più grande pericolo in quanto possono causare inceppamenti del pistone.
- contaminati di grande dimensione possono non causare blocchi di funzionamento se conservano la propria dimensione in quanto, durante l'esercizio a causa delle sollecitazioni idrauliche possono diminuire di dimensione e quindi rientrare nei casi precedentemente illustrati.

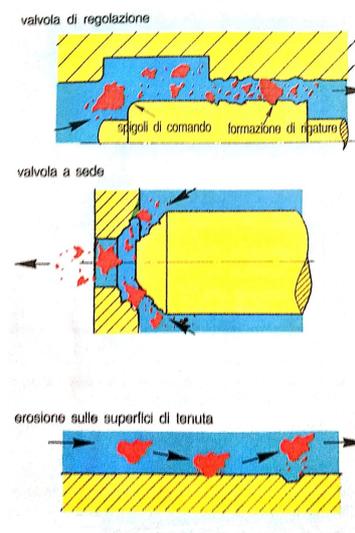


Figura 2.16: Danni superficiali dovuti a particelle solide

Valvola ad otturatore

Come si osserva in figura i detriti possono interpersi tra l'otturatore e la sede della valvola causando malfunzionamento del sistema e usura delle superficie di contatto, andando a minare la tenuta della valvola e l'incremento dei trafiletti.

2.0.6 Tipologia dei contaminati

Nei fluidi idraulici possiamo distinguere tre tipologie di contaminati:

- Particelle solide dure a spigoli vivi, costituiscono la tipologia del contaminate più pericoloso per il sistema idraulico. tuttavia il fenomeno di usura dipende dalla forma e dal materiale di cui sono costituiti i detriti, in quanto particelle di materiale duro e a spigolo vivo possono causare enormi solchi sulle superfici.
- Particelle morbide e gelatinose, non causano fenomeni di abrasione ma possono ostruire i canali di lubrificazione nonché otturare e quindi ridurre il ciclo di vita dei filtri
- sostanze disciolte nel fluido, non causano né problemi di usura né di ostruzione ma vanno a modificare il potere di lubrificazione del fluido e velocizzare l'invecchiamento. Inoltre tale tipologia di contaminante non può essere trattenute dal filtro.

Materiale	Effetto
corindone scoria, ossido	danni gravissimi
acciaio ferro ottone bronzo alluminio	danni gravi
tessuti duri fibre frammenti di guarnizione frammenti di gomma da tubi flessibili frammenti di vernice prodotti di ossidazione del fluido	danni lievi

Capitolo 3

Power Control Modules (PCM)

La maggior parte degli aeromobili attualmente in servizio utilizza un'architettura centralizzata per fornire energia idraulica ai sistemi di attuazione, utilizzati a bordo per la retrazione di controllo di volo, retrotreno e sterzo e altre funzioni accessorie. Sebbene alcune applicazioni degli attuatori elettrici siano emersi recentemente per i veicoli ad ala fissa, la loro applicazione è ancora limitata all'utilizzo di back-up e necessità di una unità centrale idraulica. I moduli di controllo della potenza idraulica (PCM) sono dispositivi complessi, in cui una pompa traduce la potenza meccanica fornita dai sistemi di propulsione attraverso una apposita trasmissione, in energia idraulica.

Il PCM é focalizzato per ottimizzare l'affidabilità e la sicurezza del funzionamento nell'intera gamma di condizioni ambientali che possono essere riscontrate durante il volo.

I PCM sono unità compatte composte da due sottogruppi: collettore e serbatoio. Il collettore ospita le valvole e presenta le interfacce idrauliche mentre il serbatoio fornisce lo stoccaggio necessario del fluido idraulico e i mezzi per assicurarne la pressurizzazione. Il collettore è progettato per alloggiare componenti integrati, a cartuccia o avvitati utilizzati per fornire il condizionamento, la distribuzione e il monitoraggio del fluido idraulico.

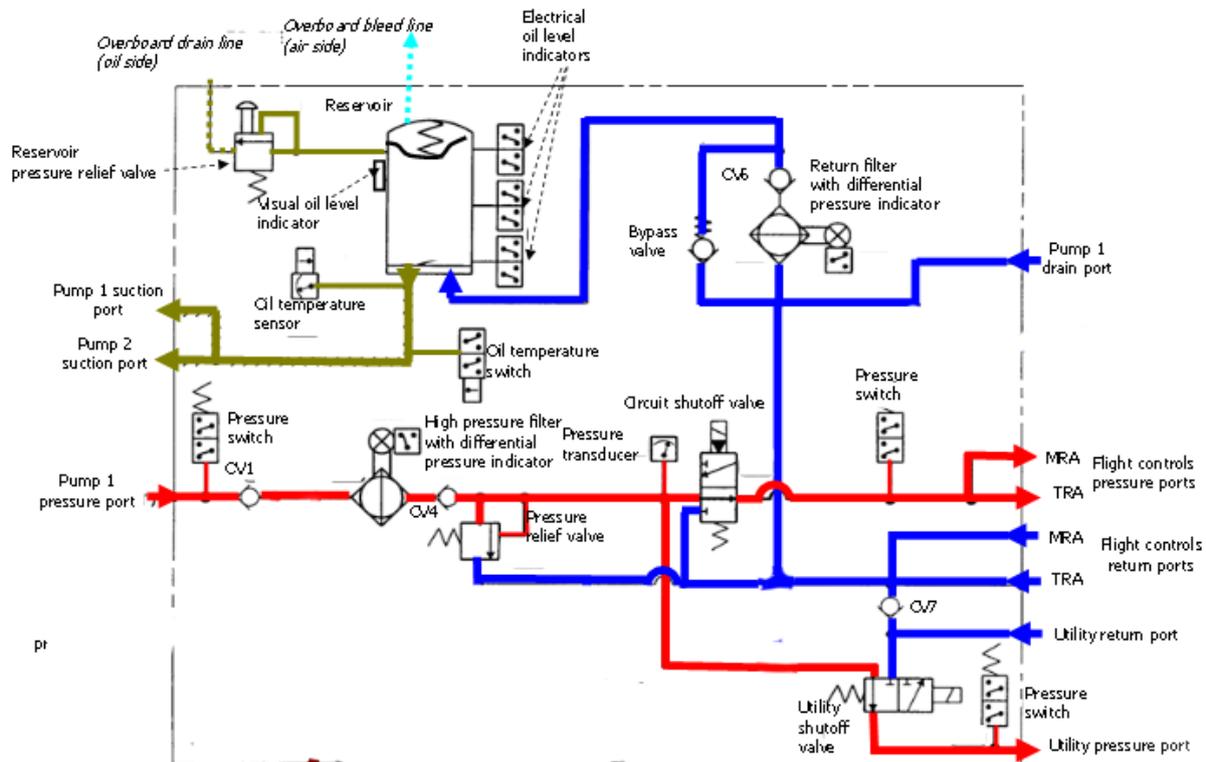


Figura 3.1: schema PCM

Ogni sottogruppo del PCM è composto da diversi componenti progettati e posizionati per soddisfare le condizioni di minimo volume e peso.

3.1 Serbatoio

Il serbatoio è costituito da i seguenti componenti:

- serbatoio pressurizzato a molla
- indicatore visivo del livello dell'olio
- Tre microinterruttori per l'indicazione del livello dell'olio
- leva dedicata che consente il test periodico dei microinterruttori
- valvola limitatrice di pressione che protegge dalle pressioni eccessive del serbatoio e consente lo svuotamento manuale quando richiesto
- connettore elettrico comune per gli interruttori di indicazione del livello dell'olio

- sensore di temperatura dell'olio che misura la temperatura dell'olio nel serbatoio
- interruttore della temperatura dell'olio che segnala quando la temperatura del fluido idraulico nel serbatoio supera un limite stabilito con il suo connettore elettrico

Il serbatoio è progettato per una determinata quantità di fluido idraulico e considerando lo spazio per l'espansione volumetrica di tutto il fluido idraulico del sistema.

La pressurizzazione è fornita da una molla che pressurizza il fluido idraulico agendo su un pistone mobile, che è collegato alla parte fissa del serbatoio da una membrana cilindrica flessibile. La membrana è compatibile con l'olio, offre una buona resistenza ad un ampio range di temperature, possiede una buona flessibilità per sopportare il ciclo di lavoro e elevata resistenza strutturale.

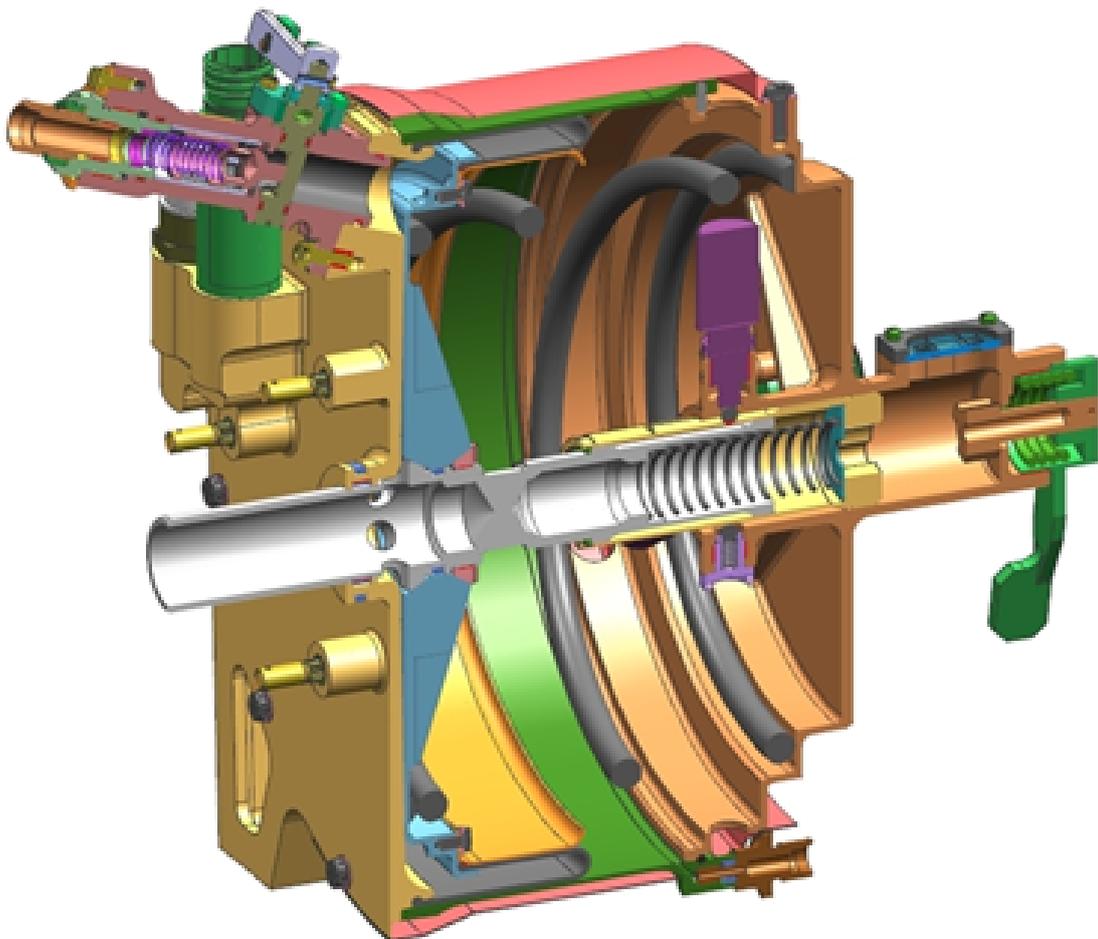


Figura 3.2: Sezione serbatoio

Il serbatoio è stato progettato per fornire un supporto completo alla membrana di gomma flessibile nella condizione di massimo riempimento durante i test di prova e scoppio. La resistenza strutturale del serbatoio è fornita dal serbatoio in lega di alluminio e dal coperchio in titanio collegato che garantisce anche la protezione da un'esposizione diretta alla fiamma durante la prova al fuoco. Entrambe queste parti strutturali sono collegate alla flangia in lega di alluminio che chiude il serbatoio e fornisce il collegamento al collettore e al ponte dell'elicottero.

Internamente al serbatoio, viene inserito un corpo in lega di alluminio che fornisce i collegamenti per l'installazione dei microinterruttori che monitorano il contenuto di fluido. Il corpo fa anche parte del sistema di guida per il pistone. A causa dell'effetto idrostatico della pressione e della disposizione orizzontale dell'asse del serbatoio, la forza sul pistone è più elevata al livello più basso, dando origine a un momento flettente. Un albero telescopico, comprensivo di una camma con pendenze progettate per il funzionamento dei microinterruttori, viene utilizzato per reagire al momento flettente.

Il sistema di guida prevede anche una leva per la funzione di test manuale dei microinterruttori con ritorno automatico alla posizione di riposo. Un'ulteriore caratteristica per migliorare la resistenza all'ambiente vibratorio, è costituito da un anello in lega di alluminio, diviso in due parti, che contribuisce alla rigidità della giunzione tra la flangia e il recipiente di alluminio.

Il lato aria del serbatoio è provvisto di un foro di scarico dell'olio fuoribordo in caso di perdite di fluido dall'olio del serbatoio al lato aria. La pressurizzazione dell'olio è ottenuta dalla forza di due molle. La molla grande è sempre attiva, mentre la molla piccola entra in vigore solo in caso di espansione termica del volume dell'olio oltre il livello completo.

Valvola di scarico serbatoio

Una valvola di scarico è collegata al lato olio del serbatoio, la sua pressione di attivazione è impostata per prevenire danni strutturali del serbatoio sfogando l'olio fuori bordo in caso di una pressione del serbatoio anomala. La valvola è dotata di una leva per scaricare il serbatoio con un'operazione manuale. La valvola ha una sede morbida fatta da un O-ring, fornendo così zero perdite.

Interruttori di livello dell'olio

Il serbatoio è dotato di tre microinterruttori che segnalano tre diversi livelli di olio nel serbatoio:

- Basso livello 1
- Basso livello 2
- Livello minimo

I microinterruttori sono conformi a MIL-PRF-8805 sono montati in direzione radiale rispetto all'albero telescopico e si attivano quando una camma lavorata nell'elemento esterno dell'albero telescopico passa al disotto di uno spostamento radiale di trasformazione della sfera in spostamento assiale del microinterruttore. La camma in realtà consiste in una scanalatura lavorata con una pendenza appropriata. La precisione richiesta è ottenuta mediante una lavorazione precisa del supporto del microswitch e una semplice impostazione del microinterruttore durante l'assemblaggio del modulo.

Sensore temperatura olio

Un sensore di temperatura è posto all'uscita del serbatoio per fornire un'indicazione continua della temperatura del fluido idraulico nelle linee di aspirazione della pompa. Le caratteristiche del sensore di temperatura sono le seguenti:

- Resistenza elettrica a 0 ° C: 90,38 Ω
- Sensibilità: secondo MIL-T-7990B

3.2 Collettore PCM

Il sottogruppo collettore è composto da:

- Un filtro ad alta pressione dotato di un indicatore di pressione differenziale e una valvola di intercettazione per evitare lo scarico del fluido durante la sostituzione dell'elemento
- Un filtro di ritorno dotato di un indicatore di pressione differenziale, una valvola di bypass e una valvola di intercettazione per evitare lo scarico del fluido durante la sostituzione dell'elemento
- Una valvola di sicurezza della pressione del sistema
- Quattro pressostati che segnalano che la pressione alle due porte di pressione delle pompe, ai comandi di volo e alle prese di pressione di servizio è superiore a una determinata soglia

- Un trasduttore di pressione che fornisce una misurazione continua della pressione nella linea a valle del filtro ad alta pressione
- Due valvole di intercettazione a solenoide che consentono il collegamento delle porte di pressione dei comandi di volo e la porta di pressione di servizio alla linea di pressione PCM o alla linea di ritorno PCM
- valvole di non ritorno in posizioni diverse per impedire il flusso inverso

3.2.1 Filtro ad alta pressione

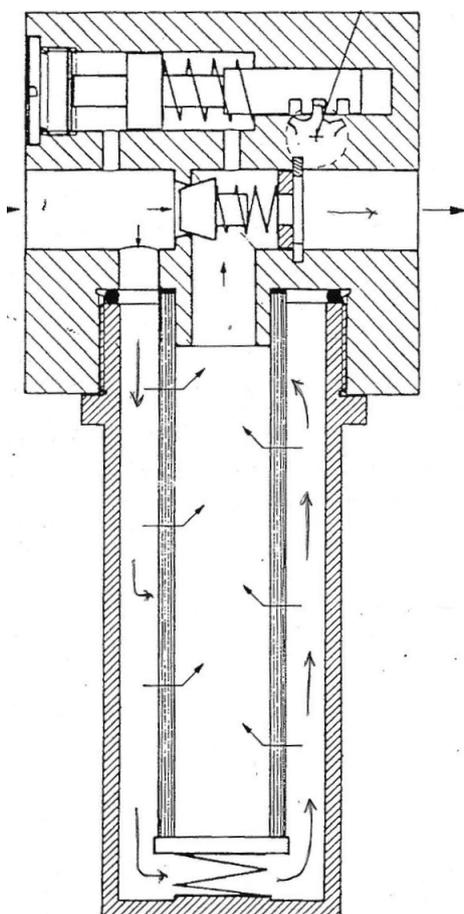


Figura 3.3: Sezione filtro

Il gruppo filtro ad alta pressione è un'unità conforme ai requisiti della specifica MIL-F-8815). L'elemento filtrante è di tipo non pulibile, 5 micron assoluti, in grado di funzionare nell'intervallo di temperatura da -54°C a 135°C . Il gruppo filtro è dotato di un indicatore di caduta di pressione con segnalazione meccanica ed elettrica. Un'indicazione visiva di avviso e un segnale elettrico viene generato quando la pressione differenziale attraverso l'elemento è superiore a un

valore impostato. L'indicatore di caduta di pressione non si attiva in caso di un temporaneo aumento di flusso e al di sotto della temperatura del fluido di 40 ° C. I picchi di flusso temporanei che si verificano per meno di 50 ms, che si verificano per meno di 20 ms, non far scattare il microinterruttore. Il gruppo del filtro è dotato di un sistema di valvole di intercettazione per impedire automaticamente la fuoriuscita dalle porte di ingresso e di uscita della testa del filtro quando la vaschetta del filtro e l'elemento vengono rimossi e per impedire l'inclusione dell'aria al momento del rimontaggio. Durante le operazioni di manutenzione, il flusso dall'uscita del filtro viene impedito da una valvola di non ritorno, solidale alla testata del filtro, mentre il flusso dall'ingresso del filtro viene impedito da una valvola che viene spinta verso il basso, impegnando un doppio sistema di tenuta, quando la bacinella è svitata. Questo sistema di tenuta riduce al minimo le fuoriuscite di olio durante l'operazione di manutenzione.

3.2.2 Filtro di ritorno

Il gruppo filtro della linea di ritorno è un'unità conforme ai requisiti della specifica MIL-F-8815. Il gruppo del filtro di ritorno ha le stesse caratteristiche generali e l'elemento del filtro del gruppo del filtro della linea di pressione, con alcune caratteristiche specifiche descritte di seguito.

- È inclusa una valvola di bypass che impedisce un eccessivo accumulo di pressione nella linea di ritorno in caso di restrizione anormale del flusso attraverso l'elemento filtrante. La valvola di bypass si apre per un differenziale di pressione maggiore di quello che attiva l'indicatore di differenza di pressione.
- La filettatura della tazza del filtro di ritorno è diversa dalla filettatura della tazza del filtro ad alta pressione per evitare errori di montaggio involontari

3.2.3 Valvola limitatrice di pressione

La valvola limitatrice di pressione ha lo scopo di limitare la pressione massima nella linea di alimentazione scaricando il fluido idraulico da restituire nel caso in cui la pressione di alimentazione superi un limite prestabilito. La valvola è un componente del tipo a cartuccia per una facile manutenzione.

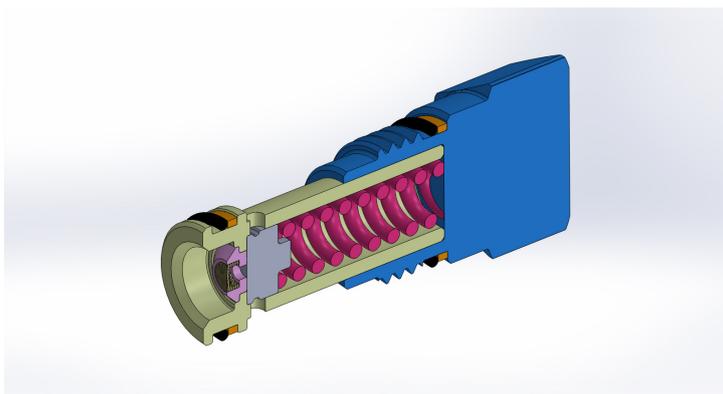


Figura 3.4: Sezione valvola di sfogo

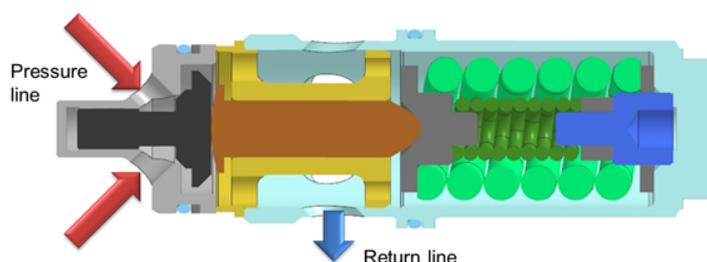


Figura 3.5: Sezione valvola di intercettazione

3.2.4 Valvola di intercettazione

Una valvola di intercettazione a solenoide viene utilizzata per depressurizzare la linea di pressione dei sistemi di controllo di volo quando richiesto. La valvola è una valvola a tre vie a due posizioni. Quando il solenoide è diseccitato, la sezione pilota della valvola fa passare l'alta pressione su un lato del rocchetto della valvola e viene generata una forza che supera la forza della molla e sposta la spola in una nuova posizione in cui la linea di alimentazione è aperta alla linea a valle e chiusa per tornare. Dopo l'eccitazione del solenoide, la pressione di pilotaggio viene portata a ritorno e il cursore della valvola viene spostato in una posizione tale da chiudere la linea di pressione del sistema mentre si collega la linea a valle per ritornare; il movimento della bobina della valvola in questa posizione è causato dall'azione delle forze della molla e della pressione. Uno schema della valvola è mostrato nella figura 3.5. . La valvola è costituita da due bobine, una bobina è in contatto con una molla, mentre l'altra, con una geometria sferica, è soggetta su un lato alla pressione pilota controllata dal solenoide. Le due bobine sono tenute l'una contro l'altra dalla molla e le forze di pressione agiscono su di esse. Un limitatore interno posto nel passaggio dal solenoide alla sezione pilota della valvola crea una limitazione per il flusso di fluido associato al movimento della bobina pilota, che mantiene il tempo di commutazione nell'intervallo specificato da 0,15 a 0,50 s.

3.2.5 Valvola di non ritorno

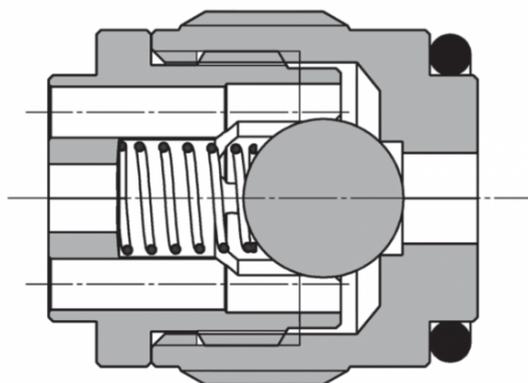


Figura 3.6: Sezione valvola di non ritorno

Diverse valvole di non ritorno sono utilizzate nel collettore in punti in cui è necessario fornire un flusso libero in una direzione, impedendo il flusso nella direzione opposta. Le valvole sono progettate con geometria sferica per consentire un migliore allineamento quando sono chiuse, riducendo così le perdite interne. Le molle delle valvole sono racchiuse in una gabbia per aumentare l'affidabilità ed evitare il rilascio di particelle in caso di guasto. Come riferimento, la sezione trasversale di una di queste valvole di controllo è mostrata nella Figura 3.6

3.2.6 FUNZIONAMENTO PCM

Il PCM viene alimentato da una pompa con fluido ad alta pressione attraverso una porta idraulica. Un pressostato si trova immediatamente della porta di pressione della pompa per fornire un'indicazione che la pressione in tale linea è superiore alla soglia limite. La valvole di non ritorno CV1 è collocata a valle del pressostato, impedendo il flusso inverso dal sistema alla pompa in caso guasto della linea o della pompa stessa. Il fluido viene quindi indirizzato a un filtro ad alta pressione che cattura le particelle contaminanti e impedisce loro di scorrere a valle. Il filtro è dotato di un indicatore di pressione differenziale per fornire un segnale elettrico e visivo di intasamento dell'elemento filtrante. Una valvola di sicurezza posta a valle del filtro ad alta pressione scarica il fluido idraulico da restituire in caso di sovrappressione. Un trasduttore di pressione fornisce un'indicazione continua della pressione del sistema. Il flusso di fluido pressurizzato viene quindi suddiviso in due condotti separati. Un condotto convoglia il flusso del fluido idraulico alla valvola di intercettazione del circuito, mentre l'altro condotto convoglia il flusso del fluido idraulico alla valvola di intercettazione dell'utilità. In condizioni operative

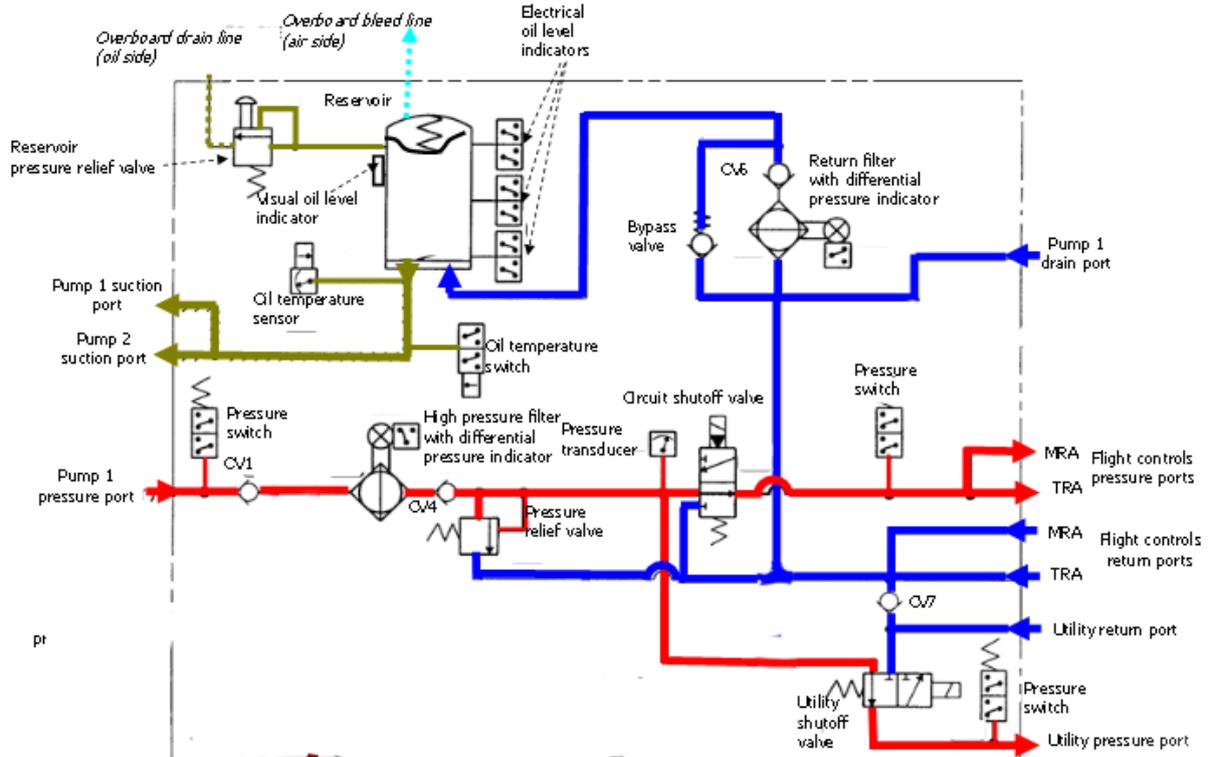


Figura 3.7: schema PCM

normali le due valvole di intercettazione sono aperte consentendo il passaggio del flusso di fluido pressurizzato ai controlli di volo e alle porte di pressione di servizio. Quando una qualsiasi delle due valvole di intercettazione è eccitata, il collegamento con la linea di pressione è chiuso e la relativa porta di pressione PCM (comandi di volo o utilità) è collegata alla linea di ritorno. Due pressostati, situati a valle delle due valvole di intercettazione forniscono l'indicazione dello stato della pressione ai controlli di volo e alle porte di pressione di servizio. Il ritorno fluisce dai controlli di volo e dall'utilità entra nel PCM attraverso le relative porte e si uniscono in un condotto comune. Tuttavia, una valvola di non ritorno (CV7) è posta nella linea di ritorno dell'utenza a monte del punto di somma dei flussi per impedire un flusso inverso dalla linea di controllo di volo nella linea di ritorno dell'utilità. Dopo il punto di somma, il fluido idraulico scorre attraverso la valvola di ritorno fino a un punto a monte del filtro di ritorno dove accetta i flussi di scarico della linea di ritorno della pompa. Il fluido idraulico passa quindi attraverso il filtro di ritorno e infine nel serbatoio. Il filtro di ritorno è inoltre dotato di un indicatore di pressione differenziale e di una valvola di by-pass per evitare l'accumulo di pressione in caso di intasamento dell'elemento filtrante di ritorno. Il serbatoio può essere monitorato per quanto

riguarda il contenuto di fluido attraverso l'indicatore visivo e tre interruttori del livello dell'olio che sono impostati per fornire i segnali del livello dell'olio appropriati. Il serbatoio è inoltre dotato di una valvola di sicurezza con doppia funzione. Una prima funzione è quella di evitare una sovrappressurizzazione che potrebbe portare alla deformazione o allo scoppio del serbatoio, fungendo quindi da valvola di sfiato dimensionata per essere in grado di scaricare il flusso completo delle pompe. La seconda funzione è quella di dare la possibilità di svuotare manualmente il serbatoio dal fluido idraulico.

