

# Introduzione

---

Il seguente elaborato raccoglie e sviluppa il lavoro svolto durante il periodo di tirocinio presso la ditta Zeco Automazioni. Il progetto è finalizzato all'analisi del comportamento di due diversi tipi di distributori proporzionali (ad alto ricoprimento e a basso ricoprimento) utilizzati generalmente dall'azienda per regolare la movimentazione di alcune parti meccaniche presenti a monte di piccoli impianti idroelettrici. Durante il periodo di tirocinio è stato allestito un sistema oleodinamico simile a un sistema realmente utilizzato. Per le due varianti di distributori impiegati, sono state fatte varie prove comandando il sistema con diversi segnali significativi per l'utilizzo reale dell'impianto. Infine, dall'analisi dei dati raccolti e dai contenuti reperibili in letteratura, sono state tratte alcune conclusioni.

Al fine di capire anche teoricamente le dinamiche in gioco, nel capitolo 1 del seguente lavoro sono descritti alcuni elementi fondamentali costituenti un sistema oleodinamico e facenti parte del sistema allestito come le pompe, gli accumulatori, gli attuatori e i distributori proporzionali. Di questi ultimi viene fatta una trattazione più dettagliata, descrivendone le varie tipologie e caratteristiche, sulle quali si può basare la scelta del modello più adatto.

Nel capitolo 2 è stata riassunta l'attività svolta in fase di tirocinio. Viene descritto il sistema allestito ed è approfondito il modello di distributore proporzionale utilizzato, inserendo dati e curve caratteristiche dei cataloghi forniti dal costruttore. Successivamente sono stati analizzati i dati raccolti sia con distributore ad alto ricoprimento, sia con distributore a basso ricoprimento, con l'inserimento nella trattazione di alcuni grafici significativi. Su questi sono state fatte alcune considerazioni. Per entrambi i casi si è studiato il comportamento con due diversi sistemi di controllo, tipicamente utilizzati negli impianti esistenti e in produzione.



# CAPITOLO 1

## Generalità sull'oleodinamica

---

### 1.1. Cenni sui principali componenti di un sistema oleodinamico.

#### 1.1.1. CONVERSIONE E CONTROLLO DELL'ENERGIA.

In un impianto oleodinamico l'energia meccanica fornita da un motore viene inizialmente convertita in energia idraulica per mezzo di una pompa che preleva il fluido dal serbatoio e lo comprime fino alla pressione imposta dal circuito di utilizzazione. Questa energia idraulica, che viene trasmessa dalle tubazioni del circuito, è controllata mediante valvole di comando e di regolazione. Infine viene riconvertita in energia meccanica disponibile per l'utilizzazione mediante attuatori.

L'energia e quindi la potenza trasmessa da un sistema oleodinamico è controllabile per valore e per direzione agendo sui parametri *portata* e *pressione* per mezzo di pompe a portata variabile e/o di valvole di comando e di regolazione.

Al trasporto dell'energia o anche solo della pressione provvedono tubi rigidi o flessibili e canali ricavati in blocchi o in piastre di distribuzione.

Per l'accumulazione, il trattamento ed il controllo del fluido nell'impianto vengono usati diversi componenti, come serbatoi, filtri, dispositivi di misura e di controllo.

#### 1.1.2. FLUIDI PER OLEODINAMICA.

Da decenni la scelta del fluido idraulico si è orientata sui liquidi a base di olio minerale, che per il loro potere lubrificante e anticorrosivo e la maggior viscosità (minori fughe tra le parti in movimento) si sono dimostrati più indicati per gli impieghi oleodinamici. Per contro, rispetto ai liquidi utilizzati in origine quando si usava acqua pura o emulsionata con varie percentuali di olio, vanno sottolineati alcuni svantaggi nell'utilizzare l'olio minerale:

- la sua viscosità varia al variare della temperatura;
- il costo è nettamente superiore;
- è infiammabile;
- è inquinante.

Nel corso degli anni, per far fronte a nuovi requisiti tecnologici, ambientali, di sicurezza, la famiglia dei liquidi è andata progressivamente allargandosi. Tuttavia, grazie alle sue caratteristiche, l'olio minerale conserva sempre una posizione dominante.

#### 1.1.3. POMPE.

La funzione di una pompa oleodinamica è di convertire l'energia meccanica (coppia, velocità di rotazione) erogata da un motore primo in energia idraulica (portata, pressione).

Le pompe impiegate negli impianti oleodinamici sono macchine a compressione volumetrica. Esse sono chiamate pompe volumetriche perché durante il funzionamento all'interno della pompa si formano dei vani (camere) a tenuta delimitati da elementi costruttivi, in cui il liquido viene trasportato dall'ingresso (attacco di aspirazione) all'uscita (attacco di mandata). Poiché tra i due attacchi della pompa non esiste un collegamento interno, le pompe volumetriche sono particolarmente indicate per sistemi ad alta pressione e sono quindi ideali per alimentare i comandi oleodinamici.

#### 1.1.4. ACCUMULATORI IDRAULICI.

Il compito principale degli accumulatori idraulici è quello di accumulare liquido sotto pressione per restituirlo in caso di necessità.

Poiché l'accumulatore contiene un liquido sotto pressione, viene trattato alla stregua di un serbatoio a pressione e deve perciò essere dimensionato per la massima pressione d'esercizio. Per realizzare la compensazione di volume ed ottenere l'accumulazione d'energia il liquido viene precaricato da un peso, da una molla o da un gas compresso. Fra pressione del liquido e contropressione esercitata dal carico deve esistere costantemente una condizione di equilibrio. Nella maggior parte degli impianti oleodinamici vengono impiegati accumulatori a gas muniti di elemento di separazione tra gas e liquido (così si evita un possibile assorbimento di gas da parte del liquido).

#### 1.1.5. CILINDRI.

Il cilindro è un attuatore ossia un componente che converte l'energia idraulica erogata dalla pompa in energia meccanica mediante lo spostamento rettilineo del suo pistone.

Esso rappresenta l'interfaccia tra circuito oleodinamico e macchina operatrice.

La forza massima  $F$  sviluppabile da un cilindro nel compiere il movimento lineare, prescindendo dall'attrito, dipende dalla pressione massima d'esercizio  $p$  ammessa e dall'area utile del pistone  $A$ , secondo la relazione:

$$F = p \cdot A \quad [\text{kN}] \quad (1-1)$$

In base al funzionamento i cilindri si dividono in:

- cilindri a semplice effetto;
- cilindri a doppio effetto.

I cilindri a semplice effetto possono trasmettere forze in un unico senso poiché l'olio pressurizza solo un lato del pistone. La corsa di ritorno avviene per effetto di una molla di richiamo (fig.1-1), del peso proprio del pistone o di forze esterne (fig.1-2).

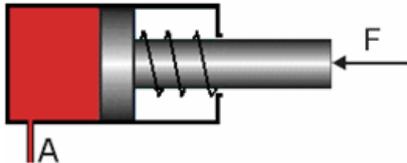


Fig.1-1. Esempio di cilindro a semplice effetto con corsa di ritorno per effetto di una molla.

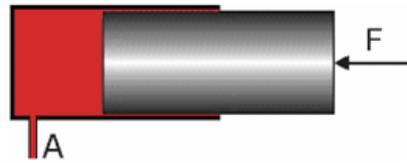


Fig.1-2. Esempio di cilindro a semplice effetto con corsa di ritorno dovuta a forze esterne.

Nei cilindri a doppio effetto entrambe le superfici del pistone possono essere pressurizzate grazie ai due attacchi di alimentazione presenti (fig.1-3,1-4). Alimentando l'attacco A o l'attacco B, il cilindro trasmette all'esterno una forza di spinta o di trazione e si muove in uscita o in rientro.

Il cilindro a doppio effetto è realizzato in due versioni:

- a stelo unico (detto anche differenziale);
- a due steli (se di uguale diametro, il cilindro è detto sincrono).

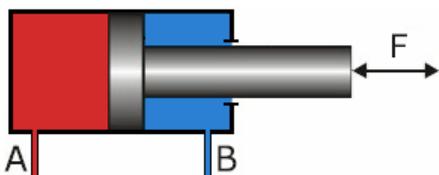


Fig.1-3. Cilindro a doppio effetto a stelo unico.

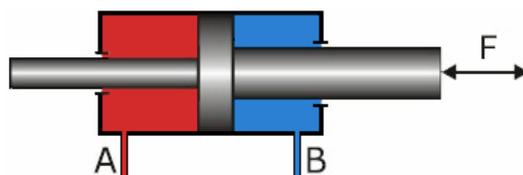


Fig.1-4. Cilindro a doppio effetto a due steli.

#### 1.1.6. VALVOLE (CENNI STORICI).

A partire dagli anni 70, la tendenza dominante, nell'ambito dell'oleodinamica industriale, è stata la sempre più stretta integrazione dell'idraulica con l'elettronica di controllo e regolazione, che ha permesso il passaggio da movimentazioni on-off a movimentazioni proporzionali al segnale di comando, nonché la possibilità di monitorare continuamente lo stato di funzionamento degli assi idraulici e dei loro singoli componenti. In pratica fino al 1965 circa, i componenti per il controllo della direzione, della portata e della pressione, impiegati negli impianti oleodinamici, erano comandati secondo modalità on-off o tarabili manualmente, in grado, tutt'al più, di attuare variazioni a gradino delle grandezze idrauliche di riferimento. In realtà, al di fuori dell'oleodinamica industriale, esisteva già una soluzione sofisticata, costituita dalle servovalvole. A causa del costo, della delicatezza funzionale e della necessità di approfondite nozioni specialistiche a livello di progetto del sistema, le servovalvole erano confinate in settori particolari, come quello aeronautico. Negli anni '70 l'interazione idraulica-elettronica ha permesso lo sviluppo, nell'oleodinamica industriale, della tecnica proporzionale, con l'introduzione nel mercato di componenti in grado di realizzare una corrispondenza continua e modulabile fra un segnale elettrico in ingresso e una variabile idraulica in uscita. L'oleodinamica proporzionale è ormai una tecnica matura ed affermata che, pur non avendo compromesso la sopravvivenza dei componenti tradizionali e dei relativi circuiti, ne ha ridimensionato significativamente i campi di applicazione. Da un lato la semplicità costruttiva dei componenti proporzionali, sostanzialmente ispirata ai componenti tradizionali, dall'altro l'affidabilità delle schede elettroniche, hanno facilitato la diffusione dell'oleodinamica proporzionale consentendo applicazioni nuove e con grandi potenzialità.

#### 1.1.7. VALVOLE DI CONTROLLO DELLA DIREZIONE: DISTRIBUTORI ON-OFF.

Sono valvole che permettono di realizzare e modificare il collegamento fra due o più rami del circuito oleodinamico per mezzo di un segnale di controllo esterno che può essere di diversa natura (meccanica, elettrica, pneumatica o idraulica). Le valvole direzionali vengono classificate in base al numero delle connessioni che realizzano con il circuito e al numero delle posizioni che può assumere il distributore. La denominazione abbreviata di un distributore con A attacchi utili e I posizioni d'inserzione è A/I mentre le lettere con cui vengono contrassegnati gli attacchi sono unificate e designate con:

- P: attacco di alimentazione;
- T, R: attacchi di scarico;
- A, B: attacchi di utenza;
- L: attacco di drenaggio.

Nei distributori a 2 posizioni d'inserzione si designa poi con:

- a: posizione degli attacchi di sinistra;
- b: posizione degli attacchi di destra.

Nei distributori a 3 posizioni d'inserzione con:

- a: posizione degli attacchi di sinistra;
- b: posizione degli attacchi di destra.
- 0: posizione centrale (posizione di riposo).

Per definizione la posizione di riposo è quella assunta spontaneamente dagli elementi mobili in mancanza di un segnale di comando. Nei distributori a 3 posizioni d'inserzione questa posizione è denominata "0" (fig.1-5); nei distributori con 2 posizioni di inserzione è denominata "a" o "b".

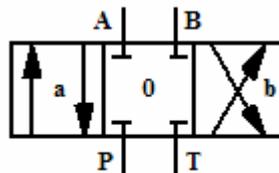


Fig.1-5. Rappresentazione simbolica di un distributore 4/3 con denominazione degli attacchi e delle posizioni di inserzione.

Nella famiglia dei distributori on-off si può poi operare una distinzione in:

- distributori a cursore;
- distributori a sede;
- distributori a cartuccia avvitabile;
- distributori a otturatore girevole.

Si accenna di seguito solo ai distributori a cursore.

Essi comprendono un corpo munito di cavità assiale di forma complessa, in cui è inserito un cursore scorrevole. Nel corpo, sono ricavati intorno alla cavità cilindrica centrale due o più (secondo il numero di vie del distributore) canali anulari, concentrici o eccentrici rispetto al foro. Le intersezioni tra foro cilindrico e canali anulari generano gli spigoli pilotanti del corpo, che interagiscono con gli spigoli del cursore. Lo spostamento del cursore crea o interrompe i collegamenti tra i canali anulari del corpo (fig.1-6). A seconda del tipo di comando se ne distinguono due tipi: a comando diretto e a comando pilotato. Per approfondimenti si rimanda alla sezione 1.2. *Distributori proporzionali*.

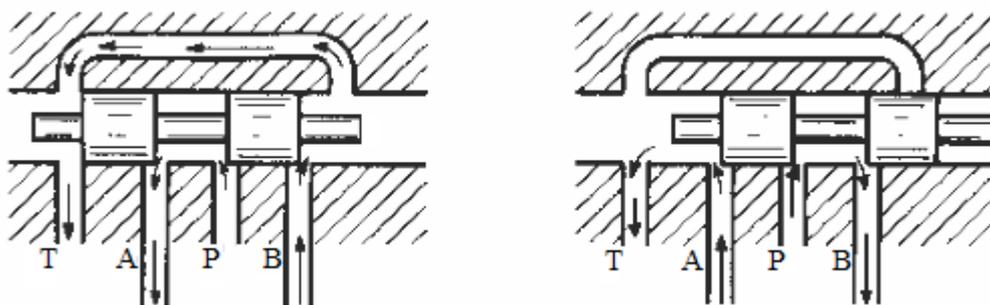


Fig.1-6. Esempio di distributore a cursore. Sono mostrati due casi distinti: a seconda della posizione del cursore i collegamenti attivi sono diversi.

#### 1.1.8. VALVOLE DI CONTROLLO DELLA PORTATA.

Sono valvole utilizzate in molte applicazioni dove è necessario regolare e controllare la velocità del carico. La velocità di un pistone può essere controllata variando la portata di fluido inviata al cilindro utilizzando una valvola per il controllo della portata.

#### 1.1.9. VALVOLE DI CONTROLLO DELLA PRESSIONE.

Con il concetto di *valvole di controllo della pressione* si raggruppa tutte quelle valvole che influenzano secondo una modalità predeterminabile la pressione in un impianto oleodinamico o in una sua parte. Tale risultato si ottiene variando determinate sezioni di strozzamento per mezzo di dispositivi a comando meccanico, idraulico, pneumatico o elettrico.

In base alla funzione le valvole di controllo pressione si suddividono in quattro gruppi:

- valvole limitatrici di pressione: limitano la pressione dell'impianto ad un determinato valore tarato;
- valvole di inserzione: montate in linea sul flusso principale di un impianto oleodinamico, al raggiungimento della pressione tarata provocano l'inserzione o la disinserzione di un ulteriore impianto o ramo di circuito;
- valvole di esclusione: sono impiegate soprattutto negli impianti oleodinamici comprendenti accumulatori, con la funzione di mettere in ricircolo senza pressione la portata della pompa appena l'accumulatore raggiunge la pressione di carica desiderata;
- valvole riduttrici di pressione: riducono la pressione d'entrata (pressione primaria) ad un valore di uscita (pressione secondaria) costante, inferiore alla pressione primaria ed indipendente da essa.

Tutte le valvole di controllo della pressione possono essere ad azione diretta oppure pilotate.

### 1.1.10. VALVOLE DI BLOCCAGGIO.

In un sistema oleodinamico le valvole di bloccaggio, chiamate anche valvole di non ritorno, hanno il compito di bloccare il passaggio del liquido in un senso e di consentirlo nel senso opposto. Costruttivamente le valvole di bloccaggio sono a sede e quindi bloccano il fluido a perfetta tenuta senza trafilemanti. L'elemento di tenuta è normalmente una sfera, una piastrina, un cono su sede rigida o un cono con guarnizione morbida.

### 1.1.11. VALVOLE PROPORZIONALI.

Sono valvole in cui si ha una corrispondenza continua e modulabile tra il segnale di ingresso e la variabile di uscita (portata o pressione).

Per pilotare le valvole proporzionali si impiegano magneti proporzionali. Si tratta di magneti a bagno d'olio alimentati in corrente continua, che trasformano un segnale elettrico variabile d'ingresso in una forza o in uno spostamento proporzionali al segnale stesso (magnetni a forza regolata e magnetni a corsa regolata).

## 1.2. Distributori proporzionali.

I distributori proporzionali (detti anche valvole direzionali proporzionali) vengono impiegati per il controllo direzionale e di portata di un flusso d'olio in un sistema oleodinamico. Di seguito saranno descritti due tipi di distributori proporzionali (a comando diretto e a comando pilotato), alcune caratteristiche comuni e alcuni criteri di scelta in fase di progettazione.

### 1.2.1. DISTRIBUTORI PROPORZIONALI A COMANDO DIRETTO.

I distributori a comando diretto sono costituiti principalmente da uno o due magneti proporzionali che agiscono direttamente sul cursore (fig.1-7).

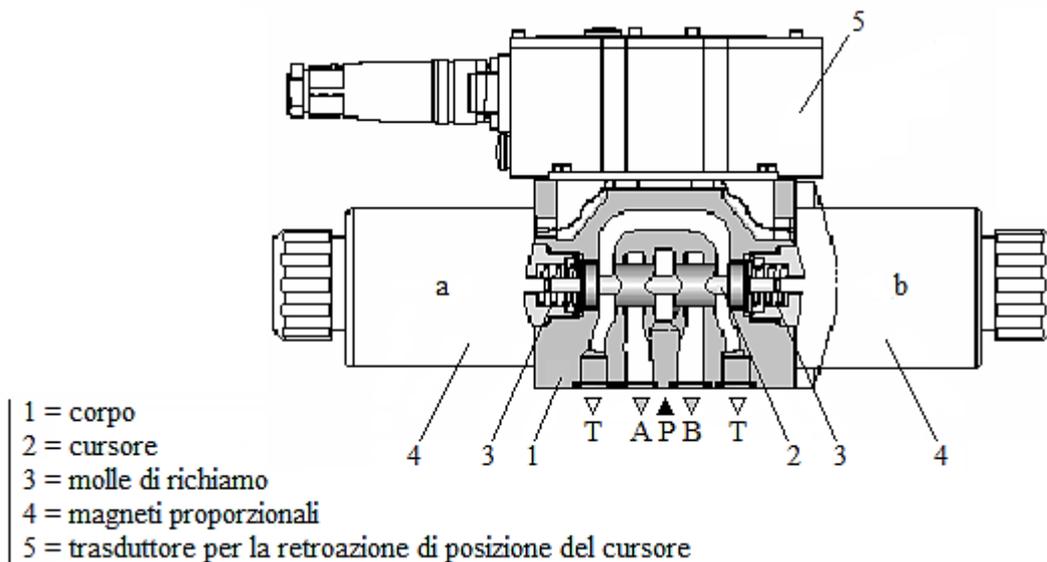


Fig.1-7. Sezione di distributore proporzionale a comando diretto con retroazione elettrica.

A causa delle forze resistenti statiche e dinamiche presenti nel distributore l'azionamento diretto è impiegato di norma fino alla grandezza nominale 10. Tale limitazione corrisponde ad una portata di circa 120 l/min e ad una pressione di esercizio di 350 bar.

