

ITALIAN PATENT OFFICE

Document No.

102010901828717A1

Publication Date

20111013

Applicant

WALVOIL S.P.A.

Title

VALVOLA IDRAULICA DI SEQUENZA DIFFERENZIALE.

TITOLO: VALVOLA IDRAULICA DI SEQUENZA DIFFERENZIALE

DESCRIZIONE

CAMPO DI APPLICAZIONE DELL'INVENZIONE

5 Il presente trovato si inserisce nel campo delle valvole idrauliche di sequenza differenziali a doppia taratura che gestiscono l'apertura e la chiusura del passaggio dell'olio fra due bocche della valvola, in base ad un segnale di pressione esterno che agisce sulla bocca di pilotaggio della stessa valvola.

10 Per quanto detto, generalmente le valvole di sequenza sono impiegate nei circuiti in cui la successione degli eventi è determinata dalla pressione del circuito stesso.

 Una possibile applicazione, è quella degli impianti idraulici load sensing dedicati alla gestione della carica differenziale di un
15 accumulatore.

 Una seconda possibile applicazione è quella degli impianti idraulici a bassa portata, alimentati da un accumulatore caricato da una pompa a cilindrata fissa. La valvola, in tale impianto, funge da messa a scarico della portata della stessa pompa quando
20 l'accumulatore è carico.

 Una terza possibile applicazione è quella degli impianti idraulici a bassa portata con pompa a cilindrata fissa dedicati alla gestione della carica differenziale di un accumulatore.

 La valvola in oggetto, opportunamente inserita in questi tipi
25 di impianto, consente di aumentare la pressione dell'impianto

idraulico al fine di caricare un accumulatore ad un valore di pressione stabilito dalla taratura in salita della stessa valvola.

Nel momento in cui la pressione sull'accumulatore scende al di sotto di uno specifico valore di pressione, pari alla pressione di taratura in discesa dalla valvola, la stessa valvola interviene imponendo nuovamente la carica dell'accumulatore.

La parte di impianto alimentata dall'accumulatore si trova quindi a lavorare fra due livelli di pressione imposti dal differenziale caratteristico della valvola in oggetto.

10 STATO DELL'ARTE

Sono note diverse soluzioni di valvole di sequenza contraddistinte dalla doppia pressione di taratura differente in salita ed in discesa, la cui descrizione dettagliata è riportata più avanti.

15 In particolare esistono valvole quattro vie a pilotaggio e drenaggio esterno, contraddistinte da uno stadio principale che in posizione di riposo chiude il passaggio dell'olio fra le bocche e da uno stadio pilota a doppia taratura.

Inconveniente principale di questo tipo di valvola è che per rimanere commutata è necessario avere un continuo passaggio di olio dalla bocca di ingresso verso la bocca di drenaggio: questo causa una perdita di portata e una conseguente dissipazione di energia.

25 Esiste una seconda tipologia di valvola contraddistinta dalla doppia pressione di taratura.

Si tratta di una valvola 3 vie a pilotaggio esterno, costituita essenzialmente dallo stadio pilota della valvola descritta in precedenza. Tale valvola deve essere accoppiata ad un elemento logico, al quale vengono affidate la chiusura e la apertura del
5 passaggio dell'olio inviato dalla pompa.

Anche con tale soluzione è sempre necessario drenare olio a scarico attraverso la valvola citata al fine di mantenere aperto l'elemento logico.

Entrambe le valvole descritte sono state studiate per
10 lavorare in impianti che richiedono elevate portate di lavoro, ma non sono adatte a lavorare in impianti load sensing, sia con pompa LS, sia con compensatore di pressione. Le dimensioni dei passaggi dell'olio dei sistemi appena descritti non si adattano alla gestione di un segnale a bassa portata come richiesto in questo
15 tipo di impianto. I sistemi pilotati presentano infatti una instabilità in presenza di basse portate di lavoro ed un tempo di risposta più elevato rispetto ad una soluzione ad azionamento diretto.

ESPOSIZIONE DEL TROVATO

Scopo del presente trovato è quello di ovviare agli
20 inconvenienti sopra riportati, e a tutti quelli dell'arte nota, mettendo a disposizione della tecnica una valvola di sequenza differenziale a doppia taratura che non abbia un drenaggio di olio verso lo scarico quando commutata.

Altro scopo del trovato è ottenere una valvola di sequenza
25 differenziale a doppia taratura che abbia una realizzazione

compatta e ridotti tempi di scambio.

Si tratta, più in dettaglio, di una valvola a cassetto, diretta, a quattro vie, differenziale a doppia taratura, avente pilotaggio esterno, normalmente aperta o normalmente chiusa.

5 Funzionalmente accade che, in fase di aumento della pressione di pilotaggio, raggiunto il valore di taratura in salita, la valvola si aziona aprendo (se normalmente chiusa) o interrompendo (se normalmente aperta) il passaggio fra le due vie dedicate al passaggio dell'olio.

10 In fase di riduzione della pressione di pilotaggio, raggiunto il valore di taratura in discesa, la valvola si riporta nella configurazione iniziale.

Il valore della pressione di taratura in salita è sempre superiore a quello della pressione di taratura in discesa ed il
15 rapporto fra tali valori viene imposto dal differenziale della valvola.

VANTAGGI

- Il principale vantaggio del presente trovato è rappresentato dal fatto che la valvola mantiene la
20 posizione scambiata solamente grazie al segnale di pressione presente sulla bocca 1: non è, quindi, necessario drenare una portata di olio attraverso la bocca di drenaggio.
- Il secondo vantaggio è costituito dal fatto che si tratta
25 di una valvola a cassetto, per la quale non è richiesta

la presenza di un organo di tenuta che piloti lo stadio principale della valvola: il cassetto della valvola svolge, infatti, sia la funzione dello stadio pilota, sia quella dello stadio principale. La valvola è comunque in grado di gestire una portata di passaggio fra le bocche di entità superiore a quella di un segnale d'olio.

- Un ulteriore vantaggio è rappresentato dal fatto che la valvola è ad azionamento diretto: questo consente una dinamica di scambio più controllabile rispetto a quella tipica di una valvola ad azionamento pilotato. In particolare è possibile raggiungere tempi di scambio più bassi unitamente ad una maggiore stabilità dinamica delle pressioni in gioco nel sistema.
- Infine, la presenza di strozzatori sul cursore consente di intervenire sui tempi di intervento, al fine di migliorare ulteriormente la stabilità dell'impianto nel quale viene inserita.