3.3 Condizioni operative

Nella seguente tabella sono state elencate le condizioni operative:

- Temperatura di esercizio
- Portata richiesta

definendo le cadute di pressione per ciascuna linea e il tempo di operatività per ciascuna condizione

Operating time	Condition	Temp	Flight controls flow	Utility flow	Pressure drop				
					Flight controls		Utility		Suction line
					Pressure line	Return line	Pressure line	Return line	
[%]	[°C]	[l/min]	[l/min]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	
65	Normal	40	5	0	0.148	0.207	0.062	0.172	0.011
5	Normal	40	5	15	0.697	1.483	1.719	1.667	0.067
2	Low temperature	-20	5	15	3.311	6.175	6.805	6.345	0.243
5	Preflight check	20	3	0	0.102	0.177	0.048	0.135	0.009
2	Preflight check	-40	3	0	2.871	4.591	1.696	3.245	0.100
6	High temperature	120	15	15	1.442	2.091	1.681	2.136	0.068
2	High temperature	135	15	15	1.405	2.017	1.628	2.066	0.064
1	Overboost	120	5	15	0.500	0.971	1.164	1.128	0.036
1	Full flow	90	35	0	3.928	3.312	1.369	2.822	0.101
1	Fluid contaminated	40	5	15	0.755	1.483	1.719	1.667	0.067
5	Maintenance	40	5	0	0.148	0.207	0.062	0.172	0.011
4	Maintenance	40	5	15	0.697	1.483	1.719	1.667	0.067
1	Maintenance	40	35	0	4.662	4.505	1.670	3.710	0.156

Figura 3.8: Condizioni operative

Capitolo 4

Modello

Per la realizzazione del sistema PHM è stato indispensabile la creazione di un modello in ambiente Matlab/Simulink, in modo da condurre successivamente, una campagna di simulazioni rispettando le condizioni operative riportate precedentemente. Il modello è definito da equazioni differenziali, algebriche e attraverso curve sperimentali, che descrivano il funzionamento e le caratteristiche di ogni componente del sistema. Per tali ragioni, si è scelto di lavorare in ambiente Simulink, che permette la risoluzione di equazioni differenziali tramite una interfaccia semplice come quella degli schemi a blocchi, inoltre, Simulink é integrato con l'ambiente Matlab, permettendo la comunicazione con il workspace e quindi la facilità di eseguire il Post-processing . Il modello preso in considerazione, rappresenta una forma minimale rispetto al più complesso sistema idraulico visto nel capitolo precedente ma sufficiente, in questo studio preliminare, per la realizzazione del PHM. Il circuito idraulico preso in considerazione è definito dai seguenti componenti:

- pompa assiale a cilindrata variabile
- valvola di non ritorno
- filtro di alta pressione
- valvola limitatrice di pressione
- valvola che simula i comandi di volo e gli ausiliari
- filtro di ritorno
- serbatoio pressurizzato

Nella figura 4.1 si osserva la disposizione dei componenti:

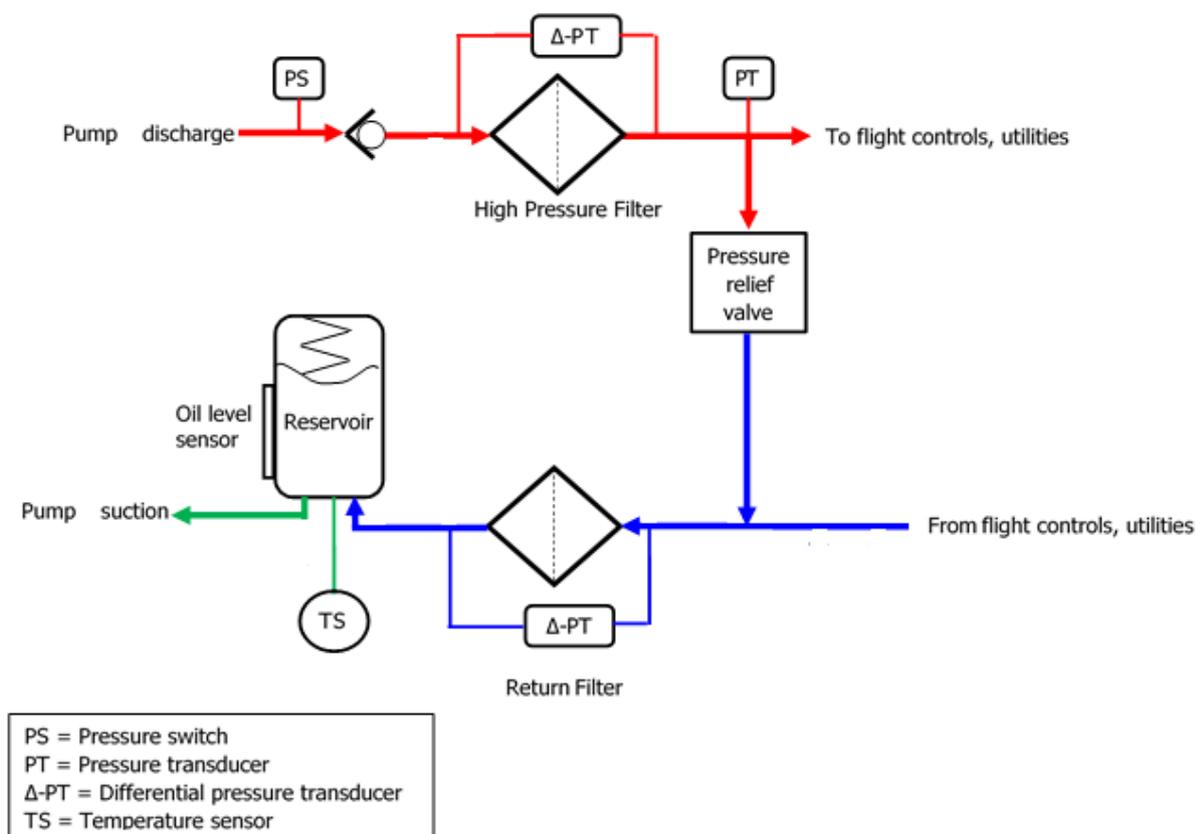


Figura 4.1: Schema circuito idraulico

4.0.1 Funzionamento

In condizioni di fermo il sistema avrà una determinata pressione, probabilmente differente tra mandata (linee rosse) e ritorno (linee blu), che dipenderà dalle tenute delle valvole e dalla pressurizzazione indotta dal serbatoio, inoltre, consideriamo la richieste di portata dei comandi di volo e accessori nulle. La pompa assiale a cilindrata variabile preleva il fluido idraulico dal serbatoio pressurizzato iniettandolo nel circuito di mandata, aprendo la valvola di non ritorno e passando attraverso il filtro, incrementando la pressione in quel volume del circuito rappresentato in rosso. Una volta raggiunta una pressione predefinita di 210 [bar] la valvola limitatrice di pressione si apre regolarizzando la pressione al valore stabilito, nello stesso tempo avviene la regolazione della pompa che riduce la portata, che nel caso improbabile di assenza di trafilemanti, diventa nulla, in tal caso la valvola di non ritorno assicura la pressurizzazione. L'intervento della valvola limitatrice di pressione avviene nei casi di emergenza ma anche dalla prontezza di regolazione della pompa. Successivamente, a seguito a un comando, si apre la valvola, ci sarà una portata che fluirà attraverso, che andrà ad abbassare il livello di pressione di mandata,

il sistema di regolazione della pompa interviene stabilizzando la pressione, ma bisogna sempre considerare la sua prontezza e la portata richiesta dal comando. Il fluido infine passa attraverso il filtro di ritorno e si accumula nel serbatoio.

La figura 4.1 mostra anche i sensori che possono essere utilizzati per la realizzazione del sistema prognostico, in quanto sono comuni nei sistemi idraulici dei comandi di volo.

- *PS* pressostato che si attiva quando la pressione all'uscita della pompa è superiore a una determinata soglia. Questo segnale non è utilizzabile perché è di tipo ON/OFF
- *PT* trasduttore di pressione che fornisce una misurazione della linea a valle del filtro di pressione
- $\Delta - PT$ trasduttore di pressione differenziale (uno per ogni filtro)
- *TS* trasduttore di temperatura serbatoio

4.1 Tipologia di modellazione

Andare a descrivere il funzionamento di un sistema idraulico dinamico significa anche simulare quanto accade durante i transitori causati dalla commutazione di valvole con la conseguenza variazione della pressione e altre grandezze nonché lo spostamento di gruppi mobili come pistoni. Tale modellazione può essere eseguita utilizzando l'analogia elettrica, dove la corrente equivale alla portata e la tensione alla pressione, ottenendo l'equivalente di resistenza idraulica, capacità idraulica e induttanza idraulica.

L'analogia elettrica, non porta a una soluzione analitica del problema per la presenza delle non linearità del sistema, ciò nonostante possono essere trovate soluzioni attraverso l'integrazione numerica, come ad esempio Simulink.

Bisogna anche considerare che il sistema idraulico può essere a parametri concentrati o a parametri distribuiti. In un sistema a parametri concentrati, un componente viene modellizzato come un elemento a sé stante, che realizza un'unica funzione. Infatti, una valvola può essere vista come una resistenza localizzata e un serbatoio come una capacità. Nel caso in cui si vuole sapere l'andamento della pressione lungo una linea di collegamento, essenzialmente un tubo, l'approccio a parametri concentrati risulta inefficace e si utilizza quello a parametri distribuiti, in quanto in tal caso il tubo presenta fenomeni di tipo resistivo, induttivo e capacitivo simultaneamente.

4.1.1 Resistenze idrauliche

La resistenza idraulica può essere utilizzata per la descrizione di perdite per attrito lungo i condotti, perdite localizzate dovute alla presenza di valvole, strozzature variazione di cambiamento di sezione e raccordi. Per la definizione di una resistenza dovuta al passaggio del fluido attraverso un orifizio possiamo utilizzare la seguente ben nota relazione:

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{C_d A} \right)^2 \quad (4.1)$$

oppure nel caso di fluido laminare attraverso un condotto a sezione circolare :

$$\Delta P = \frac{8\mu L}{\pi r^4} Q \quad (4.2)$$

Si osserva che l'equazione 4.1 è non lineare e questo conferma quanto detto in precedenza riguardo la difficoltà di una soluzione analitica. Prendiamo in considerazione la resistenza di un orifizio

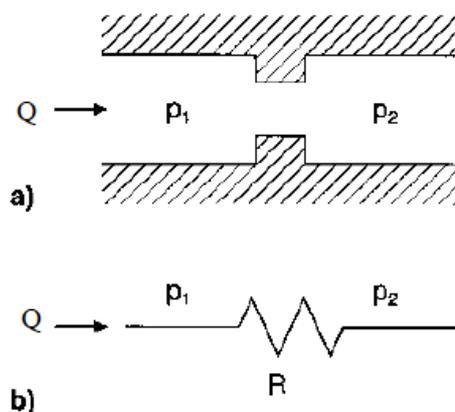


Figura 4.2: Resistenza idraulica a) schema; b) simbolo

In prima approssimazione possiamo utilizzare un approccio lineare, questo implica andare ad approssimare la curva con una retta tangente rispetto a delle condizioni di riferimento, si avrà che :

$$R = \frac{p_1 - p_2}{Q} \quad (4.3)$$

si osserva in figura 4.3 come l'ipotesi di linearità vale solo nell'intorno rispetto alle condizioni di riferimento, man-mano che ci spostiamo l'errore aumenta.

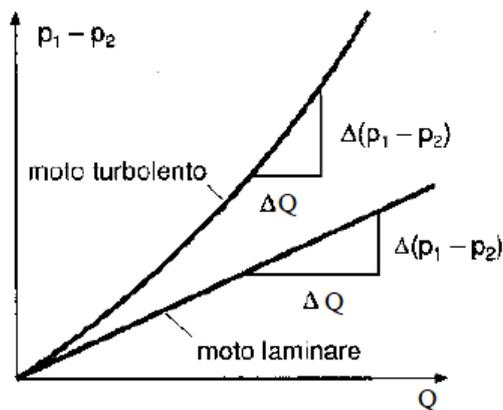


Figura 4.3: curve caratteristiche idrauliche

4.1.2 Capacità idrauliche

L'effetto capacitivo deriva dall'incremento di materia all'interno di un dato volume. Questo dipende principalmente da due cause :

- comprimibilità del fluido
- variazione di volume del contenitore

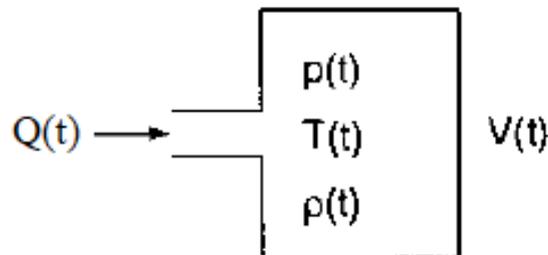


Figura 4.4: Capacità idraulica

Per determinare la capacità idraulica facciamo riferimento alla figura 4.4, quest'ultima presenta un volume V dove viene inietta una portata Q . La massa di fluido all'interno dipende dalla densità, che a sua volta dipende dalla temperatura, dalla rigidità del recipiente e così via. La portata in ingresso andrà dunque ad incrementare la pressione all'interno, per determinare il legame tra portata e pressione andiamo a scrivere l'equazione di conservazione della massa per il caso in questione :

$$\rho Q = \frac{dM}{dt} \quad [Kg/s] \quad (4.4)$$

La 4.4 può essere illustrata nel seguente modo:

$$\rho Q = \frac{d(\rho V)}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \quad (4.5)$$

La variazione di volume nel tempo è determinata in funzione della rigidità del volume come riportato in figura 4.5 dove si evidenzia la correlazione tra pressione e volume del recipiente. Nel caso in cui ci ritroviamo in un recipiente elastico di tipo lineare l'andamento segue la retta 1 della figura 4.5b. Il coefficiente angolare di questa retta prende il nome di *rigidezza elastica di volume*. Quindi possiamo scrivere:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dp} \frac{dp}{dt} = \frac{1}{K_v} \frac{dp}{dt} \quad (4.6)$$

Nel caso della curva 2 non possiamo a priori definire una rigidità elastica unica ma varierà in funzione del punto considerato. La retta 3 rappresenta rigidità del recipiente infinita che si

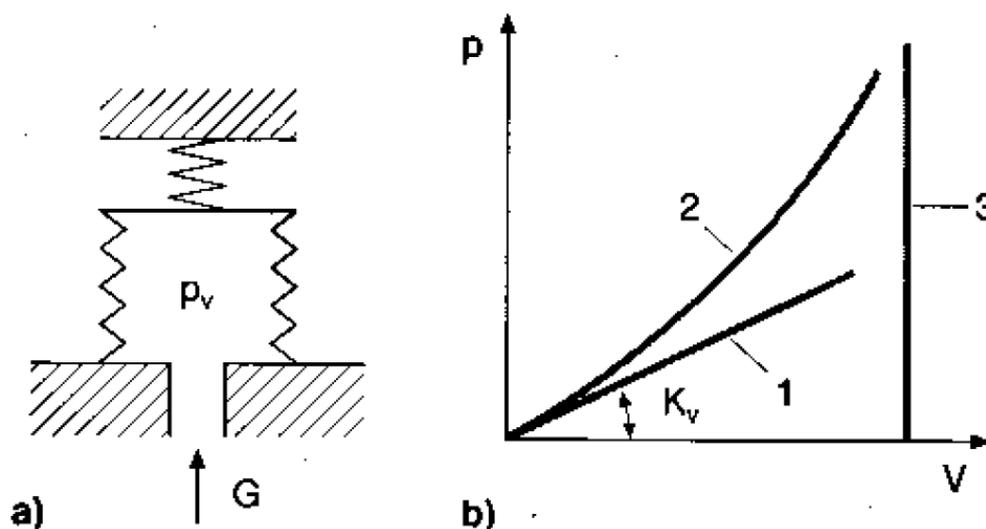


Figura 4.5: Capacità idraulica a) schema di capacità elastica; b) curve caratteristiche

traduce :

$$\frac{dV}{dt} = 0 \quad (4.7)$$

Prendendo in considerazione il secondo termine dell'equazione 4.5 possiamo definire la variabilità nel tempo della densità come :

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (4.8)$$

Dove β rappresenta il modulo di Bulk [Pa]. Sostituendo le due relazioni abbiamo che :

$$Q = \left(\frac{1}{K_v} + \frac{\rho}{\beta} \right) \frac{dp}{dt} \quad (4.9)$$

Seguendo l'analogia elettrica si ha che la capacità idraulica sarà definita:

$$C = \left(\frac{1}{K_v} + \frac{\rho}{\beta} \right) = \frac{Q}{\frac{dp}{dt}} \quad (4.10)$$

Qui di seguito è riportato il simbolo della capacità, dove si può osservare, che a differenza della capacità elettrica che opera con un differenziale di tensione, la capacità idraulica si riferisce sempre alla pressione ambiente.

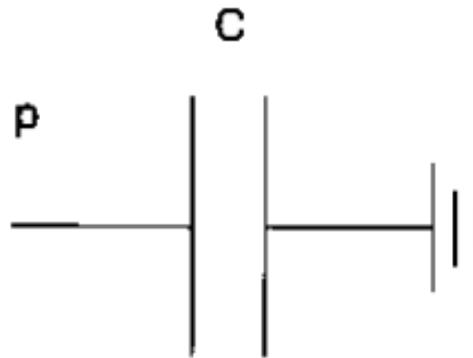


Figura 4.6: Simbolo capacità idraulica

4.1.3 Induttanza idraulica

L'induttanza idraulica ha lo scopo di identificare quella quota parte di ΔP che si instaura nel momento in cui, il fluido viene accelerato o decelerato, ovvero l'effetto inerziale della massa del fluido in movimento. Per definire l'induttanza del fluido prendiamo in considerazione l'esempio riportato in figura:

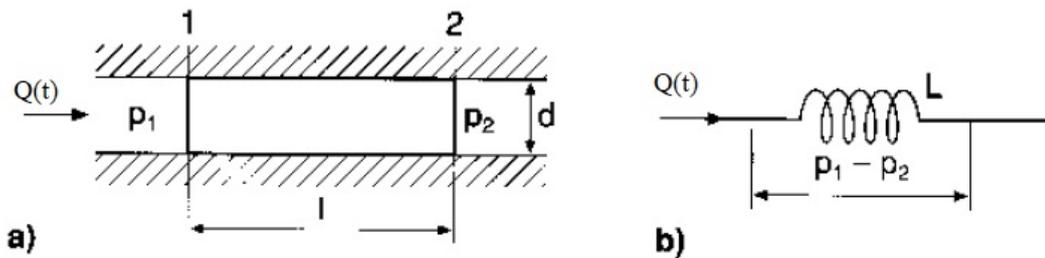


Figura 4.7: induttanza idraulica ; a) schema b) simbolo

Trascurando la forza di attrito e svolgendo l'equilibrio delle forze alla massa fluida presa in considerazione otteniamo:

$$(P_1 - P_2) \frac{\pi d^2}{4} = \rho l \frac{\pi d^2}{4} \frac{dw}{dt} \quad (4.11)$$

Dove w rappresenta la velocità del fluido. Considerando l'equazione della portata:

$$\rho Q = \frac{d(\rho V)}{dt} = \rho l \frac{\pi d^2}{4} w \quad (4.12)$$

Sostituendo la 4.12 nella 4.11 si ottiene:

$$P_1 - P_2 = \frac{l}{\frac{\pi d^2}{4}} \rho \frac{dQ}{dt} = L \rho \frac{dQ}{dt} \quad (4.13)$$

Induttanza L è uguale quindi:

$$L = \frac{l}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad \left[\frac{Pa \cdot s^2}{kg} \right] \quad (4.14)$$

4.2 Pompa assiale a cilindrata variabile

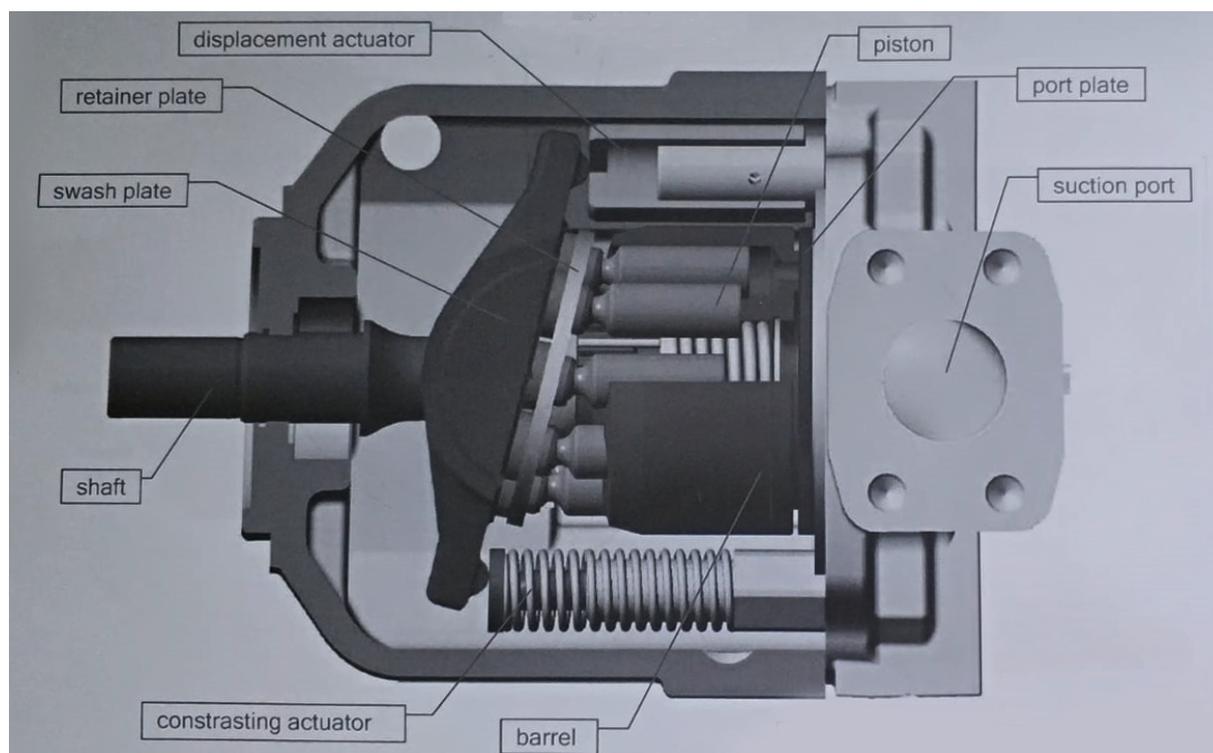


Figura 4.8: Illustrazione pompa assiale a cilindrata variabile

La pompa assiale a cilindrata variabile è costituita da una serie di pistoni disposti assialmente il cui numero è solitamente dispari e varia da 7 a 9, questi scorrono con moto alternativo all'interno di un blocco, paragonabile come al tamburo del revolver. Il moto alternativo è ottenuto tramite il collegamento attraverso cerniere sferiche a un piatto oscillante, che a sua volta è collegato con un giunto doppio cardano all'albero che fornisce il moto alla pompa. Il piatto oscillante possiede come grado di libertà l'angolo che esso forma con l'asse del motore, con un range di variazione compreso da 0° a 15° - 20° . Attraverso questo angolo avviene la regolazione della cilindrata nonché l'azione di pompaggio, in quanto, se osserviamo la figura 4.8 e prendiamo in considerazione un generico pistone, noteremmo che la proiezione della posizione lungo l'asse motore sarebbe come l'andamento riportato in figura 4.9.