I distributori possono essere equipaggiati con un trasduttore per la retroazione di posizione del cursore. Nei distributori a comando diretto il ricorso alla retroazione elettrica è raccomandabile perché le forze di disturbo sono relativamente elevate rispetto alla forza generata dai magneti; con un distributore a comando diretto privo di trasduttore di posizione anche disponendo di  $\Delta p$

elevati, non si ottengono aumenti di portata oltre un certo limite perché il cursore tende a portarsi spontaneamente in posizione centrale per effetto delle forze fluidodinamiche. L'impiego di un trasduttore incorporato nella valvola proporzionale migliora le caratteristiche statiche e dinamiche della valvola stessa; così il segnale elettrico fornito dal trasduttore viene confrontato istante per istante con il segnale di riferimento impostato e le eventuali differenze vengono quindi corrette automaticamente dal regolatore elettronico.

Con riferimento alla figura 1-7 si distinguono tre diverse situazioni:

- a magneti diseccitati il cursore è trattenuto in posizione centrale da una o due molle di richiamo: i collegamenti tra P, A, B e T sono bloccati;
- eccitando il magnete di sinistra *a* il cursore viene spinto verso destra collegando così l'attacco B alla mandata P e l'attacco A allo scarico T. Quanto più forte è il segnale elettrico proveniente dal circuito di comando tanto più a destra si sposta il cursore, poiché la corsa è proporzionale al segnale elettrico. Quanto maggiore è la corsa tanto maggiore diventa la sezione di passaggio e quindi la portata;
- eccitando il magnete di destra *b*, il cursore viene spinto verso sinistra liberando così il passaggio da P verso A e da B verso T. Per la portata valgono le considerazioni fatte al punto precedente.

### 1.2.2. DISTRIBUTORI PROPORZIONALI A COMANDO PILOTATO.

Per il controllo di potenze elevate si impiegano distributori pilotati. Il motivo è legato all'entità delle forze occorrenti per spostare il cursore principale; le forze di comando crescono infatti con la pressione e con il quadrato del diametro del cursore e il comando diretto richiederebbe magneti enormi e costosi. Un distributore proporzionale pilotato comprende una valvola pilota munita di magneti proporzionali a forza regolata (magnetismi che convertono il segnale di corrente applicato in ingresso in una forza proporzionale al segnale), un distributore principale con relativo cursore e una o due molle di centraggio (fig.1-8).

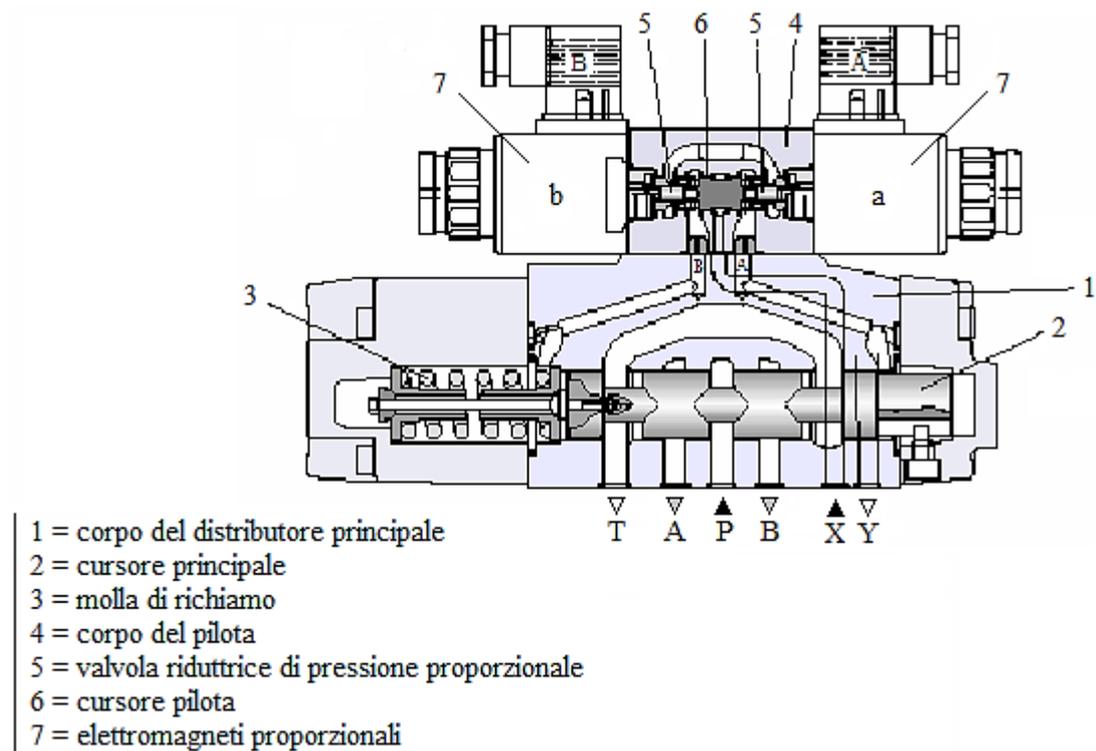


Fig.1-8. Sezione di distributore proporzionale a comando pilotato.

Per soddisfare un'ampia gamma di requisiti sia funzionali che economici, sul mercato sono disponibili distributori proporzionali caratterizzati da soluzioni costruttive diverse, sia per tipologia che per prestazioni (diversi tipi di pilota).

### 1.2.3. CARATTERISTICHE DI UN DISTRIBUTORE.

Queste caratteristiche sono valide per entrambi i tipi di distributori proporzionali visti sopra. Sono qui elencate: isteresi, ripetibilità, forma del cursore, caratteristica del transitorio del cursore con segnale a gradino, caratteristica portata-segnale, accelerazione e decelerazione, limiti di prestazione, campo di regolazione, tipo di cursore.

#### ❖ *Isteresi.*

Applicando un segnale elettrico da 0 al massimo e viceversa, il cursore assume una serie di posizioni proporzionali al segnale. Si definisce isteresi la differenza fra le due posizioni raggiunte a fronte di uno stesso segnale ed ottenute partendo una volta dal valore minimo, l'altra dal valore massimo (fig.1-9). Legata prevalentemente a fenomeni ferromagnetici, l'isteresi può essere inferiore all'1% o raggiungere il 5-6% a seconda che i distributori siano dotati o meno di retroazione.

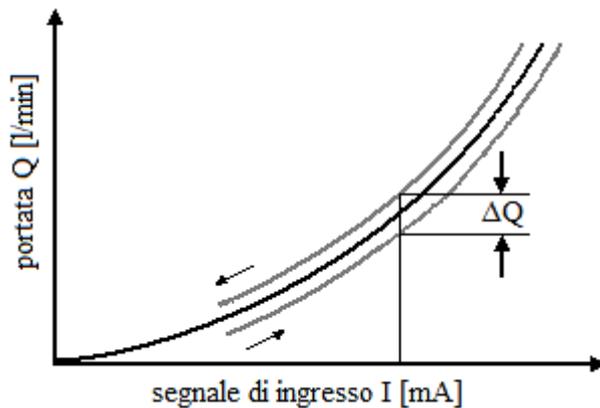


Fig.1-9. Isteresi di un distributore.

#### ❖ *Ripetibilità.*

La ripetibilità, detta anche precisione di ripetizione, è l'errore percentuale di posizione riscontrato applicando ripetutamente lo stesso segnale di riferimento. Come per l'isteresi, anche per la ripetibilità la presenza o meno di retroazione influisce sul valore: minore dell'1% in presenza di retroazione, fino al 3% in assenza.

#### ❖ *Caratteristica del transitorio del cursore con segnale a gradino.*

La figura 1-10 mostra il transitorio del cursore a fronte di un segnale di ingresso a gradino.

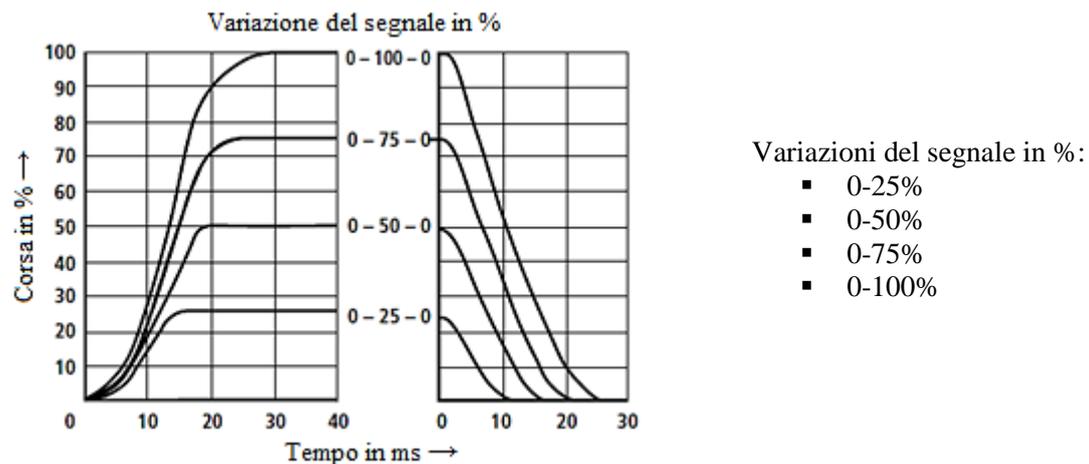


Fig.1-10. Esempio di risposta al gradino del cursore di un distributore.

Si può osservare che il cursore assume la nuova posizione con un comportamento smorzato, grazie alle robuste molle di centraggio.

❖ *Caratteristica portata-segnale.*

Per poter sfruttare sempre al massimo ed in maniera ottimale la corsa del cursore occorre conoscere per ogni tipo di distributore proporzionale la corrispondenza tra portata e sezione di passaggio. Poiché quest'ultima è legata al valore del segnale elettrico di comando, si può tracciare per ogni tipo di distributore proporzionale la curva caratteristica che mette in relazione la portata (l/min) con il segnale elettrico (espresso come % della corrente nominale  $I_N$ ). Per un distributore proporzionale si definisce *portata nominale*  $Q_N$  quel valore di portata che attraversa completamente il distributore con una caduta di pressione interna al distributore  $\Delta p_v$  fissata convenzionalmente in 10 bar quando al magnete è applicato un segnale di corrente pari al 100% di  $I_N$ . Oltre alla curva relativa a  $\Delta p_v = 10$  bar sono in genere tracciate anche le curve relative ad altri valori di  $\Delta p_v$ . La figura 1-11 mostra un esempio di caratteristiche riferite ad un distributore con portata nominale  $Q_N = 14$  l/min (con  $\Delta p_v = 10$  bar).

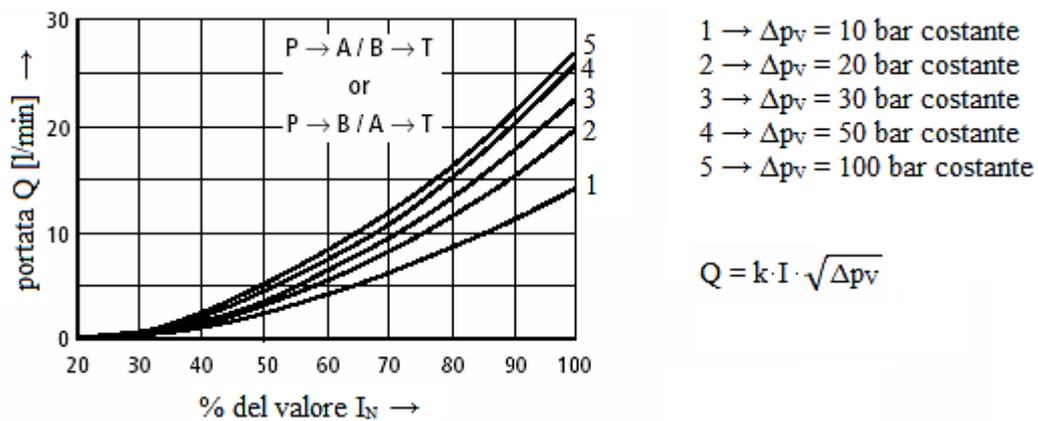


Fig.1-11. Esempio di caratteristica portata-corrente di un distributore.

Nel legame tra la corrente di comando e la portata idraulica transitante può essere presente una banda morta, dovuta al fatto che nel distributore la posizione di riposo, dove sono chiusi tutti i passaggi tra alimentazione e carico, non è ottenuta per un solo valore puntuale di corsa del cursore, ma è previsto un piccolo margine meccanico di ricoprimento, quindi per un insieme finito di valori del segnale di comando ( $I \leq |I_0|$ ) la portata rimane nulla.

Sono di seguito illustrati i tre casi possibili a seconda del cursore adottato e le relative caratteristiche portata[%]-posizione cursore[%]:

- ricoprimento nullo (fig.1-12): con cursore in posizione  $|Y|=0$  la portata è nulla; con  $|Y|>0$  si ha una portata continua su uno spigolo;

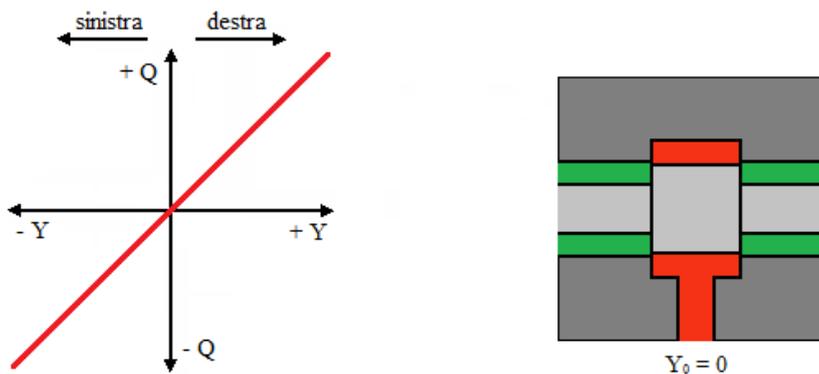


Fig.1-12. Caratteristica di portata con ricoprimento nullo.

- ricoprimento positivo (fig.1-13): la portata rimane nulla con valori di  $|Y| \leq Y_0$ ; per  $|Y| > Y_0$  si ha una portata continua su uno spigolo;

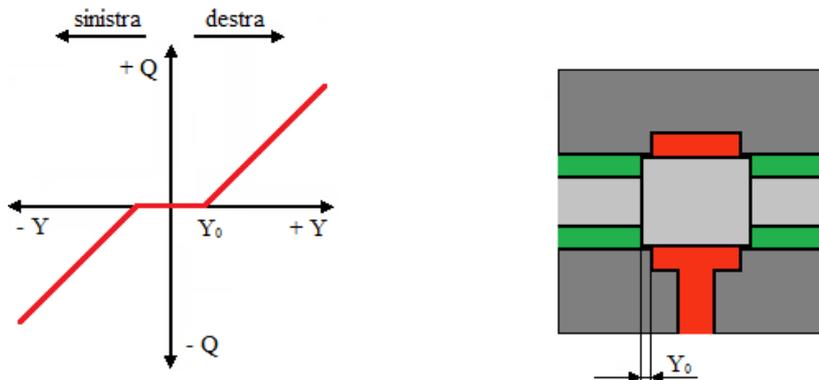


Fig.1-13. Caratteristica di portata con ricoprimento positivo.

- ricoprimento negativo (fig.1-14): con  $|Y| \leq Y_0$  si ha una portata continua su entrambi gli spigoli; con  $|Y| \geq Y_0$  si ha una portata solo su uno spigolo.

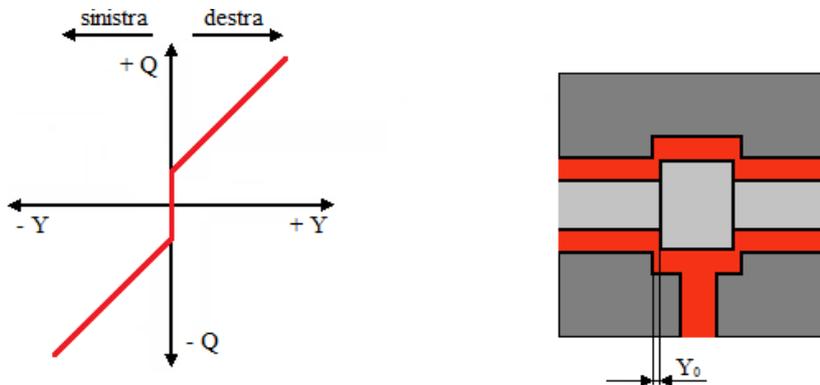


Fig.1-14. Caratteristica di portata con ricoprimento negativo.

➤ *INFLUENZA DEL RICOPRIMENTO AI FINI DELLA REGOLAZIONE.*

- Regolazione di posizione e di pressione:  
per la regolazione di posizione e di pressione il distributore funziona intorno al punto zero. Per questa regolazione *Bosch-Rexroth* suggerisce di scegliere un distributore con ricoprimento zero o con ricoprimento negativo. Sconsiglia il ricoprimento positivo in quanto nella zona di ricoprimento non si possono effettuare correzioni di errore e la regolazione risulterebbe altalenante (ciclo limite).
- Regolazione di velocità e di portata:  
per la regolazione di velocità il distributore lavora in un punto distante dallo zero. In questo caso si può usare il ricoprimento positivo.
- Funzione di bloccaggio con ricoprimento positivo:  
un ricoprimento positivo non assicura l'intercettazione totale. Il ricoprimento positivo viene scelto di valore molto limitato in modo da ottenere una portata sufficiente con la corsa residua.

❖ *Caratteristica risposta in frequenza.*

La figura 1-15 mostra la risposta in frequenza di un distributore proporzionale, detto anche diagramma di Bode. In funzione della frequenza di eccitazione del segnale di ingresso espressa in Hz (in ascisse) tale diagramma riporta (in ordinate) due curve distinte:

- a sinistra si legge l'attenuazione espressa in dB come rapporto in ampiezza tra segnale d'uscita e segnale d'ingresso;
- a destra si legge lo sfasamento espresso in gradi come ritardo di fase del segnale di uscita nei confronti del segnale di ingresso.

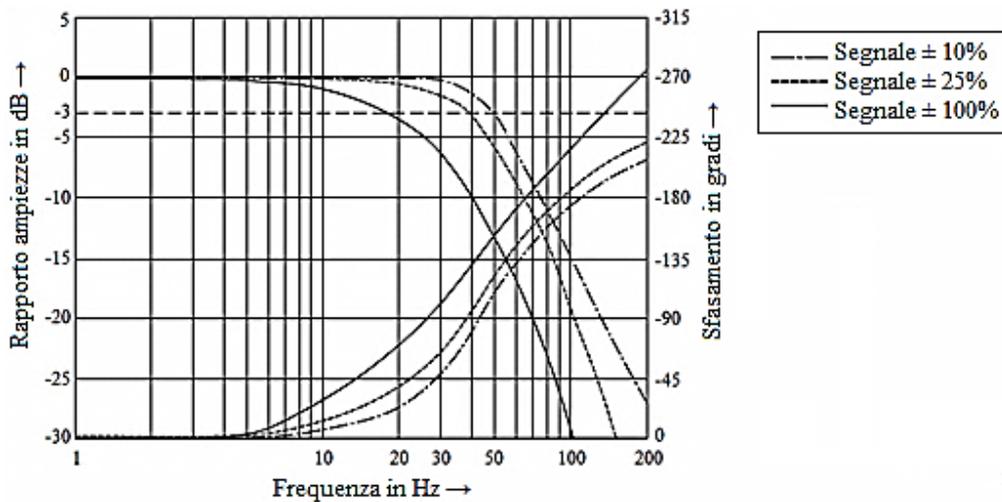


Fig.1-15. Esempio di risposta in frequenza di un distributore.