Detti scopi e vantaggi sono tutti raggiunti dalla valvola idraulica di sequenza differenziale, oggetto del presente trovato, che si caratterizza per quanto previsto nelle sotto riportate rivendicazioni.

BREVE DESCRIZIONE DELLE FIGURE

Questa ed altre caratteristiche risulteranno maggiormente evidenziate dalla descrizione seguente di alcune forme di

realizzazione illustrate, a puro titolo esemplificativo e non limitativo nelle unite tavole di disegno.

- Figure 1.1, 1.2, 1.3: illustrano gli schemi idraulici di tre esempi di applicazione della valvola nei quali la stessa è rappresentata con uno schema semplificato,
- Figure 2.1, 2.2: illustrano gli schemi idraulici di due esempi di applicazione delle valvole secondo l'arte nota,
- Figura 3.1, 3.2, 3.3: illustrano i simboli idraulici del trovato ed un esempio di applicazione,
- Figura 4.1, 4.2: illustra i simboli idraulici e le sezioni delle due tipologie di valvola per lo stato dell'arte,
- Figura 5.1: illustra la esecuzione costruttiva del trovato con evidenziati i vari particolari che compongono la valvola,
- Figura da 5.2 a 5.5: illustra la valvola nelle varie posizioni che assume durante lo scambio.

DESCRIZIONE DEL CAMPO DI APPLICAZIONE

Con riferimento alla figura 1.1 si illustra una prima applicazione della valvola in oggetto.

Si tratta di un impianto idraulico load sensing dedicato alla gestione della carica differenziale di un accumulatore. In tale impianto la valvola è montata in derivazione rispetto alla linea principale alimentata dalla pompa.

Con riferimento alla figura 1.2 si illustra una seconda applicazione della valvola in oggetto.

Si tratta di impianto idraulico a bassa portata, alimentato da un accumulatore caricato da una pompa a cilindrata fissa. La valvola in tale impianto è disposta in derivazione rispetto alla linea principale alimentata dalla pompa e funge da messa a scarico della portata della stessa pompa, quando l'accumulatore è carico.

Con riferimento alla figura 1.3 si illustra una terza applicazione della valvola in oggetto.

Si tratta di impianto idraulico a bassa portata con pompa a cilindrata fissa dedicato alla gestione della carica differenziale di un accumulatore. In tale impianto la valvola è montata in serie con la pompa.

DESCRIZIONE DELL'ARTE NOTA

Con particolare riferimento alla figura 2.1, 2.2 sono illustrati degli schemi idraulici di due esempi di applicazione delle valvole secondo l'arte nota.

Il primo esempio di arte nota è in figura 2.1.

E' rappresentato lo schema idraulico di un esempio di applicazione della valvola 4 vie con pilotaggio e drenaggio esterno; detta valvola è contraddistinta da uno stadio principale che in posizione di riposo chiude il passaggio dell'olio fra le bocche 1 e 2 e da uno stadio pilota a doppia taratura (si veda anche la figura 4.1).

Quando la pressione sul pilotaggio, in fase di aumento della pressione, raggiunge la pressione di taratura in salita, lo stadio pilota interviene azionando lo stadio principale che apre il

collegamento fra le bocche 1 e 2.

Quando, invece, la pressione, in fase di diminuzione, arriva alla taratura in discesa, lo stadio pilota interviene chiudendo lo stadio principale ripristinando la condizione di riposo.

5 Tale tipologia di valvola viene normalmente impiegata in impianti che gestiscono la carica differenziale di un accumulatore idraulico.

Essa viene accoppiata ad una pompa a cilindrata fissa e viene collegata in serie con la stessa pompa.

10 Funzionalmente la valvola impone un aumento della pressione di mandata, in modo da favorire la carica dell'accumulatore, quando la valvola è in posizione chiusa di riposo, ovvero non pilotata.

15 La valvola risulta invece aperta, quando la pressione sull'accumulatore è superiore alla taratura in discesa della stessa.

In tale condizione la valvola, anche se aperta, strozza il passaggio creando una dissipazione di potenza. Al fine di ridurre al massimo tali dissipazione sono necessari elevati passaggi per l'olio.

20 Inconveniente principale di tale tipologia di valvola è che per rimanere commutata è necessario avere un continuo passaggio di olio dalla bocca 1 verso la bocca 4 di drenaggio e questo causa una perdita di portata e una conseguente dissipazione di energia.

25 In aggiunta tale tipologia di valvola non è adatta a lavorare in impianti load sensing, sia con pompa LS, sia con compensatore

di pressione; per detti impianti (di cui lo schema di applicazione è illustrato in figura 1.1) è necessario intervenire sul segnale LS per gestire la carica dell'accumulatore e non occorre avere alcuna valvola in serie con la pompa. In particolare è richiesto di
5 collegare la linea principale della pressione con la linea LS per avere massima portata e pressione al fine di eseguire la carica dell'accumulatore.

Quando l'accumulatore è carico, la valvola deve richiudersi per interrompere il collegamento che unisce la pompa con il suo
10 segnale LS.

Occorre per questo che la valvola di sequenza sia normalmente aperta.

Esiste una seconda tipologia di valvola contraddistinta dalla doppia pressione di taratura.

15 Il secondo esempio di arte nota è in figura 2.2 è rappresentato lo schema idraulico di un esempio di applicazione della valvola 3 vie con pilotaggio esterno; (si veda anche la figura 4.2).

Tale valvola è costituita essenzialmente dallo stadio pilota
20 della valvola di figura 4.1 (descritta in precedenza) e viene normalmente accoppiata ad un elemento logico. Tale soluzione permette di raggiungere elevate portate di lavoro nell'impianto, sempre drenando olio a scarico attraverso la valvola descritta al fine di mantenere aperto l'elemento logico.

25 Un ulteriore inconveniente, per entrambe le soluzioni

descritte, è dato dal fatto che le dimensioni dei passaggi dell'olio tipico dei sistemi citati, composti da un elemento principale e da uno stadio di pilotaggio, non sono adatti alla gestione di un segnale a bassa portata come richiesto in questo tipo di impianto.

5 I sistemi pilotati presentano infatti una instabilità in presenza di basse portate di lavoro ed un tempo di risposta più elevato rispetto ad una soluzione ad azionamento diretto.