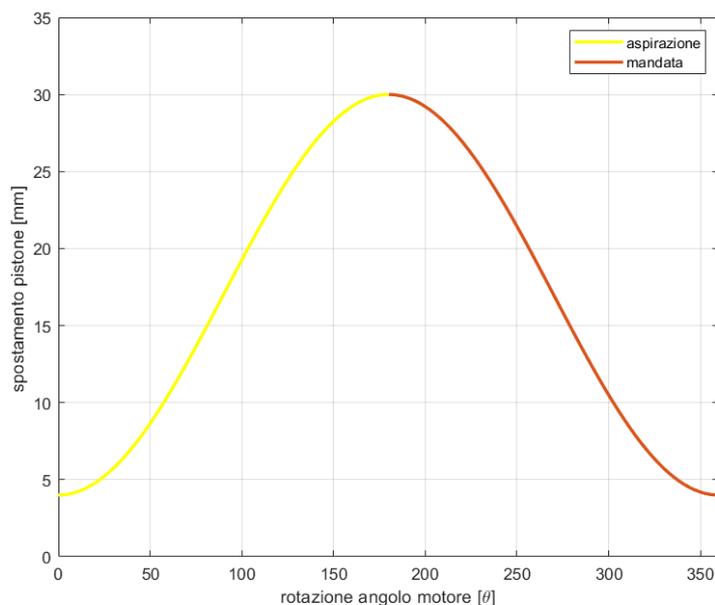


Figura 4.9: proiezione posizione lungo l'asse motore

Inoltre possiamo notare due tratti distinti che corrispondono alla fase di aspirazione come si osserva anche nella figura 4.10 e quella in rosso che corrisponde alla fase di mandata. Nella fase di aspirazione, lo spostamento del pistone genera l'aumento di volume della camera che quindi crea una depressione che preleva il fluido dalla luce d'ingresso fino a raggiungere 180°, dopo di che inizia la fase di mandata con conseguente riduzione del volume del cilindro che inietta il fluido nella mandata. Come ogni pompa a pistoni la pressione di mandata non è definita a priori ma dipende dalla quantità di fluido nel circuito di mandata.

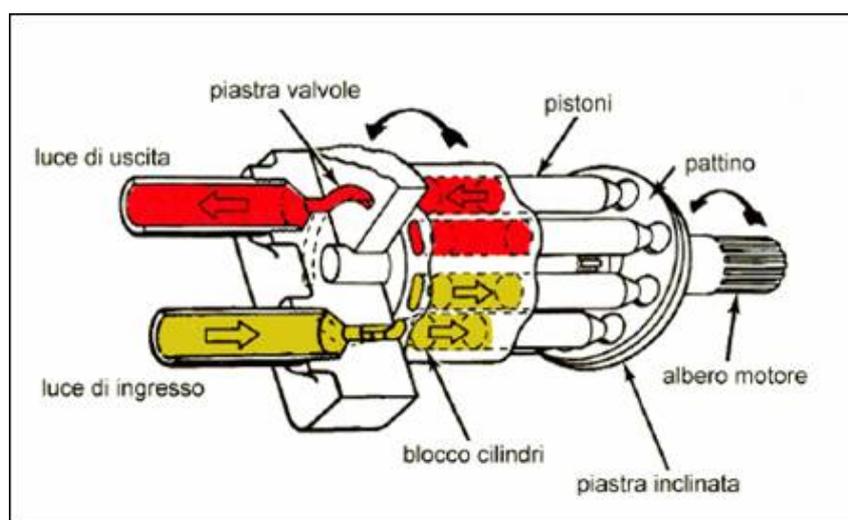


Figura 4.10: funzionamento pompa assiale a cilindrata variabile

4.2.1 Modellazione pompa in ambiente Simulink

La modellazione della pompa è avvenuta considerando quali effetti essa riversa nel circuito idraulico, quindi non si è modellato la pompa nel dettaglio ma principalmente si è definito:

- Portata istantanea
- Regolazione cilindrata

Portata istantanea

Consideriamo per il momento la portata generata da un singolo pistone possiamo scrivere quanto segue :

$$Q = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \omega \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (4.15)$$

$$Q_i = -\omega \cdot \frac{dV_i}{d\theta} \quad \text{se} \quad \frac{dV_i}{d\theta} < 0 \quad (4.16)$$

$$Q_i = 0 \quad \text{se} \quad \frac{dV_i}{d\theta} > 0 \quad (4.17)$$

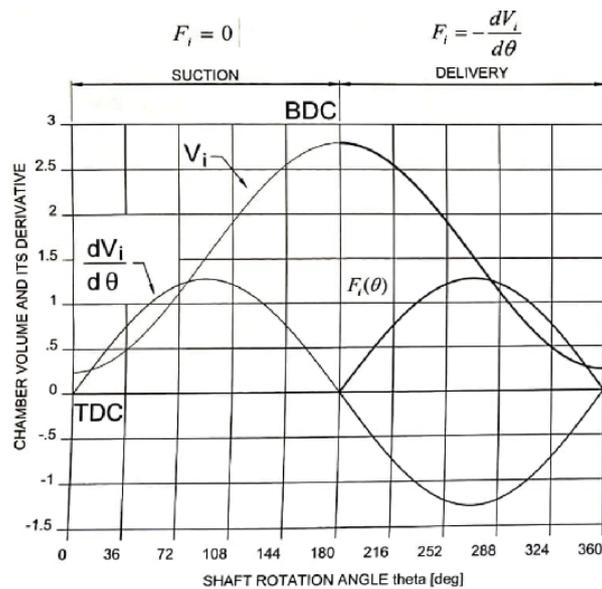


Figura 4.11: portata in mandata per un pistone riferito a un giro completo

$F_i(\theta)$ rappresenta la variazione del volume rispetto a θ di un generico pistone, il cui valore è zero nella fase di aspirazione. Se consideriamo il contributo di ciascun pistone otteniamo la portata istantanea, dove N rappresenta il numero di pistoni :

$$Q = \omega \sum_1^N F_i(\theta) \tag{4.18}$$

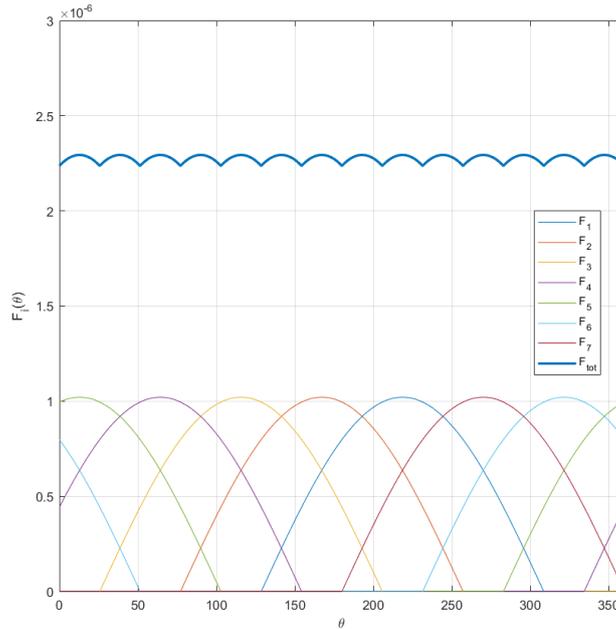


Figura 4.12: F_i per ciascun pistone e il totale

Osservando la figura 4.11 l' F_{tot} può essere definita attraverso due componenti un valore medio e da un ripple strettamente dipendente dal numero N dei pistoni.

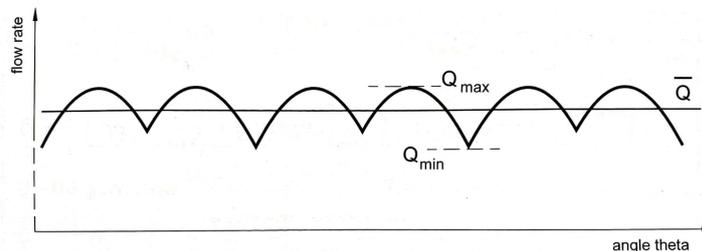


Figura 4.13: portata in mandata per un pistone riferito a un giro completo

Per definire l'entità del ripple possiamo scrivere quanto segue:

$$\delta_Q = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{\bar{Q}} \tag{4.19}$$

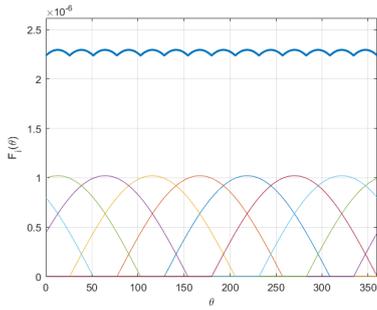


Figura 4.14: N=7

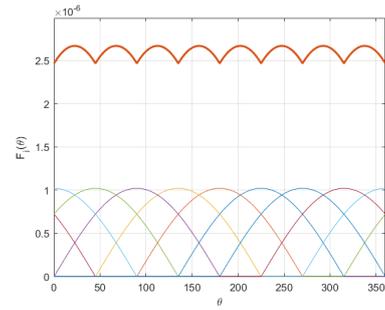


Figura 4.15: N=8

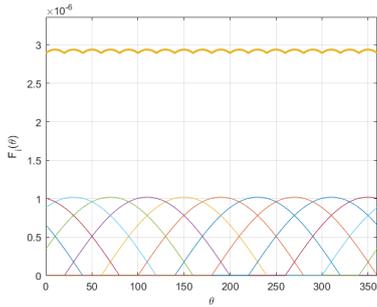


Figura 4.16: N=9

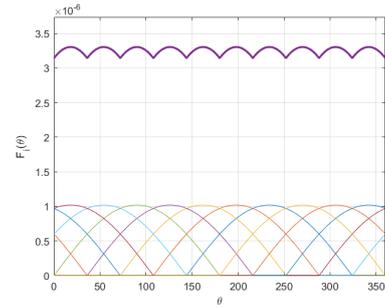


Figura 4.17: N=10

Dalle figure sopra riportate si osserva la motivazione per cui il numero dei pistoni in una pompa assiale deve essere dispari in quanto il ripple calcolato rispetto a un numero pari è sempre maggiore rispetto a quello calcolato al precedente numero dispari.

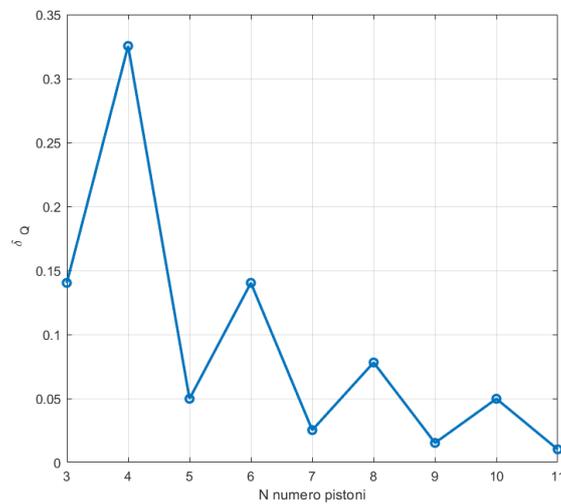


Figura 4.18: portata in mandata per un pistone riferito a un giro completo

La portata istantanea calcolata tramite l'equazione 4.19 risulta essere ideale in quanto non vengono considerati fenomeni come:

- leakages
- comprimibilità del fluido

Leakages

La presenza di leakages in tale applicazione sono per lo più voluti in quanto garantiscono il corretto funzionamento della pompa. Infatti, come si osserva in figura si possono distinguere i trafiletti presenti nel pistone, dove due dei quali Q_{ls} Q_{lp} lubrificano le superficie con scorrimento relativo come la cerniera sferica e il pistone con il corpo dei cilindri.

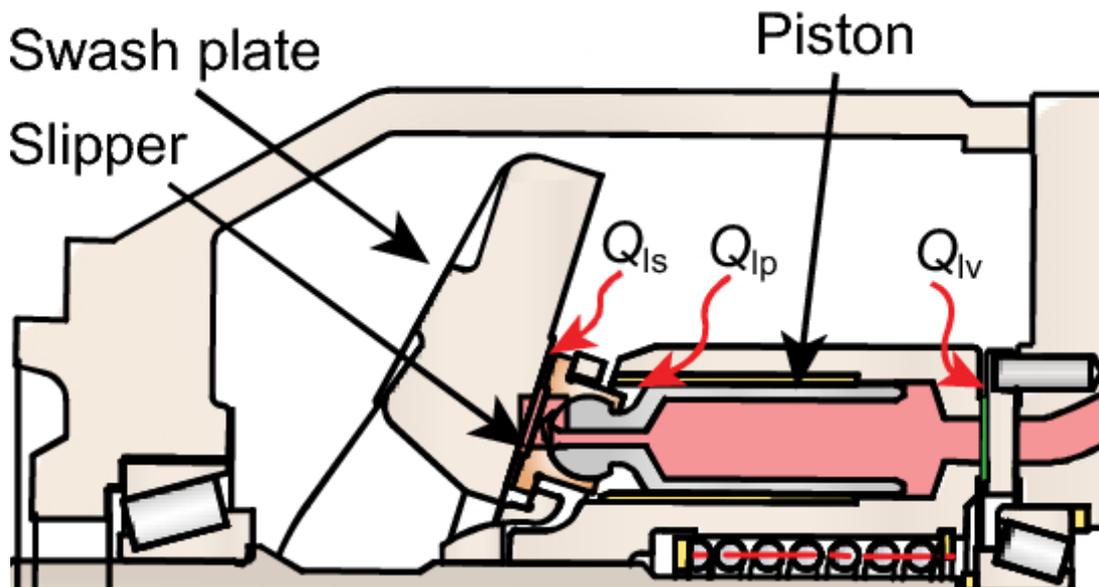
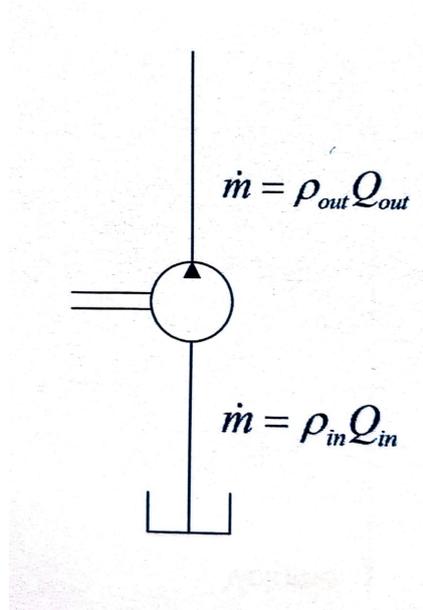


Figura 4.19: trafiletti presenti in un pistone

Non avendo abbastanza informazioni sulle caratteristiche costruttive della pompa si è optato per definire una portata $Q_{leakage}$ proporzionale alla differenza di pressione tra l'uscita della pompa e il serbatoio raggiungendo quindi una portata di 2 l/min per un ΔP pari a 210 bar

Comprimibilità fluido

Per definire l'influenza della comprimibilità del fluido applichiamo la conservazione della massa tra ingresso e uscita pompa



$$Q_{in} = \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \cdot Q_{out} \quad (4.20)$$

La densità in uscita della pompa, dipenderà dal modulo di Bulk e dalla pressione di mandata, con la seguente relazione

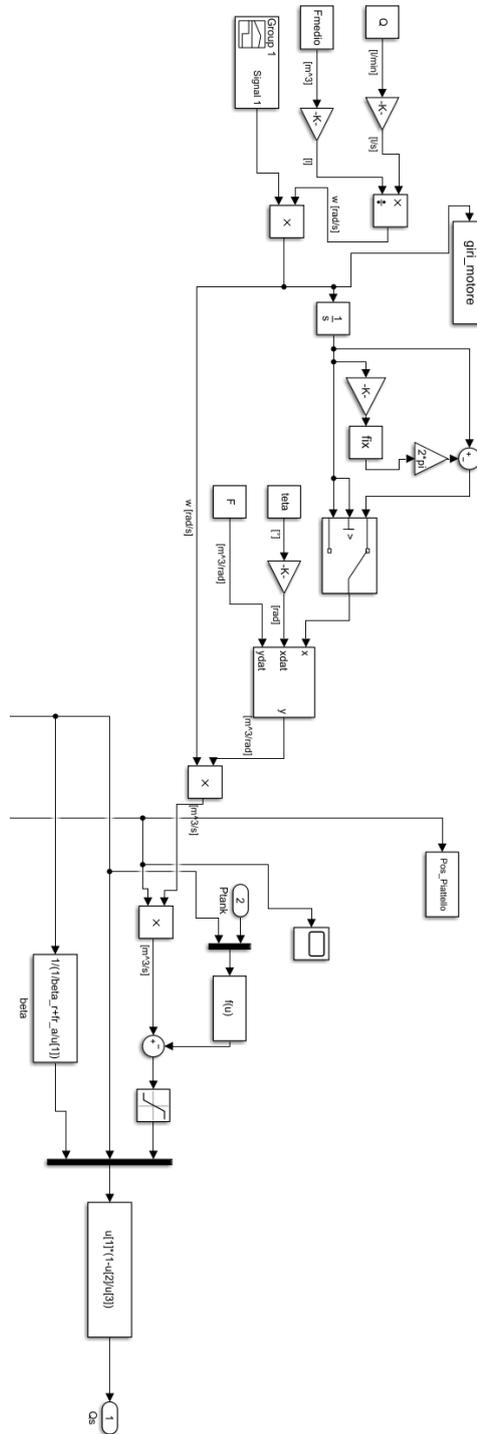
$$\rho_{out} = \frac{\rho_{in}}{1 - \frac{p}{\beta}} \quad (4.21)$$

Quindi sostituendo la 4.21 nella 4.20 si ottiene:

$$Q_{out} = Q_{in} \cdot \left(1 - \frac{p}{\beta}\right) \quad (4.22)$$

Simulink

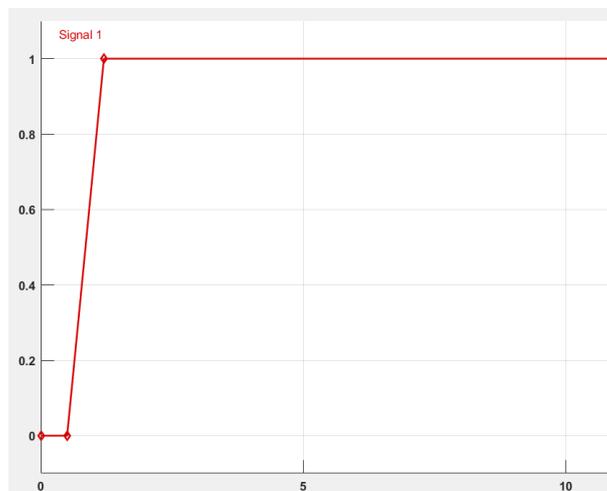
Riportiamo quanto descritto in ambiente Simulink



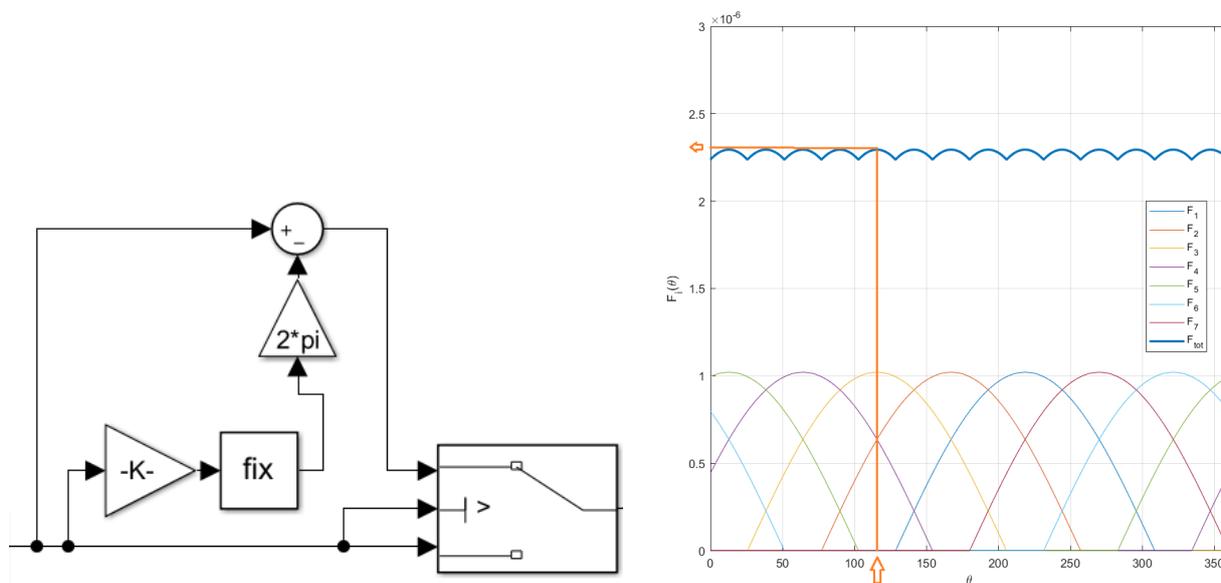
Partendo dall'alto osserviamo che dati in ingresso sono la portata Q della pompa che è un dato che possiamo scegliere mentre F_{medio} deriva:

$$F_{medio} = \frac{\sum_1^N F_i(\theta)}{N} \tag{4.23}$$

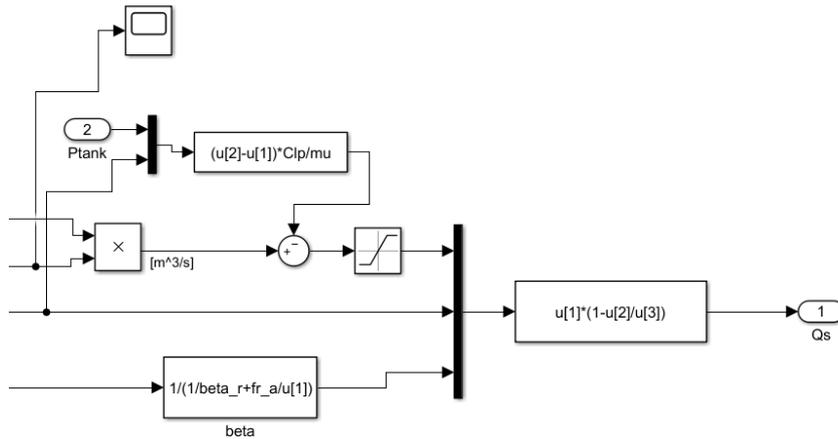
Con le opportune conversioni il rapporto tra Q e F_{medio} determina la velocità angolare che viene moltiplicata per il seguente segnale unitario a rampa



Attraverso l'integrazione otteniamo il valore dell'angolo nel tempo dell'albero motore, successivamente il seguente blocco:



ci permette di ricondurre l'angolo sempre all'interno tra 0 e 2π , che costituirà la variabile d'ingresso per la *Lookup table* che darà in uscita il valore di $\sum_1^N F_i(\theta)$ che moltiplicato per ω definirà la portata ideale. Questa viene moltiplicata per un valore compreso da 0 a 1 che dipenderà dalla regolazione del piattello che verrà approfondita nella sezione successiva.



Dalla portata quindi vengono decurtate i leakage e l'effetto della comprimibilità del fluido. La pressione a valle della pompa P_s sarà definita dalla seguente relazione:

$$(Q_s - Q_{cv}) = \frac{V}{\beta} \frac{dP_s}{dt} \tag{4.24}$$

Dove :

- $Q_s \Rightarrow$ portata erogata dalla pompa $[m^3/s]$
- $Q_{cv} \Rightarrow$ portata che attraversa la valvola di non ritorno $[m^3/s]$

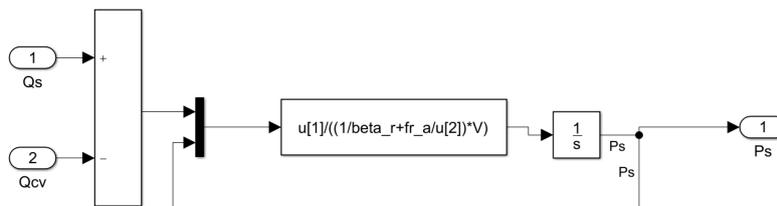


Figura 4.20: Rappresentazione in schema blocchi della 4.24

Si osserva che il beta considerato tiene conto della frazione di aria F_{ra} presente all'interno del olio, per cui vale:

$$\beta_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{\beta} + \frac{F_{ra}}{P_s}} \tag{4.25}$$

4.2.2 Regolazione cilindrata

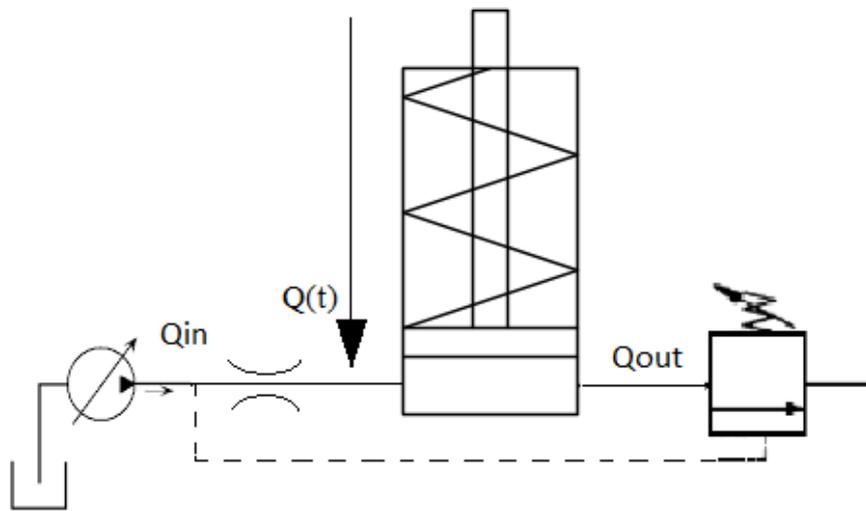


Figura 4.21: sistema di regolazione

Se osserviamo la figura 4.8, notiamo che la regolazione della posizione del piattello è definita attraverso un pistone e una molla in contrapposizione, che è equivalente ad avere un pistone a semplice effetto come riportato in figura 4.21. Il sistema di regolazione ideato, consiste nel andare a definire la pressione all'interno del cilindro, attraverso la portata in uscita. La rigidità della molla è stata definita in modo tale che il pistone raggiunge il fine corsa che corrisponde alla posizione minima del piattello. La regolazione dell'area di uscita è definita in funzione della pressione di mandata, che è stata prefissata a raggiungere i 210 bar che corrisponde alla totale chiusura e quindi $Q_{out} = 0$. Riassumendo ogni valore di pressione nel pistone corrisponde a seguito dei transitori a un determinato angolo del piattello, minore sarà la pressione maggiore sarà l'angolo e quindi maggiore portata erogata dalla pompa.