Nel grafico viene rappresentato con una linea tratteggiata orizzontale il livello per il quale vi è un'attenuazione pari a 3dB. Dall'intersezione di tale linea con le curve di attenuazione rappresentate si ricava il valore di  $f_{-3dB}$ , frequenza alla quale il segnale d'uscita del distributore si riduce rispetto al segnale d'entrata di 3dB, corrispondenti a un fattore  $1/\sqrt{2}$ . Essendo approssimabile ad una funzione passa-basso si può considerare  $f_{-3dB}$  coincidente con la larghezza di banda del distributore. Per quanto riguarda la fase si fa riferimento a quei valori che danno luogo a un ritardo di fase di  $90^\circ$ , definendo frequenza limite (o propria) del distributore quel valore di frequenza al quale il segnale d'uscita è in ritardo di  $90^\circ$  rispetto al segnale d'ingresso.

#### ❖ Campo di regolazione.

Con il termine campo di regolazione si intende il rapporto tra portata massima e minima. Per il distributore proporzionale senza trasduttore il campo è di 1:20.

Un ruolo fondamentale a questo proposito è svolto dall'errore di ripetibilità che espresso in valore assoluto (l/min) dev'essere sempre inferiore alla portata minima. Per il distributore proporzionale con trasduttore di corsa il campo di regolazione è di circa 1:100.

#### 1.2.4. LIMITI DI PRESTAZIONE E PARAMETRI DI SCELTA DI UN DISTRIBUTORE.

Le prestazioni e le qualità di un distributore vengono valutate secondo i seguenti criteri:

- pressione, portata, caduta di pressione: le tabelle dei costruttori riportano di norma i valori limite della portata e della pressione da non superare in nessun caso; la portata ammissibile va però analizzata in modo critico attraverso le curve  $Q-\Delta p$ , le quali indicano che in funzione di  $Q$  la perdita di carico  $\Delta p$  nel distributore può variare anche fortemente a seconda dei collegamenti interni. Da un diagramma similare a quello mostrato in figura 1-16, riferita ad un caso reale di curve  $Q-\Delta p$ , il progettista di sistemi oleodinamici assume come portata massima ammissibile quel valore di  $Q$  che, per i collegamenti prevalenti durante l'esercizio, genera una perdita di carico pari a una percentuale della pressione di esercizio a suo giudizio accettabile, fermi restando i limiti funzionali citati di seguito.

Dal diagramma sotto riportato ad esempio si rileva che per un distributore con cursore J la portata  $Q=95$  l/min provoca una caduta di pressione  $\Delta p$  di 3,8 bar da P verso A e da P verso B e di 4,6 bar da B verso T e da A verso T. Con cursore T la portata  $Q=50$  l/min provoca una caduta di pressione di 1 bar sia da P verso A che da P verso B; le cadute di pressione da A verso T e da B verso T sono rispettivamente di 1,5 bar e di 1,8 bar.

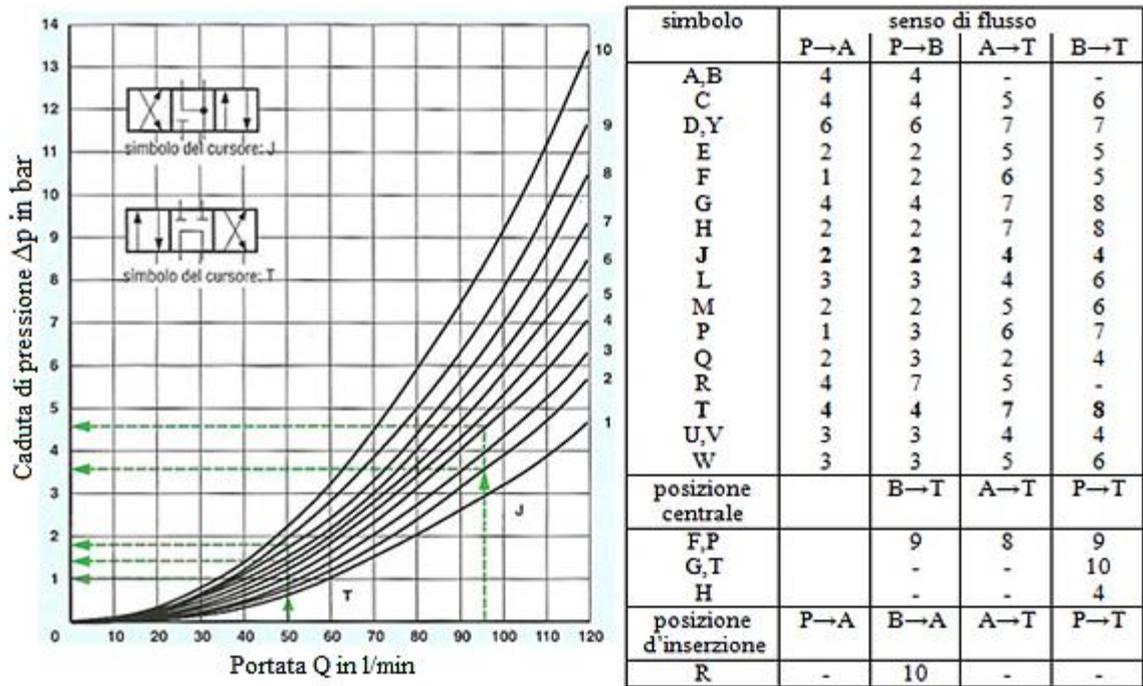


Fig.1-16. Esempio di caratteristica Q- $\Delta p$  di un distributore a cursore.

- limite “dinamico” di prestazione (H. Speich, A. Bucciarelli, 2002, Manuale di oleodinamica, pag. 141-142): è il prodotto della portata volumetrica per la pressione di esercizio e indica l’entità della portata ammissibile ad una determinata pressione; esso dipende dalla molla di richiamo, dalla forza del magnete, dalla pressione di pilotaggio. Secondo la variante di cursore prescelta solo uno di questi parametri determina il limite dinamico. In sostanza, per garantire il posizionamento del cursore, la forza sviluppata dal comando deve essere in grado di superare la forza della molla e le reazioni assiali (forza dinamica, d’inerzia, di viscosità). La molla, a sua volta, per assicurare il ritorno deve essere in grado di riportare nella posizione di riposo il cursore vincendo le reazioni. Per ogni distributore il costruttore fornisce grafici dettagliati, simili a quello (informativo) di figura 1-17.

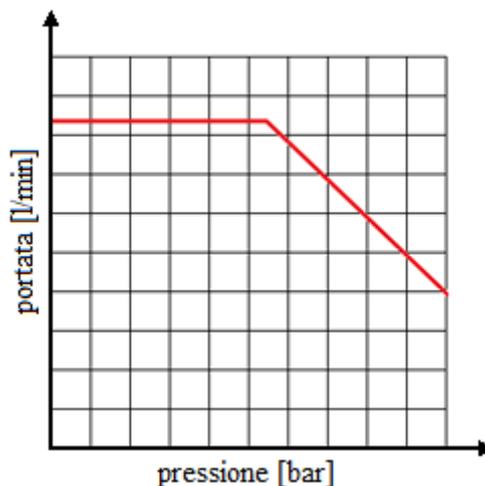


Fig.1-17. Grafico indicativo del limite dinamico di un distributore.

- limite statico di prestazione: dipende fortemente dalla pressione di esercizio; in funzione dell’entità della pressione, del tempo in cui essa agisce e di altri fattori secondari, si instaura tra cursore e corpo una forza di incollamento che ostacola il

movimento; azionando spesso il distributore l'influenza della forza di incollamento è irrilevante. Solo in caso di lunghi arresti ad alta pressione essa può provocare il bloccaggio del cursore; il fenomeno riguarda soprattutto i distributori ad azionamento diretto, in quanto dispongono di modeste forze di azionamento;

- resistenza idraulica al flusso: è rappresentata dalla differenza  $\Delta p$  tra pressione all'entrata e all'uscita del distributore;
- trafileamento: poiché nei distributori a cursore la tenuta si verifica lungo il meato creato dall'indispensabile gioco di accoppiamento tra corpo e cursore, la qualità della tenuta (ossia l'entità del trafileamento) dipende dall'altezza del meato oltre che dalla viscosità del fluido;
- tempo d'inserzione: è il tempo che intercorre tra l'applicazione della forza di azionamento ed il completamento della corsa del cursore.

È interessante notare il comportamento del distributore a comando diretto privo di trasduttore di posizione. Anche disponendo di  $\Delta p$  elevati non si ottengono aumenti di portata oltre un certo limite, perché il cursore tende a chiudersi spontaneamente per effetto delle forze fluidodinamiche. Si parla quindi di limite "naturale" di prestazioni.

La scelta del cursore adatto ad un determinato impianto e la scelta della grandezza nominale del distributore dipendono dalla pressione e dalla portata del sistema.

### 1.2.5. TIPI DI CURSORE.

Nel mercato sono disponibili diversi tipi di cursore fra cui scegliere in base alle caratteristiche dell'impianto. Sono di seguito descritti brevemente.

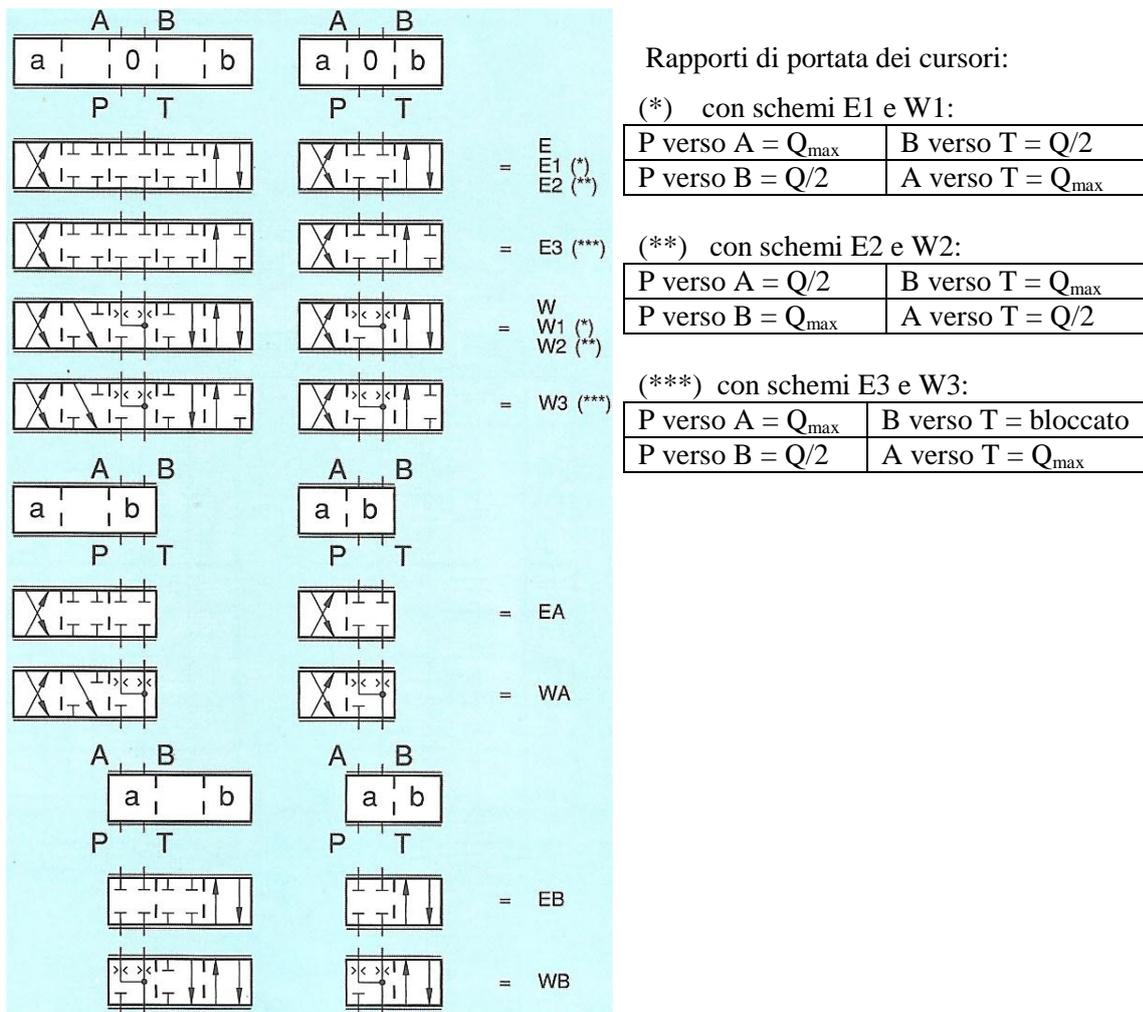


Fig.1-18. Simboli grafici (schemi d'inserzione) con relative funzioni di transizione.

- cursore E: offre le migliori caratteristiche di decelerazione; le sezioni di passaggio da P verso A, da B verso T, da P verso B e da A verso T sono identiche; esso può quindi essere impiegato per comandare cilindri sincroni (fig.1-19) o motori oleodinamici reversibili;

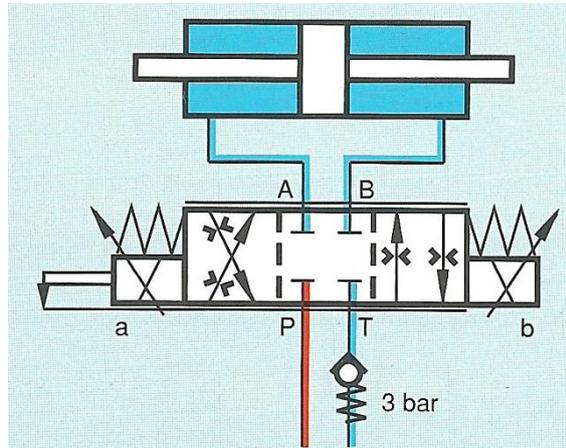


Fig.1-19. Cursore E con cilindro a doppio stelo.

- cursore E1 (fig.1-20): serve a comandare un cilindro avente un rapporto superfici  $A_K:A_R = 2:1$  (con  $A_K =$  superficie del pistone in  $cm^2$  e  $A_R =$  superficie anulare in  $cm^2$ ). In queste condizioni occorre impiegare un cursore con rapporto delle sezioni di passaggio 2:1 (da P a A e da A a T passa Q, da P a B e da B a T passa Q/2). Questa condizione è soddisfatta sia dal cursore E1 che dal cursore W1;

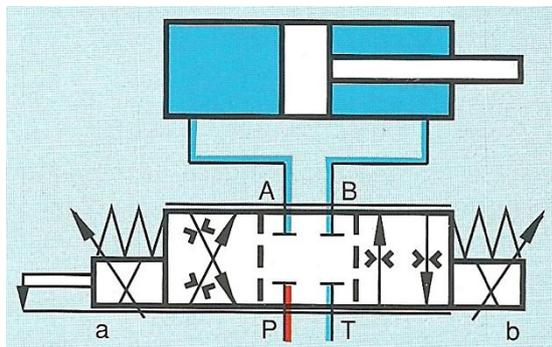


Fig.1-20. Cursore E1 con cilindro differenziale.

Lo schema di figura 1-21 evidenzia i parametri caratteristici del sistema ed il loro rapporto. I simboli degli strozzamenti stanno ad indicare le sezioni di passaggio nel distributore proporzionale.

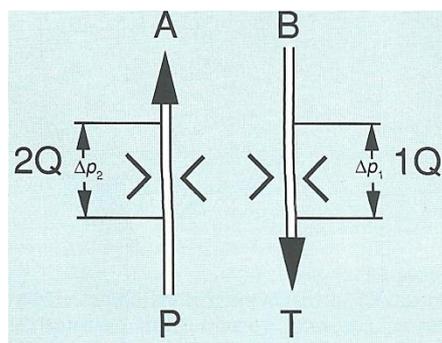


Fig.1-21. Relazione tra portata e caduta di pressione.

Partendo dalla legge generale:  $Q_1 / Q_2 = \Delta p_1^{1/2} / \Delta p_2^{1/2}$

e ponendo  $Q_2 = 2 \cdot Q_1$ , ammettendo che le due sezioni di passaggio siano uguali tra loro, si ricava:

$$\rightarrow \Delta p_1 / \Delta p_2 = Q_1^2 / Q_2^2$$

$$\rightarrow \Delta p_2 = (Q_2^2 / Q_1^2) \cdot \Delta p_1$$

$$\rightarrow \Delta p_2 = 4 \cdot \Delta p_1$$

Questa conclusione dimostra che, se le sezioni di passaggio sono uguali, occorre una caduta di pressione quadrupla per far passare una portata doppia.

Con un rapporto di 2:1 tra le superfici utili del cilindro, a parità di sezione di passaggio nel distributore ad es. da P verso A e da B verso T, nasce un rapporto tra le pressioni differenziali di 4:1. Se in queste condizioni le forze di inerzia sviluppano sulla superficie anulare del cilindro una contropressione superiore a 1/4 della pressione d'esercizio, per effetto del rapporto quadratico tra  $\Delta p$  e  $Q$  la camera maggiore del cilindro non si riempie interamente e si verifica cavitazione.

Questi problemi si evitano adottando il cursore E1 ed inviando da P verso A  $Q$  e da B verso T  $Q/2$ . Oppure si può ricorrere al cursore E2 ed inviare da P verso A  $Q/2$  e da B verso T  $Q$ .

- cursore E3: si ricorre a questo cursore (fig.1-22) per realizzare in modo molto semplificato un circuito differenziale con un cilindro avente rapporto superfici di 2:1. Si differenzia dal tipo E1 per il fatto che il collegamento da B verso T è bloccato;

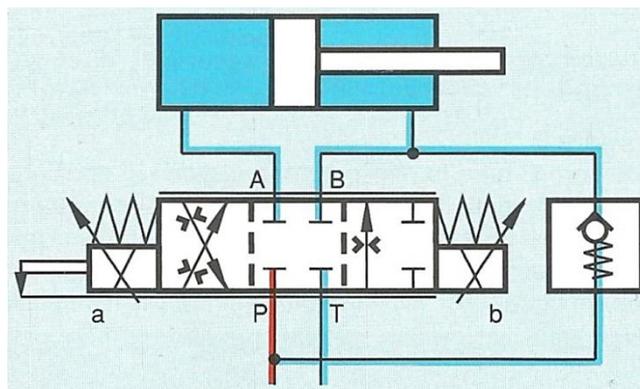


Fig.1-22. Cursore E3 con cilindro differenziale.

- cursore W: viene impiegato per impedire movimenti accidentali per effetto dei trafiletti del cilindro non sotto carico (fig.1-23). Con il distributore in posizione centrale è presente un collegamento da A e da B verso T con sezioni pari al 3% della sezione nominale;

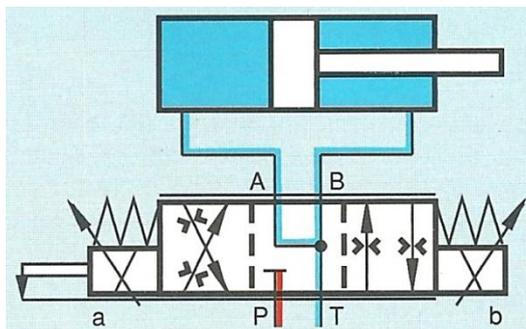


Fig.1-23. Cursore W con cilindro differenziale.

- cursori W1 e W2: come il cursore E1, anche questi tipi di cursore presentano un rapporto di spigoli di 2:1 e sono quindi adatti a comandare cilindri con rapporto superfici di 2:1. Inoltre, come il cursore W, creano in posizione centrale un collegamento da A e B verso T con una sezione pari al 3% della sezione nominale.
- cursore W3: come il cursore E3, anche questo tipo si presta per realizzare il circuito differenziale (fig.1-24). Inoltre esso impedisce un movimento di ritorno del cilindro dopo la frenatura causato dall'elasticità dell'olio, perché mette a scarico B verso T.