RIVELAZIONE DELL'INVENZIONE

Nella figura 3.1 è rappresentato il simbolo idraulico
10 completo del trovato in versione normalmente chiusa, mentre in figura 3.2 è rappresentato il simbolo idraulico completo del trovato in versione normalmente aperta.

Nella figura 3.3 è invece evidenziato lo schema idraulico della tipica applicazione della valvola, ovvero un impianto load
15 sensing che gestisce la ricarica differenziale di un accumulatore.

In figura 5.1 si illustra invece una sezione della valvola in oggetto, in versione normalmente aperta con evidenziati i vari particolari che la compongono.

Nelle figure da 5.2 a 5.5 la valvola è rappresentata nelle
20 varie posizioni che assume durante lo scambio.

L'invenzione riguarda una valvola a cassetto, diretta, a quattro vie, differenziale a doppia taratura, avente pilotaggio esterno, normalmente aperta o normalmente chiusa, in cui:

- in fase di aumento della pressione di pilotaggio,
25 raggiunto il valore di taratura in salita, la valvola si

azione aprendo (se normalmente chiusa) o interrompendo (se normalmente aperta) il passaggio fra le due vie dedicate al passaggio dell'olio, mentre

- in fase di riduzione della pressione di pilotaggio, raggiunto il valore di taratura in discesa, la valvola si riporta nella configurazione iniziale.

Il valore della pressione di taratura in salita è sempre superiore a quello della pressione di taratura in discesa ed il rapporto fra tali valori viene imposto dal differenziale della valvola.

DESCRIZIONE DEL TROVATO

Una sezione della valvola, indicata con 20 nel suo complesso, in versione normalmente aperta è riportato in figura 5.1, mentre lo schema idraulico corrispondente è riportato in figura 3.2.

In entrambe le figure, con il numero 1 è indicata la bocca di pilotaggio della valvola 20, con il numero 2 è indicata la bocca di ingresso di passaggio della portata, con il numero 3 è indicata la bocca di uscita di passaggio della portata, mentre con il numero 4 è indicata la bocca di drenaggio della stessa che deve essere collegata a scarico.

Osservando la figura 5.1 è possibile elencare i componenti principali che compongono la valvola 20 nella configurazione normalmente aperta.

In particolare con il numero 6 è indicata la cartuccia della

valvola all'interno della quale scorre cassetto 5 avente area di spinta A5.

Con il numero 8 è invece indicato il pistoncino, avente area di spinta A8, che scorre all'interno della boccola 9. La boccola 9 è
5 coassiale rispetto alla cartuccia 6, in modo da permettere al pistoncino 8 e al cassetto 5 di scorrere assialmente appoggiati l'uno sull'altro nel foro calibrato interno.

Con il numero 7 è indicata la molla secondaria avente la funzione di mantenere solidali i due componenti 5 ed 8 durante il
10 funzionamento.

Con il numero 11 è indicato un mezzo elastico, nell'esempio una molla principale, che agisce sulla estremità esterna del pistoncino 8 (ovvero opposta al cassetto 5), utilizzata per creare una forza che si opponga alla pressione di pilotaggio, in modo da
15 ottenere la desiderata pressione di taratura della valvola, mentre con 12 è indicata la vite registro che viene utilizzata per precaricare la molla 11.

Con il numero 10 viene indicato il portamolla al quale viene accoppiata la cartuccia 6 mediante una filettatura ed una
20 cianfrinatura non visibili in figura.

Al fine di portare il segnale del drenaggio della bocca 4 nella camera D lato molla, vengono realizzate due fresature FR sui lati della cartuccia 6 in corrispondenza della filettatura utilizzata per la connessione della cartuccia 6 con il portamolla 10.

25 Lo scambio della valvola 20, nella configurazione

normalmente aperta, si verifica quando la connessione fra le bocche 2 e 3 viene interrotto a causa della chiusura della corona dei fori presente sulla bocca 2 della cartuccia 6, da parte dello spigolo S2 presente sul cassetto 5 (vedere anche la figura 5.3).

5 La doppia taratura della valvola è garantita dalla differenza fra l'area A5 di spinta del cassetto 5 e quella A8 del pistoncino 8.

In particolare il differenziale della valvola 20, ovvero il rapporto fra la taratura in salita e quella in discesa, è dato dal rapporto fra queste due aree di spinta.

10 Modificando tali aree è quindi possibile modificare il differenziale della stessa valvola.

A seguire verrà descritto il meccanismo di scambio della valvola riferendoci alla sua versione normalmente aperta visibile in figura 5.1.

15 In figura 5.1 è rappresentata la valvola nella sua configurazione di riposo, ovvero in assenza di pressione sulla bocca 1 di pilotaggio.

In tale configurazione è consentito il passaggio dell'olio fra le bocche 2 e 3.

20 Supponendo che la pressione sulla stessa bocca 1 aumenti ad un valore p_1 tale da non pilotare la valvola, lo stesso valore di p_1 tramite il foro F1 entra nella camera B, per poi passare nella camera C tramite i fori F3. Poiché lo spallamento S3 è dotato di ricoprimento positivo rispetto ai fori sulla bocca 4 della valvola,
25 risulta che le camere B e C sono isolate dal drenaggio della

stessa.

In tale condizione il cassetto 5 risulta bilanciato in quanto la bocca 1 e la camera C sono alla stessa pressione p_1 .

Il pistoncino 8 è soggetto alla pressione p_1 presente nella camera C e alla pressione del drenaggio presente nella camera D.

Sul pistoncino 8 si genera quindi una forza data dal prodotto fra la pressione p_1 e l'area di spinta A_8 , contrastata dalla forza di precarico della molla principale 11.

Fino a che la pressione p_1 non genera una forza tale da bilanciare la forza della molla 11 il pistoncino 8 non si muove, come rimane fermo il cassetto 5 grazie all'azione della molla secondaria 7 che lo mantiene solidale al pistoncino 8.

Quando p_1 supera il precarico della molla 11 il pistoncino 8 ed il cassetto 5, grazie all'azione della molla 7, si spostano verso l'alto, riducendo la luce sulla bocca 2 e riducendo il ricoprimento dello spallamento S3 verso i fori della bocca 4 della valvola 20.

Quando la pressione p_1 porta tale spallamento nella configurazione di ricoprimento nullo (vedere figura 5.2) si è raggiunta la posizione di scambio della valvola e la pressione p_1 è pari alla pressione di scambio in salita della valvola 20.