Andiamo descrivere tramite equazioni quanto descritto, per prima cosa definiamo la conservazione della massa per il pistone:

$$\rho (Q_{in} - Q_{out}) = \rho \frac{dV}{dt} + \rho \frac{V(t)}{\beta} \frac{dP_c}{dt} \quad (4.26)$$

Dove:

- $P_c \Rightarrow$ pressione all'interno del pistone [Pa]

- $V(t) \Rightarrow$ volume della camera [m^3]

Possiamo definire $V(t)$ come:

$$V(t) = V_o + A_p x \quad (4.27)$$

dove:

- $V_o \Rightarrow$ corrisponde allo spazio morto [m^3]
- $A_p \Rightarrow$ area di base [m^2]
- $x \Rightarrow$ corsa del pistone [m]

Derivando la 4.27 si ottiene:

$$\frac{dV}{dt} = A_p \dot{x} \quad (4.28)$$

Passiamo alla definizione di Q_{in} e Q_{out} :

$$Q_{in} = C_d A_{in} \sqrt{\frac{2(P_s - P_c)}{\rho}} \quad (4.29)$$

$$Q_{out} = C_d A(t)_{out} \sqrt{\frac{2(P_c - P_{tank})}{\rho}} \quad (4.30)$$

Dove:

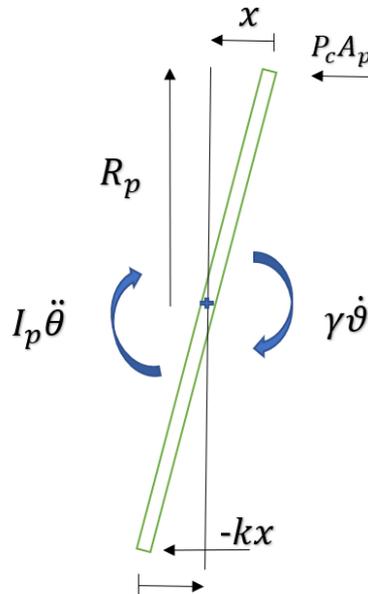
- $C_d \Rightarrow$ coefficiente di efflusso
- $A_{in} \Rightarrow$ area di passaggio in ingresso [m^2]
- $A(t)_{out} \Rightarrow$ area di passaggio in uscita [m^2]
- $P_s \Rightarrow$ di alimentazione [Pa]
- $P_{tank} \Rightarrow$ pressione serbatoio [Pa]

Sostituendo le relazioni ricavate otteniamo:

$$C_d A_{in} \sqrt{\frac{2(P_s - P_c)}{\rho}} - C_d A(t)_{out} \sqrt{\frac{2(P_c - P_{tank})}{\rho}} = A \dot{x} + \frac{V_o + A_p x(t)}{\beta} \frac{dP_c}{dt} \quad (4.31)$$

Si osserva come la pressione P_c si ottiene tramite integrazione della 4.31 questo ha un notevole vantaggio sulla stabilità del sistema di regolazione, in quanto le oscillazioni sulla portata vengono integrate comportando un impatto minore sull'andamento della pressione P_c .

Consideriamo adesso l'equilibrio dei momenti sul piatto oscillante



$$P_c A_p R_p = I_p \ddot{\theta} + \gamma \dot{\theta} + k R_p^2 \theta \quad (4.32)$$

Il sistema descritto è del secondo ordine dove è possibile individuare i coefficienti A_2 A_1 A_0 e B_0

$$A_2 \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + A_1 \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = B_0 u(t) \quad (4.33)$$

Dove:

- $B_0 = A_p R_p$
- $A_0 = k R_p^2$
- $A_1 = \gamma$
- $A_2 = I_p$
- $u(t) = P_c$

• $y(t) = \theta$

Attraverso i seguenti coefficienti è possibile andare a determinare i due parametri σ_n e ξ che caratterizzano il sistema del secondo ordine.

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{A_0}{A_2}} \tag{4.34}$$

$$\xi = \frac{A_1}{2\sqrt{A_0A_2}} \tag{4.35}$$

Qui di seguito viene riportato in ambiente simulink l'equazione differenziale 4.32 dove conoscendo la pressione del pistone di controllo determiniamo l'angolo che successivamente viene normalizzata e sottratto a 1 in quanto il piattello parte in condizione di angolo massimo in riferimento a quanto detto in precedenza.

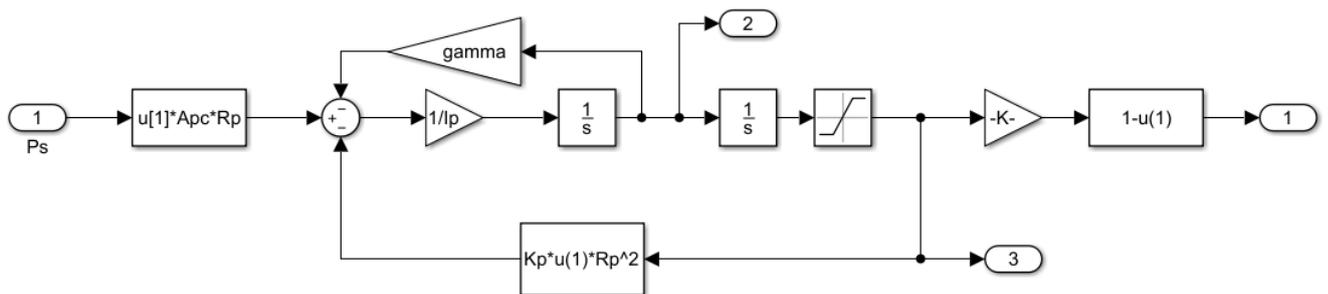


Figura 4.22: Modello di regolazione pompa in ambiente Simulink

Simulink

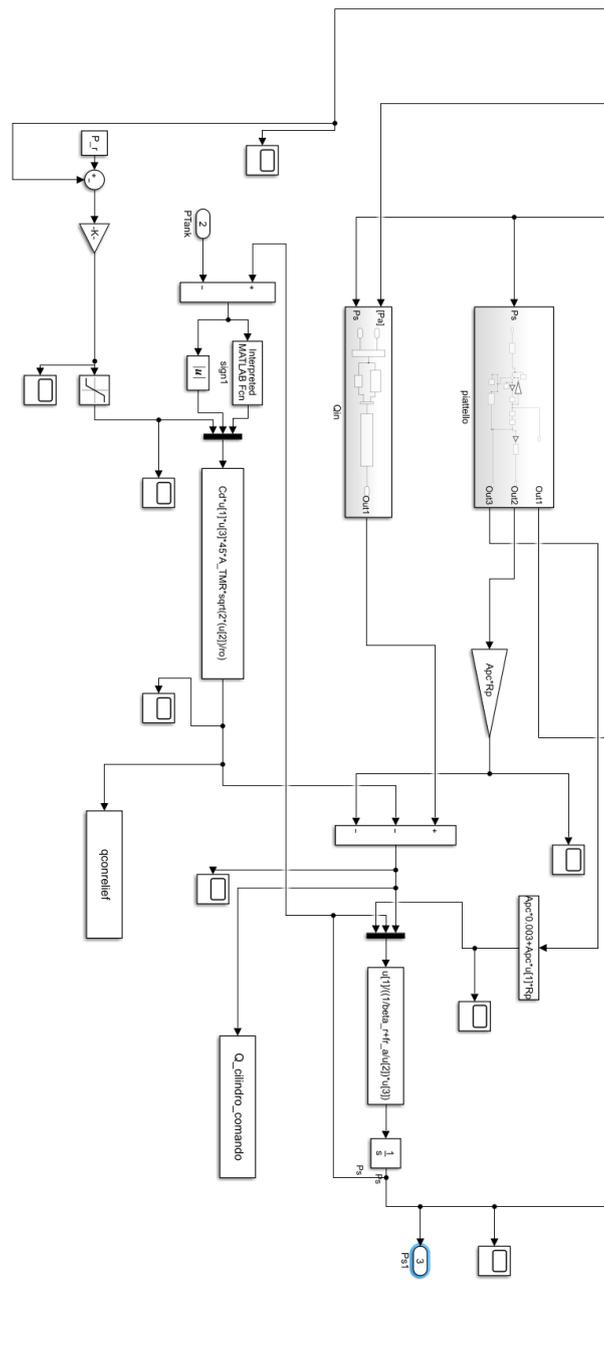


Figura 4.23: Modello di regolazione pompa in ambiente Simulink

Se ruotiamo la figura 4.23 e ci focalizziamo sulla parte in basso a sinistra la pressione di mandata P_s viene sottratta alla P_r , ovvero la pressione limite definita a 210 [bar] tale valore viene normalizzato e quindi in grado di variare da 0 a 1. Tale valore verrà moltiplicato per il valore dell'area dell'equazione di portata Q_{out} riportata sotto forma di schemi a blocchi qui di seguito:

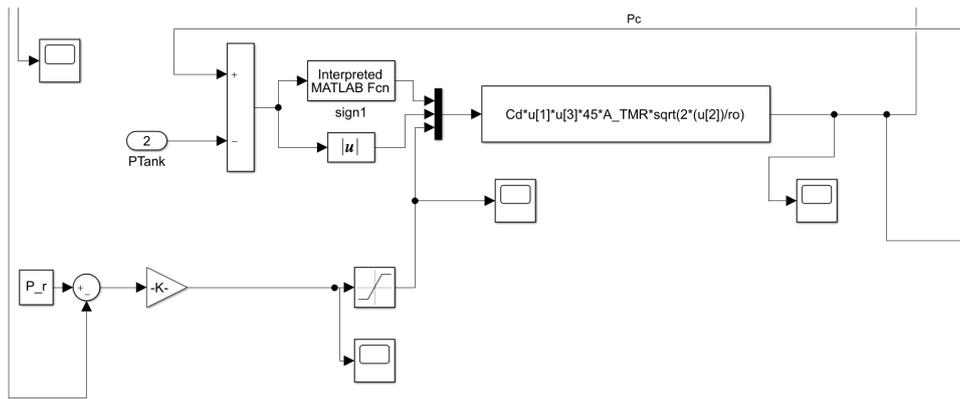


Figura 4.24: Rappresentazione Q_{out}

Dalla figura 4.24 si osserva che il valore dell'area è moltiplicato per un valore 45 questa differenza tra le due aree risulta indispensabile in quanto se consideriamo la situazione in cui il sistema richiede elevate portate, la pressione all'interno del pistone di comando deve raggiungere basse pressioni, per il quale corrisponde un aumento della portata. Questo implica che Q_{in} ha disposizione un salto di pressione più elevato rispetto a Q_{out} , che viene compensato dall'incremento dell'area.

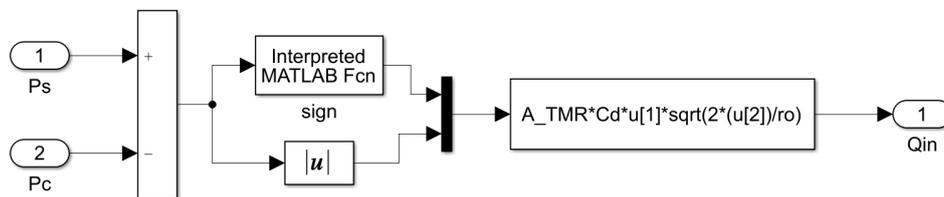


Figura 4.25: Rappresentazione Q_{in}

Considerate quindi le portate Q_{in} e Q_{out} e la velocità di espansione del pistone possiamo quindi conoscere la massa di fluido all'interno del pistone nonché la pressione P_c .

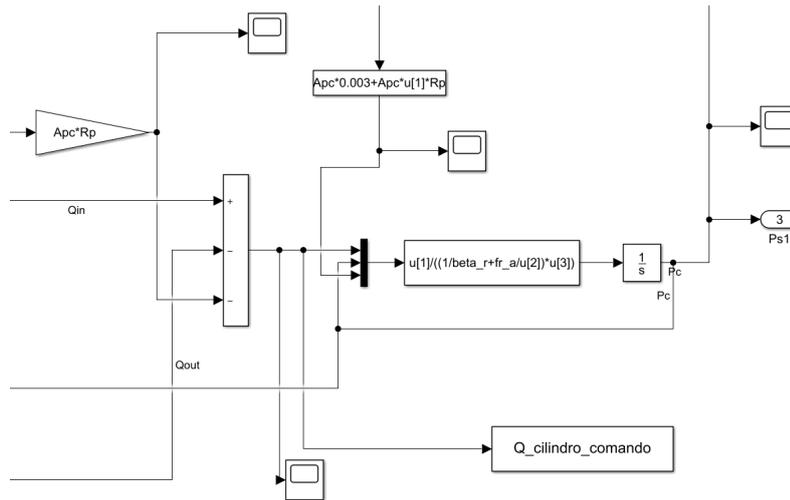


Figura 4.26: Rappresentazione Q_{in}

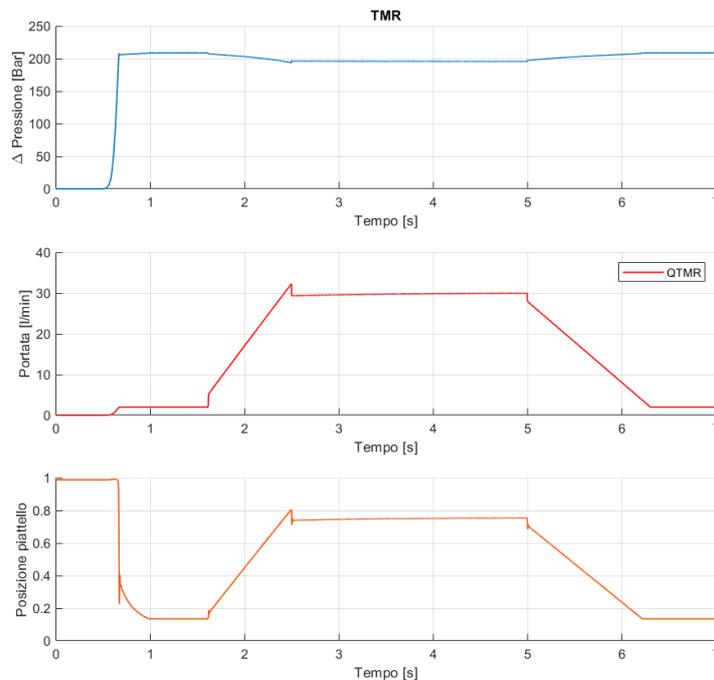


Figura 4.27: Andamento: Pressione, Portata e posizione piatto oscillante

In figura 4.27 viene riportato l'andamento di :Pressione e Portata riferita alla valvola TMR e la posizione del piatto oscillante.

Si osserva quindi che per valori di pressione iniziale posto a 3 bar il piattello assume valore pari a 1 che implica massima portata, quando la pressione di mandata raggiunge i 210 bar si raggiunge un valore minimo tale sopperire ai soli Leakage. Quando la valvola si apre il sistema rileva la perdita di pressione e quindi la porta Q_{out} aumenta per far scendere la pressione al pistone di controllo P_c , che implica aumento della portata erogata. Come si osserva il sistema

di regolazione riesce a seguire la portata richiesta, con una perdita pressione di mandata proporzionale alla portata. Si raggiunge una caduta di pressione pari a circa 10 bar per un valore di portata massima di 30 l/min.

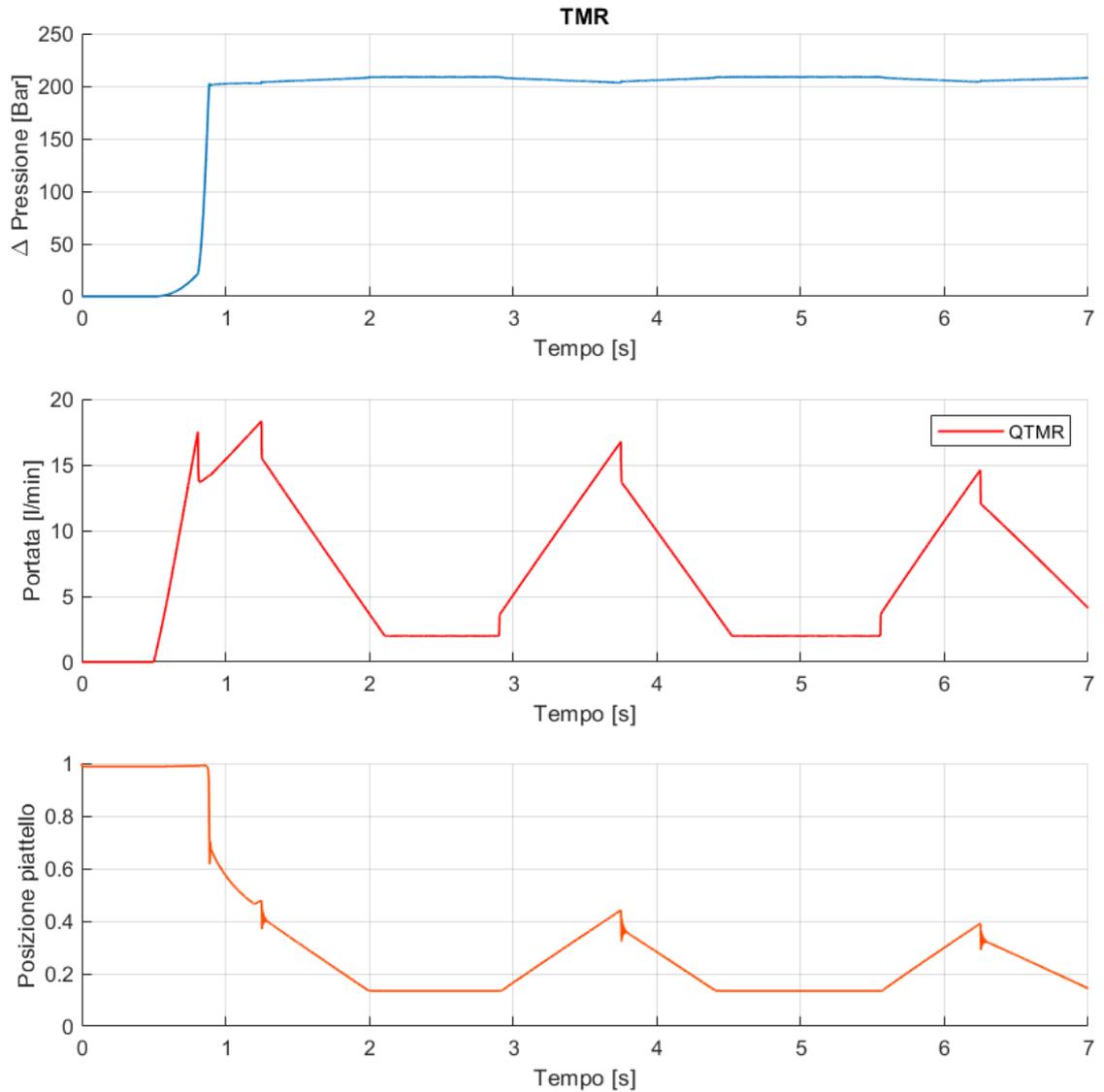


Figura 4.28: Andamento per un segnale triangolare: Pressione, Portata e posizione piatto oscillante

4.3 Modellazione Filtri

La tipologia dei filtri che si è scelto di modellare sono i filtri multistrato in quanto possiedono i maggiori vantaggi sia in efficienza di separazione che in capacità di raccolta del contaminante. L'obiettivo della modellazione ha come scopo quello di definire il profilo di caduta di pressione in funzione della portata per ogni filtro multistrato. Si è considerato che la caduta di pressione è definita da tre contributi:

- Resistenza frontale
- Resistenza all'attraversamento
- Caduta di pressione in ingresso e in uscita

4.3.1 Resistenza frontale

Per definire la resistenza è stato preso in considerazione quanto fornito dal 'HANDBOOK OF HYDRAULIC RESISTANCE' autore *Idel'chik*, dove viene definita la resistenza della griglia come quella riportata in figura 4.30

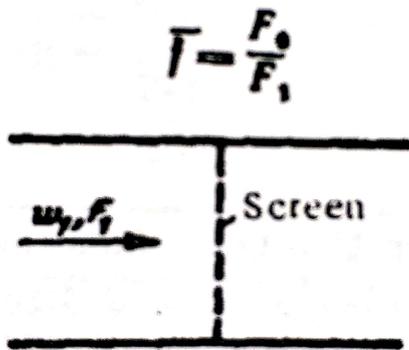


Figura 4.29

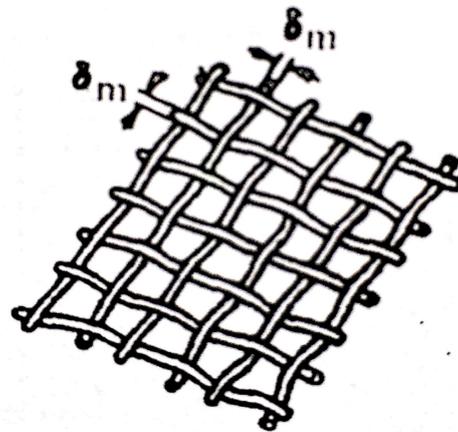


Figura 4.30

$$\xi = \frac{\Delta P}{\rho \frac{\omega_1^2}{2}} = 1.3(1 - \bar{f}) + \left(\frac{1}{\bar{f}} - 1\right)^2 \quad (4.36)$$

$$\bar{f} = \frac{F_0}{F_1} \quad (4.37)$$

Dove:

- $f \Rightarrow$ fattore di copertura
- $F_0 \Rightarrow$ area libera di passaggio m^2
- $F_1 \Rightarrow$ area totale m^2

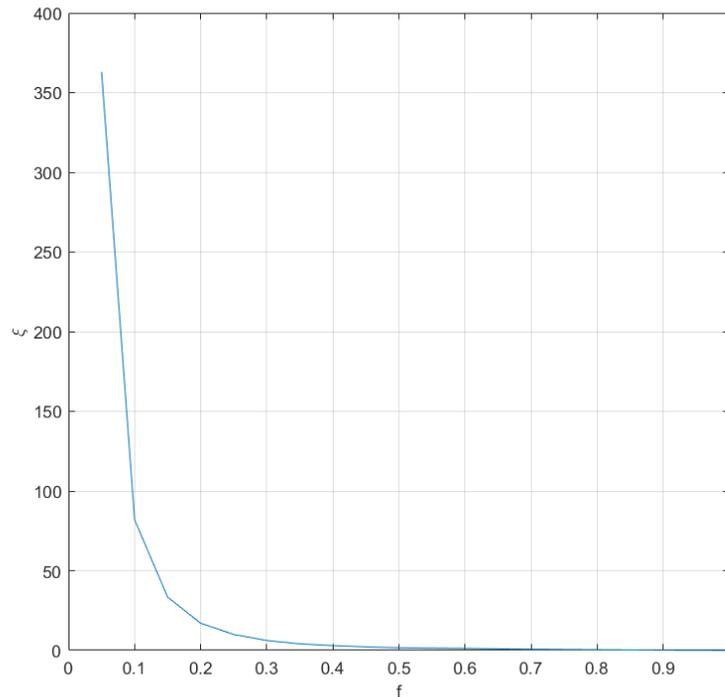


Figura 4.31: Andamento ξ in funzione di \bar{f}

L'utilizzo di questa griglia che simula la superficie del filtro, possiede inoltre, due importanti vantaggi:

- tiene conto del tipo di fluido attraverso il numero di Reynolds
- è possibile sovrapporre più griglie per simulare quindi il filtro multistrato

$$\xi_{Re} = \frac{\Delta P}{\rho \frac{\omega_1^2}{2}} = k_{Re} \xi \quad (4.38)$$

Dove k_{Re} viene determinato attraverso la curva rappresentata in figura 4.32

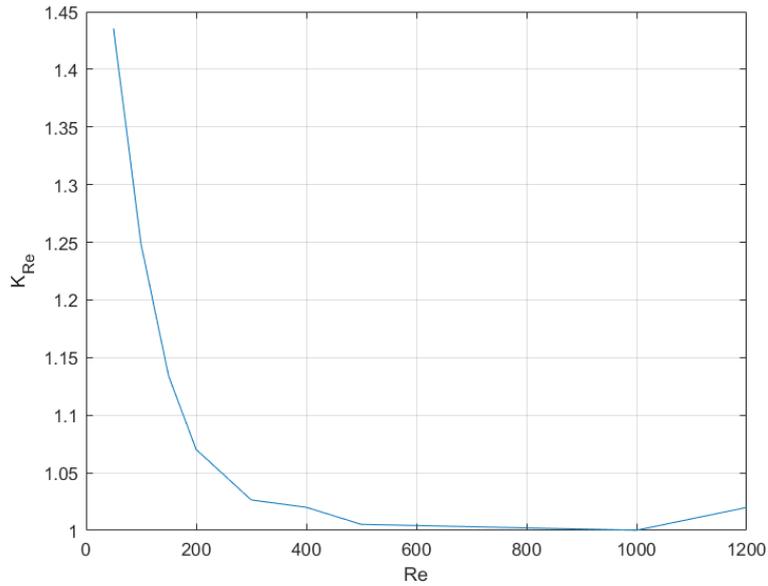


Figura 4.32: Andamento k_{Re} in funzione di Re

Considerando quindi un filtro a N strati, otteniamo:

$$\xi_{eq} = \frac{\Delta P}{\rho \frac{\omega_1^2}{2}} = \sum_{i=1}^N \xi_{Rei} \tag{4.39}$$

Determinazione fattore di copertura \bar{f}

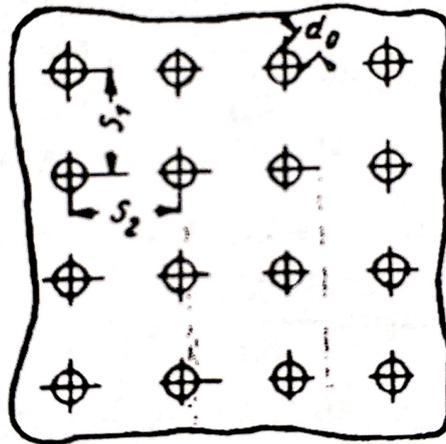


Figura 4.33

La figura 4.33 riporta le dimensioni caratteristiche per definire la griglia. Se consideriamo il

caso particolare in cui S_1 e S_2 sono uguali possiamo utilizzare la seguente relazione:

$$\bar{f}_i = \left(\frac{0.89 d_{0i}}{S_i} \right)^2 \quad (4.40)$$

Quindi scelto S_i e d_{0i} dove quest'ultimo rappresenta la dimensione del contaminante, si definisce il fattore di copertura per ogni strato. Bisogna considerare che il coefficiente K_{Re} dipende dal numero di Reynolds che dipende a sua volta da d_0 quindi in conclusione definiamo la resistenza frontale come:

$$\xi(Re)_{front} = \sum_{i=1}^N k_{Rei}(Re) \xi_i \quad (4.41)$$

Il valore di caduta di pressione di questo contributo sarà pari:

$$\Delta P = \frac{\rho \xi_{front}(Re)}{2} \left(\frac{Q}{F_1} \right)^2 \quad (4.42)$$

4.3.2 Resistenza all'attraversamento

Nei capitolo sui filtri è stato mostrato tramite un esempio che il fluido attraversa le celle del filtro i condizioni laminari e per questo è lecito descrivere la resistenza all'attraversamento tramite la Legge di Poiseuille:

$$\Delta P = \frac{8\mu L}{\pi r^4} Q \quad (4.43)$$

Quindi verrà considerato la caduta di pressione per il passaggio del fluido per ogni cella e ogni strato del filtro. Il primo passo è definire il numero di celle z_i per ogni strato:

$$z_i = \frac{1.27 \bar{f}_i F_1}{d_{0i}^2} \quad (4.44)$$

Prendiamo in considerazione un filtro con due strati, se applichiamo l'analogia elettrica, come riportato in figura 4.34, osserviamo che ogni strato è rappresentato come tante resistenze in parallelo il cui numero dipende dal numero di celle z_i per ciascun strato. La resistenza per ogni superficie è la stessa ed è definita come:

$$R_i = \frac{8\mu l_i}{\pi r_i^4} \quad (4.45)$$

la resistenza equivalente riferita ad un singolo strato sarà definita:

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_{z_i}} = \frac{z_i \pi r_i^4}{8 \mu l_i} \quad (4.46)$$