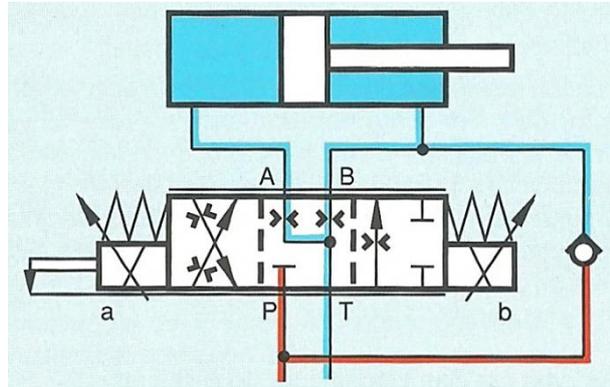


Fig.1-24. Cursore W3 con cilindro differenziale.

#### 1.2.6. DINAMICA DI UN ATTUATORE IDRAULICO.

Lo studio di un sistema e soprattutto il suo controllo, si basano sull'implementazione e l'uso di formule derivate dallo studio delle vibrazioni meccaniche. È noto che un sistema reale può essere assimilato a un modello teorico dal quale si possono trarre importanti informazioni per il controllo del sistema fisico stesso. Di seguito viene presentato il modello di un attuatore, partendo dalla ricostruzione della dinamica del cilindro stesso. Innanzitutto si definisce la grandezza *modulo di compressibilità* (o *bulk modulus*) di una sostanza come la capacità della stessa di resistere ad una forza di compressione uniforme. È definito come l'incremento di pressione necessario a causare un relativo decremento di volume secondo la relazione:

$$\beta = -V \frac{\partial p}{\partial V} \quad (1-2)$$

dove  $\beta$  è il modulo di compressibilità,  $p$  la pressione e  $V$  il volume.

L'esistenza di un valore di *bulk modulus* finito (valori tipici 10000-15000 bar) implica necessariamente una cedevolezza di tipo elastico del fluido. Se l'attuatore viene utilizzato per controllare la posizione di un carico di tipo inerziale il sistema può essere schematizzato come un sistema del secondo ordine del tipo massa-molla con smorzamento molto piccolo. Se si considera la massa dell'attuatore come  $M = M_p + M_c$ , ovvero come somma delle masse del pistone e del carico, e  $\beta$  il *bulk modulus* del fluido motore, si può riassumere la dinamica dell'attuatore come:

$$(M_p + M_c) \ddot{x}_p + D_p \dot{x}_p + \left( \frac{\beta_{eq1} A_1^2}{V_{tot1}} + \frac{\beta_{eq2} A_2^2}{V_{tot2}} \right) \dot{x}_p = k_{yeq} y - (\dot{F}_{att} + \dot{F}_L) + \Omega_{traf} \quad (1-3)$$

dove  $D_p$  è il coefficiente di attrito viscoso del cilindro,  $A$  è la sezione del cilindro (1 o 2 a seconda che sia a destra o a sinistra dello stantuffo),  $V$  il volume e  $k_{yeq}$  è il guadagno di portata equivalente, ovvero il guadagno nella trasformazione tra la tensione (o la corrente)  $y$  di comando data alla valvola e la velocità dell'attuatore;  $\dot{F}_{att} + \dot{F}_L$  è la somma delle forze resistenti di attrito e del carico e  $\Omega_{traf}$  sono le perdite dovute al trafilamento del fluido motore nel cilindro.

### 1.2.7. FUNZIONE DI TRASFERIMENTO TRA SPOSTAMENTO DELL'ATTUATORE E CONTROLLO.

Analizzando la funzione di trasferimento tra spostamento dell'attuatore e dinamica del sistema di controllo e applicando la trasformata di Laplace si giunge all'espressione di un sistema completo costituito da un distributore proporzionale, un attuatore lineare e un carico applicato:

$$X(s) = \frac{1}{s} \frac{K_{yeq} Y(s) + \Omega_{trafilamenti}(s)}{\left( M_p + M_c \right) s^2 + D_p s + \left( \frac{\beta_{eq1} A_1^2}{V_{tot1}} + \frac{\beta_{eq2} A_2^2}{V_{tot2}} \right)} - \frac{F_{att}(s) + F_L(s)}{\left( M_p + M_c \right) s^2 + D_p s + \left( \frac{\beta_{eq1} A_1^2}{V_{tot1}} + \frac{\beta_{eq2} A_2^2}{V_{tot2}} \right)} \quad (1-4)$$

Volendo ottenere un modello semplificato dell'attuatore, si trascurano ora le componenti legate all'attrito e al trafilamento dello stantuffo, e si procede analizzando la funzione di trasferimento nel dominio della frequenza.

Si può così esprimere lo spostamento dell'attuatore come:

$$X_p(s) = k_{yeq} \frac{1}{s} \frac{\omega_p^2}{s^2 + 2\xi_p \omega_p s + \omega_p^2} Y(s) - k_f \frac{\omega_p^2}{s^2 + 2\xi_p \omega_p s + \omega_p^2} F_{est}(s) \quad (1-5)$$

Ai fini del controllo le forze esterne si possono considerare come dei disturbi; considerando solamente l'ingresso  $y(t)$  si ottiene la seguente espressione semplificata:

$$X_p(s) = k_{yeq} \frac{1}{s} \frac{\omega_p^2}{s^2 + 2\xi_p \omega_p s + \omega_p^2} Y(s) \quad (1-6)$$

dove  $\omega_p$  è la frequenza propria di oscillazione del sistema, data dalla seguente relazione:

$$\omega_p = \sqrt{\frac{\left( \frac{\beta_{eq1} A_1^2}{V_{tot1}} + \frac{\beta_{eq2} A_2^2}{V_{tot2}} \right)}{\left( M_p + M_c \right)}} \quad (1-7)$$

e  $\xi_p$  è lo smorzamento del sistema definito come:

$$\xi_p = \frac{D_p}{2 \sqrt{\left( \frac{\beta_{eq1} A_1^2}{V_{tot1}} + \frac{\beta_{eq2} A_2^2}{V_{tot2}} \right) \left( M_p + M_c \right)}} \quad (1-8)$$

In generale lo smorzamento del sistema è composto da tre componenti:

- una legata agli attriti di vario genere (legati al fluido, alla viscosità, alla temperatura, alla costruzione dell'attuatore, ecc.);
- una legata ai trafilamenti;
- una legata all'accoppiamento dell'attuatore con il distributore.

In ultima analisi, se si considera  $\omega_p \rightarrow 0$ , dall'espressione (1-6) si può vedere che la posizione attuale dell'attuatore lineare è data dal prodotto di una costante,  $k_{yeq}$ , con il segnale (in tensione o corrente) col quale si comanda il distributore proporzionale.

# CAPITOLO 2

## Descrizione attività di tirocinio

---

L'analisi della teoria e dello studio dell'argomento proposto nel capitolo 1, è funzionale allo sviluppo del progetto nell'ambito del tirocinio svolto presso Zeco Automazioni S.r.l.

### 2.1. Breve descrizione dell'azienda.

ZECO è un'azienda nata alla fine degli anni '60 e tutt'ora impegnata nella progettazione e nello sviluppo di piccoli impianti idroelettrici (con potenze fino a 10MW). Ha sede nell'alto vicentino ed è strutturata in tre aree: progettazione, produzione, service. L'attenzione alle necessità del cliente, la progettazione attenta, il controllo del processo produttivo e del prodotto, la sua installazione, il servizio post-vendita sono tutte caratteristiche frutto di una metodologia propria di lavoro che fanno di ZECO una realtà pronta ad affacciarsi su mercati sempre più ampi e complessi. Nel 2010 da ZECO è nata ZECO AUTOMAZIONI S.r.l., azienda che si occupa della progettazione e della realizzazione di tutta la quadristica d'impianto, dal quadro di comando della paratoia fino al quadro di controllo e di potenza dei gruppi turbina-generatore.

### 2.2. Introduzione.

L'attività di tirocinio si è basata principalmente sullo studio del comportamento di un componente presente nel sistema di controllo di una paratoia usata per regolare il flusso di acqua entrante in un impianto idroelettrico. Più nel dettaglio, il processo di regolazione oggetto dell'indagine consiste in un sistema gestito da plc che ha lo scopo di effettuare una regolazione ad anello chiuso di un segnale di ingresso analogico (4÷20mA) corrispondente ad una grandezza idraulica controllata (livello, portata). Per far ciò il sistema fornisce in risposta un segnale di uscita analogico atto a comandare un sistema oleodinamico con il suo servoposizionatore, andando così a posizionare la paratoia a monte dell'impianto idroelettrico. In particolare è stato analizzato il comportamento di un sistema oleodinamico allestito in laboratorio per simulare parte di un sistema reale utilizzando per il suo controllo due diversi tipi di distributori proporzionali: ad alto ricoprimento e a basso ricoprimento. Di questi due tipi di distributori si sono analizzati pregi e difetti. Il sistema è stato pilotato con diversi segnali in tensione generati tramite generatore di funzioni e poi convertiti dal plc per il comando dei distributori. Le prove fatte sono state registrate tramite PC e rielaborate in seguito.

## 2.3. Descrizione del sistema usato per l'analisi.

### 2.3.1. MATERIALE UTILIZZATO E RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DEL SISTEMA.

Per l'analisi è stato allestito un sistema oleodinamico composto dai seguenti elementi:

- una centralina oleodinamica (con circa 60 l di olio);
- una struttura in acciaio per il sostegno di un pistone idraulico in posizione verticale;
- un alimentatore stabilizzato;
- due distributori proporzionali con elettronica integrata (entrambi tipo Bosch Rexroth 4W REE 6, uno a basso ricoprimento, uno ad alto ricoprimento);
- un sensore lineare di posizione (tipo: MTS Temposonics serie ER);
- un trasmettitore universale (tipo: PR 4114);
- un display programmabile frontalmente (tipo: PR 4501);
- cavi elettrici;
- tubazioni flessibili ad alta pressione;
- un pc;
- un generatore di funzioni;
- un oscilloscopio digitale.

La componentistica idraulica utilizzata è la stessa presente nel sistema reale mentre i carichi meccanici sono inferiori.

La figura 2-1 schematizza in modo semplificato il sistema oleodinamico predisposto. In particolare si può notare il simbolo del distributore proporzionale con elettronica integrata e del cilindro a doppio effetto a doppio stelo.

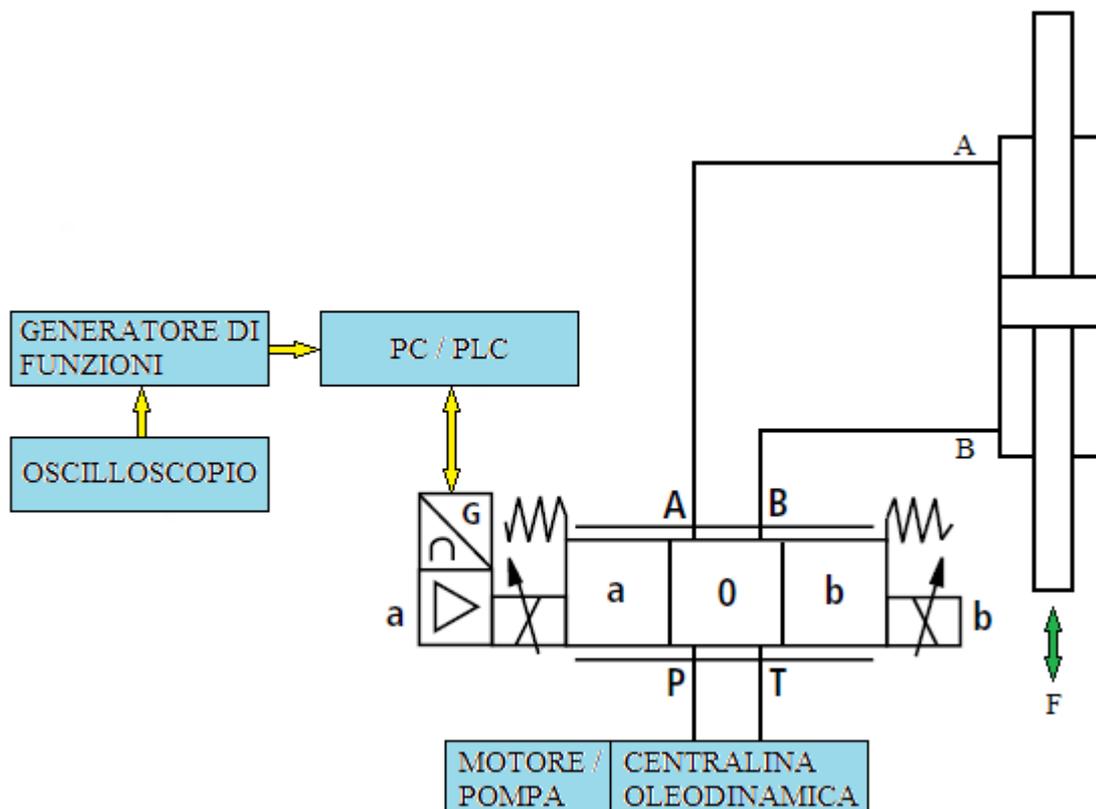


Fig.2-1. Rappresentazione schematica del sistema utilizzato per l'analisi.

### 2.3.2. DISTRIBUTORI PROPORZIONALI BOSCH REXROTH TIPO 4WREE.

Nel sistema analizzato è stato utilizzato un distributore tipo 4WREE perché le sue caratteristiche e i suoi parametri di seguito riportati sono adatti a questo tipo di impianti. La portata necessaria per muovere il cilindro idraulico è coperta già dal modello con portata minore (GN6 8 l/min).

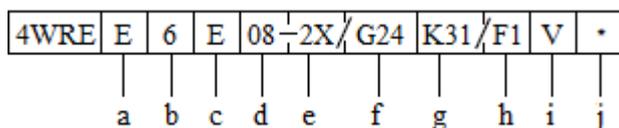
❖ Caratteristiche:

- grandezze nominali 6 e 10;
- pressione di esercizio massima 315 bar;
- portata massima 80 l/min (GN 6) e 180 l/min (GN10);
- distributore proporzionale a comando diretto, con retroazione elettrica ed elettronica integrata (OBE);
- controllo del verso e del valore della portata;
- comando mediante magneti proporzionali con filettatura centrale e bobina estraibile;
- cursore centrato da molle;
- elettronica di controllo 4WREE elettronica integrata (OBE) per ingresso in tensione o in corrente.

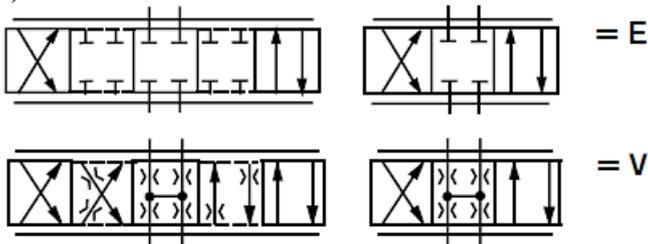
❖ Codice:

ogni tipo di distributore è caratterizzato da un suo codice specifico (codice di ordinazione). Nel nostro caso il codice è il seguente: 4WREE 6E 08-2X/G24 K31/F1V.

Da esso si possono ricavare le seguenti informazioni:



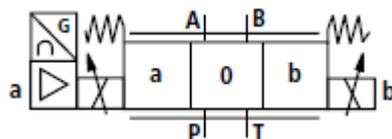
- a) E → con elettronica integrata;  
 b) 6 → GN6;  
 c) simbolo cursore:



- d) portata nominale con differenza di pressione nella valvola  $\Delta p=10$  bar: 08 → 8 l/min;  
 e) 2X → serie 20..29 (quote di montaggio e di attacco invariate);  
 f) G24 → tensione di alimentazione 24VDC;  
 g) K31 → senza connettore, con attacco componente DIN EN 175201-804;  
 h) F1 → ingresso riferimento 4...20 mA;  
 i) materiale guarnizione: V → guarnizione FKM, per olio minerale (HL, HLP) secondo DIN 51524;  
 j) ulteriori dettagli indicati per esteso.

❖ Simbolo:

distributore proporzionale con elettronica integrata tipo 4WREE



❖ Funzionamento, sezione:

I distributori proporzionali 4/2 e 4/3 sono componenti a comando diretto, progettati per il montaggio a piastra. L'azionamento avviene mediante magneti proporzionali con filettatura centrale e bobina. Il pilotaggio dei magneti si esegue con elettronica esterna (tipo 4WRE) o con elettronica integrata (tipo 4WREE).

Struttura; la valvola comprende essenzialmente (con riferimento a figura 2-2):

- corpo (1) con superficie d'attacco;
- cursore (2) con molle (3 e 4) e piattelli (X1 e X2);
- magneti (5 e 6) e tubi polari (P1 e P2) con filettatura centrale;
- trasduttore (7) ed elettronica integrata (8);
- normale taratura meccanica dello zero attraverso Pg13,5 (9) o normale taratura elettrica dello zero attraverso Pg7 (10) (tipo 4WREE).

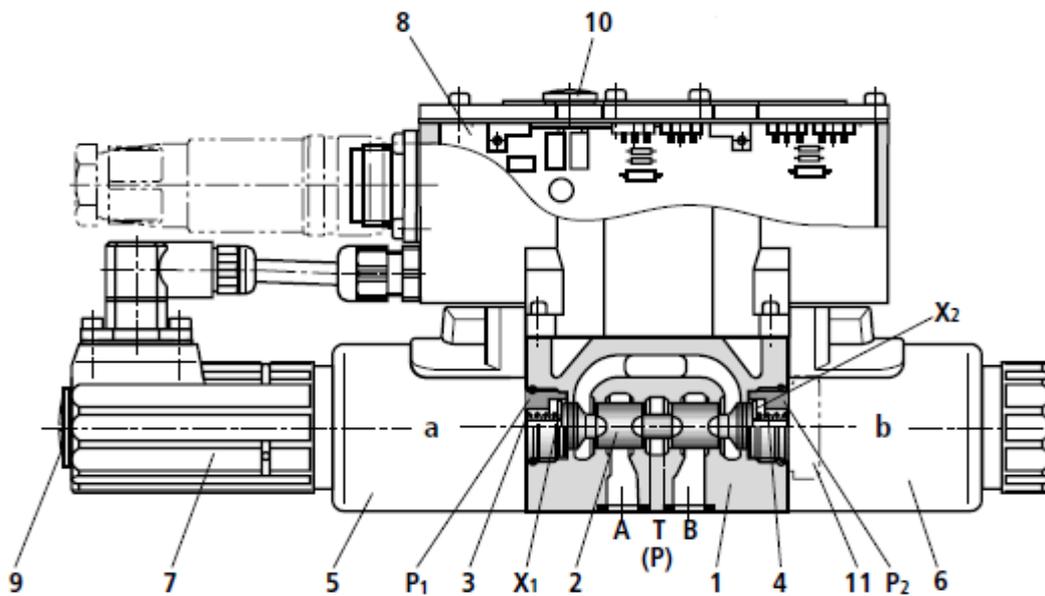


Fig.2-2. Sezione di un distributore proporzionale tipo 4WREE 6...-2X/...

Funzionamento:

- con magneti diseccitati (5 e 6), il cursore (2) è tenuto in posizione centrale dalle molle (3 e 4) fra i piattelli (X1 e X2);
- con comando diretto del cursore (2) tramite eccitazione di un magnete proporzionale ad es. comando magnete "b" (6):
  - spostamento del cursore (2) verso sinistra proporzionalmente al segnale elettrico d'ingresso;
  - collegamento da P a A e da B a T attraverso sezioni strozzate con caratteristica di flusso progressiva;
- diseccitazione del magnete (6) → il cursore (2) viene riportato al centro dalle molle (3).