Un successivo lieve incremento della pressione p_1 determina, infatti, l'apertura dei fori della bocca 4 per mezzo dello spallamento S3 del cassetto 5.

Quando questo avviene la camera B e di conseguenza la camera C, tramite i fori F3, vengono collegate con la bocca 4, per

cui la pressione della camera C scende alla pressione del drenaggio.

Il pistoncino 8 risulta ora bilanciato (le camere C e D sono entrambe alla pressione di drenaggio), mentre il cassetto 5 si trova alla pressione p_1 in corrispondenza della bocca 1 e alla pressione di drenaggio nella camera C.

La forza che contrasta la molla principale 11 aumenta in quanto a parità di pressione p_1 l'area di spinta cambia dal valore A_8 del pistoncino al superiore valore A_5 del cassetto.

L'equilibrio del sistema viene, quindi, meno ed il cassetto 5 viene mandato a finecorsa assieme al pistoncino 8.

Riassumendo, il valore della pressione di pilotaggio in salita è pari alla forza di precarico della molla vista nella configurazione di figura 5.2, divisa per l'area del pistoncino A_8 ; non appena si supera tale posizione viene a mancare una condizione di equilibrio sul cursore che per questo viene spinto rapidamente a finecorsa.

Da sottolineare che il meccanismo di scambio si genera quando la luce sulla bocca 2 è ancora aperta (vedere figura 5.2).

A fine corsa invece tale luce è chiusa (vedere figura 5.5).

Molto importante notare che sia in posizione di riposo, sia in posizione di fine corsa, la bocca di pilotaggio 1, la bocca 2 e la bocca 3 sono isolate dalla bocca di drenaggio.

Non è quindi necessario avere un passaggio d'olio per mantenere pilotata la valvola 20.

La bocca 1 è connessa con il drenaggio solamente durante

lo scambio a partire dalla posizione rappresentata in figura 5.2 fino a quella rappresentata in figura 5.4.

Da ricordare che superata la posizione di figura 5.2, ovvero la posizioni di inizio scambio, la valvola 20 non trova una
5 successiva posizione di equilibrio fino al raggiungimento della posizione di fine corsa (vedere figura 5.5), per cui il tempo di scambio è molto basso.

La presenza della bocca 4 di drenaggio è stata, quindi, prevista per portare nella camera C la pressione dello stesso
10 drenaggio in modo da favorire lo scambio della valvola descritto e per non avere contropressione nella camera D del vano molla.

Raggiunta la posizione di finecorsa, la valvola mantiene tale posizione fino a che la pressione sulla bocca 1 non raggiunge il valore della pressione in discesa della valvola 20.

15 Tale valore di pressione, come verrà dimostrato, è pari alla forza di precarico della molla vista nella configurazione di figura 5.4, divisa per l'area del cassetto A8.

Più in dettaglio, in fase di diminuzione di pressione sulla bocca 1 della valvola, non accade nulla fino a che non si arriva
20 nella configurazione rappresentata in figura 5.4.

In tale condizione la bocca 1 della valvola è ancora isolata (ricoprimento nullo) sia dalla camera B, che dalla camera C che si trovano alla pressione di drenaggio.

Il cassetto 5, pertanto, è spinto dalla pressione p_1 sull'area
25 A5 ed è bilanciato dalla forza della molla 11.

Poiché l'area A_5 è maggiore dell'area di A_8 del pistoncino, la pressione di equilibrio è inferiore a quella di taratura in salita della valvola 20.

Non appena lo spallamento S_1 apre il foro sulla bocca 1, la
5 pressione nelle camere B e C inizia a riportarsi al valore di p_1 , per cui l'area di spinta che contrasta la molla 11 ritorna ad essere A_8 , ovvero quella del pistoncino 8.

Il livello di pressione è più basso rispetto al valore della taratura in salita, per cui ancora una volta l'insieme cassetto-
10 pistoncino non si trova in equilibrio, in quanto la forza della molla 11 supera il valore della pressione p_1 (pari alla pressione di taratura in discesa) moltiplicata per l'area del pistoncino A_8 .

Questo determina che la valvola 20 sia spinta nella posizione di riposo rappresentata in figura 5.1.

15 Anche in questo caso il meccanismo di scambio si genera quando la luce sulla bocca 2 è ancora chiusa (vedere figura 5.4).

A riposo invece tale luce risulta aperta (vedere figura 5.1).

Il meccanismo di scambio descritto per la valvola 20 normalmente aperta è il medesimo di quello della valvola 20
20 normalmente chiusa, con la differenza che la luce fra le bocche 2 si trova nello stato logico opposto in ogni configurazione della valvola (vedere figure da 5.1 a 5.5).

Durante il meccanismo di scambio entrano in gioco altre forze oltre a quelle della molla 11 e della pressione p_1 . Tali forze
25 sono le forze di flusso che si generano in prossimità dell'apertura

delle luci o in vicinanza della chiusura delle stesse.

Per limitarne l'effetto è possibile introdurre dei deflettori che non sono altro che dei tratti di cursore a diametro maggiorato.

In figura 5.1 è rappresentato il deflettore D utilizzato per
5 ridurre l'effetto delle forze di flusso al momento della apertura della luce sulla bocca 2 della valvola 20.

Il fenomeno delle forze di flusso potrebbe presentarsi anche al momento dell'apertura degli spallamenti S1 ed S3.

E' comunque possibile inserire dei deflettori anche sugli
10 spallamenti S1 ed S3 al fine di non risentire di tali effetti.

Un'ulteriore fattore che interviene sul meccanismo di scambio è rappresentato dalla dimensione dei fori F1 ed F2 presenti sul cassetto 5.

Tali fori modificano la velocità con la quale le camere B e C
15 possono modificare il proprio livello di pressione, in particolar modo passando dalla pressione del drenaggio a quella della bocca di pilotaggio 1.

Variando la dimensione di tali fori è possibile intervenire sulla velocità di scambio privilegiando quello in regime di salita
20 della pressione, piuttosto che quello in regime di discesa o viceversa.

Un'ulteriore possibile intervento che consentirebbe di modificare tali tempi di scambio è quello di inserire un ulteriore grano nella posizione G di figura 5.1, per comodità di
25 raffigurazione indicato con un quadrato tratteggiato all'interno del

condotto a camera B.

Intervenire sulle dimensioni dei fori F1, F2 e/o del grano G, consente quindi una ottimizzazione dei tempi di scambio in modo da migliorare la stabilità del sistema nel quale la valvola viene
5 inserita.