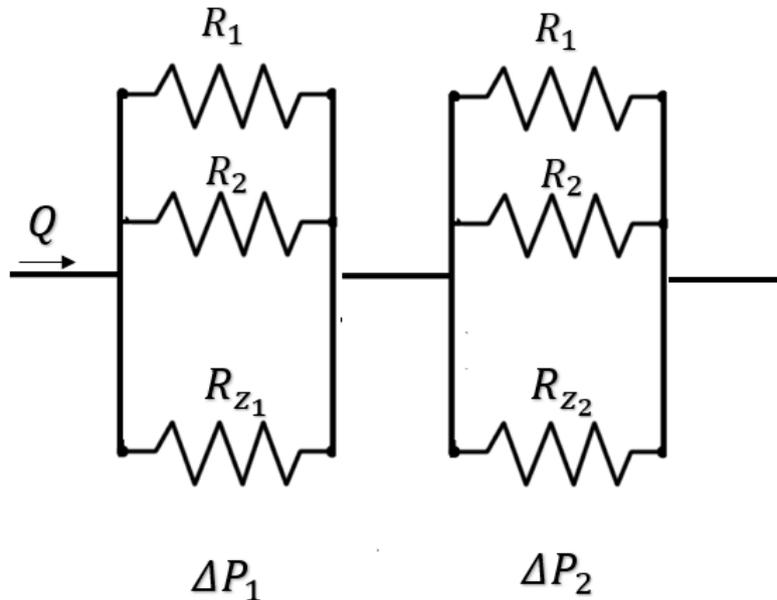


Figura 4.34: Analogia elettrica filtro

La caduta di pressione sarà ottenuta come:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^N \frac{8 \mu l_i}{z_i \pi r_i^4} Q \quad (4.47)$$

Considerando le perdite in ingresso e in uscita del filtro si ottiene che la caduta di pressione totale è uguale:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^N \frac{8 \mu l_i}{z_i \pi r_i^4} Q + \frac{\rho \xi_{front}(Re)}{2} \left(\frac{Q}{F_1} \right)^2 + (K_{in} + K_{out}) \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{A_c} \right)^2 \quad (4.48)$$

Dove:

- $K_{in}, K_{out} \Rightarrow$ costituiscono dei coefficienti di perdita
- $A_c \Rightarrow$ area tubo sistema idraulico

4.4 Determinazione filtro

Il dimensionamento del filtro è stato effettuato tramite il fitting dell'equazione 5.8 rispetto alla seguente relazione sperimentale:

$$\Delta P = \frac{\nu}{\nu_{10}} 8 \cdot 10^7 Q + \frac{\rho}{\rho_{10}} 8 \cdot 10^{10} Q^2 \quad (4.49)$$

La 4.49 definisce la caduta di pressione imposta dal filtro considerando anche la variazione della temperatura che influenza la densità e in maggior modo la viscosità. L'adattamento alla curva si è ottenuto attraverso l'ottimizzazione dei parametri riportati qui di seguito:

$$Par = [g_d \ g_s \ S \ F_1] \quad (4.50)$$

Si ipotizza che il filtro abbia numero di strati **ns** pari a 3, considerando che la minima dimensione del contaminante che si vuole trattenere è pari a $5 \mu m$ avremo che d_0 dello strato più interno sarà appunto $5 \mu m$ mentre lo strato più esterno è stato scelto di $50 \mu m$, valutando la tabella 2.5. L'ultimo strato quello intermedio, sarà individuato in funzione all'adattamento alla relazione 4.49, più precisamente attraverso g_d che rappresenta il grado della funzione come riportato qui di seguito:

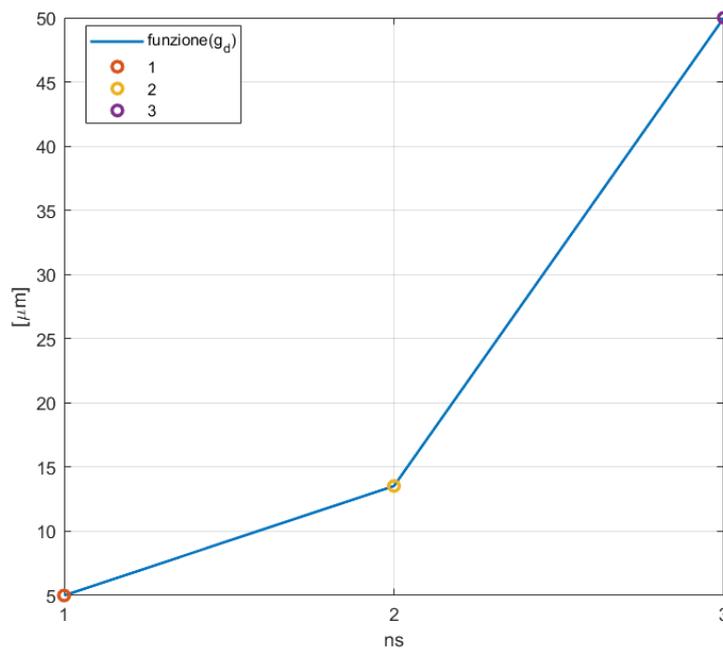


Figura 4.35

Quindi variando g_d possiamo variare il d_o , questo approccio è stato definito considerando la possibilità di una molteplicità di strati inserendo come parametro d'ingresso anche ns , dove, una volta definiti gli estremi è possibile identificare gli intermedi. Questo metodo garantisce che l'algoritmo di ottimizzazione fornisce strati a dimensione crescente, ma principalmente per l'utilizzo delle funzioni $fminsearch$ e $fmincon$.

Per individuare \bar{f} , serve inoltre definire S per ogni screen, ricordiamo che tale parametro costituisce la distanza tra il centro di una cella rispetto ad un'altra. In maniera analoga alla determinazione di d_0 possiamo definire:

$$S_i = d_{0i} + Sd_{0i} \frac{g^s}{1} \quad (4.51)$$

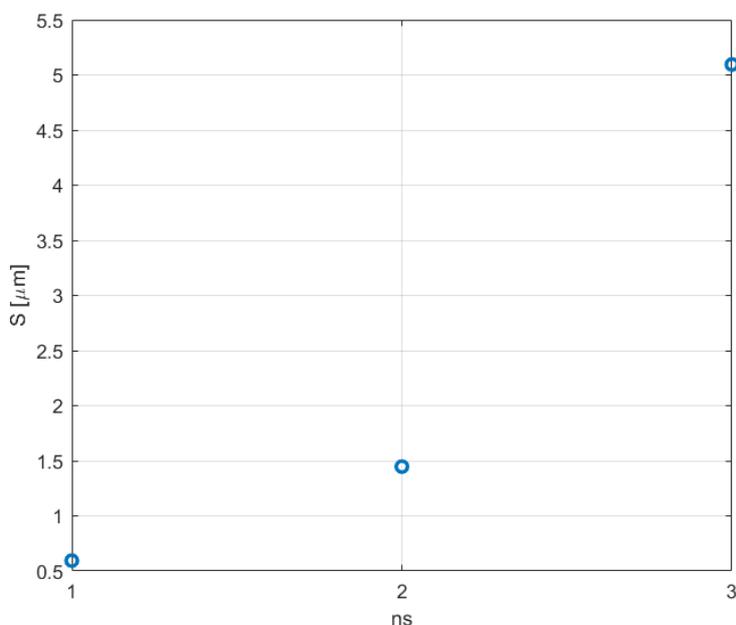


Figura 4.36

Si osserva come nella 4.51 si è ipotizzato che la distanza dipenda dal valore di d_o , in quanto considerando a parità di superficie il numero di celle avremo quindi che per celle più piccole l'area destinata alla struttura sarà maggiore rispetto a quelle a dimensione più grande, nel caso in cui si utilizzasse lo stesso S . In altre parole la 4.51 tiene conto della resistenza strutturale del filtro, tale ipotesi non si basa su confronti sperimentali, quindi tale relazione viene utilizzata soltanto per l'ottimizzazione del fitting. La variazione del parametro g_s ha come conseguenza quella di definire dei fattori di copertura che si discostano tra i vari strati come riportato in ta-

bella 4.1 .

g_s	f_1	f_2	f_3
1	0.792	0.792	0.792
2	0.791	0.791	0.791
10	0.68	0.746	0.777
20	0.614	0.714	0.768
80	0.536	0.678	0.758
160	0.522	0.671	0.756

Tabella 4.1

Le funzioni *fminsearch* e *fmincon* non sono state idonee alla ricerca del minimo dell'errore tra la curva sperimentale e quella ricavata dalla relazione 5.8, in quanto non giungevano a convergenza, quindi si è proceduto a una ottimizzazione manuale giungendo ai seguenti parametri ottimali:

$$Par_{opt} = [2.4 \ 200 \ 0.000001 \ 0.07] \quad (4.52)$$

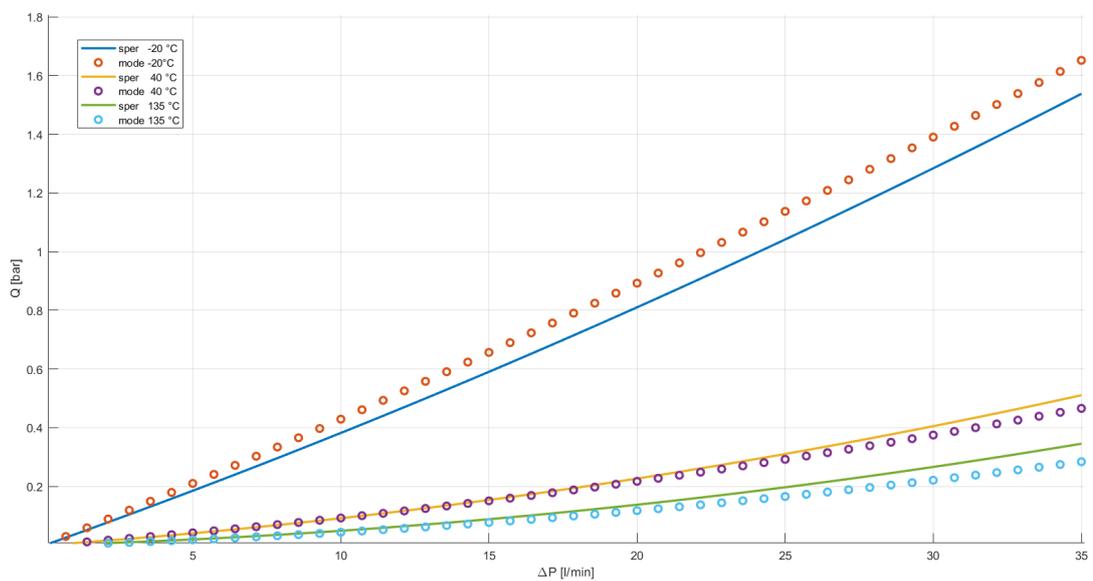


Figura 4.37

In figura 4.37 viene riportato il confronto degli andamenti della differenza di pressione in funzione della portata, tra la relazione empirica 4.49 e la relazione 5.8 al variare della temperatura.

4.4.1 Simulink

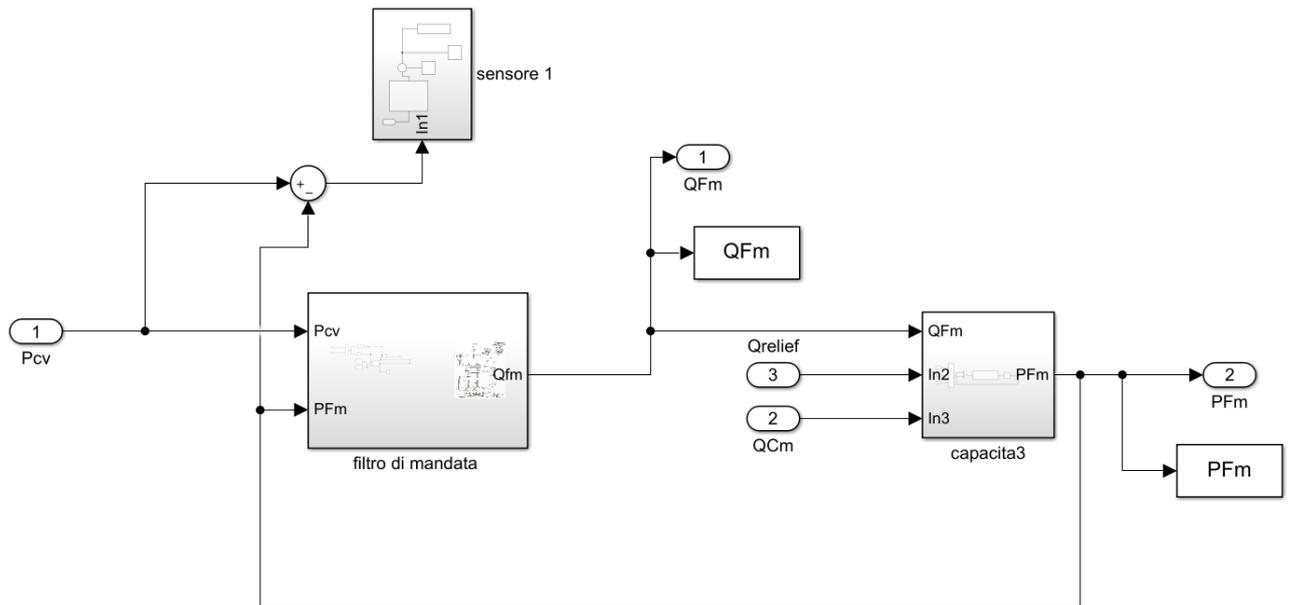


Figura 4.38

Ogni elemento del circuito è stato realizzato attraverso un modello di tipo resistivo capacitivo, infatti come si osserva in figura 4.38, dove dal blocco di filtro di mandata conoscendo le pressioni a monte e a valle del filtro si ottiene la portata Q_{fm} passante. La pressione a valle sarà determinata attraverso la somma algebrica delle portate : Q_{fm} , portata nel condotto di mandata Q_{cm} e la portata attraverso la limitatrice di pressione Q_{relief} .

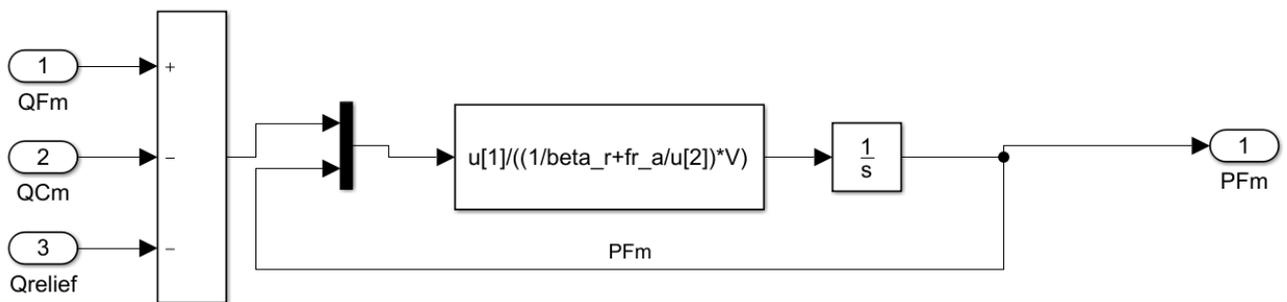


Figura 4.39

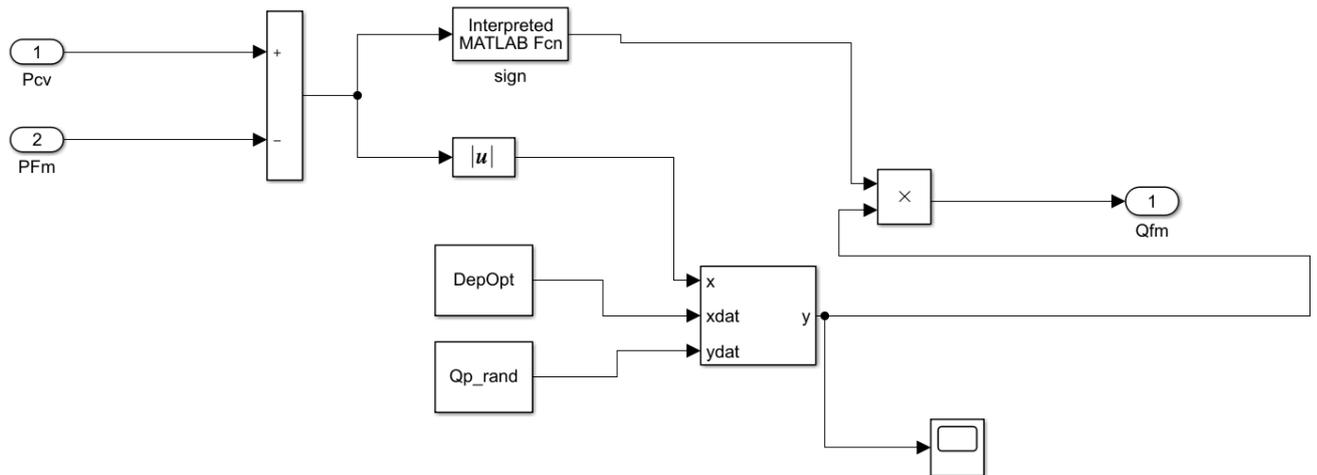


Figura 4.40

La modellazione del filtro è definita attraverso una *Lookup Table* che racchiude la caratteristica del filtro ottenuta precedentemente esplicitando la portata.

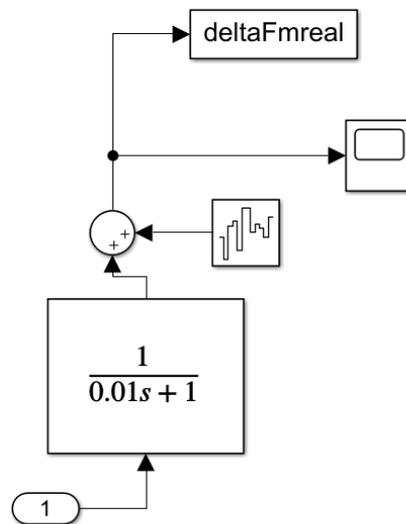


Figura 4.41

Il sistema idraulico considerato prevede dei sensori di pressione differenziali per i due filtri. Il sensore viene considerato con una caratteristica del primo ordine successivamente viene aggiunta al segnale un rumore bianco per simulare i disturbi nella catena di misura.

4.5 Tubazioni

Legge di Darcy-Weisbach

La legge di Darcy-Weisbach determina le azioni dissipative viscosse permettendo l'estensione, ad applicazioni reali, dell'equazione di Bernoulli tramite un termine correttivo.

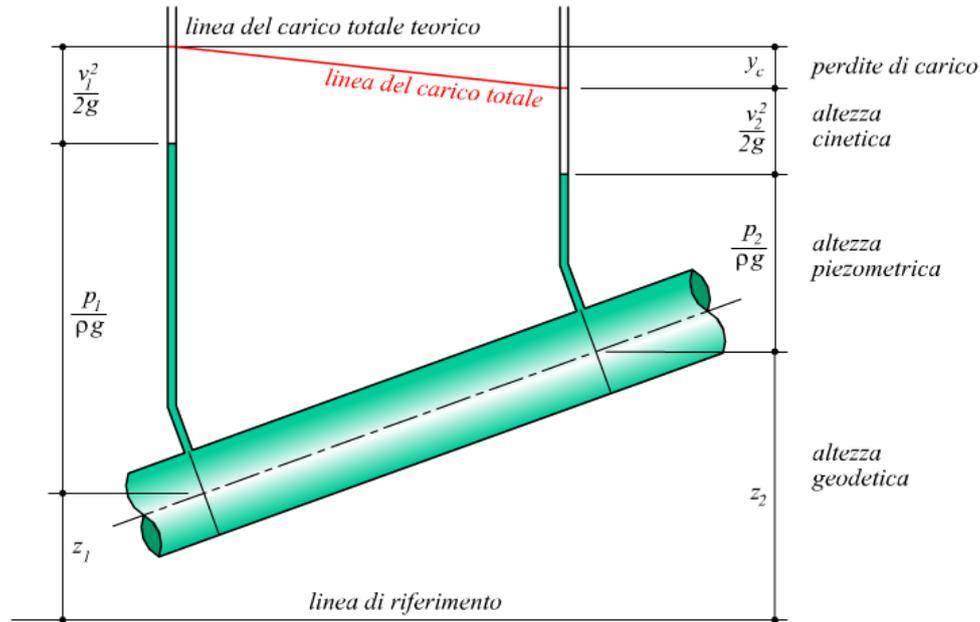


Figura 4.42

Applichiamo Bernoulli tra la sezione 1 e 2 tenendo conto del termine viscoso.

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + y_c \quad (4.53)$$

Se consideriamo le sezioni aventi la stessa area e applichiamo la conservazione della massa otteniamo che le altezze cinematiche sono uguali, ottenendo:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 = 2g + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + y_c \quad (4.54)$$

Inoltre con l'ulteriore ipotesi che le due sezioni si trovano alla stessa altezza geodetica, si ha :

$$\frac{p_1}{\rho g} = 2g + \frac{p_2}{\rho g} + y_c \Rightarrow y_c = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \quad (4.55)$$

Il termine viscoso può essere visto quindi considerando la sezione di uscita disposta ad una altezza maggiore pari ad y_c , oppure considerando l'equazione 4.54, si ha che a parità di ΔP

l'altezza massima ottenibile si riduce di y_c .

$$z_2 = \frac{\Delta P}{\rho g} + z_1 - y_c \quad (4.56)$$

Riassumendo per spostare il fluido tra altezze geodetiche o spostare il fluido in circuito chiuso, bisogna considerare una differenza di pressione maggiore per sopperire al termine viscoso dovuto alle irreversibilità della trasformazione dell'energia potenziale in energia cinetica.

Per determinare la relazione tra gli effetti viscosi e le grandezze dimensionali possiamo scrivere quest'ultima come differenza di pressione all'estremità di un tubo.

$$\frac{\Delta p}{\frac{\rho v^2}{2}} = \phi \left(\frac{l}{D}, \frac{\varepsilon}{D}, \frac{\nu D \rho}{\mu} \right) \quad (4.57)$$

Il rapporto $\frac{l}{D}$ risulta fornire un contributo lineare alle perdite viscosi, quindi in definitiva possiamo definire il fattore di attrito f come :

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{\rho v^2}{2}} \frac{D}{l} = \phi \left(\frac{\varepsilon}{D}, \frac{\nu D \rho}{\mu} \right) \quad (4.58)$$

Per determinare il fattore di attrito f si ricorre al diagramma di Moody attraverso e il numero di Reynolds e il rapporto $\frac{\varepsilon}{D}$ dove ε rappresenta la rugosità del tubo, ottenendo:

$$y_c = \frac{v^2}{2g} \frac{l}{D} f \quad (4.59)$$

Ci sono formule sperimentali non lineari per il calcolo del fattore di attrito tra queste abbiamo la formula di Colebrook.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (4.60)$$

Nel caso in cui ci troviamo in presenza di moto laminare il valore del fattore di attrito viene calcolato rispetto la legge di Hagen Poiseuille

$$y_c = \frac{128 Q \mu l}{\pi D^4 \rho g} = \frac{v^2}{2g} \frac{l}{D} f \Rightarrow f = \frac{64}{Re} \quad (4.61)$$

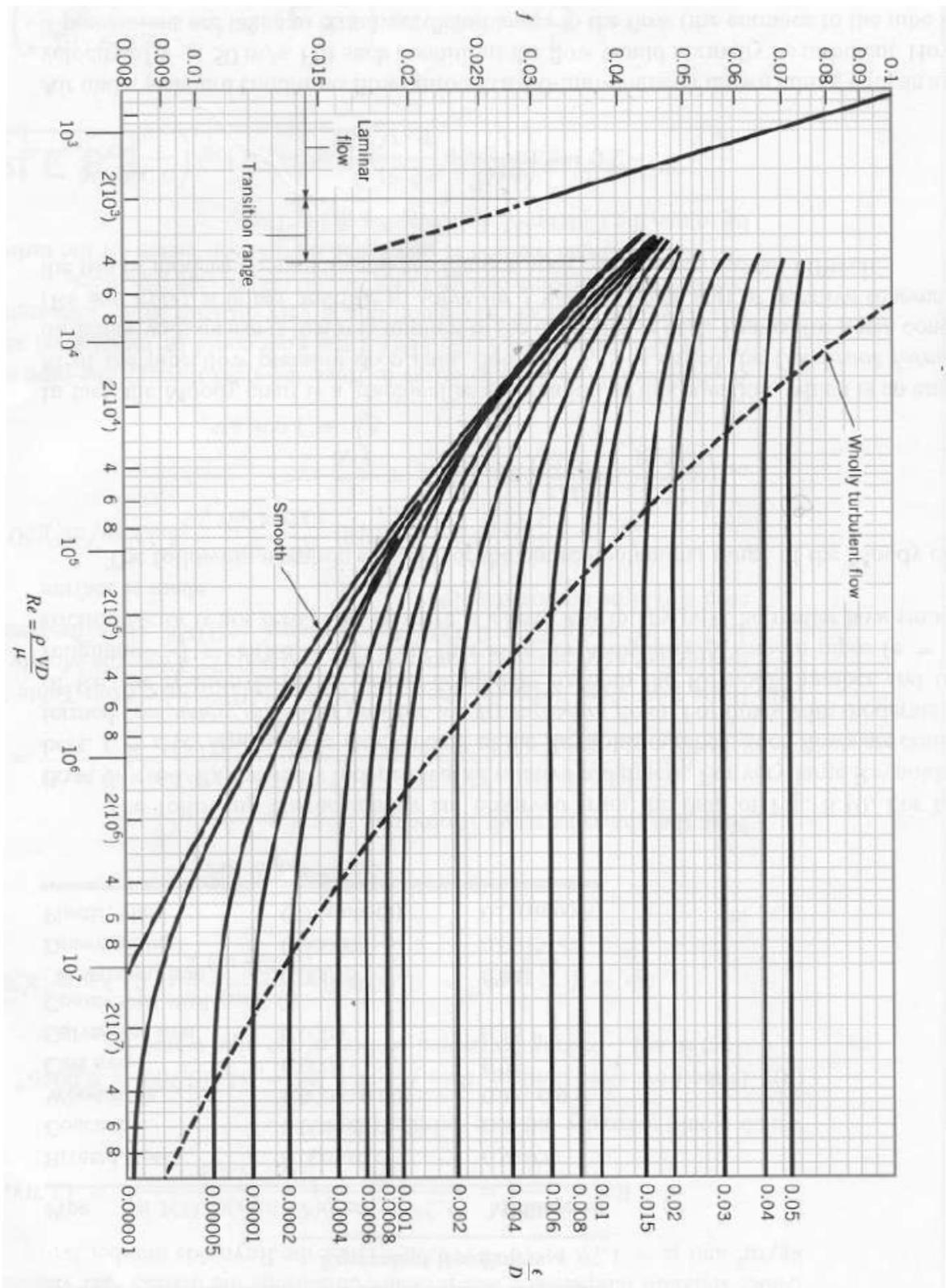


Figura 4.43: Diagramma di Moody

4.5.1 Perdite concentrate

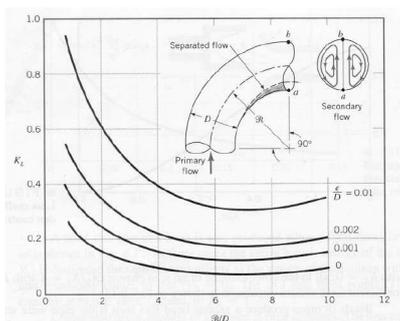


Figura 4.44

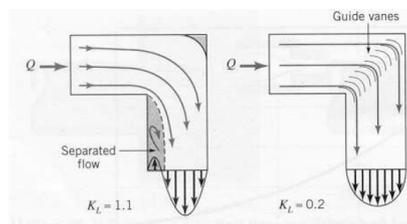


Figura 4.45

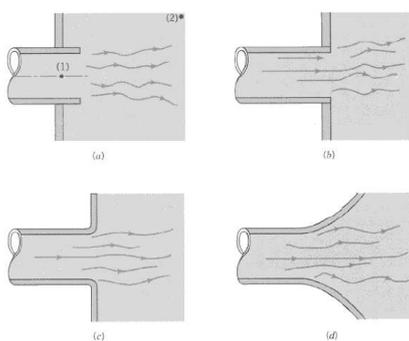


Figura 4.46

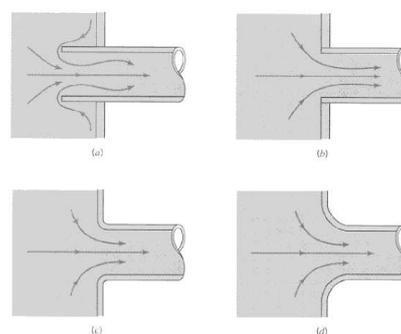


Figura 4.47

	K _i	
	fig 4.46	fig 4.47
a)	1	0.8
b)	1	0.5
c)	1	0.2
d)	1	0.04

Le perdite per attrito lungo in condotti non sono gli unici fenomeni dissipativi, in quanto come si osserva nelle figure riportate, ci sono perdite localizzate in presenza di variazione della direzione del fluido come accade nei gomiti, oppure quando siamo in presenza di variazione di sezione del condotto. Tali perdite vengono determinate attraverso coefficienti empirici K_i e proporzionali al termine cinetico.