❖ Parametri di un distributore proporzionale tipo 4WREE (forniti dal costruttore):

- parametri generali:

Grandezza nominale	GN	6
Posizione di montaggio		Libera, preferibilmente orizzontale
Campo di temperatura di stoccaggio	°C	-20...+80
Ambiente, campo di temperatura	°C	-20...+50
Massa	Kg	2,4

- parametri idraulici (misurati con HLP46,  $\vartheta_{\text{OLIO}} = 40^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$  e  $p=100$  bar):

Pressione d'esercizio max.	attacchi A, B, P	bar	315
	attacco T	bar	210
Portata nominale $q_{V, \text{nom}}$ a $\Delta p = 10$ bar		l/min	8
Portata liquido max. consentita		l/min	80
Liquido idraulico			olio minerale (HP, HPL) secondo DIN 52524
Campo di temperatura liquido idraulico		$^{\circ}\text{C}$	-20...+80 (preferibilmente +40...50)
Campo di viscosità		$\text{mm}^2/\text{s}$	20...380 (preferibilmente 30...46)
Grado di contaminazione massimo consentito del liquido idraulico (classe di purezza ISO 4406(c))			Classe 20/18/15
Isteresi		%	$\leq 0,1$
Ritardo d'inversione		%	$\leq 0,05$
Sensibilità di risposta		%	$\leq 0,05$
Deriva dello zero dovuta a variazioni di temperatura e di pressione del liquido idraulico	%/10 K		0,15
	%/100 bar		0,1

- parametri elettrici:

Tipo di tensione			tensione continua
Segnale di riferimento	ingresso in tensione "A1"	V	$\pm 10$
	Ingresso in corrente "F1"	mA	4...20
Resistenza bobine	a freddo ( $20^{\circ}\text{C}$ )	$\Omega$	2,7
	max. a caldo	$\Omega$	4,05
Durata d'inserzione		%	100
Temperatura max. bobine		$^{\circ}\text{C}$	150

- elettronica di controllo:

Tensione di alimentazione	tensione nominale	VDC	24
	limite inferiore	V	19,4
	limite superiore	V	35
Assorbimento di corrente dell'amplificatore	$I_{\text{max}}$	A	$< 2$
	corrente a impulsi	A	3

- Curve caratteristiche (tipo 4WREE misurate con HLP46,  $\vartheta_{\text{OLIO}} = 40^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$  e  $p=100$  bar):

- portata nominale 8 l/min con differenza di pressione nella valvola 10 bar:

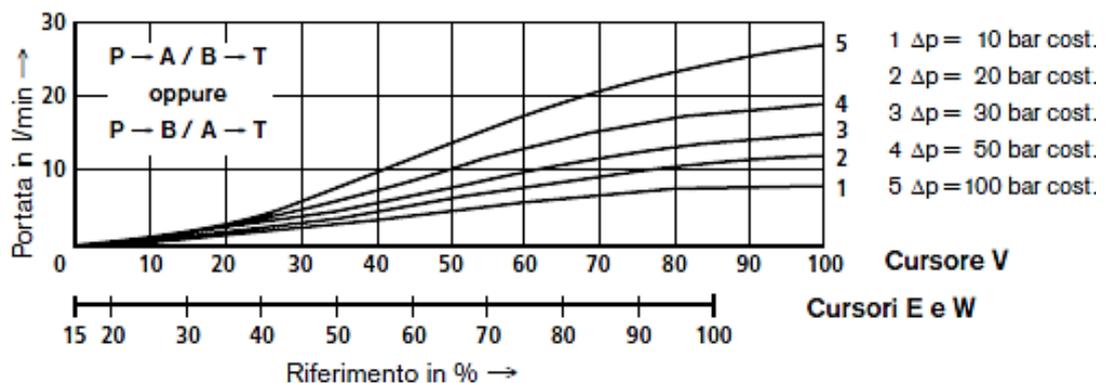


Fig.2-3. Caratteristica riferimento cursore-portata di un distributore 4WREE GN6.

- Funzione di trasferimento, segnale elettrico d'ingresso a gradino, tipo 4WREE GN 6:

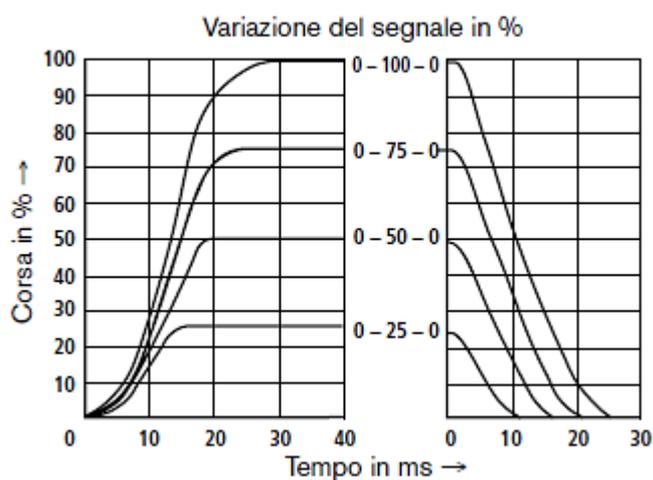


Fig.2-4. Andamento della risposta al gradino del cursore di un distributore 4WREE GN6.

- Curve caratteristiche risposta in frequenza per tipo 4WREE GN6:

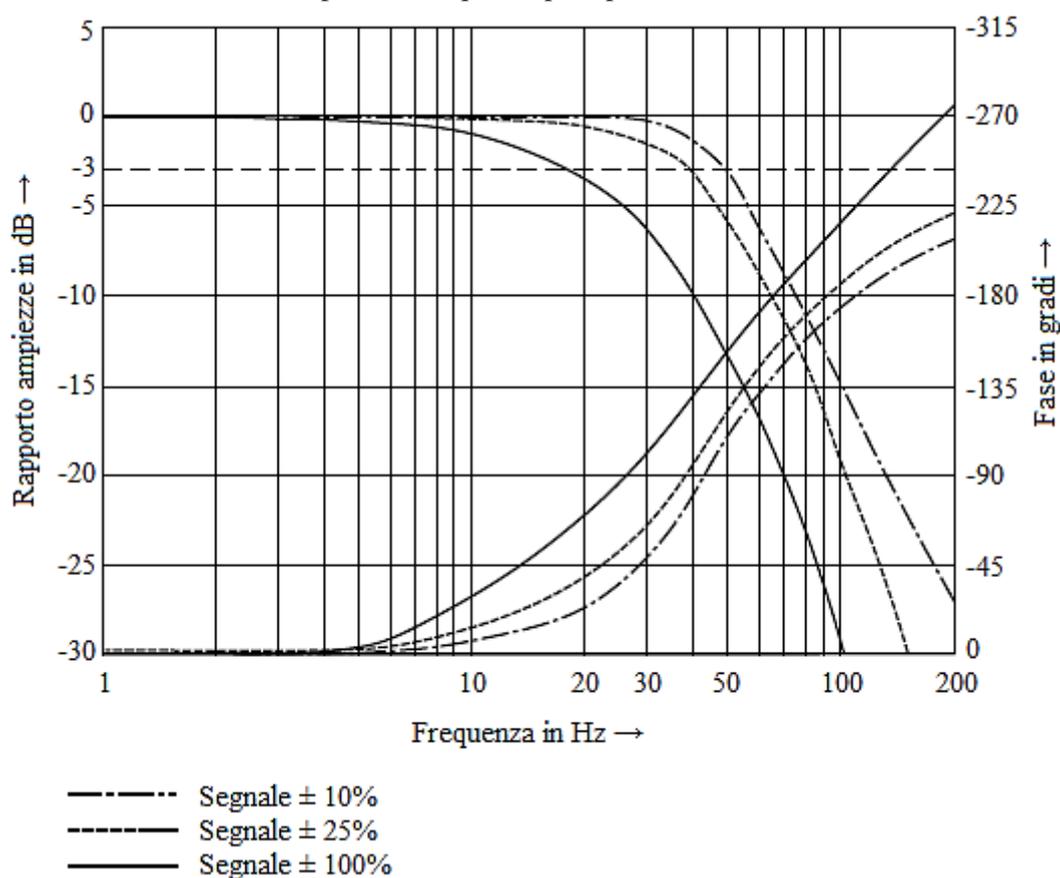


Fig.2-5. Andamenti della risposta in frequenza di un distributore 4WREE GN6.

- Funzione di carico alla massima apertura della valvola; portata nom. 8, 16, 32 l/min:

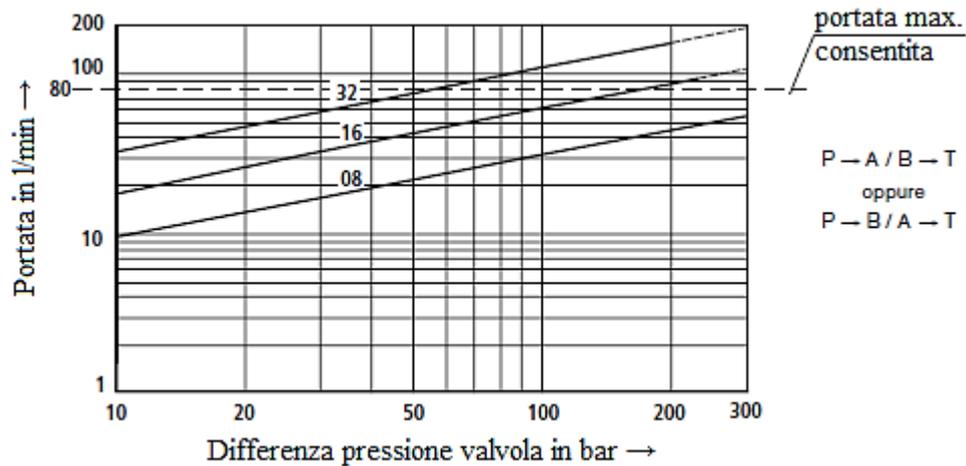


Fig.2-6. Caratteristica di carico di un distributore 4WREE GN6 (cursore tipo V).

### 2.3.3. SENSORE LINEARE DI POSIZIONE MTS TEMPOSONICS SERIE ER.

Per misurare la posizione istantanea del pistone idraulico è stato applicato un sensore di posizione assoluto e lineare, privo di contatto meccanico, basato sul principio della magnetostrizione. La magnetostrizione è un fenomeno riscontrabile solo nei materiali ferromagnetici e sfrutta alcune loro proprietà magneto-meccaniche. Tali materiali, posti in un campo magnetico, subiscono microscopiche distorsioni della struttura molecolare che causano una variazione della loro dimensione.

I sensori sono costituiti essenzialmente da cinque parti (fig.2-7):

- elemento rivelatore (guida d'onda);
- elettronica del sensore;
- magnete permanente per la determinazione della posizione;
- convertitore di impulsi;
- giunzione alla fine dell'elemento rivelatore.

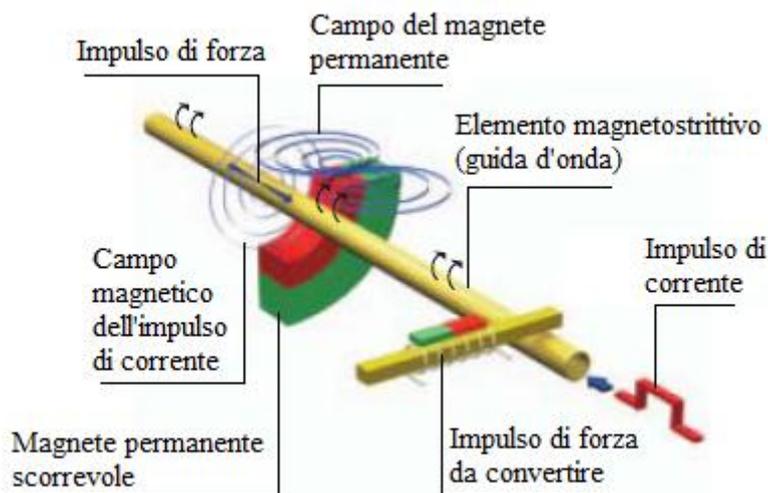


Fig.2-7. Componenti principali del sistema di misura Temposonics.

Per eseguire la misurazione, l'elettronica del sensore invia un breve impulso di corrente lungo la guida d'onda. Nel passaggio lungo la guida d'onda, l'impulso è influenzato dal campo magnetico del secondo magnete datore di posizione. Nella posizione del magnete permanente la guida d'onda, con caratteristiche magnetostrittive, subisce una distorsione elastica. Gli impulsi

elettrici subiscono così una variazione a causa degli effetti del magnete permanente sulla guida d'onda generando due onde soniche torsionali partendo dal punto di interazione con il magnete permanente verso i due estremi della barra di guida d'onda. L'effetto degli impulsi sonici lungo la guida d'onda fino all'arrivo sulla giunzione finale è accuratamente rilevato e senza alcuna interferenza, mantenendo la precisione del segnale di misura. La rilevazione della variazione subita dagli impulsi elettrici avviene in uno speciale sistema di conversione degli impulsi al termine della guida d'onda: una lamella di materiale magnetostrittivo connessa alla guida d'onda, un rilevatore di induzione a bobina e un altro magnete permanente. All'arrivo dell'impulso sonico si genera una variazione nella lamella di materiale magnetostrittivo. Tali rapide variazioni prodotte nel magnete permanente generano correnti elettriche nella bobina sensibile, che vengono elaborate dall'elettronica del sensore. Gli impulsi viaggiano ininterrottamente a velocità ultrasonica lungo la guida d'onda. La posizione del magnete permanente è misurata costantemente con estrema precisione grazie ai tempi impiegati dagli impulsi: il magnete permanente influenza infatti il tempo di percorrenza e di ripetizione degli impulsi.

Tra le caratteristiche si ricordano:

- uscita analogica in tensione (0...10 VDC) o in corrente (4...20 mA);
- non linearità < ±0,02%;
- ripetibilità < ±0,001%;
- assenza di contatto, misurazione priva di usura delle parti.

#### 2.3.4. MARCIA-ARRESTO DEL MOTORE TRIFASE CON CONTROLLO DELLA PRESSIONE.

Il motore in questione movimenta la pompa idraulica che ha il compito di mantenere l'olio nella centralina a un certo valore prefissato di pressione. L'opzione più semplice sarebbe quella di comandare il motore manualmente con due pulsanti, uno per dare alimentazione e l'altro per toglierla. Così facendo, una volta alimentato il motore, la pressione nel circuito raggiunge, dopo un certo tempo, il valore massimo ammesso dalle valvole di pressione della centralina, mantenendolo costante. Tale valore può essere variato agendo meccanicamente sulle suddette valvole. Il motore continua a funzionare fino a quando non si preme il pulsante di arresto.

La seconda opzione, scelta per il sistema allestito, consiste nel gestire l'alimentazione del motore in catena chiusa tramite un relè controllato attraverso una grandezza fisica variabile. L'indicatore programmabile a led PR 5714 dispone di due relè incorporati. In questa situazione per il controllo del motore si usa un solo relè, impostando la pressione come variabile di controllo. Questo è programmato in modo che, una volta raggiunto un certo valore massimo di pressione nel circuito, cambi stato, così che il motore non sia più alimentato. Quando invece la grandezza in questione scende sotto un prefissato valore minimo, il relè cambia nuovamente stato e il circuito di alimentazione si chiude. Così la pompa viene rimessa in funzione. Nel caso specifico si ha un range di pressione che va da 0 a 160 bar. Il PR 5714 è stato programmato in modo che la pressione nel circuito non superi il valore massimo di 95 bar, valore inferiore al massimo consentito dalle valvole di pressione. Il valore minimo ammesso, sotto il quale la pompa riparte, è fissato in 64 bar. Il PR 5714 riceve un segnale in corrente in ingresso, con range di 4÷20mA (0÷160bar). Tale segnale viene fornito da un trasduttore di pressione.

La relazione lineare che lega pressione e corrente è la seguente:

$$p = m \cdot I + q \text{ [bar]}, \quad (2-1)$$

con pendenza  $m$  pari a 10 bar/mA e offset  $q$  pari a -40 bar e riportata graficamente in figura 2-8.

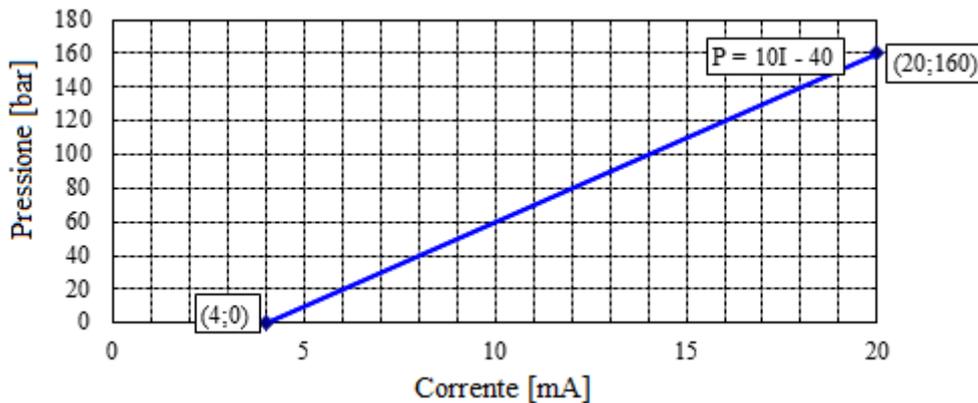


Fig.2-8. Transcaratteristica del trasduttore di pressione.

I valori di soglia nel relè sono programmabili in percentuale.

I valori percentuali impostati sono ottenuti con una semplice divisione:

$$\text{valore\%} = 100 \cdot \text{valore impostato}[\text{bar}] / \text{range}[\text{bar}] \quad (2-2)$$

(es.: 95bar  $\rightarrow$  100·95/160=59,4%)

Nel caso specifico interessano i valori di soglia corrispondenti a 64bar ed a 95bar, con un range di 160bar. Si ottiene un valore minimo pari al 40% e un valore massimo pari al 59,4%. Il massimo è fissato agendo sull'isteresi del relè, anch'essa programmabile. Si ha un'isteresi pari al 19,4% che sommata al valore minimo percentuale fissa il massimo a 59,4%, come richiesto. In questo modo la pressione nella centralina è mantenuta sempre entro l'intervallo [64, 95] bar.

## 2.4. Modalità di analisi e raccolta dati.

### 2.4.1. MODALITÀ DI REGISTRAZIONE E GRANDEZZE FISICHE REGISTRATE.

Per analizzare il comportamento del distributore in uso si è provveduto a comandare questo con un opportuno segnale di comando. Il distributore a sua volta modula il flusso dell'olio nel sistema oleodinamico controllando i movimenti del pistone idraulico.

Sono stati effettuati dei test con diversi segnali di riferimento ad onda quadra. Tali segnali sono stati generati tramite generatore di funzioni e visualizzati sull'oscilloscopio digitale. Per ogni tipo di distributore si è cercato di coprire tutto il campo di interesse con basse frequenze (10mHz÷200mHz circa) e ampiezze di  $\pm 2V$ ,  $\pm 6V$  e  $\pm 10V$ . Nel sistema reale le grandezze fisiche in gioco (ad esempio il livello dell'acqua a monte dell'impianto idroelettrico) cambiano in tempi relativamente alti (nell'ordine dei secondi). Per questo anche nella simulazione si è lavorato soltanto a basse frequenze. Per la registrazione dei dati tramite PC si è campionato con un periodo di campionamento di 0,1s.