VARIANTI DI REALIZZAZIONE

E' possibile sostituire i due suddetti componenti separati cassetto 5 e pistoncino 8 con un unico componente.

Il principale vantaggio di mantenere i componenti separati è
10 che non è necessaria una coassialità spinta fra il diametro interno della boccola 9 e della cartuccia 6, zone dove devono potere scorrere liberamente il cassetto 5 ed il pistoncino 8.

Un ulteriore vantaggio è rappresentato dal fatto che la rettifica di un componente unico su due diametri è sicuramente
15 più complessa rispetto a quella di due componenti distinti.

Lo svantaggio della soluzione indicata nella figura 5.1 è rappresentato dalla necessità di impiegare la molla secondaria 7 che invece non sarebbe necessaria se i componenti 5 e 8 fossero uniti, ovvero solidali.

20 Ulteriore variante costruttiva è realizzabile inserendo dei grani forati all'interno del cassetto 5 al posto dei fori calibrati F1, F2 (atti a porre in comunicazione le camere interne B e C con le bocche 1 e 4), per poter adattare più velocemente la valvola 20 alle diverse esigenze dell'impianto all'interno del quale viene
25 collocata senza dover modificare la geometria del cassetto.

RIVENDICAZIONI

1. Valvola (20) a cassetto (5), diretta, a quattro vie, differenziale a doppia taratura e con pilotaggio esterno, normalmente aperta o normalmente chiusa, del tipo
- 5 comprendente: una bocca (1) di pilotaggio, bocche (2, 3) di ingresso e uscita e di passaggio della portata, una bocca (4) di drenaggio, collegata a scarico; dette bocche (1, 2, 3, 4) sono ricavate in una cartuccia (6) della valvola (20) all'interno della quale è libero di scorrere il cassetto (5)
- 10 entro un corrispondente foro di area (A5); un pistoncino (8), di area di spinta (A8), a sua volta scorrevole assialmente all'interno di una boccola (9) coassiale a detta cartuccia (6); un mezzo (11) elastico, agente contro detto pistoncino (8) sul lato opposto al cassetto (5), il cui precarico determina la
- 15 taratura della valvola (20); detta valvola (20) definente due posizioni limite di cui:
- a. una di riposo, in cui il collegamento fra le bocche (2) e (3) è aperto nel caso di valvola normalmente aperta o chiuso nel caso di valvola normalmente chiusa,
- 20 b. una di finecorsa, in cui il collegamento fra le bocche (2) e (3) è chiuso nel caso di valvola normalmente aperta o aperto nel caso di valvola normalmente chiusa,
- caratterizzata dal fatto che per entrambe le suddette
- 25 posizioni di riposo e finecorsa, la bocca di pilotaggio (1) e le

bocche (2) e (3) sono isolate dalla bocca (4) di drenaggio.

2. Valvola (20) secondo la rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che la bocca 1 è connessa con il drenaggio (4) solamente durante la fase di scambio che inizia:

5 a. in fase di aumento della pressione di pilotaggio quando la pressione sulla bocca (1) di pilotaggio raggiunge il valore della pressione di taratura in salita, pari al valore della forza di precarico della molla (11) divisa per l'area (A8) del pistoncino (8),

10 b. in fase di diminuzione della pressione di pilotaggio quando la pressione sulla bocca (1) di pilotaggio raggiunge il valore della pressione di taratura in discesa, pari al valore della forza di precarico della molla (11) divisa per l'area (A5) del cassetto (A5),

15 una volta superato la posizione di inizio scambio, detta valvola (20) non trova una successiva posizione di equilibrio fino al raggiungimento, in fase di aumento della pressione, della posizione di finecorsa, in fase di diminuzione della pressione della posizione, del raggiungimento di quella di
20 riposo; la posizione di effettivo scambio, ovvero quando viene aperto oppure chiuso il collegamento fra le bocche (2) e (3), è sempre compresa all'interno di questa fase di transizione.

3. Valvola (20) secondo la rivendicazione 1, 2 e 3
25 caratterizzata dal fatto che il valore della pressione di

- taratura in salita è sempre superiore a quello della pressione di taratura in discesa ed il rapporto fra tali valori è pari al differenziale della valvola, calcolabile anche come rapporto fra l'area (A5) di spinta del cassetto (5) e quella (A8) del pistoncino (8).
- 5
4. Valvola (20) secondo la rivendicazione 1 e 2, caratterizzata dal fatto che il meccanismo di scambio, in regime di salita della pressione, piuttosto che quello in regime di discesa, viene regolato, in velocità di attuazione, dalla dimensione di
- 10
- fori (F1) ed (F2), sul cassetto (5), atti a porre in comunicazione le camere interne (B) e (C) con le bocche (1) e (4).
5. Valvola (20) secondo la rivendicazione 4, caratterizzata dal fatto che comprende un ulteriore grano (G) all'interno del
- 15
- condotto a camera (B).
6. Valvola (20) secondo la rivendicazione 4 o 5, caratterizzata dal fatto che comprende grani forati all'interno del cassetto (5) al posto dei fori calibrati (F1, F2), per poter adattare più velocemente la valvola (20) alle diverse esigenze
- 20
- dell'impianto all'interno del quale viene collocata senza dover modificare la geometria del cassetto (5).
7. Valvola (20) secondo la rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che cassetto (5) e pistoncino (8) sono elementi separati ed una molla secondaria (7) mantiene solidali detti
- 25
- due componenti (5) ed (8) durante il funzionamento.

8. Valvola (20) secondo la rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che cassetto (5) e pistoncino (8) sono combinati e solidali in un unico componente.
- 5 9. Valvola (20) secondo la rivendicazione 1 caratterizzata dal fatto che comprende ulteriormente dei deflettori per limitare le forze di flusso che si generano, durante il meccanismo di scambio, in prossimità dell'apertura delle luci o in vicinanza della chiusura delle stesse.
- 10 10. Valvola (20) secondo la rivendicazione 9 caratterizzata dal fatto che detti deflettori sono dei tratti a diametro maggiorato sul cassetto (5).