$$y_{con} = K_i \frac{v^2}{2g} \tag{4.62}$$

4.5.2 Simulink

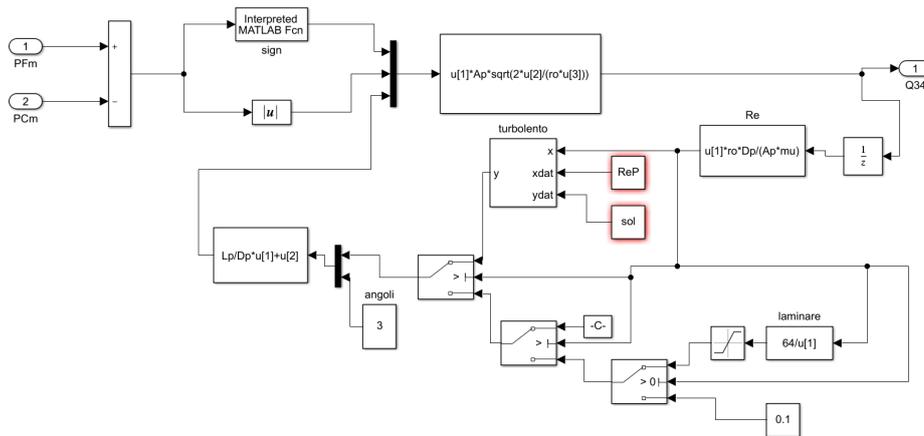


Figura 4.48

Non ci soffermiamo sulla parte capacitiva del modello in quanto è analoga a quanto visto per i componenti precedenti. Se consideriamo il contributo di tutti i termini dissipativi si ha

$$\xi = \frac{\Delta p}{\rho v^2} = f \frac{l}{D} + \sum_{k=1}^j k_j \tag{4.63}$$

Con le opportune trasformazioni possiamo riscrivere la 4.63 come

$$Q = A_c \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho \xi}} \tag{4.64}$$

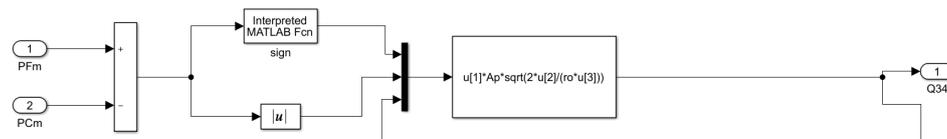


Figura 4.49

Il termine ξ si compone in due parti le perdite concentrate e le perdite lungo i tubi. In quest'ultimo caso dobbiamo considerare il caso di moto laminare e il caso di moto turbolento, infatti come si osserva nella figura 4.49 dalla portata viene calcolato il numero di Reynolds che definisce il tipo di moto. Nel caso di moto turbolento, attraverso una *Lookup Table* che simula la formula di *Colebrook*, viene definito il fattore di attrito mentre nel caso laminare si utilizza la relazione 4.61. Si tiene precisare nelle condizioni iniziali dove $Q = 0$, per non bloccare l'esecuzione della simulazione è stato imposto un fattore di attrito pari a 0.1 in accordo con il

diagramma di Moody. Un altro aspetto che deve essere più approfondito nella modellazione è il passaggio da moto laminare a turbolento dove non si ha continuità del fattore di attrito. Questo genera forti rumori sugli andamenti di portata e pressione, per risolvere il problema è stato imposto un andamento rettilineo che congiungesse i due andamenti, generando valori poco veritieri del fattore di attrito nel passaggio di transizione dei due moti.

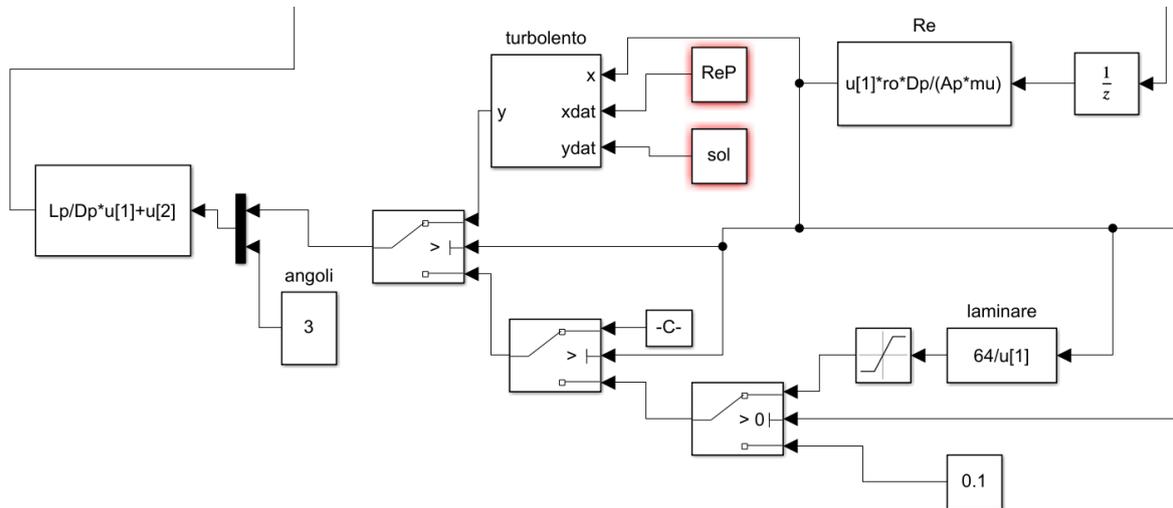


Figura 4.50

4.5.3 Valvola limitatrice di pressione

La valvola limitatrice di pressione ha il compito di tenere il livello di pressione sotto un valore impostato, in questa applicazione la valvola è settata per aprirsi e scaricare il fluido nel serbatoio quando si raggiungono 210 bar. Tale componente quindi serve a tutelare la salute degli altri elementi del circuito nei casi critici come ad esempio malfunzionamenti della pompa. Dal punto di vista della modellazione la valvola è stata modellata come una resistenza dove quindi è possibile scrivere che:

$$Q = A_v \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho \xi}} \tag{4.65}$$

Il coefficiente di perdita ξ dell'equazione 4.65 è stata definita tramite 'HANDBOOK OF HYDRAULIC RESISTANCE'

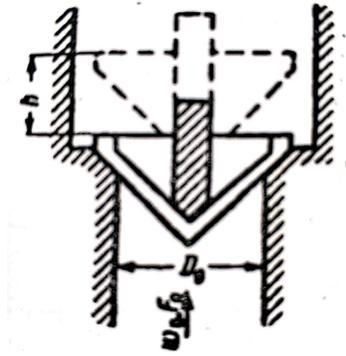


Figura 4.51

$$\xi = \frac{\Delta P}{\rho \frac{\omega_0^2}{2}} = 0.6 + \frac{0.15}{\left(\frac{h}{D_0}\right)} \quad (4.66)$$

La formula ha validità $0.125 < \frac{h}{D_0} < 0.4$

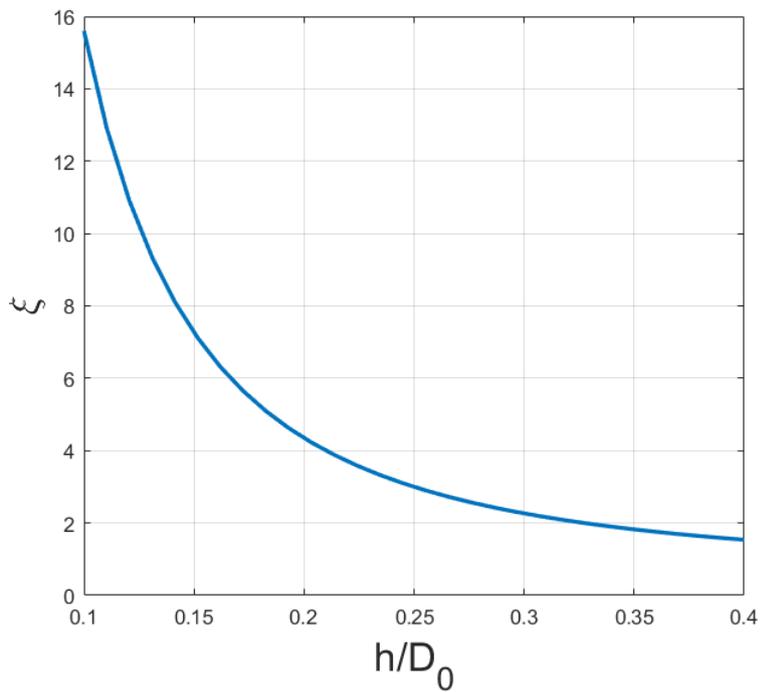


Figura 4.52

Simulink

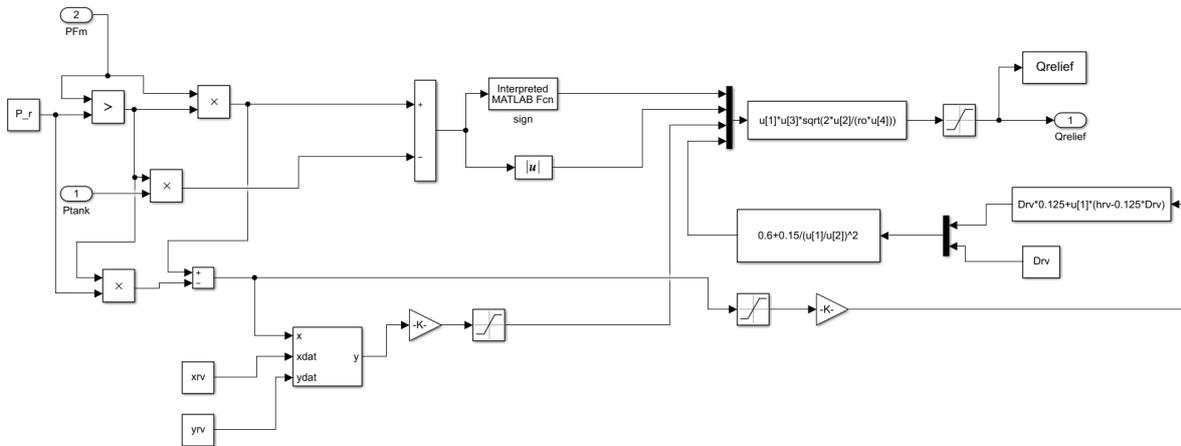


Figura 4.53

Per la modellazione della limitatrice oltre a riportare in ambiente simulink quanto descritto, sono state aggiunte due particolarità:

- Per rendere il modello più dinamico la perdita ξ varia in funzione dell'apertura h della valvola
- Per evitare picchi di pressione si è impostato un valore di ΔP , dove in questo range avviene la totale apertura della valvola.

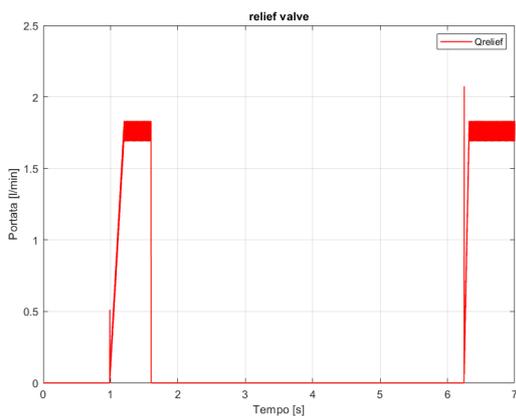


Figura 4.54

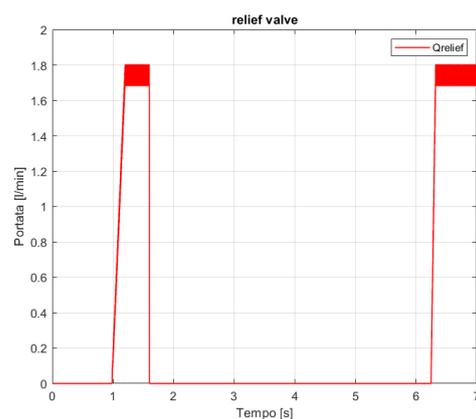


Figura 4.55

Nelle due figure viene mostrato che con l'aggiunta dell'apertura graduale della valvola non si registrano i picchi di pressione al momento dell'apertura.

4.6 TMR

La valvola TMR rappresenta non solo la portata richiesta ai comandi di volo ma anche quella per i servizi ausiliari. La valvola è stata definita come una resistenza variabile, andando a definire un controllo ad anello chiuso in portata che va ad agire sulla sezione della resistenza.

$$Q = C_d(Re)A(t)\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (4.67)$$

Il coefficiente di efflusso C_d varia in funzione del numero di Reynolds secondo la seguente relazione:

$$C_d = 0.22\sqrt{\log(Re + 1)} \quad (4.68)$$

Valida per il range $0.473 < C_d < 0.642$

4.6.1 Simulink

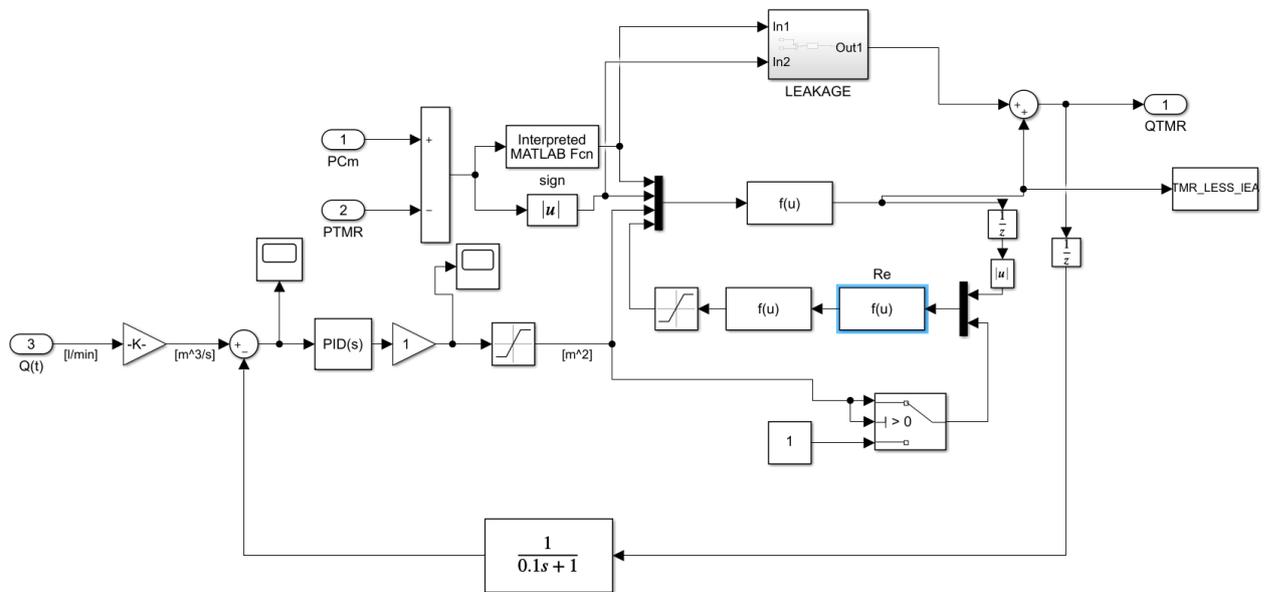


Figura 4.56

Il valore della portata richiesta viene moltiplicato per un segnale unitario come riportato in figura 4.57 che viene sottratto al valore di portata passante dalla sezione, l'errore che si genera entra nel controllore di tipo PID e successivamente va a determinare la sezione di passaggio. Per ridurre le instabilità è stato introdotto un filtro del primo ordine nel ramo di retroazione.

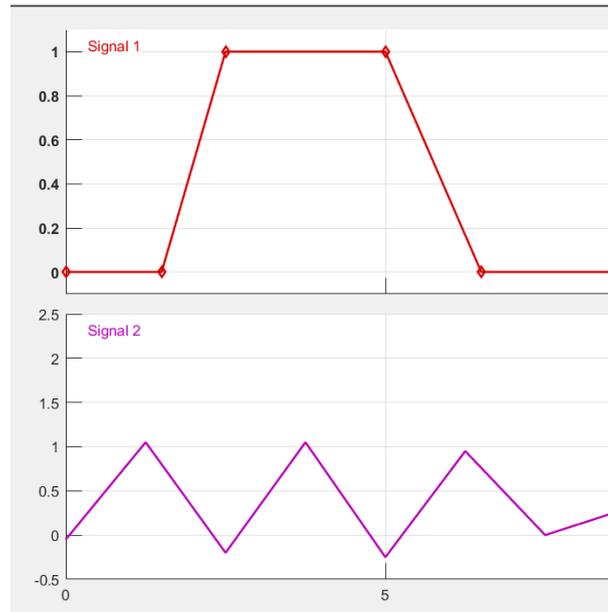


Figura 4.57

4.7 Serbatoio pressurizzato

L'accumulatore viene pressurizzato attraverso un molla. La rigidezza K della molla può essere calcolata attraverso i dati riportati in tabella:

<i>Nominal travel (full volume) [mm]</i>	60.30
<i>Maximum travel [mm]</i>	77.30
<i>Load for nominal full reservoir [N]</i>	289.8
<i>Load for maximum travel (volumetric expansion) [N]</i>	346.7

da cui segue:

$$K = \frac{346.7 - 289.8}{77.30 - 60.30} = 3.47 \text{ [N/mm]} \quad (4.69)$$

Il modello dell'accumulatore può essere definito attraverso la conservazione della massa:

$$\rho(Q_{in} - Q_{out}) = \frac{d(\rho V)}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \quad (4.70)$$

sviluppando i termini :

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dp} \frac{dp}{dt} = \frac{A^2}{K} \frac{dp}{dt} \quad (4.71)$$

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho}{\beta_{eq}} \frac{dp}{dt} \quad (4.72)$$

$$\beta_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{\beta} + \frac{f_{ra}}{P_s}} \quad (4.73)$$

sostituendo la (4.71) e la (4.72) nella (4.70) si ottiene:

$$(Q_{in} - Q_{out}) = \left(\frac{A^2}{K} + \frac{V_{min} + \frac{A^2 p}{K}}{\beta_{eq}} \right) \frac{dp}{dt} \quad (4.74)$$

4.7.1 Simulink

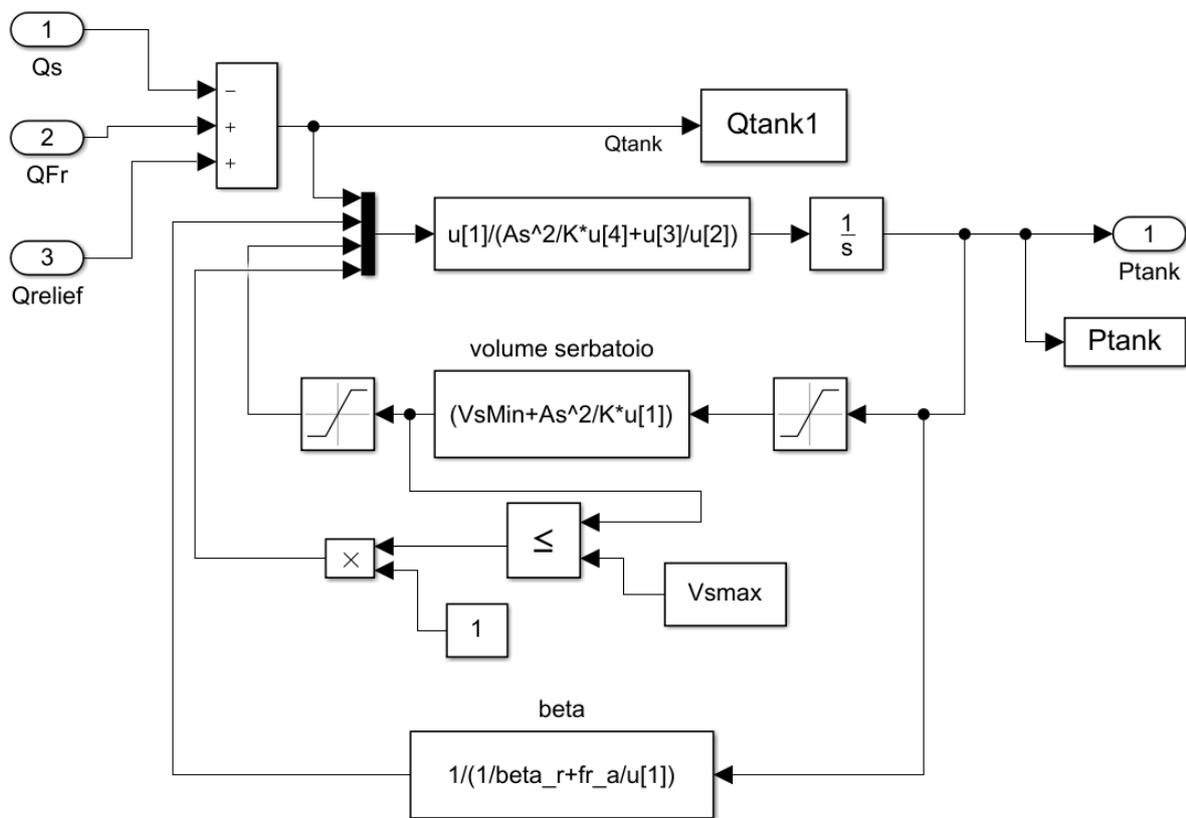


Figura 4.58

4.8 Simulazioni

La campagna di simulazioni è stata condotta considerando la tabella sottostante, dove sono riportate le condizioni operative :

- Portata richiesta
- Temperatura di esercizio

Operating time	Condition	Temp	Flight controls flow	Utility flow	Pressure drop				
					Flight controls		Utility		Suction line
					Pressure line	Return line	Pressure line	Return line	
[%]	[°C]	[l/min]	[l/min]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	
65	Normal	40	5	0	0.148	0.207	0.062	0.172	0.011
5	Normal	40	5	15	0.697	1.483	1.719	1.667	0.067
2	Low temperature	-20	5	15	3.311	6.175	6.805	6.345	0.243
5	Preflight check	20	3	0	0.102	0.177	0.048	0.135	0.009
2	Preflight check	-40	3	0	2.871	4.591	1.696	3.245	0.100
6	High temperature	120	15	15	1.442	2.091	1.681	2.136	0.068
2	High temperature	135	15	15	1.405	2.017	1.628	2.066	0.064
1	Overboost	120	5	15	0.500	0.971	1.164	1.128	0.036
1	Full flow	90	35	0	3.928	3.312	1.369	2.822	0.101
1	Fluid contaminated	40	5	15	0.755	1.483	1.719	1.667	0.067
5	Maintenance	40	5	0	0.148	0.207	0.062	0.172	0.011
4	Maintenance	40	5	15	0.697	1.483	1.719	1.667	0.067
1	Maintenance	40	35	0	4.662	4.505	1.670	3.710	0.156

La prima colonna della tabella fornisce informazioni sulla periodicità con cui si verificano suddette condizioni durante le ore di volo. Questa informazione ha definito la metodologia con cui sono state svolte le simulazioni, in quanto per ogni livello di contaminazione con un passo del 5 %, sono state condotte 100 prove distribuite in funzione dell'*Operating time*. Per dare la giusta motivazione a questa scelta si deve fare un passo in avanti nel calcolo delle *Features* e *Fault Detecion*, che verranno trattate nel capitolo successivo, al tal proposito ci focalizziamo sul fitting della *feature* come riportato in figura 4.59. Dove si può dedurre che il modo con cui vengono condotte le 100 prove hanno un impatto sull'andamento della feature nonché sul rumore prodotto. Per chiarire la scelta prendiamo in considerazione i seguenti scenari:

- Dato che la condizione $T = 40\text{ C } q = 5[l/min]$ corrisponde al 65 % di *Operating time* potremmo considerare prevalentemente questa condizione e scartare le altre. Questo comporterebbe che tale feature si potrebbe solo usare sotto quelle specifiche, ma questo va con-

tro al fatto che un PHM e nello specifico il monitoraggio della feature, che deve essere condotto in ogni momento.

- Si potrebbe eseguire un numero di prove equo per ogni specifica ma questo porta a una distribuzione più ampia del rumore che quindi rende la feature meno affidabile.

Il giusto compromesso quindi sta nel settare le 100 prove o un suo multiplo in funzione dell'*Operating time*.