Sono state registrate le seguenti grandezze fisiche:

- Rif.  $\rightarrow$  riferimento, segnale di comando % (ampiezza massima  $\pm 10V$ ;  $-10V \leftrightarrow 0\%$ ,  $+10V \leftrightarrow 100\%$ ); è il segnale di tensione generato dal generatore di funzioni con il quale si comanda il distributore;
- Pos\_reg\_old, Pos\_reg\_new  $\rightarrow$  posizione regolatore, è il segnale fornito dal sensore lineare di posizione applicato al pistone idraulico; rileva la posizione effettiva del pistone idraulico (%);
- Pos\_cass  $\rightarrow$  posizione cassetto-cursore, è il segnale fornito dall'elettronica integrata del distributore che segue la posizione del cassetto interno (%);

- Press\_cent → pressione centralina, è il segnale fornito da un trasduttore di pressione, che segue l'andamento della pressione dell'olio nella centralina (bar);
- Temp\_olio → temperatura olio, segnale che riporta l'andamento della temperatura dell'olio nel sistema (°C);
- Press\_1 e Press\_2 → pressione nelle condotte, mandata e ritorno.

Per il controllo ad anello chiuso della posizione dell'attuatore oleodinamico, grandezza di maggior interesse per la valutazione dei due distributori, si sono utilizzati due tipi di regolatori, *old* e *new*. Il primo è ancora in funzione in diverse centrali di non recente costruzione. Il secondo è impiegato nei nuovi impianti. Di seguito ne verrà descritto dettagliatamente soltanto uno, il tipo *old*.

#### 2.4.2. DESCRIZIONE DEL REGOLATORE OLD (POSIZIONE).

Si tratta di un regolatore dove il segnale di controllo in retroazione è composto da due parti: una proporzionale all'errore e una costante. Il segnale di comando analogico dato in ingresso al PLC attraverso la porta PEW258 viene convertito in un segnale percentuale che varia tra 0 e 100%. Tale segnale è utilizzato dal blocco funzionale FB5 (fig.2-9).

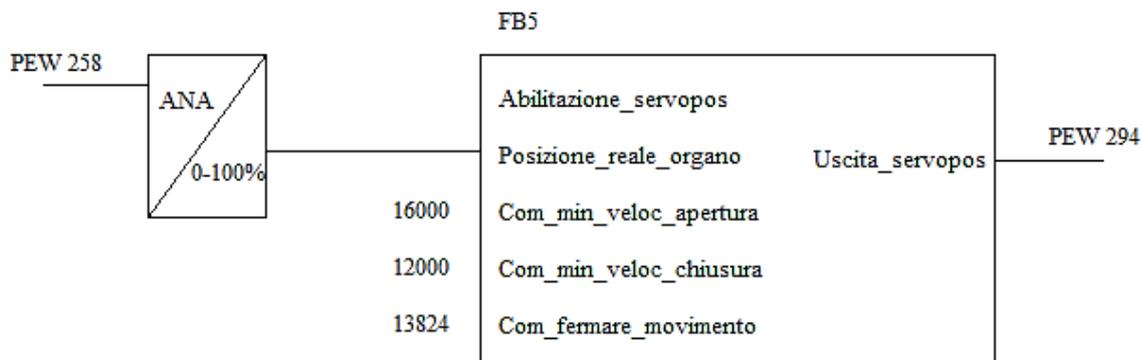


Fig.2-9. Schema prima parte regolatore *old*.

All'interno del blocco funzionale viene fatto un primo confronto tra il segnale *Posizione\_Reale\_Organo* e il segnale *Posizione\_Comandata* (vedi figura 2-10). Se il primo è maggiore del secondo si attiva il comando "D" (chiusura→rientro pistone), viceversa si attiva il comando "B" (apertura→uscita pistone). Un secondo confronto viene fatto tra la differenza dei due segnali  $Posizione_Comandata - Posizione_Reale_Organo = errore\_posizione$  (%) e due valori di soglia prestabiliti (+/-0,2% in questo caso). Se la differenza è maggiore di 0,2 si attiva il comando "A" (apertura), se è minore di -0,2 si attiva il comando "C" (chiusura).

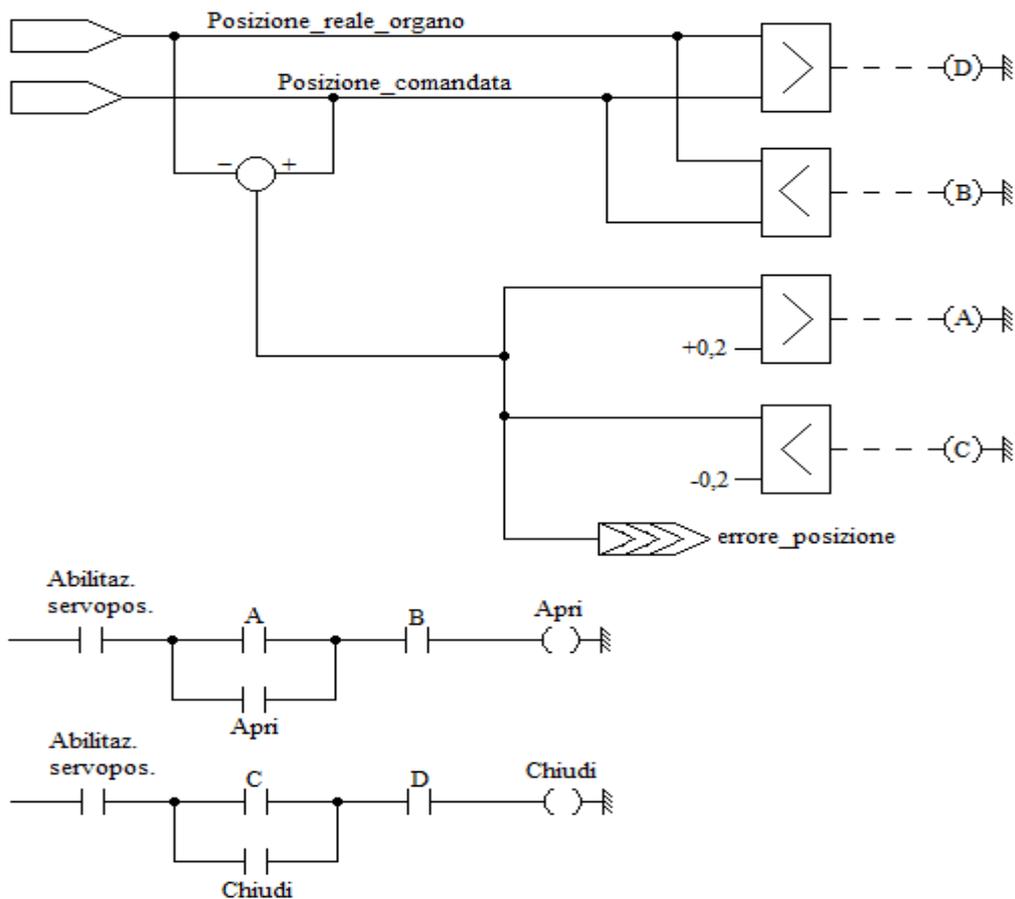


Fig.2-10. Schema seconda parte regolatore *old*.

### 2.4.3. DESCRIZIONE DEL REGOLATORE OLD (VELOCITÀ).

Il segnale *errore\_posizione* viene anche usato per regolare la velocità di rientro e uscita del pistone secondo lo schema di figura 2-11.

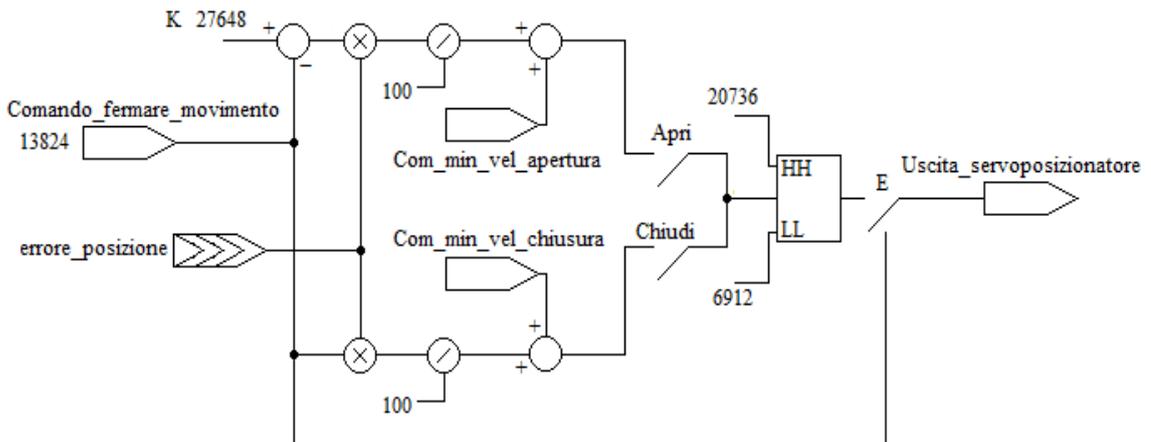


Fig.2-11. Schema terza parte regolatore *old*.

In questo caso il campo di valori per il segnale di ingresso può variare tra 0 e 27648. Sarà 0 quando il segnale di comando è pari a 4mA, 27648 quando il segnale di comando è pari a 20mA. Il valore 13824, corrispondente ad un segnale di comando del distributore di 12mA, tiene fermo il servoposizionatore.

Per regolare la velocità si distinguono due situazioni, chiusura (rientro pistone) e apertura (uscita pistone).

In apertura il segnale  $Uscita\_Servoposizionatore$  viene calcolato come segue:

$$Uscita\_Servoposizionatore = (27648 - 13824) \cdot errore\_posizione / 100 + Com\_min\_vel\_apertura \quad (2-3)$$

In chiusura invece:

$$Uscita\_Servoposizionatore = (13824) \cdot errore\_posizione / 100 + Com\_min\_vel\_chiusura \quad (2-4)$$

Il segnale  $Uscita\_Servoposizionatore$  viene in ogni caso limitato tra 20736 e 6912 per non superare i limiti di funzionamento del sistema. I segnali  $Com\_min\_vel\_apertura$  (comando minima velocità di apertura) e  $Com\_min\_vel\_chiusura$  (comando minima velocità di chiusura) sono prestabiliti e fissati rispettivamente a 16000 e 12000.

Nel caso in cui il segnale di errore ( $errore\_posizione$ ) sia compreso tra i due limiti preimpostati ( $\pm 0,2\%$  in questo caso), la portata del distributore è nulla e il servoposizionatore resta fermo.

Inoltre, guardando la curva caratteristica del distributore 4WREE GN6 con ricoprimento, si legge che con un riferimento minore del 15% la portata è nulla e il cassetto non si muove.

### Curva caratteristica (misurata con HLP46, $\vartheta_{olio} = 40 \text{ }^\circ\text{C} \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ e $p = 100 \text{ bar}$ )

Portata nominale 8 l/min con differenza di pressione nella valvola 10 bar

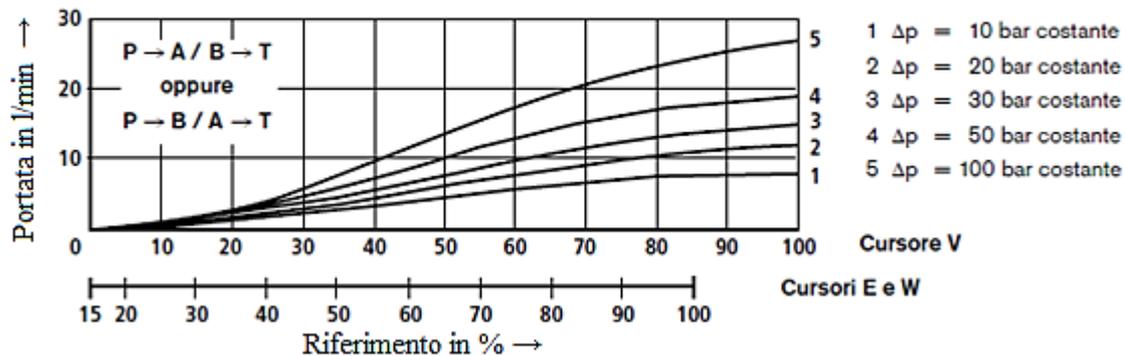


Fig.2-12. Curva riferimento-portata di un distributore 4WREE GN6.

#### 2.4.4. BREVE CENNO AL CONTROLLORE DI TIPO NEW.

Per quanto riguarda il controllore *new*, si tratta di una soluzione migliore rispetto a quella appena illustrata sopra in quanto prevede un controllo proporzionale-integrale sull'errore di inseguimento di posizione del pistone. Questo fa sì che la risposta in uscita, dato in ingresso un segnale a gradino, sia più pronta. Inoltre sono presenti altri elementi di controllo booleani e analogici per distinguere i diversi casi possibili e per adattare il segnale a valori prestabiliti.

## 2.5. Dati raccolti e considerazioni.

### 2.5.1. PREMESSA.

Per la registrazione dei dati tramite PC si è campionato con un periodo di campionamento di 0,1s (10 campioni al secondo), sufficiente date le dinamiche lente in gioco. Con i dati raccolti sono stati realizzati dei grafici in Excel dai quali si possono trarre alcune considerazioni. Di seguito verranno inseriti soltanto alcuni dei casi analizzati confrontando talvolta il comportamento in caso di distributore ad alto ricoprimento e il caso di distributore a basso ricoprimento.

Nei grafici saranno rappresentate le seguenti grandezze registrate, le prime tre espresse in percentuale e centrate intorno al 50% mentre la pressione nella centralina è espressa in bar:

- Rif. → riferimento, segnale di comando % (ampiezza massima  $\pm 10V$ ;  $-10V \leftrightarrow 0\%$ ,  $+10V \leftrightarrow 100\%$ ); è il segnale generato dal generatore di funzioni con il quale si comanda il distributore;
- Pos\_reg\_old, Pos\_reg\_new → posizione regolatore, è il segnale generato dal sensore lineare di posizione applicato al pistone idraulico; rileva la posizione effettiva del pistone idraulico (%);
- Pos\_cass → posizione cassetto-cursore, è il segnale fornito dal distributore che segue la posizione del cassetto interno(%);
- Press\_cent → pressione centralina, è il segnale fornito da un trasduttore di pressione, che segue l'andamento della pressione dell'olio nella centralina (bar).

### 2.5.2. GRAFICI OTTENUTI DAI DATI RACCOLTI CON REGOLATORE *OLD* E CONSIDERAZIONI.

Segnale di riferimento: **onda quadra, ampiezza +/-2V (40...60%), frequenza 100mHz.**

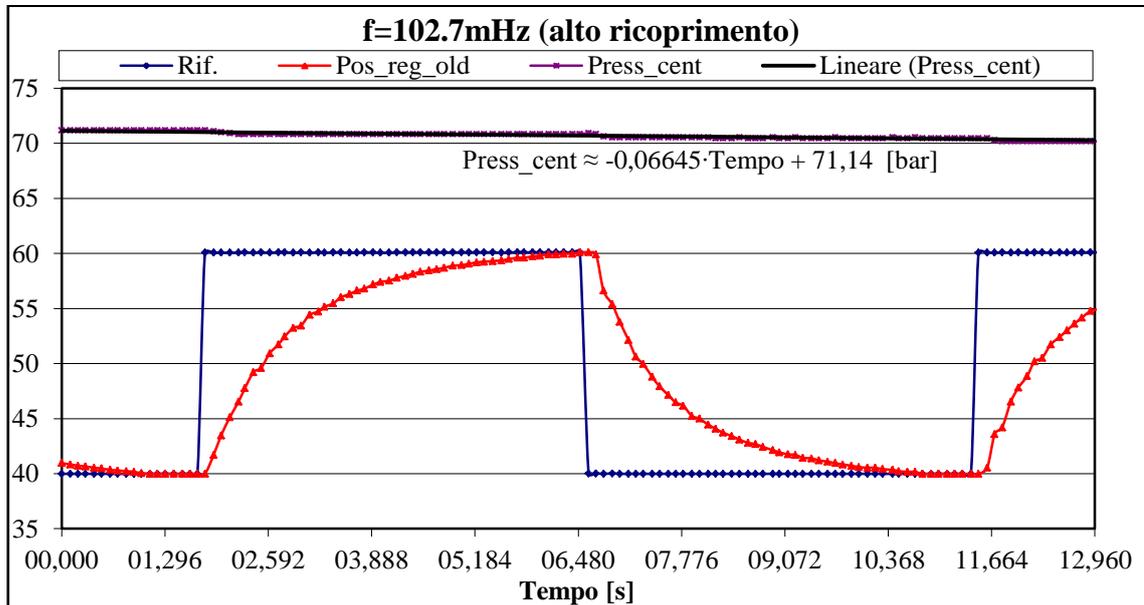


Fig.2-13. Andamento delle grandezze registrate: +/-2V, 100mHz, alto ricoprimento.

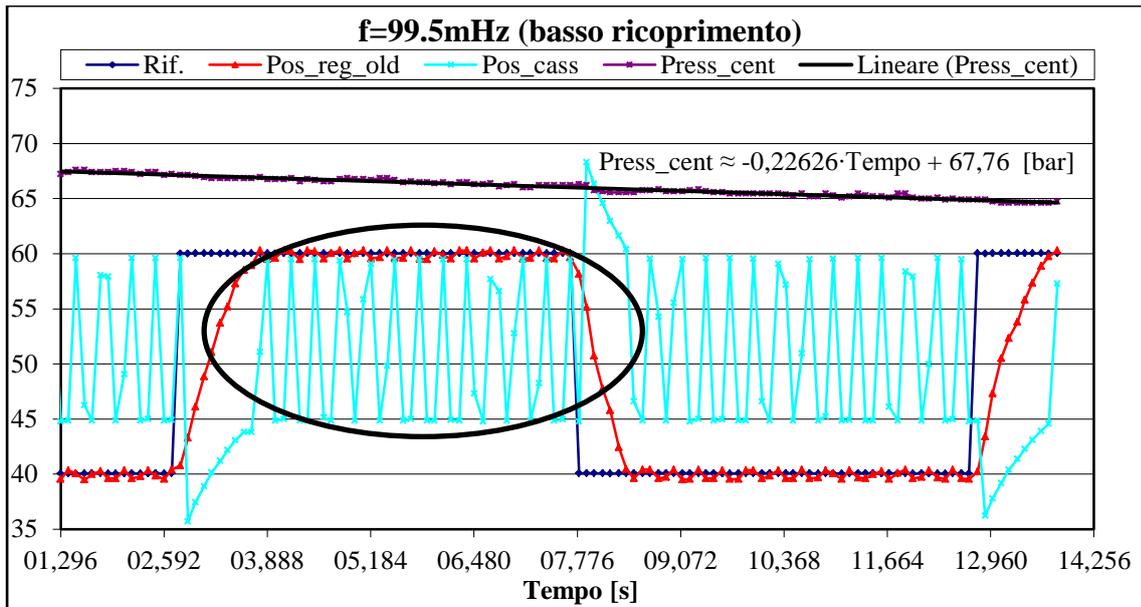


Fig.2-14. Andamento delle grandezze registrate: +/-2V, 100mHz, basso ricoprimento.

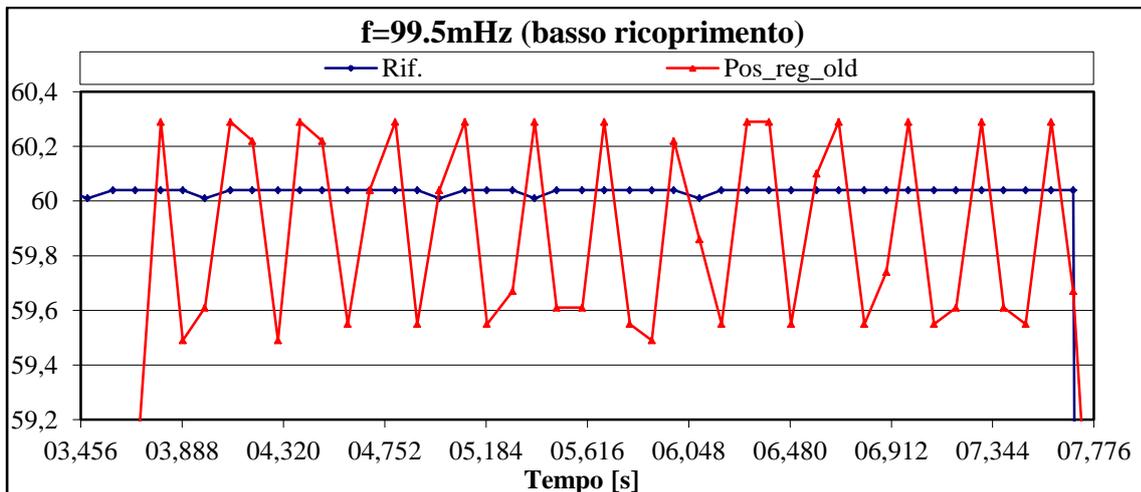


Fig.2-15. Dettaglio del grafico di figura 2-14, in cui si evidenzia il comportamento del segnale proveniente dal sensore di posizione *Pos\_reg\_old* quando il riferimento è alto (+2V).