CLAIMS

1. Externally piloted, double settings, normally opened or normally closed, four ways, direct acting, differential, spool valve of a type comprising: a pilot port (1), input, output and through flow ports (2, 3), a draining port (4),
5 connected to a drainage; said ports (1, 2, 3, 4) are made in a cartridge (6) of the valve (20), a spool (5) freely slides in a corresponding hole of area (A5) inside said cartridge (6); a plunger (8) of thrusting area (A8) axially slides in a
10 bushing (9) coaxial with said cartridge (6); resilient means (11), acting against said plunger (8) on a side opposed to the spool (5), whose preload determines the setting of the valve (20); said valve (20) defining two limit positions wherein:
- 15 a. a rest position, wherein is open the connection between ports (2) and (3) when the valve is normally opened or it is closed when the valve is normally closed,
- 20 b. a stop position, wherein the connection between ports (2) and (3) is closed when the valve is normally opened or is opened when the valve is normally closed,
- characterized by the fact in both said rest and stop positions, the pilot port (1) and the ports (2) and (3) are

isolated from the draining port (4).

2. Valve (20) according to claim 1, characterized by the fact the port (1) is connected to the drainage (4) only during a switching step which starts:

5 a. in a step of increasing the pilot pressure when the pilot port (1) pressure reaches the increasing setting pressure value, equal to the value of the preload force of the spring (11) divided by the area (A8) of the plunger (8),

10 b. in a step of decreasing the pilot pressure when the port (1) pilot pressure reaches the decreasing setting pressure value, equal to a spring (11) preload force value divided by the area (A5) of the spool (5),

15 said valve (20) once has passed the start switching position, does not find the next equilibrium position until it reaches,

- in the increasing pressure step of the stop position,
- in the decreasing pressure step of the rest position,

20 the position of effective switching, that is when the connection between the ports (2) and (3) is opened or closed, which is always comprised inside this transition step.

3. Valve (20) according to claim 1, 2 and 3, characterized by the fact that the increasing pressure setting value is always

greater than one of the decreasing adjusting pressure and the ratio between such values is equal to the valve differential, calculated also as a ratio between the spool (5) thrusting area (A5) and the plunger (8) area (A8).

- 5 4. Valve (20) according to claim 1 and 2, characterized by the fact the switching mechanism, in a condition of increasing pressure, rather than in a decreasing pressure condition, is adjusted, according to the activation speed, by the holes (F1) and (F2) size, on the spool (5), said holes being
- 10 adapted to put in communication said inner chambers (B) and (C) with the ports (1) and (4).
5. Valve (20) according to claim 4, characterized by the fact it comprises a further grub screw (G) inside the chamber duct (B).
- 15 6. Valve (20) according to claim 4 or 5, characterized by the fact it comprises bored grub screws inside the spool (5) instead of adjusted holes (F1, F2), for more rapidly adapting the valve (20) to the different needs of the plant where the valve is located without modifying the spool (5)
- 20 geometry.
7. Valve (20) according to claim (1), characterized by the fact the spool (5) and plunger (8) are distinct elements and a secondary spring (7) keeps integral said two components (5) and (8) during the operation.

8. Valve (20) according to claim 1, characterized by the fact the spool (5) and plunger (8) are combined and integrated in one component.
- 5 9. Valve (20) according to claim 2, characterized by the fact it moreover comprises deflectors for limiting the flow forces generated, during the switching operation, adjacent the ports.
- 10 10. Valve (20) according to claim 9 characterized by the fact said deflectors are segments of increased diameter on the spool (5).