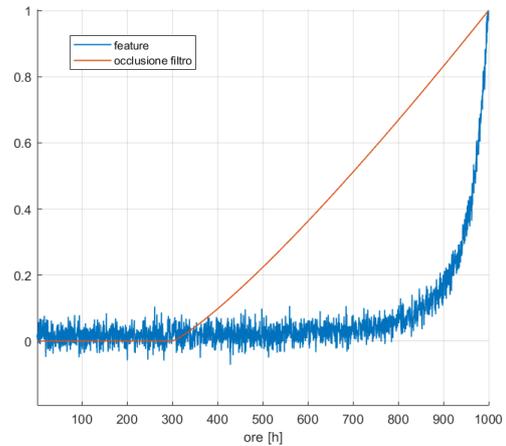
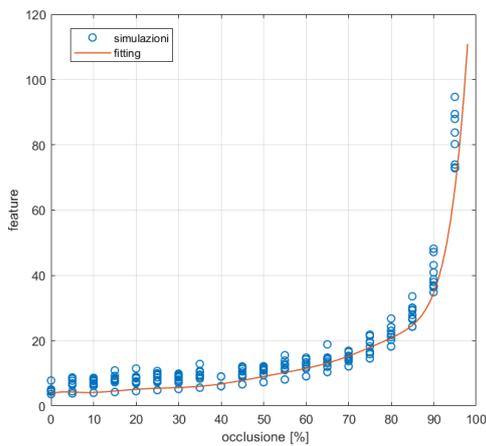


Figura 4.59: Valore feature delle 100 simulazioni per ogni livello di occlusione

Figura 4.60: andamento feature in funzione dell'occlusione

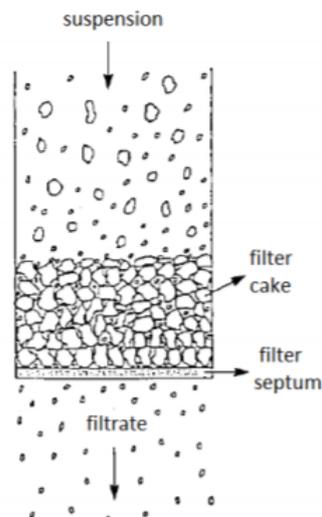


Figura 4.61

Un aspetto rilevante da considerare, è in che modo avviene l'occlusione del filtro. In quanto il maggior problema risiede nel andare a definire la caduta di pressione dello strato di contaminate

che si forma durante il funzionamento, come riportato in figura 4.1. In letteratura ci sono modelli come 'Kozeny – Carman' e 'Ergun' qui riportati, che descrivono la caduta di pressione.

$$\Delta P = \frac{kV_s\mu}{\phi_s^2 D_p^2} \frac{(1-\varepsilon)^2 L}{\varepsilon^3} \quad (4.75)$$

$$\Delta P = \frac{150V_s\mu(1-\varepsilon)^2 L}{D_p^2 \varepsilon^3} + \frac{1.75(1-\varepsilon)\rho V_s^2 L}{\varepsilon^3 D_p} \quad (4.76)$$

Dove:

- $\Delta P \Rightarrow$ caduta di pressione
- $L \Rightarrow$ spessore contaminate
- $V_s \Rightarrow$ Velocità superficiale
- $\mu \Rightarrow$ viscosità
- $\varepsilon \Rightarrow$ porosità dello strato del contaminate
- $\phi_s \Rightarrow$ sfericità delle particelle
- $D_p \Rightarrow$ Diametro del contaminate
- $\rho \Rightarrow$ densità del liquido

Si può dedurre dalle relazioni sopra citate della complessità nel definire la caduta di pressione dello strato di contaminante, in quanto sono richiesti parametri troppo specifici e dalla difficile determinazione. Infatti, prendiamo in considerazione lo spessore del contaminate L , come possiamo definire tale parametro per ogni livello di occlusione ?, come possiamo definire che è uniforme su tutta la superficie ?, senza considerare la complessità aggiunta nel caso di filtri multistrato. Oppure la porosità ε come possiamo considerarla anch'essa uniforme ?, ed escludere la possibilità che alcune porzioni di superficie diventano impermeabili a causa ad ed esempio di contaminati ad alta deformabilità che vanno a compattare lo strato? passando quindi da una resistenza all'attraversamento a una resistenza frontale andando ridurre il fattore di copertura \bar{f} . Per rispondere a queste domande un punto di partenza sarebbe quello di definire all'interno del modello una modellazione dell'usura per ogni componente non solo determinare il numero dei contaminati nel tempo ma anche la dimensione nonché la comprimibilità. Si osserva quindi la

complessità del argomento e che necessità di prove sperimentali per definire i modelli.

In questo studio preliminare si è scelto quindi di definire l'occlusione riducendo l'area superficiale del filtro. Per rendere più simili alla realtà i risultati ottenuti è stato aggiunto del rumore sulla relazione del filtro e sulle relazione costitutive, come ad esempio la definizione della viscosità in funzione della temperatura come la densità ecc. Questo perché tali relazioni sono empiriche e quindi avranno una incertezza sul valore dato, tale scelta è rafforzata dal fatto che il sensore di temperatura si trova nel serbatoio quindi molto probabilmente ci sarà una discrepanza di valori di temperatura registrati nel serbatoio e in quelli nel circuito.

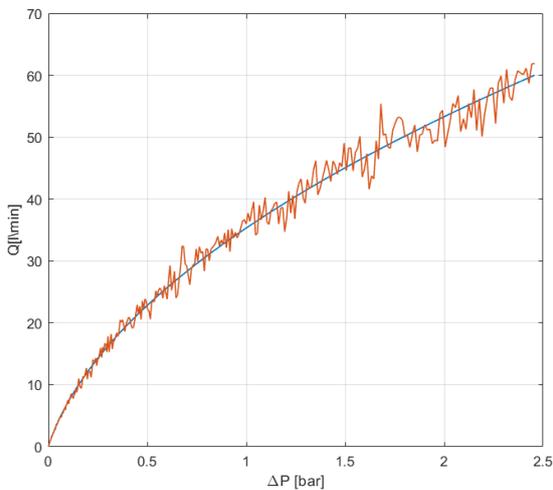


Figura 4.62

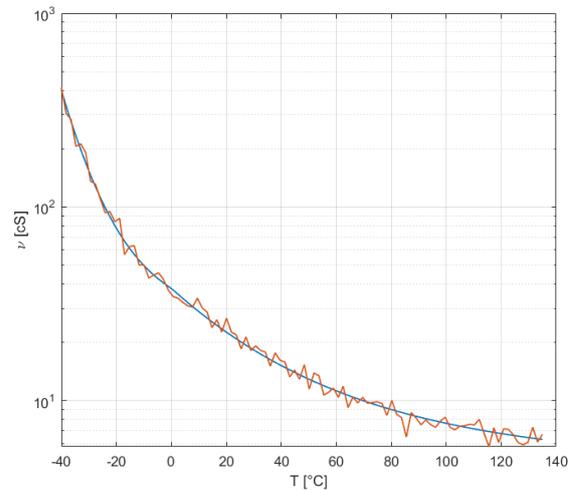


Figura 4.63

Capitolo 5

Features selection e Fault detection

Le *Features* costituiscono le fondamenta su cui si basa il sistema di diagnostica e prognostico, in quanto esse servono a identificare lo stato del fenomeno che si sta monitorando. Per tale scopo una buona feature deve possedere le seguenti caratteristiche:

- Computazionalmente poco costoso da misurare
- Matematicamente definibile
- Spiegabile in termini fisici
- Insensibile alle variabili estranee
- Non correlato con altre funzionalità

Nel sistema idraulico preso come oggetto di studio il segnale fondamentale per la determinazione dell'occlusione è il differenziale di pressione del filtro, in quanto un filtro occluso genera una caduta di pressione maggiore. Per la determinazione della *feature* è di fondamentale importanza definire quali sono le grandezze protagoniste e determinare le relazioni tra esse. La metodologia conseguita è stata quella di considerare quelle grandezze che influenzano la caduta di pressione in un filtro , ovvero:

- Portata
- Temperatura
- Area di passaggio

5.0.1 Portata

La portata attraverso il filtro in genere non viene misurata. Per sopperire a tale mancanza sappiamo che ogni servocomando di volo è un sistema retroazionato, tale per cui avremo un sensore come LVDT che determina la posizione nel tempo del pistone. Prendiamo in considerazione come segnale acquisito il seguente:

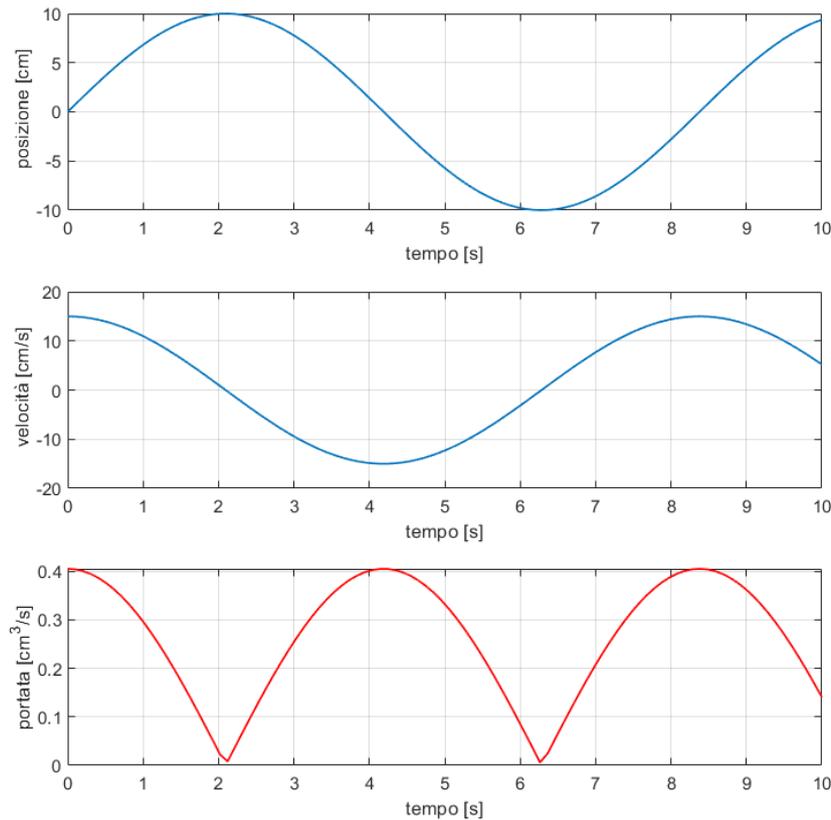


Figura 5.1

Come si osserva se prendiamo il valore assoluto della velocità e moltiplichiamo il segnale ottenuto per l'area del pistone otteniamo la portata entrante nel pistone. Questa portata possiamo utilizzarla come il valore di fluido che attraversa il filtro, anche se esiste una differenza tra le due portate che dipende da:

- *Comprimibilità del fluido* non influisce molto sulla differenza solo nel caso di elevata frazione di aria nel fluido
- *Leakage* il leakage come la presenza della valvola di by-pass costituiscono la principale differenza tra le due portate.

- *limitatrice di pressione* questa valvola è posta tra il filtro di mandata e la servo valvola dei comandi di volo, quindi nel caso in cui essa si attiva andrà ad aumentare la differenza

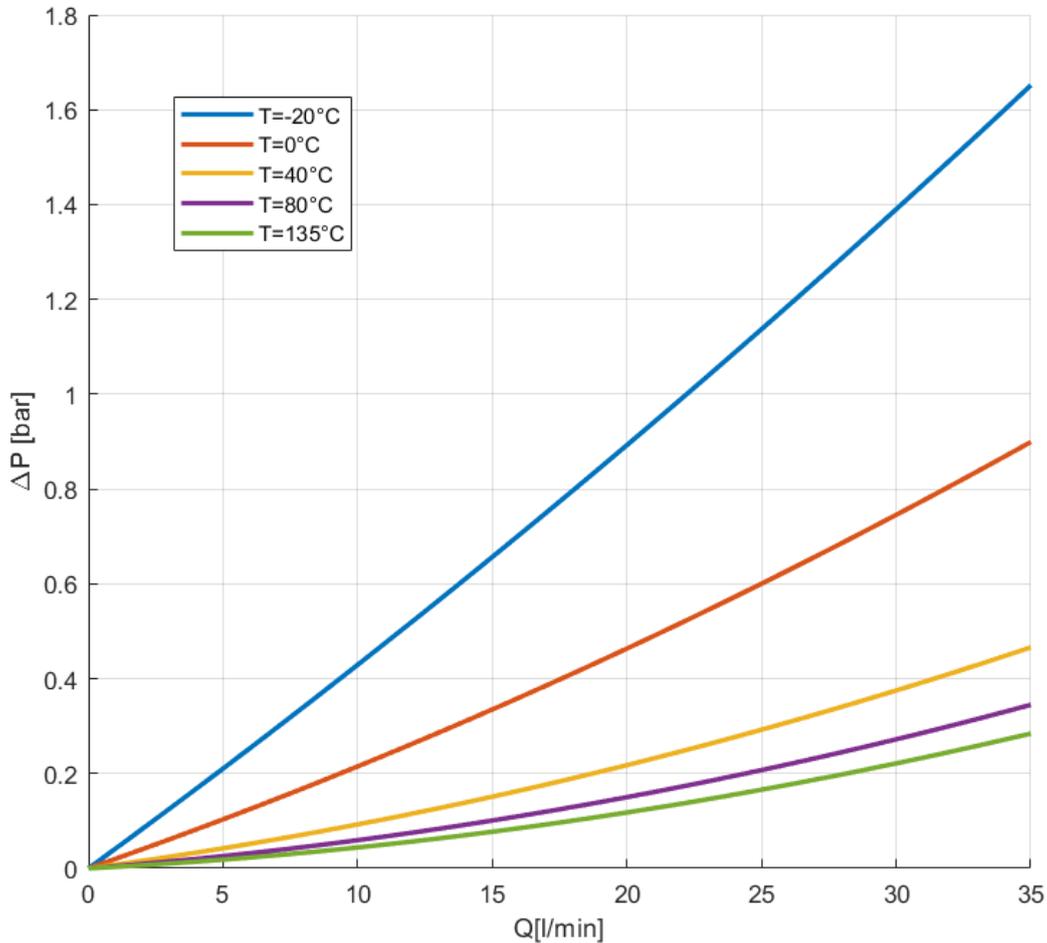


Figura 5.2

Se osserviamo le caratteristiche del filtro in funzione delle temperature nell'intervallo da 0 a 35 [l/min] possiamo approssimare la curva ad una retta, ciò implica che il ΔP è proporzionale a Q e quindi si può eliminare l'influenza della portata attraverso il rapporto tra la differenza di pressione e la portata.

$$F = \frac{\Delta P}{Q_{TMR}} \quad (5.1)$$

5.0.2 Temperatura

La temperatura gioca un ruolo importante sulla caduta di pressione in quanto influenza notevolmente la viscosità del fluido.

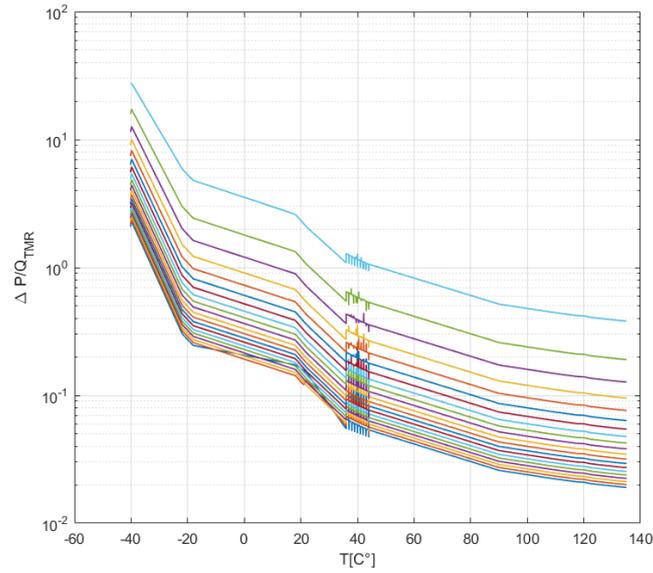


Figura 5.3

In figura 5.3 si osserva il valore di F , dove ogni linea rappresenta le 100 prove per ogni livello di occlusione, disposte a temperatura crescente. Inoltre, si osserva la proporzionalità con il livello di occlusione. Per eliminare la dipendenza della temperatura possiamo:

$$F_{TMR} = \frac{\Delta P}{\mu Q_{TMR}} \quad [1/mm^3] \quad (5.2)$$

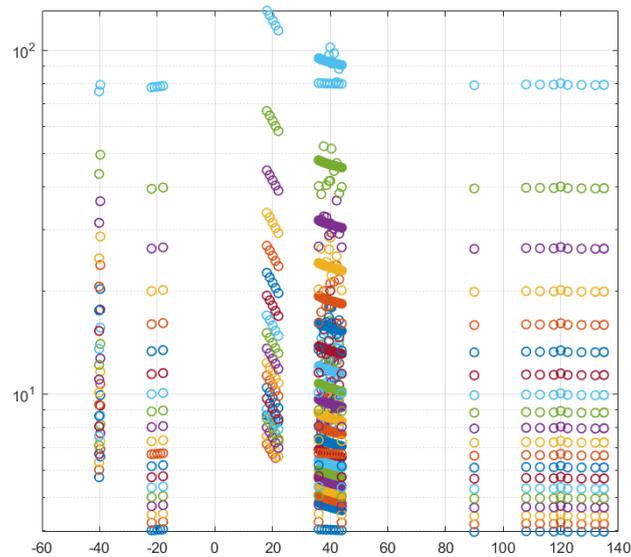


Figura 5.4

In figura 5.4 possiamo notare come la divisione per la viscosità dinamica μ ha comportato una stabilizzazione della feature anche se presenta del rumore. Inoltre, il valore di μ è stato determinato rispetto alla curva senza considerare il rumore come è stato descritto nel capitolo precedente.

Si è pensato di considerare la portata effettiva passante per il filtro, per valutare l’impatto sulla F

$$F_f = \frac{\Delta P}{\mu Q_f} \tag{5.3}$$

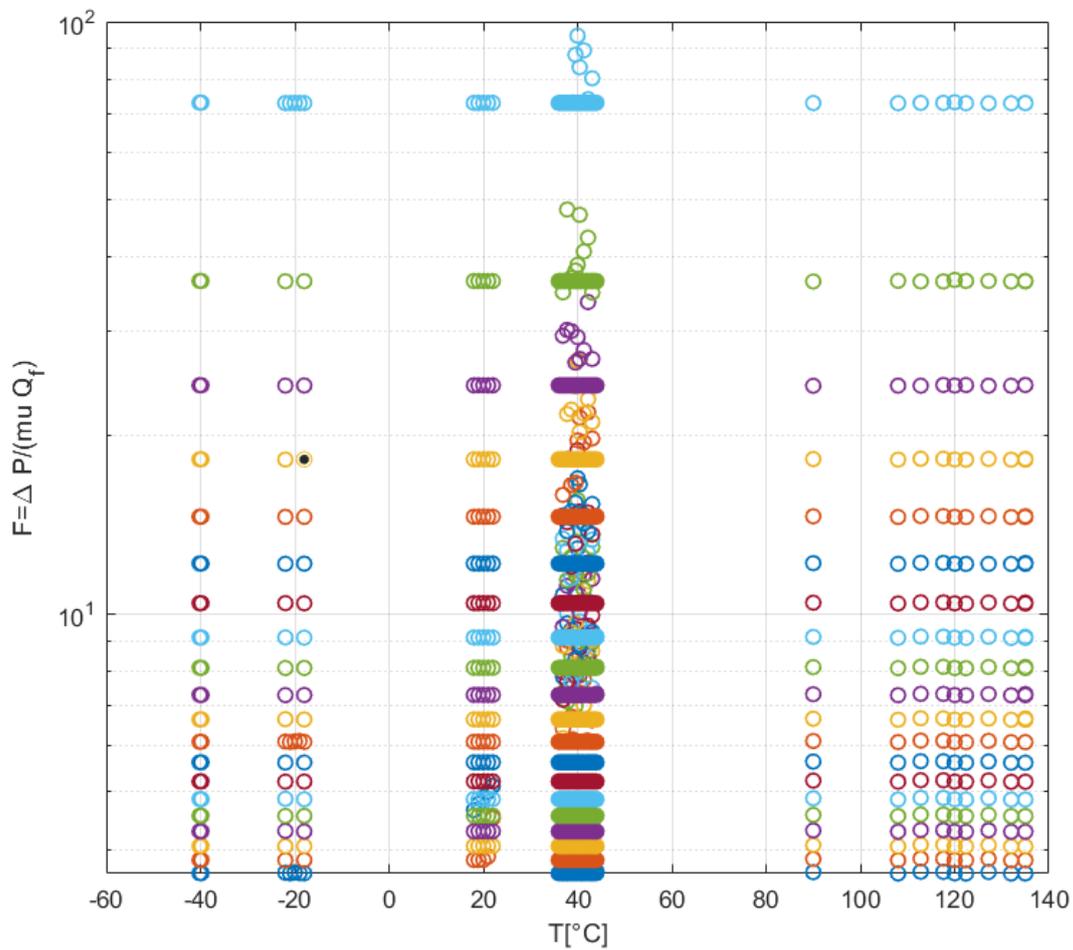


Figura 5.5

Il risultato che ne consegue è una diminuzione del rumore anche visibile sull’andamento delle *features* in funzione dell’occlusione riportate nelle figure 5.6 e 5.7. Nella tabella 5.1 si osserva una diminuzione del SSE (sum of squared errors) e RMSE (Root Mean Square Error) concorde con i risultati ottenuti.

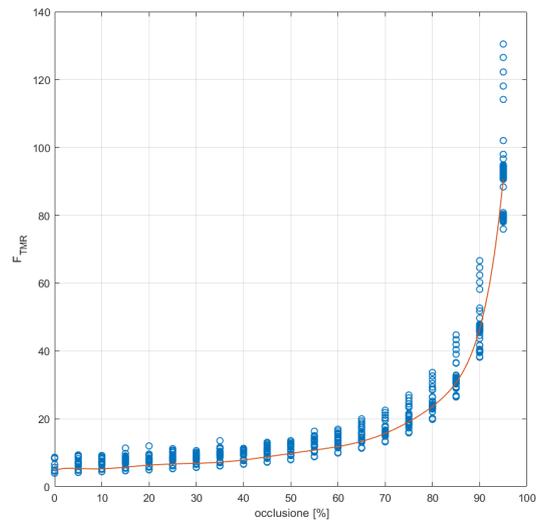


Figura 5.6

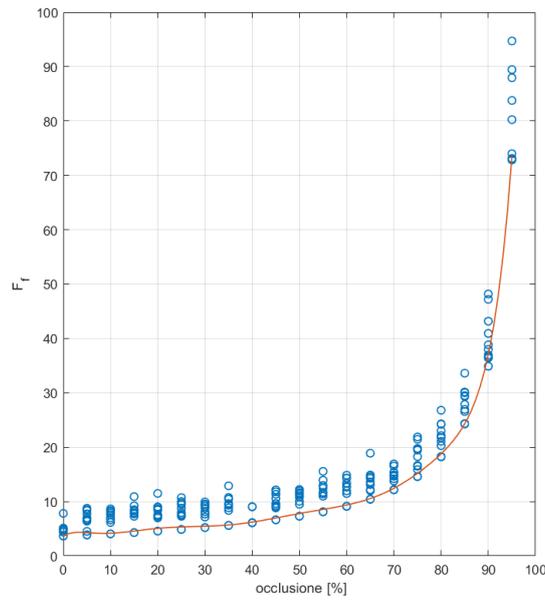


Figura 5.7

	F_f	F_{TMR}
SSE	3827	1.59e+04
RMSE	1.384	2.82

Tabella 5.1

Il calcolo delle *features* per ogni simulazione sono state ottenute facendo una media rispetto al valore determinato per ogni istante.

$$F_{TMR} = \frac{\sum_{i=1}^{N_t} \frac{\Delta P}{\mu Q_{TMR}}}{N_t} \quad (5.4)$$

$$F_f = \frac{\sum_{i=1}^{N_t} \frac{\Delta P}{\mu Q_f}}{N_t} \quad (5.5)$$

Tale scelta è risultata la più ottimale in quanto ha un grande impatto sulle grandezze statistiche precedentemente citate. Inoltre considerando che la simulazione ha una durata di 7 s, rappresenta un tempo molto piccolo rispetto all'evoluzione temporale dell'occlusione, tanto da considerare il monitoraggio continuo.

	F_f		F_{TMR}	
	<i>media</i>	<i>singolo</i>	<i>media</i>	<i>singolo</i>
SSE	3827	36183	1.59e+04	3.271e+04
RMSE	1.384	1.759	2.82	4.045

Nelle figure 5.6 e 5.7 si osserva l'andamento delle due *features* ed è evidente la non linearità con l'occlusione, per rendere più lineare le caratteristiche si è raggiunta una nuova formulazione delle due features:

$$F_{f-1} = 0.28 - \frac{\mu Q_f}{\Delta P} [mm^3] \quad (5.6)$$

$$F_{TMR-1} = 0.28 - \frac{\mu Q_{TMR}}{\Delta P} [mm^3] \quad (5.7)$$

La definizione di queste nuove features deriva dal modello del filtro qui di seguito riportato

$$\Delta P = \sum_{i=1}^N \frac{8\mu l_i}{z_i \pi r_i^4} Q + \frac{\rho \xi_{front}(Re)}{2} \left(\frac{Q}{F_1} \right)^2 + (K_{in} + K_{out}) \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{A_c} \right)^2 \quad (5.8)$$

Dove trascurando l'ultimo termine si osserva la presenza dell'area al denominatore, in quanto z_i è proporzionale all'area. Di conseguenza otteniamo che entrambe le caratteristiche dipendono da:

$$F = f\left(\frac{1}{A}\right) \quad (5.9)$$

Dalla relazione riportata è evidente la motivazione della scelta del reciproco. Il coefficiente 0.28 serve a rendere direttamente proporzionale l'andamento della feature con l'occlusione.

Le figure 5.8 e 5.9 riportano le nuove caratteristiche dove si osserva immediatamente la dipendenza lineare. Tuttavia, la dispersione attorno all'andamento medio risulta essere molto più accentuata, in maggiore misura sulla caratteristica calcolata con Q_{TMR} . Si considera però la riduzione della dispersione con l'aumentare della degradazione, che risulta molto apprezzata in sede di prognostica, conferendo maggiore affidabilità.

La tabella 5.2 riporta le grandezze statistiche delle caratteristiche, dove si evince che in questo caso l'utilizzo Q_f non genera nessun miglioramento al contrario i valori sono leggermente più alti, nonostante tutto risulta maggiormente più stabile in funzione della temperatura.