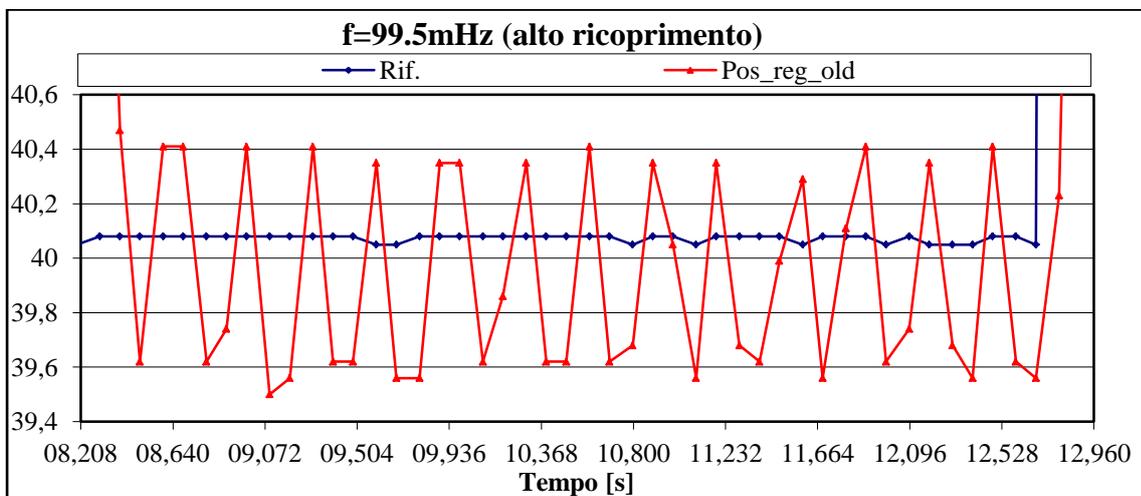


Fig.2-16. Dettaglio del grafico di figura 2-14, in cui si evidenzia il comportamento del segnale proveniente dal sensore di posizione *Pos\_reg\_old* quando il riferimento è basso (-2V).

Nel caso di distributore ad alto ricoprimento, si può vedere dal grafico (fig.2-13) che il segnale di posizione segue quello di riferimento con un notevole ritardo nel passaggio da -2V a +2V e viceversa (nel grafico corrisponde al passaggio dal 40 al 60% e viceversa).

Impiega 2,406s per passare dal 10 al 90% dell'escursione massima 40...60% (tempo di salita del segnale) e 2,236s per passare dal 90 al 10% dell'intervallo 60...40% (tempo di discesa del segnale). In questo caso il segnale di posizione, una volta raggiunto il valore minimo/massimo, rimane quasi costante, senza rilevanti oscillazioni fino al nuovo fronte di salita/discesa del segnale di comando.

Nella situazione di distributore dello stesso tipo ma a basso ricoprimento, con segnale di riferimento pressoché identico al precedente, il comportamento del segnale di posizione risulta essere diverso dall'altro caso visto. Innanzitutto esso ha tempo di salita pari a 0,703s e tempo di discesa pari a 0,406s. Rispetto a quello ottenuto con distributore ad alto ricoprimento, esso risulta molto più veloce nel passaggio da un livello all'altro, quindi segue con maggior prontezza il segnale di riferimento. In tal caso ne risulta svantaggiata la stabilità infatti, una volta raggiunto il valore minimo/massimo, il segnale di posizione non si mantiene costante. Esso oscilla (ciclo limite) fino a nuovo fronte di salita/discesa del segnale di comando. In figura 2-14 viene evidenziato con un ovale uno dei settore in cui si vede l'oscillazione; si può notare inoltre che la posizione del cassetto del distributore è in continuo spostamento per correggere repentinamente la posizione del pistone idraulico controllato. Nel caso di fronte alto del segnale di comando (+2V) come in figura 2-15, il segnale di posizione oscilla continuamente tra 2,058V (60,29%) e 1,898V (59,49%) con un'escursione massima pari a 0,16V e una frequenza di oscillazione indicativa di circa 3Hz (1/periodo medio di una oscillazione). Nel caso di fronte basso del segnale di comando (-2V) come mostrato in figura 2-16, il segnale di posizione oscilla tra -1,918V (40,41%) e -2,1V (39,5%) con un'escursione massima di 0,182V e frequenza anche in questo caso di circa 3Hz. Altra considerazione può essere fatta guardando le due rette di tendenza e le relative espressioni (fig.2-13 e fig.2-14) che approssimano l'andamento della pressione della centralina nell'intervallo considerato. Si può notare che nel caso di distributore a basso ricoprimento la pressione cala molto più velocemente che non nel caso di distributore ad alto ricoprimento, con un rapporto delle pendenze superiore a 3:1.

Nella tabella seguente (tab.2-1) sono visualizzati i tempi di salita/tempi di discesa per altri casi considerati sui quali si possono fare le stesse considerazioni fatte per il caso appena illustrato. Si può notare ancora una volta che nel caso di distributore a basso ricoprimento si ha una maggior prontezza di risposta al segnale di comando (il tempo di salita con distributore a basso ricoprimento risulta inferiore indicativamente di un fattore 2÷3 rispetto a quello ottenuto con distributore ad alto ricoprimento).

Tab.2-1. Tempi di salita e discesa (espressi in secondi) del segnale fornito dal sensore lineare di posizione applicato al cilindro idraulico (con regolatore *old*):

Freq.[mHz]	Tempo	Alto ricoprimento			Basso ricoprimento		
		Ampiezza picco onda quadra[V]			Ampiezza picco onda quadra[V]		
		2	6	10	2	6	10
100	Salita	2,406	2,297	2,609	0,703	1,109	1,609
	Discesa	2,236	1,906	2,188	0,406	0,797	1,203
150	Salita			2,609			1,594
	Discesa			2,297			1,297

Per i casi a basso ricoprimento sono di seguito riportate (tab.2-2) le ampiezze delle oscillazioni a regime (differenza tra massimo e minimo) in Volt e in percentuale negli intervalli di oscillazione. Inoltre si è visto che l'oscillazione ha una frequenza di circa 3Hz per tutti i casi qui analizzati. Nell'esempio di figura 2-15 l'escursione risulta essere pari a 0,16V ed è data dalla differenza tra il massimo, 60,29% (corrispondente a 2,058V) e il minimo, 59,49% (1,898V). Nella maggior parte dei casi visti l'ampiezza risulta maggiore durante i fronti alti dell'onda di riferimento.

Tab.2-2. Escursioni di tensione negli intervalli di oscillazione del segnale fornito dal sensore lineare di posizione applicato al cilindro idraulico:

Freq.[mHz]	Basso ricoprimento					
	Ampiezza gradino[V]			Ampiezza gradino[V]		
	+2	+6	+10	-2	-6	-10
100	0,16V (0,8%)	0,194V (0,97%)	0,28V (1,4%)	0,182V (0,91%)	0,182V (0,91%)	0,134V (0,67%)
150			0,28V (1,4%)			0,122V (0,61%)

Segnale di riferimento: **onda quadra, ampiezza +/-6V (20...80%), frequenza 100mHz.**

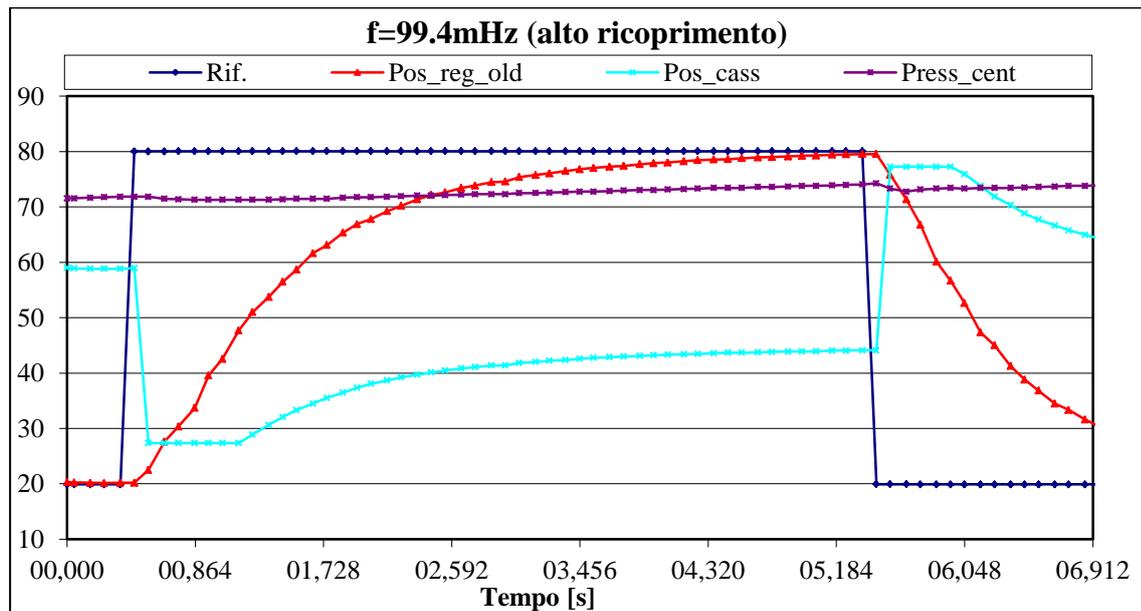


Fig.2-17. Andamento delle grandezze registrate : +/-6V, 100mHz, alto ricoprimento.

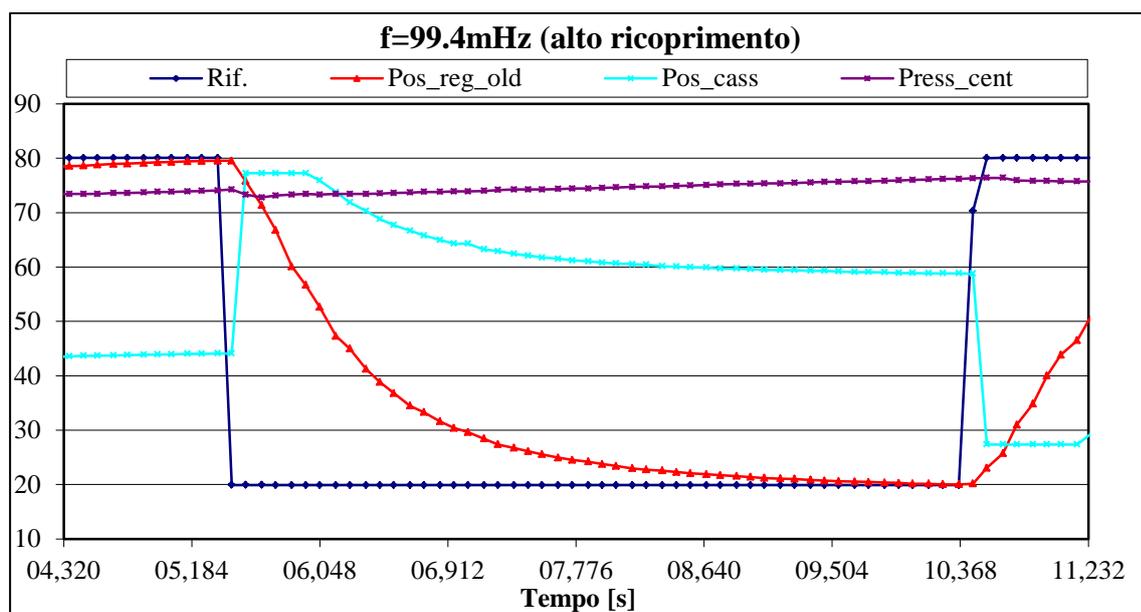


Fig.2-18. Andamento delle grandezze registrate : +/-6V, 100mHz, alto ricoprimento.

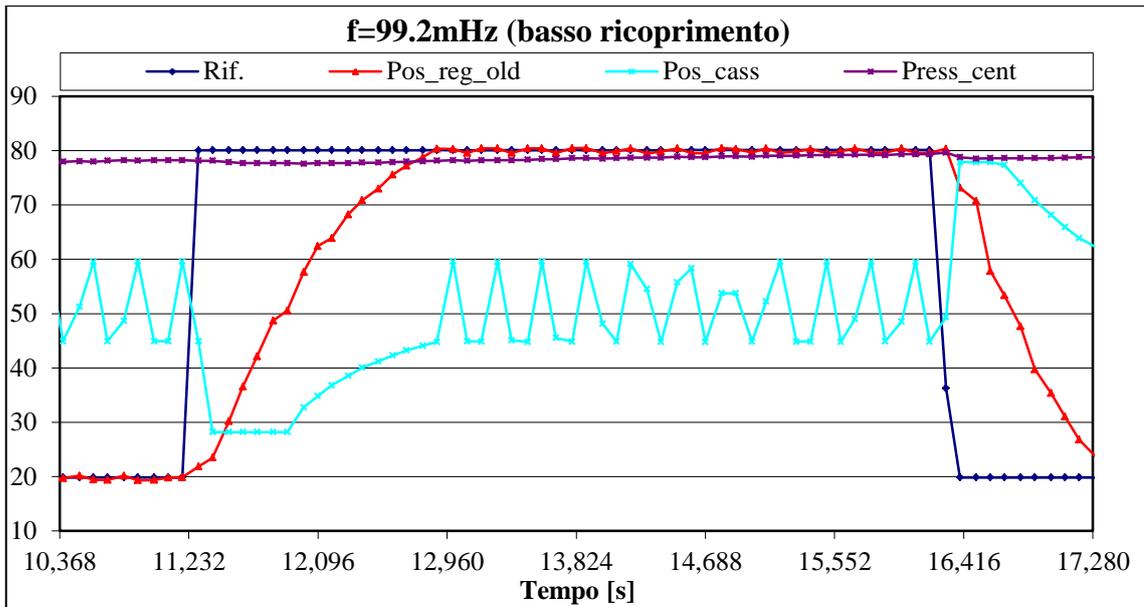


Fig.2-19. Andamento delle grandezze registrate : +/-6V, 100mHz, basso ricoprimento.

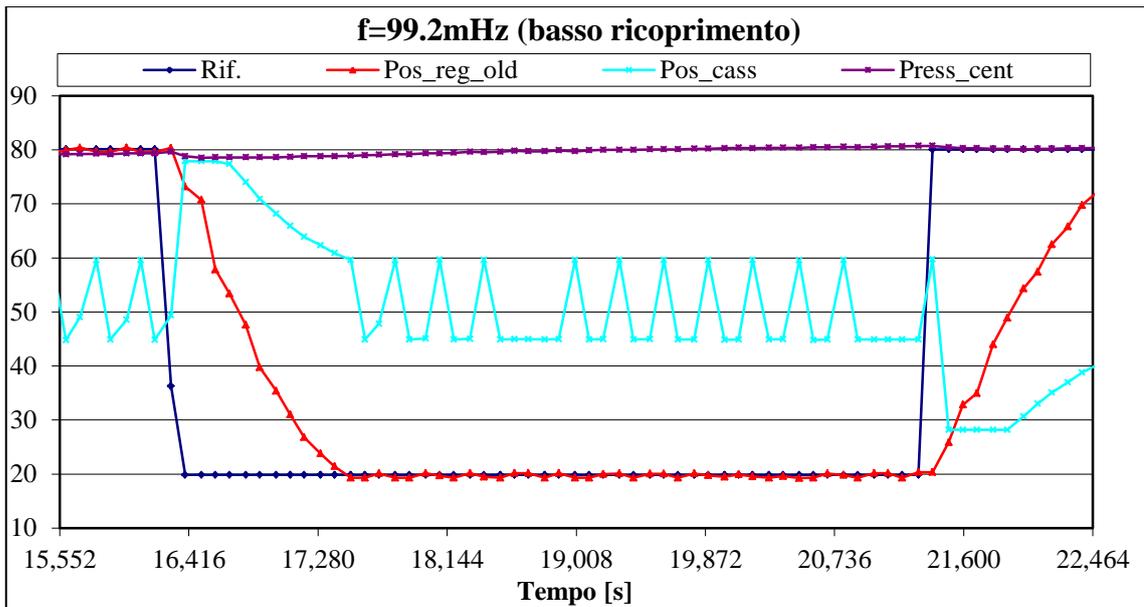


Fig.2-20. Andamento delle grandezze registrate : +/-6V, 100mHz, basso ricoprimento.

2.5.3. GRAFICI OTTENUTI DAI DATI RACCOLTI CON REGOLATORE *NEW* E CONSIDERAZIONI.

Segnale di riferimento: **onda quadra, ampiezza +/-6V (20...80%), frequenza 100mHz.**

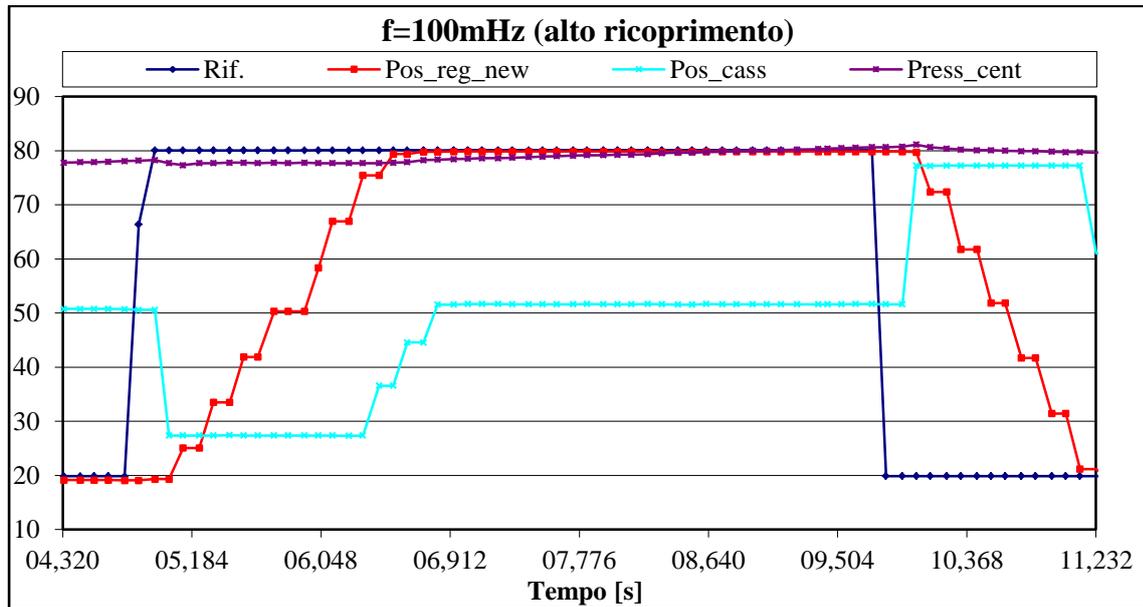


Fig.2-21. Andamento delle grandezze registrate: +/-6V, 100mHz, alto ricoprimento.