Ing. Benelli Cristian
Albo n. 1193 BM

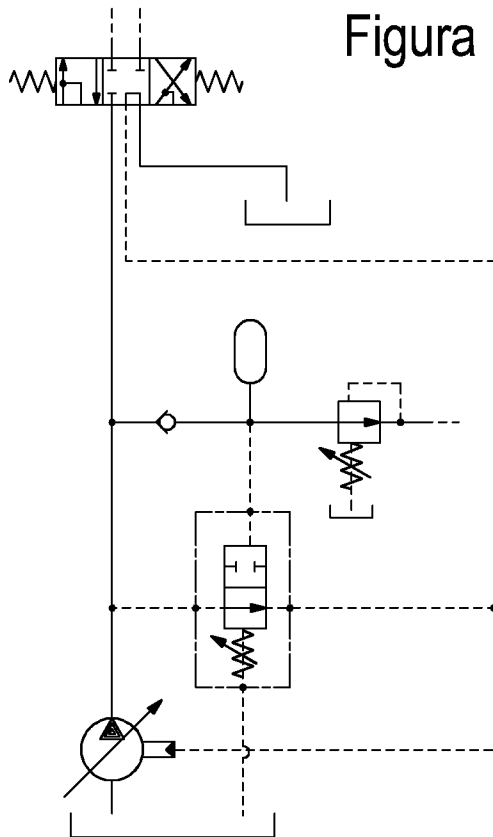


Figura 1.1

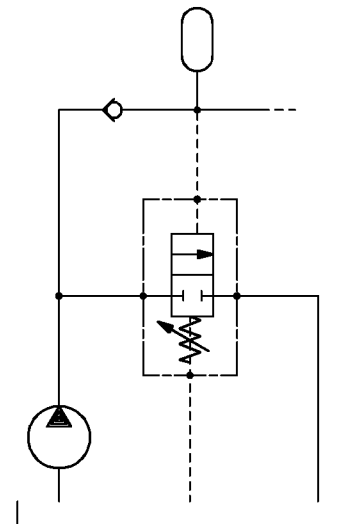


Figura 1.2

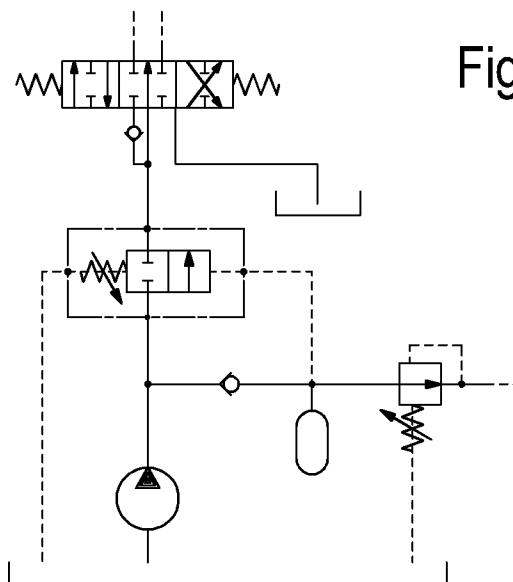


Figura 1.3

Figura 3.1

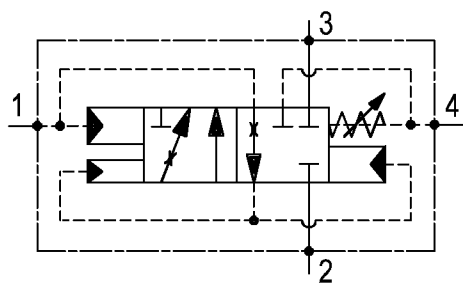


Figura 3.2

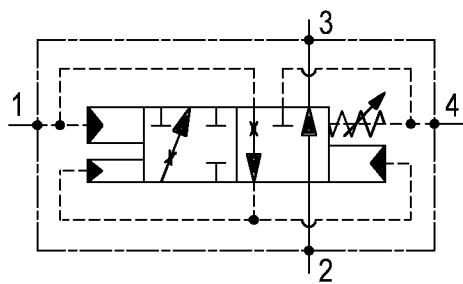