	$F_{f^{-1}}$	$F_{TMR^{-1}}$
SSE	0.6947	0.5813
RMSE	0.186	0.017

Tabella 5.2

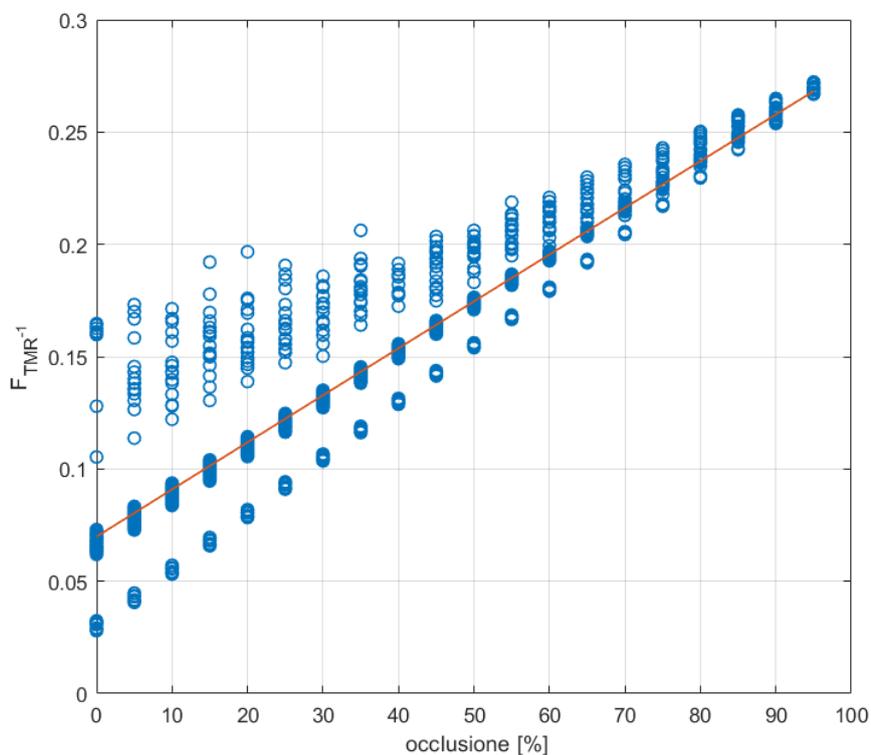


Figura 5.8

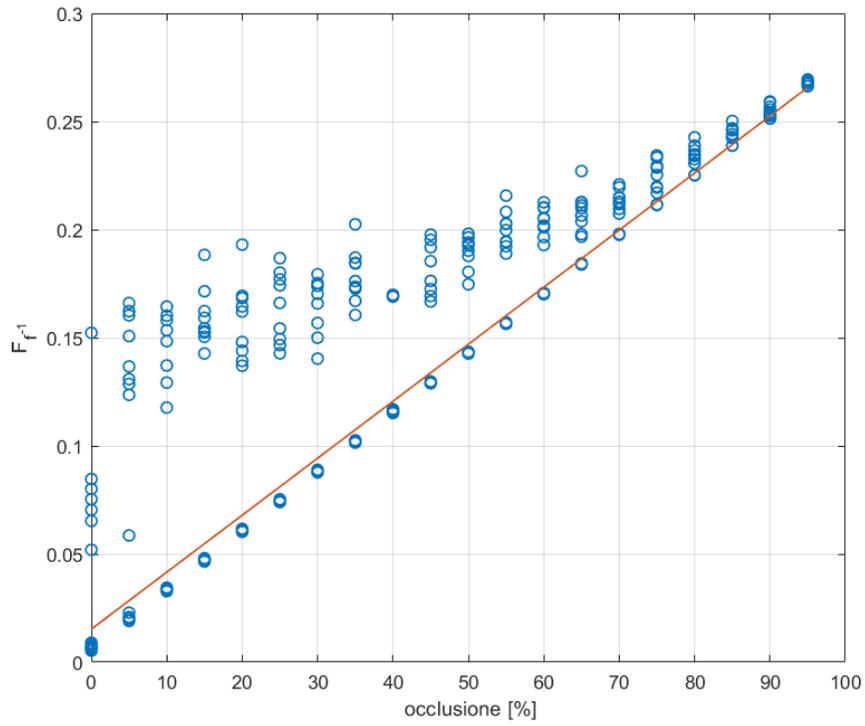


Figura 5.9

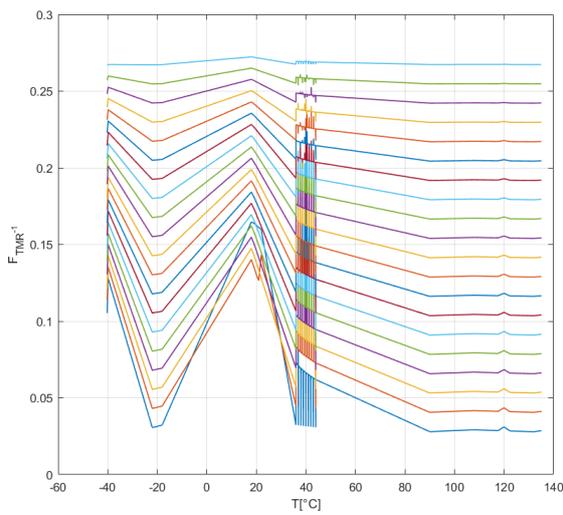


Figura 5.10

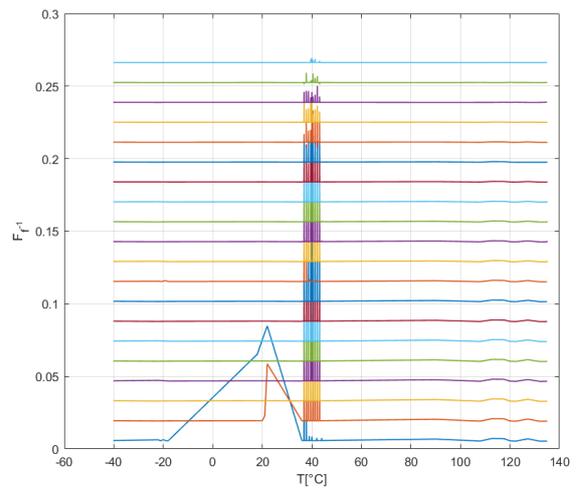


Figura 5.11

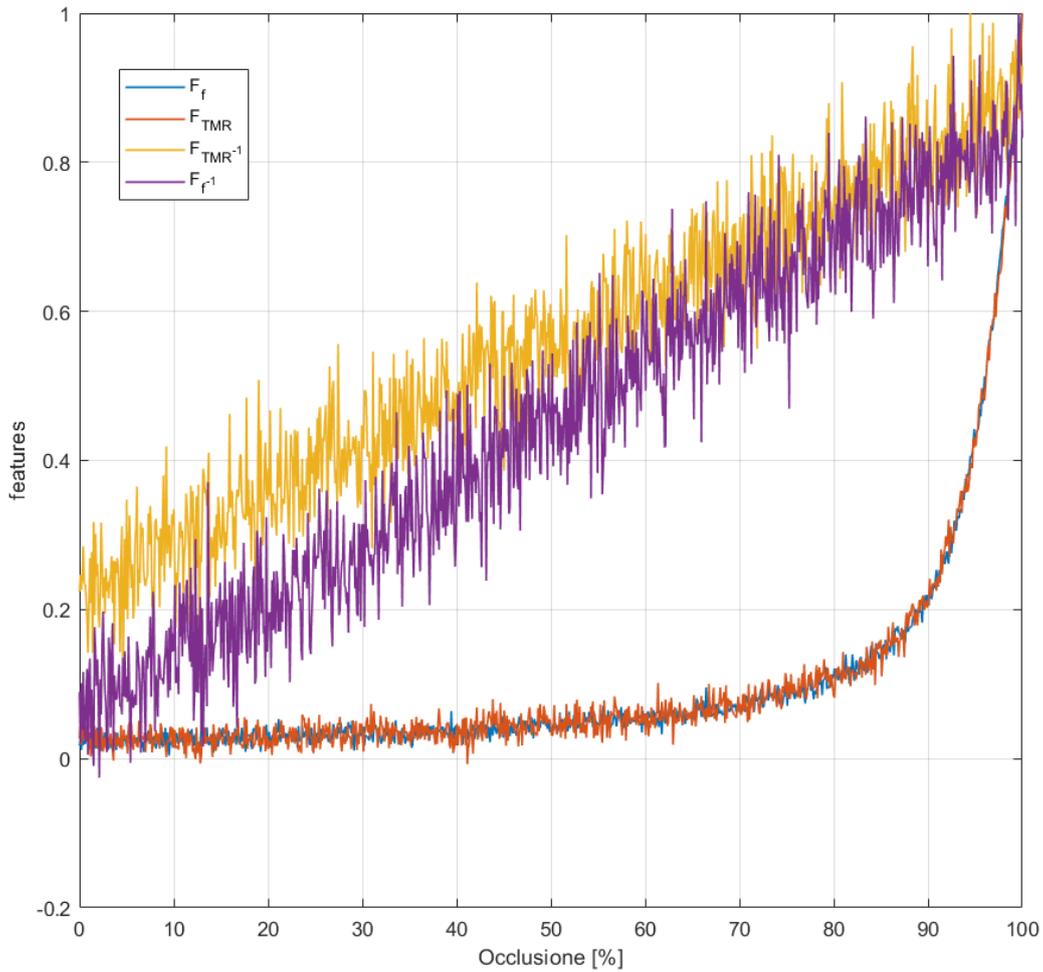


Figura 5.12

La figura 5.12 mette in mostra le 4 caratteristiche dove è stato aggiunto del rumore in funzione del $RMSE$, il risultato ottenuto è coerente con quanto presentato in precedenza. Le features ottenute soddisfano le caratteristiche definite in precedenza, in quanto sono facilmente calcolabili, fisicamente le prime due costituiscono una resistenza se ci riferiamo alla analogia elettrica, mentre le altre due, essendo il reciproco una conducibilità e in conclusione si è cercato il più possibile di renderle varianti solo in funzione della degradazione.

5.1 Fault detection

I moderni algoritmi diagnostici richiedono enormi database che formano una raccolta di dati da più sensori e diverse suite. Le informazioni vengono acquisite attraverso features, confrontate con i dati presenti nel database e successivamente vengono usate come input per le routine diagnostiche, il cui obiettivo è dichiarare condizioni di fallimento imminenti. La fault detection coinvolge diagnosi e prognosi e possiamo definire un'architettura di sistema integrata costituita da seguenti moduli principali:

- Una suite di sensori e strategie di rilevamento idonee per raccogliere ed elaborare i dati di variabili e parametri critici di processo
- Modulo di failure modes e effects criticality analysis (FMECA), che determina e dà la priorità in base alla frequenza di occorrenza e la loro gravità in funzione delle possibili modalità di fallimento
- un monitoraggio online che determina lo stato corrente del sistema ed è in grado di mettere in correlazione le features con la modalità di guasto
- un feature extractor che seleziona ed estrae le caratteristiche da dati grezzi o indicatori di condizione che devono essere utilizzati dal modulo diagnostico
- Un modulo prognostico, che stima la vita utile rimanente di un componente
- modulo di manutenzione programmata il cui compito è pianificare le operazioni di manutenzione senza influire negativamente le funzionalità generali del sistema

I termini fault detection, isolation, and identification dei guasti sono tipicamente impiegati per trasmettere il seguente significato:

- *fault detection*, viene rilevata una condizione operativa anomala e segnalato
- *fault isolation* determina quale componente (sottosistema, sistema) sta fallendo o ha fallito.
- *fault identification*, stima della natura e dell'estensione del difetto

Al fine di stimare la vita utile rimanente o il tempo fino al fallimento di a componente difettoso, cioè per condurre una prognosi di errore e massimizzare il tempo di attività, la diagnosi dei guasti è volta a determinare con precisione e senza falsi allarmi imminenti o incipienti condizioni

di fallimento. L'obiettivo è quello di ottenere il meglio dalle prestazioni di una determinata routine diagnostica riducendo al minimo i falsi positivi e i falsi negativi riducendo al contempo il ritardo di tempo tra l'inizio e rilevamento / isolamento di un evento di guasto.

Gli algoritmi di diagnostica dei guasti devono essere in grado di: rilevare le prestazioni del sistema, livelli di degrado e guasti basati sulla proprietà fisiche che cambiano attraverso fenomeni rilevabili. Inoltre, tali algoritmi devono avere la capacità di identificare il sottosistema e / o componente specifico all'interno del sistema monitorato che sta fallendo. Il potenziale impatto del guasto sull'integrità operativa del sistema è anche un risultato auspicabile di diagnosi. Dal momento che l'obiettivo finale di un sistema PHM è quello di prevedere la progressione temporale dell'errore e stimare il tempo di fallimento del componente, è essenziale che i guasti vengano rilevati e isolati sin da dopo la loro fase di iniziazione.

Ridurre i falsi allarmi, i falsi positivi e i falsi negativi, è un obiettivo importante di un sistema diagnostico. Sono disponibili diversi mezzi che possono facilitare questo importante compito:

- Convalida dei dati
- Selezione / estrazione ottimale della funzione
- Scelta ottimale degli algoritmi di rilevamento / identificazione dei guasti
- Combinazione di prove (fusione) (teoria di Dempster-Shafer)
- Fusione di algoritmi di classificazione degli errori
- Dichiarare un errore solo quando si supera un certo livello di confidenza

In questo studio di fattibilità ci si è limitati alla *fault detection* ovvero l'esecuzione di un algoritmo in grado di rilevare e segnalare condizioni anomale. Il primo passo è definire una evoluzione nel tempo della degradazione, come riportato in figura 5.13, successivamente è stato imposto come dato di input la curva di occlusione alle features, ottenendo quanto illustrato nella figura 5.14, dove per essere comparate sono state normalizzate. Rispetto a quanto detto in precedenza una delle caratteristiche del sistema di Fault Detection è quello di scongiurare i falsi positivi, il rumore presente sulle features è la principale causa di questo fenomeno, per risolvere questo problema si è utilizzata una *baseline*.

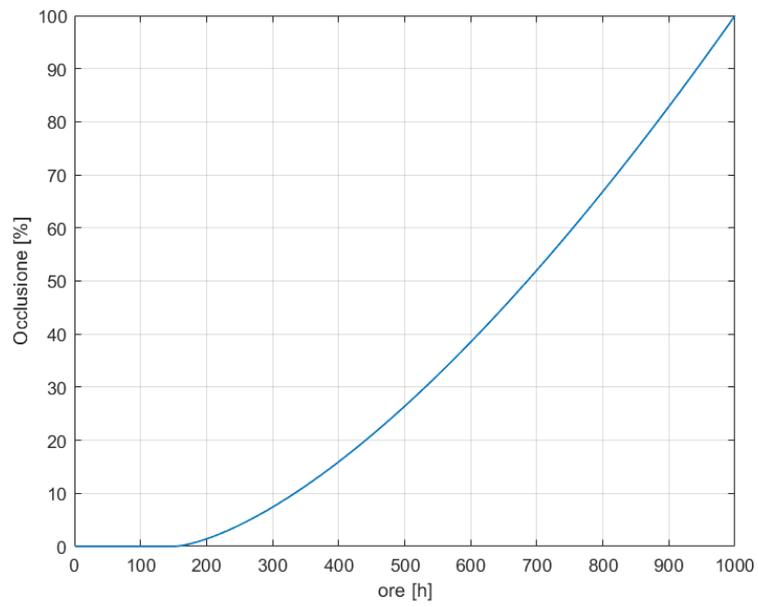


Figura 5.13

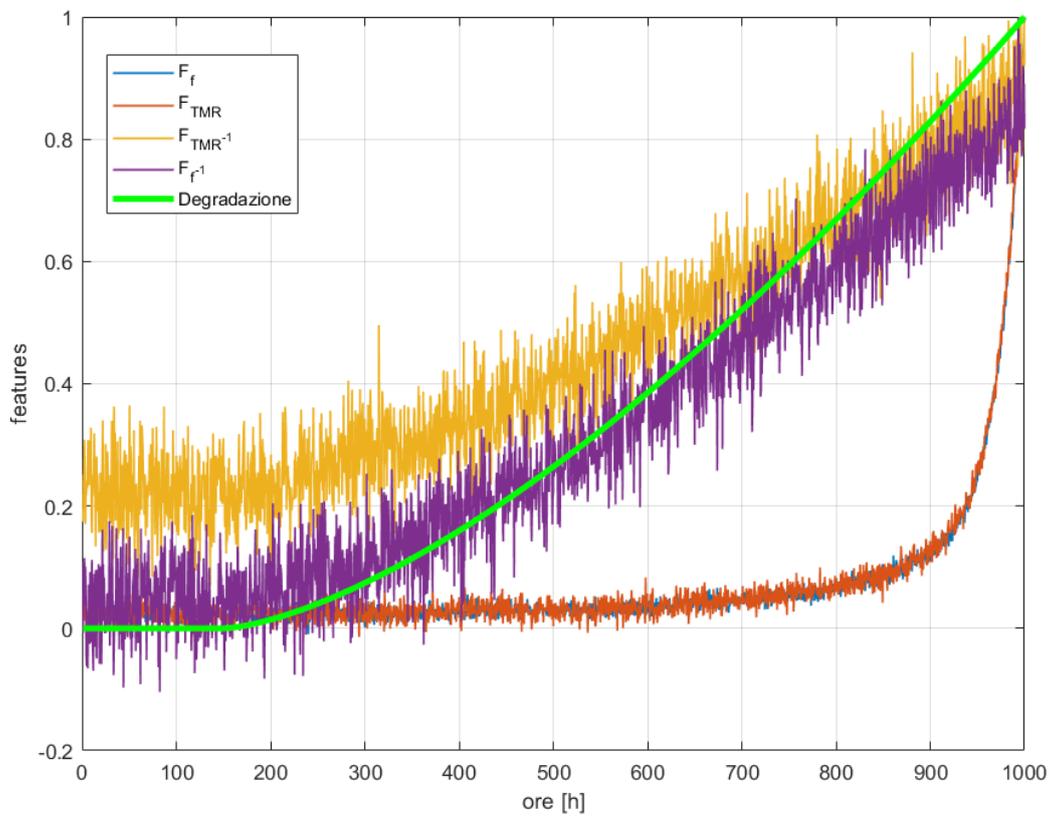


Figura 5.14

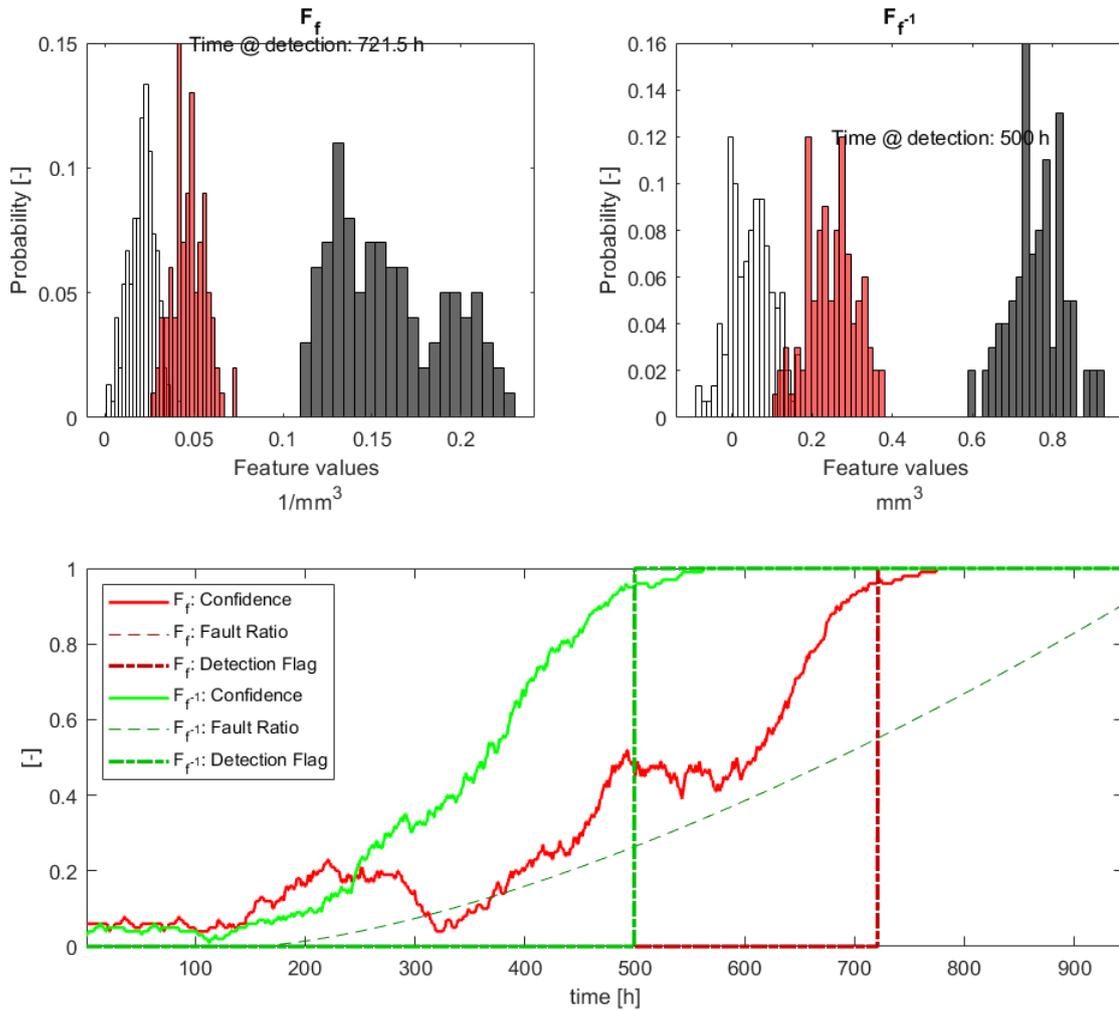


Figura 5.15

Per spiegare il concetto di *baseline* si è riportato in figura 5.15 i risultati dell’algoritmo di fault detection di due features. Poniamo l’attenzione sul riquadro in alto a sinistra dove sull’asse delle ascisse abbiamo i valori normalizzati della feature, mentre sull’ordinate abbiamo la probabilità da 0 a 1. Possiamo distinguere tre distribuzioni ad istogramma: la prima a sinistra costituisce la nostra baseline, quest’ultima rappresenta la distribuzione di probabilità dei valori della feature sotto la condizione di degradazione nulla, infatti in riferimento alla curva di occlusione scelta si è impostato un tempo indicativo di 150 [h] dove il valore di contaminazione del filtro è nulla. In questo arco temporale l’algoritmo dispone nella distribuzione i valori di feature letti ottenendo la *baseline*. Successivamente, avendo scelto una finestra temporale si confronta la distribuzione letta nella finestra con i valori di riferimento della baseline, a causa della degradazione la distribuzione letta si sposta a sinistra concorde con l’aumento del valore della feature. L’algoritmo è

programmato per inviare un segnale al sistema diagnostico quando il 95% dell'area della distribuzione è fuori dalla *baseline*, ovviamente il valore di confidenza è un parametro arbitrario che tendenzialmente più è basso più sarà la probabilità di riscontrare falsi positivi.

Nel diagramma in basso della figura 5.15 si osserva l'andamento con tratto continuo delle due caratteristiche nel tempo, mentre l'andamento tratteggiato rappresenta l'andamento della degradazione e infine il tratto punto rappresenta l'istante in cui l' algoritmo individua l'anomalia. Si tiene a precisare che la fault detection non ha come scopo quello di definire il livello di occlusione, ma solo di segnalare al sistema che la degradazione è in corso.

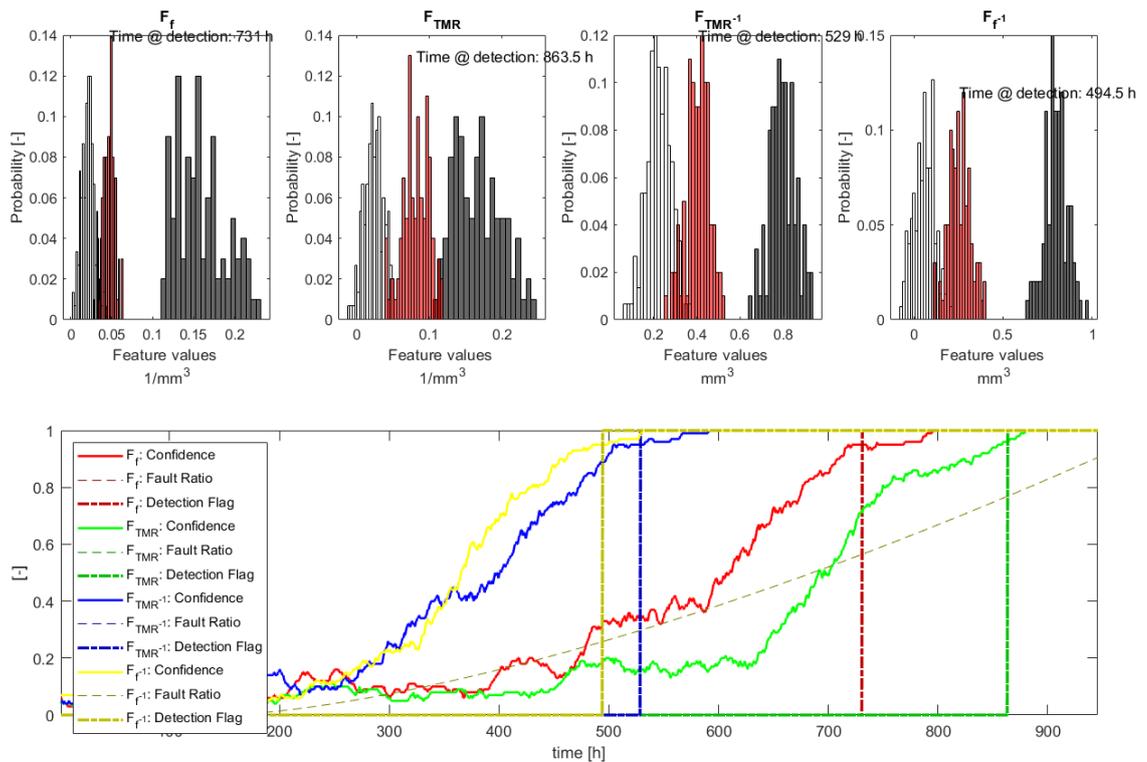


Figura 5.16

In figura 5.16 vengono rappresentate tutte e 4 le features, si osserva che F_{TMR}^{-1} e F_f^{-1} sono più reattive a rilevare l'anomalia. Inoltre, si osserva la differenza nell'utilizzo dell'effettiva portata passante del filtro, con una accentuazione maggiore tra F_{TMR} e F_f rispetto alle altre due. La F_{TMR}^{-1} risulta essere una buona candidata per il sistema PHM, in quanto è concorde con la condizione evidenziata all'inizio, ovvero di sviluppare il sistema di prognostica senza l'installazione di nuovi sensori.

Capitolo 6

Conclusioni e sviluppi futuri

Il lavoro di tesi ha avuto come obiettivo quello di condurre uno studio di fattibilità per la realizzazione di un sistema di monitoraggio della salute PHM per i filtri raggiungendo i seguenti traguardi:

- Realizzazione di un modello dinamico del sistema idraulico in ambiente MATLAB/Simulink
- Campagna di simulazioni con modellazione della degradazione
- Feature Selection
- Fault Detection

La possibilità di determinare una buona feature senza l'installazione di altri sensori determina un ottimo risultato, anche se in uno studio più approfondito è necessario condurre prove sperimentali per studiare il fenomeno della degradazione del filtro, attraverso cui sarà possibile:

- migliorare la modellazione del filtro e in particolare aggiungere termini che tengono conto della caduta di pressione generata dallo strato del contaminate
- Definire un modello di usura del circuito, ovvero sarà necessario per determinare la RUL del filtro, un modello che ci fornisce l'informazione di generazione del contaminate nell'impianto, non solo il numero di particelle nel tempo ma anche dimensione e tipo di materiale.

Bibliografia

- [1] M.Sorli,G.Quaglia *Meccatronica,Epics*
- [2] I.E. IDEI'CHIK *Handbook of Hydraulic Resistance*
- [3] Nicola Nervegna Massimo Rundo *AUTOMOTIVE FLUID POWER SYSTEM,Epics*
- [4] Guido Belforte *Manuale di pneumatica ,tecniche nuove*
- [5] GEORGE VACHTSEVANOS , FRANK LEWIS, MICHAEL ROEMER, ANDREW HESS and BIQING WU *Intelligent Fault Diagnosis and Prognosis for Engineering Systems (2006)*
- [6] Andrea De Martin , Giovanni Jacazio and George Vachtsevanos *Anomaly Detection and Prognosis for Primary Flight Control EMAs*
- [7] Andrea De Martin , Giovanni Jacazio and Massimo Sorli *Enhanced Particle Filter framework for improved prognosis of Electro-Mechanical flight controls Actuators*
- [8] Sylvain Autin , Jérôme Socheleau , Andrea Dellacasa , Andrea De Martin , Giovanni Jacazio and George Vachtsevanos *Feasibility Study of a PHM System for Electro-hydraulic Servoactuators for Primary Flight Controls*
- [9] David E. Acuna and Marcos E. Orchard *A Theoretically Rigorous Approach to Failure Prognosis*
- [10] Andrea De Martin , Giovanni Jacazio and George Vachtsevanos *Windings Fault Detection and Prognosis in Electro-Mechanical Flight Control Actuators Operating in Active-Active Configuration*
- [11] O. F. Eker , F. Camci , and I. K. Jennions *Physics-Based Degradation Modelling for Filter Clogging*