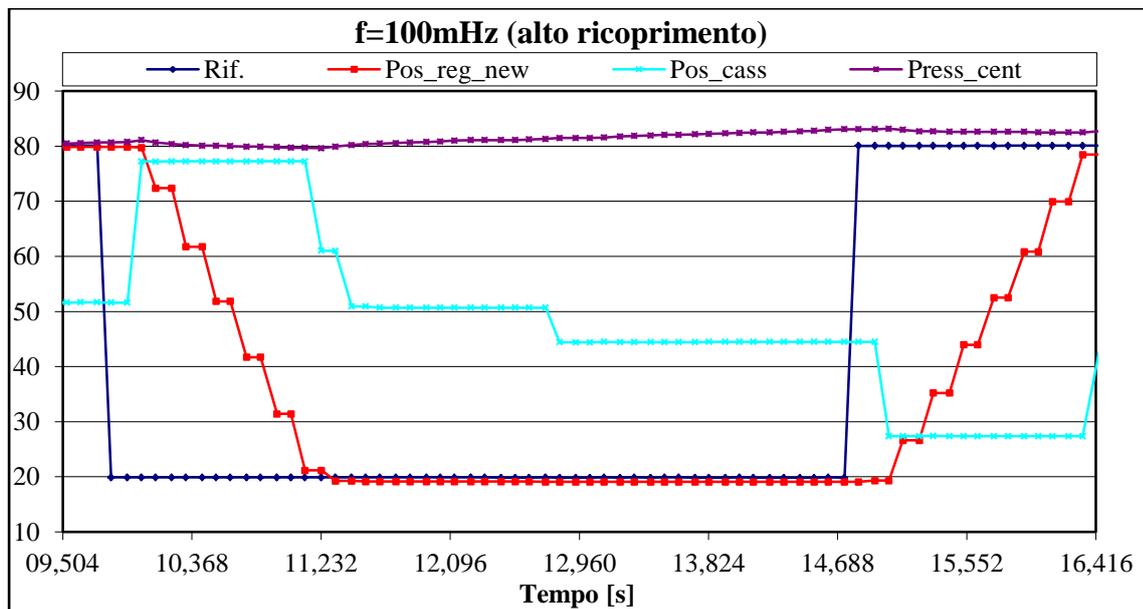


Fig.2-22. Andamento delle grandezze registrate: +/-6V, 100mHz, alto ricoprimento.

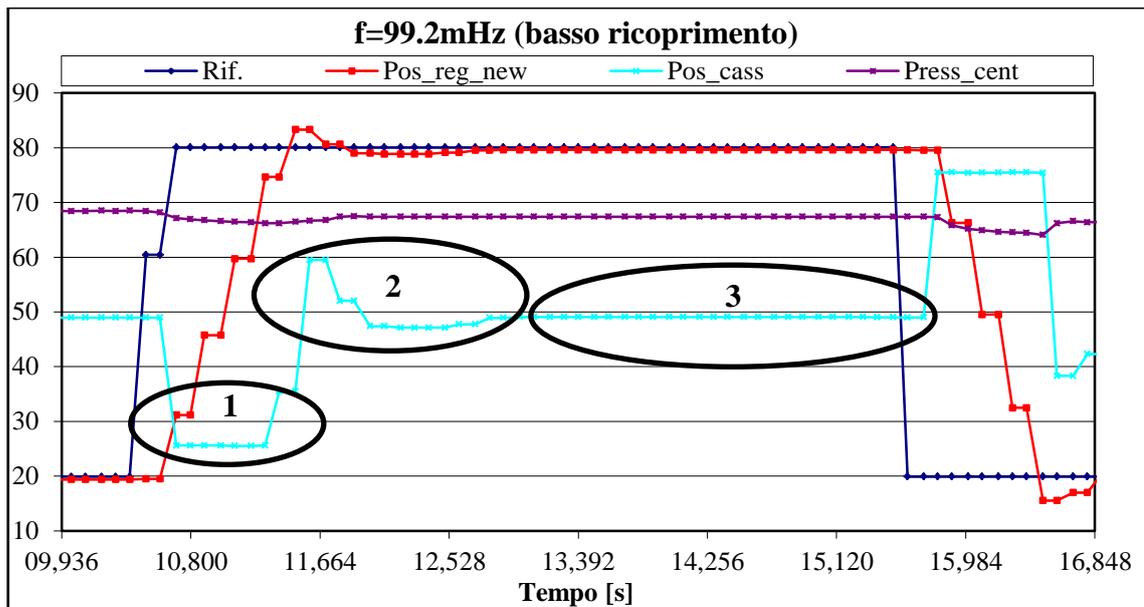


Fig.2-23. Andamento delle grandezze registrate: +/-6V, 100mHz, basso ricoprimento.

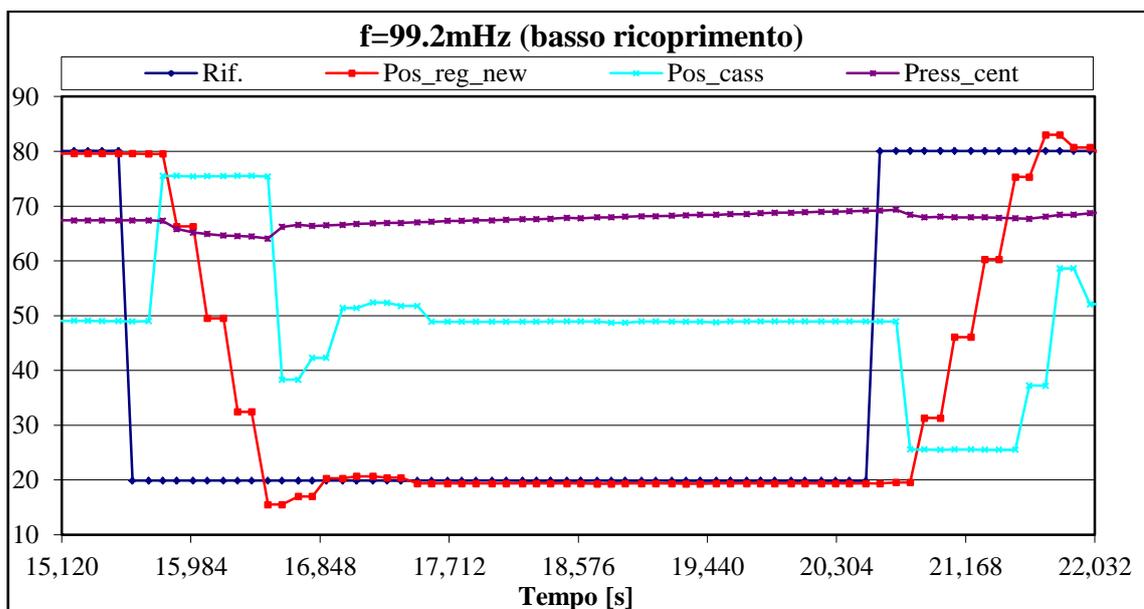


Fig.2-24. Andamento delle grandezze registrate: +/-6V, 100mHz, basso ricoprimento.

Nel caso di distributore ad alto ricoprimento, si può vedere dai grafici delle fig.2-21 e 2-22 che il segnale di posizione segue quello di riferimento con un certo ritardo nel passaggio da  $-6V$  a  $+6V$  e viceversa. Ha un tempo di salita pari a  $1,094s$  e un tempo di discesa pari a  $1s$ . In questo caso il segnale di posizione si stabilizza fin da subito, con piccole variazioni intorno al valore corrispondente ai  $\pm 6V$  rispettivamente. Inoltre si nota la presenza di un certo errore a regime inferiore all'1% dovuto all'assenza di compensazione del ricoprimento nel controllo.

Nel caso di distributore a basso ricoprimento, con segnale di riferimento pressoché identico, il comportamento del segnale di posizione risulta essere diverso dal caso precedente, come mostrato nelle figure 2-23 e 2-24. Innanzitutto esso ha un tempo di salita pari a  $0,688s$  e un tempo di discesa pari a  $0,594s$ . Rispetto a quello ottenuto con distributore ad alto ricoprimento, esso risulta più veloce nel passaggio da un livello all'altro, quindi segue con maggior prontezza il segnale di riferimento.

In tal caso ne risulta svantaggiato lo smorzamento infatti, una volta raggiunti i +/-6V rispettivamente, il segnale di posizione sovra elonga e oscilla intorno ai due valori di massimo e minimo, smorzandosi e stabilizzandosi dopo un certo tempo (indicativamente da 1 a 3 secondi) con un errore a regime anche in questo caso inferiore all'1% e senza cicli limite. Nel caso in esame il massimo valore raggiunto è pari al 83,34%, che corrisponde a un valore in tensione di 6,668V, e il minimo risulta essere 12,53%, corrispondente a -7,494V. Un miglior tuning del controllore, nonché l'introduzione di schemi di controllo più evoluti, possono consentire di ridurre tale sovra elongazione.

In figura 2-23 sono evidenziati tre intervalli significativi per quanto riguarda il posizionamento del cassetto. Nell'ovale 1 si vede la fase di massima apertura durante il fronte di salita del segnale di posizione, come è lecito aspettarsi, nell'ovale 2 si vede la fase di stabilizzazione della posizione mentre nell'ovale 3 si vede l'intervallo in cui il segnale di riferimento della posizione del cassetto è costante, vicino al 50%, per la quale corrisponde una velocità del pistone idraulico nulla (è fermo). Nella tabella seguente (tab.2-3) sono visualizzati i valori massimi e minimi in tensione raggiunti dal segnale di posizione in altri casi visti, tutti con distributore a basso ricoprimento e regolatore *new*. Inoltre non sono riportati massimi e minimi con segnale di riferimento di ampiezza pari a +/-10V perché in tale situazione non compaiono picchi di tensione significativi.

Tab.2-3. Valori massimi e minimi raggiunti dal segnale di posizione con distributore a basso ricoprimento e regolatore di tipo *new*:

Freq.[mHz]	Basso ricoprimento			
	Ampiezza picco onda quadra [V]			
	2V	-2V	6V	-6V
10	2,962V (64,81%)	-3,446V (32,57%)		
100	3,342V (66,71%)	-3,176V (34,12%)	6,668V (83,34%)	-7,494V (12,53%)
150			7,194V (85,97%)	-6,638V (16,81%)
200	3,268V (66,34%)	-3,188V (34,06%)	6,936V (84,68%)	-7,09V (14,55%)

Nella tabella seguente (tab.2-4) sono visualizzati i tempi di salita/tempi di discesa per altri casi considerati sui quali si possono fare le stesse considerazioni fatte per il caso appena illustrato. Si può notare ancora una volta che nel caso di distributore a basso ricoprimento si ha una maggior prontezza di risposta al segnale di comando (il tempo di salita con distributore a basso ricoprimento risulta inferiore indicativamente di un fattore 2 rispetto a quello ottenuto con distributore ad alto ricoprimento).

Tab.2-4. Tempi di salita/discesa (espressi in secondi) del segnale fornito dal sensore lineare di posizione applicato al cilindro idraulico (con regolatore *new*):

Freq.[mHz]	Tempo	Alto ricoprimento			Basso ricoprimento		
		Ampiezza picco onda quadra[V]			Ampiezza picco onda quadra[V]		
		2	6	10	2	6	10
10	Salita	0,464		2,203	0,203		1,094
	Discesa	0,203		1,609	0,094		1
100	Salita		1,094			0,688	
	Discesa		1			0,594	
150	Salita			2			1
	Discesa			1,594			0,797
200	Salita		1,109	2		0,5	1
	Discesa		1	1,5		0,406	0,797

#### 2.5.4. ANDAMENTO DELLA PRESSIONE E CONFRONTI IN ALCUNI CASI VISTI.

Altro parametro preso in considerazione è l'andamento della pressione nella centralina nei vari casi. Si è visto che nel caso di distributore a basso ricoprimento questa cala, con pompa spenta, in un tempo minore che non nel caso di distributore ad alto ricoprimento (con pompa accesa impiega un tempo maggiore per raggiungere il massimo impostato). La tabella seguente (2-5), riporta il valore dei coefficienti angolari ( $m$  [bar/secondo]) delle rette di tendenza realizzate in Excel e approssimanti l'andamento della pressione in alcuni intervalli temporali presi in considerazione (solo in quegli intervalli dove tale approssimazione risulta sensata). Inoltre è stato calcolato (ultime due colonne della tabella) il rapporto tra pendenze dei distributori ad alto ricoprimento e pendenze dei distributori a basso ricoprimento, a parità di segnale di riferimento.

Tab.2-5. Pendenze delle rette approssimanti l'andamento della pressione e rapporti:

Regolatore	Pompa	Rif.[V]	f [mHz]	$m_{\text{alto ric.}}$ [bar/s]	$m_{\text{basso ric.}}$ [bar/s]	$m_{\text{alto ric.}}/m_{\text{basso ric.}}$	$m_{\text{basso ric.}}/m_{\text{alto ric.}}$
<i>old</i>	spenta	+/-2	100	-0,0665	-0,2263	0,2937	3,4050
<i>old</i>	accesa	+/-6	100	0,4635	0,2513	1,8449	0,5420
<i>old</i>	accesa	+/-10	100	0,2878	0,1336	2,1541	0,4642
<i>old</i>	accesa	+/-10	150	0,1443	0,0091	15,8319	0,0632
<i>new</i>	spenta	+/-2	10	-0,0128	-0,0373	0,3444	2,9034
<i>new</i>	spenta	+/-10	10	-0,0256	-0,0882	0,2903	3,4444
<i>new</i>	accesa	+/-6	100	0,4946	0,3613	1,3688	0,7305
<i>new</i>	accesa	+/-10	150	0,0813	0,0311	2,6190	0,3818
<i>new</i>	accesa	+/-6	200	0,2028	0,0469	4,3187	0,2315
<i>new</i>	accesa	+/-10	200	-0,1254	-0,2243	0,5592	1,7883

## 2.6. Conclusioni.

Questo lavoro svolto presso l'azienda Zeco Automazioni S.r.l. aveva l'obiettivo di valutare l'effetto del ricoprimento sul comportamento di un sistema oleodinamico simile a quelli reali. La letteratura suggerisce l'utilizzo di distributori con ricoprimento nullo per applicazioni in cui vi è regolazione di posizione e ricoprimento positivo per funzione di bloccaggio. Nel caso in esame, pur essendoci un controllo di posizione, la ridotta velocità richiesta e l'inevitabile presenza di trafileamenti, impongono di utilizzare cursori con un ricoprimento, benché piccolo, positivo. L'analisi dei due diversi distributori della stessa famiglia, ma con ampiezza della banda morta diverse, ha portato alle seguenti conclusioni:

- per quanto riguarda la prontezza del segnale e quindi la prontezza del cilindro nel raggiungere la posizione comandata risulta essere migliore il distributore a basso ricoprimento, in grado di seguire con maggior velocità il segnale di riferimento;
- per quanto riguarda la pressione della centralina si evince che nel caso di distributore ad alto ricoprimento essa cala più lentamente che non nel caso di distributore a basso ricoprimento (legata anche alla minor prontezza e velocità di movimento del pistone); ne consegue un risparmio di energia in quanto la pompa idraulica e il relativo motore lavorano per un tempo minore.

Un'ultima considerazione va fatta in merito al distributore ad alto ricoprimento. Prima di utilizzarlo bisogna valutare attentamente con che segnali di riferimento si lavora nel sistema. Se comandato con segnali troppo piccoli si rischia di veder perse alcune informazioni in quanto potrebbe succedere che il segnale di comando del distributore proporzionale non sia abbastanza grande rispetto all'intervallo di valori (-15...15% nel nostro caso) in cui la portata è nulla. Utilizzando un distributore a basso ricoprimento questo inconveniente può essere eliminato o comunque molto attenuato. In conclusione, dall'analisi fatta, la scelta migliore risulta essere quella di utilizzare un distributore a basso ricoprimento.





# Ringraziamenti

---

*I miei ringraziamenti vanno alla ditta Zeco Automazioni S.r.l., in particolare al mio tutore aziendale Ing. Campagnolo Franco e ai suoi collaboratori, per avermi dato questa possibilità ed avermi sostenuto nel periodo di tirocinio.*

*Desidero inoltre ringraziare il mio relatore Prof. Richiedei Dario per la disponibilità, i suggerimenti e le indicazioni date per la stesura di questo elaborato.*

*Infine, un sentito grazie ai miei genitori, alla mia ragazza, familiari e amici tutti per il prezioso sostegno datomi in questi anni di studi.*



# Bibliografia

---

## Libri:

1. H. Exner, R. Freitag, Dr.-Ing. H. Geis, R. Lang, J. Oppolzer, P. Schwab, E. Sumpf, 1999, Oleodinamica: fondamenti e componenti (Il nuovo Manuale di Oleodinamica, Volume 1), Lohr a. Main, Germania: Mannesmann Rexroth AG.
2. R. Ewald, J. Hutter, D. Kretz, F. Liedhegener, W. Schenkel, A. Schmitt, M. Rek, 1999, Valvole proporzionali e servovalvole (Il Manuale di Oleodinamica, Volume 2; Nuova Edizione riveduta ed ampliata), Lohr a. Main, Germania: Mannesmann Rexroth AG.
3. Dr. Ing. H. Speich, Dr. Ing. A. Bucciarelli, 2002, Manuale di oleodinamica. Principi, componenti, circuiti, applicazioni; Milano: Tecniche Nuove.
4. U. Belladonna, 2001, Elementi di oleodinamica; Milano: Hoepli Editore.
5. G. Miglioranza, 2009, Sviluppo in ambiente Lab View di un sistema di controllo del moto per attuatori idraulici servocontrollati. Tesi di Laurea triennale in Ingegneria Meccatronica, Università degli studi di Padova, Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali.

## Siti web:

1. Università degli studi di Cagliari,  
(<http://dimeca.unica.it/~puddu/Oleodinamica/Cap4.pdf>) 30/07/2011.
2. Università degli studi di Messina,  
(<http://ww2.unime.it/ingegneria/new/materiale/sensori15.pdf>) 01/08/2011.
3. Università degli studi di Padova,  
([http://static.gest.unipd.it/esercizi/IMC\\_controllo\\_dei\\_sistemi\\_meccanici/Generalit%C3%A0%20oleodinamica.pdf](http://static.gest.unipd.it/esercizi/IMC_controllo_dei_sistemi_meccanici/Generalit%C3%A0%20oleodinamica.pdf)) 01/08/2011.
4. Politecnico di Milano, dipartimento di Ingegneria Aerospaziale,  
([http://www.aero.polimi.it/~bernelli/bacheca/didattica/attuatore\\_idraulico.pdf](http://www.aero.polimi.it/~bernelli/bacheca/didattica/attuatore_idraulico.pdf))  
02/08/11.
5. Politecnico di Milano, dipartimento di ingegneria Meccanica,  
([http://mecsys.mecc.polimi.it/Didattica/2a\\_dsa\\_a/MatInt/Attuatori%20Idraulici.pdf](http://mecsys.mecc.polimi.it/Didattica/2a_dsa_a/MatInt/Attuatori%20Idraulici.pdf))  
03/08/11.
6. Politecnico di Milano, dipartimento di Ingegneria Aerospaziale,  
(<http://www.aero.polimi.it/~1083404/bacheca//dispense/04-IDRAULICO.pdf>) 08/08/11.
7. Bosch Rexroth AG Hydraulics,  
([http://www.boschrexroth.it/country\\_units/europe/italy/it/company/chi\\_siamo/materiale\\_informativo/iframe\\_mv/index.jsp?ri29061\\_2005-10.pdf](http://www.boschrexroth.it/country_units/europe/italy/it/company/chi_siamo/materiale_informativo/iframe_mv/index.jsp?ri29061_2005-10.pdf)) 09/08/11.
8. MTS Sensor Technologie GmbH & Co.,  
([http://www.mtssensor.de/fileadmin/medien/downloads/mts\\_magnetostruzione.pdf](http://www.mtssensor.de/fileadmin/medien/downloads/mts_magnetostruzione.pdf))  
23/08/2011.