Figura 3.3

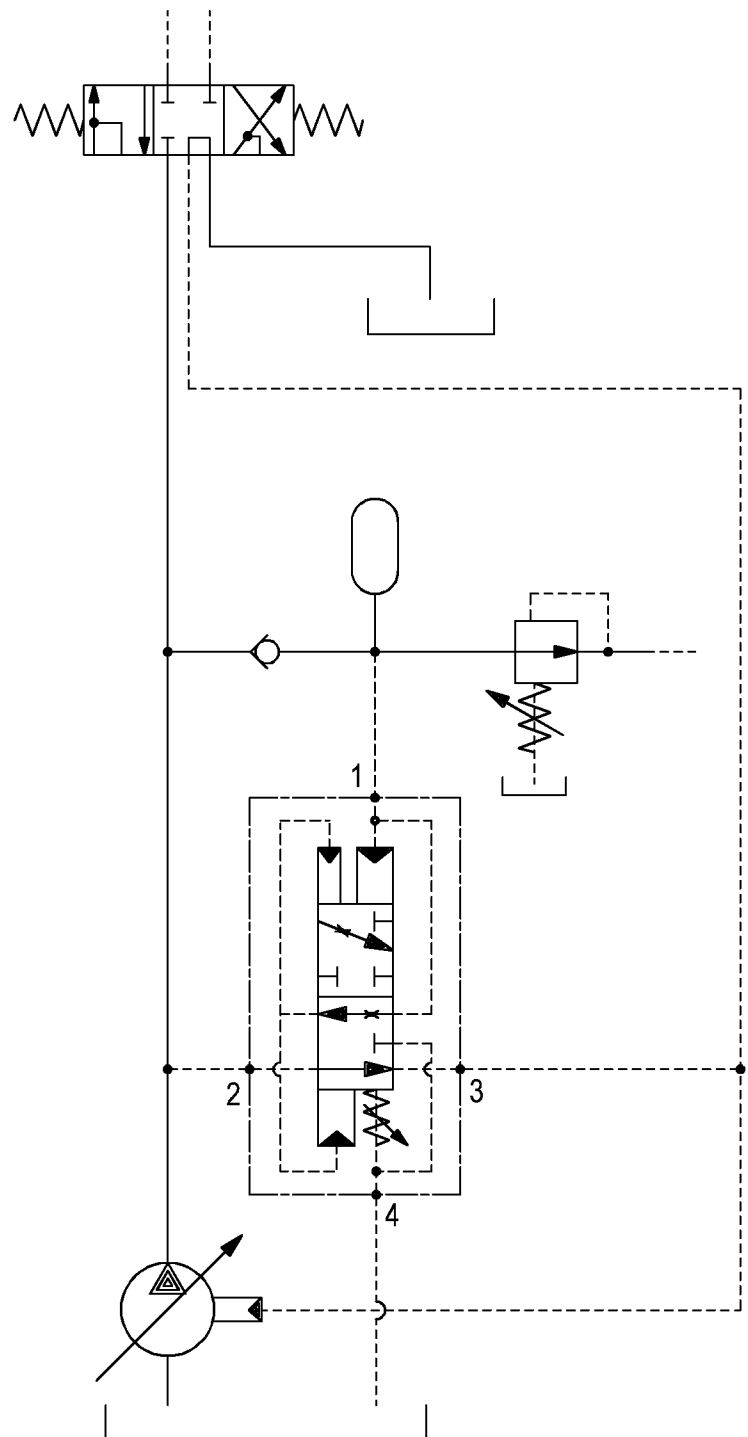


Figura 4.1

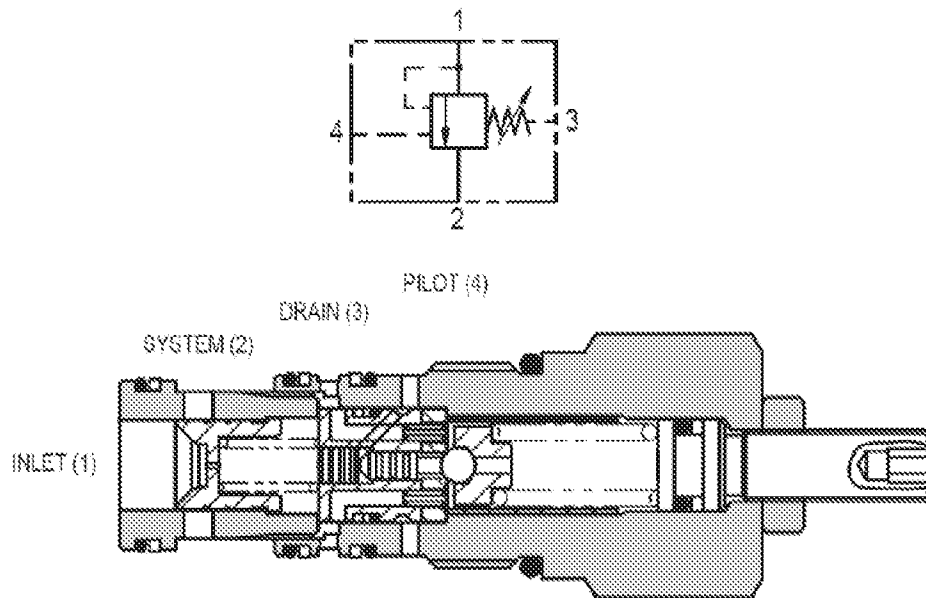


Figura 4.2

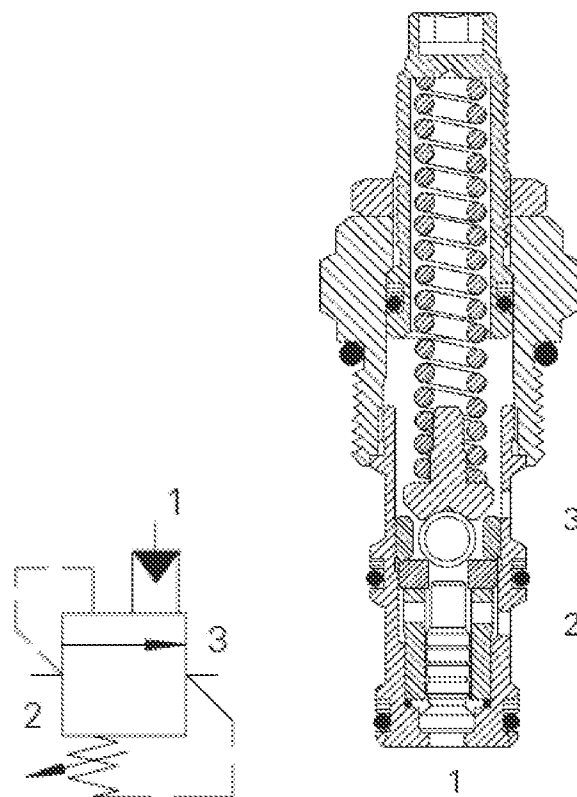


Figura5.1

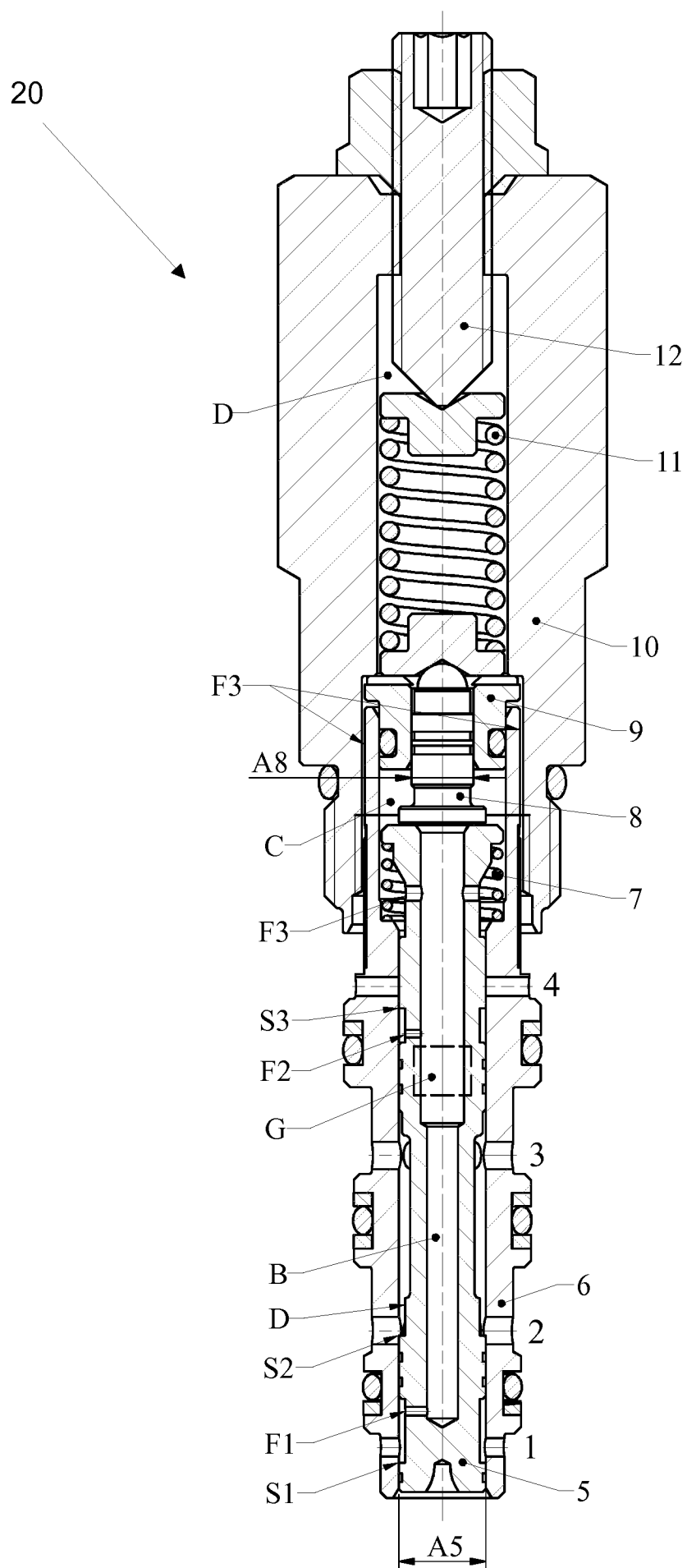


Figura5.2

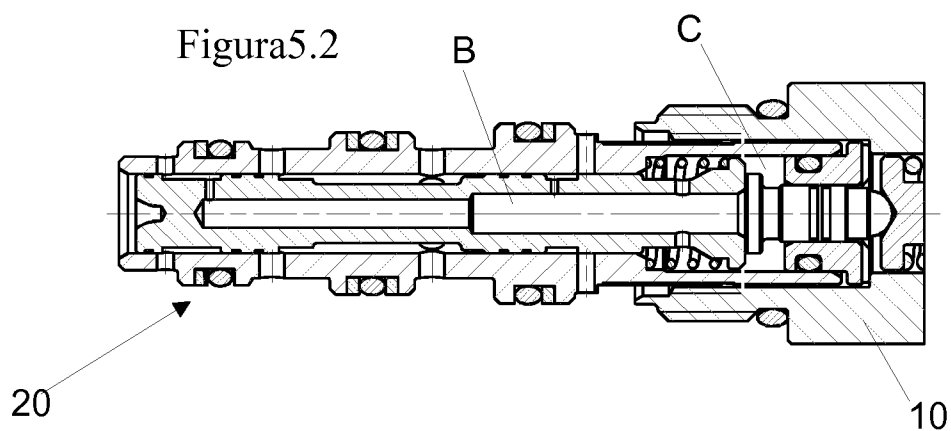


Figura5.3

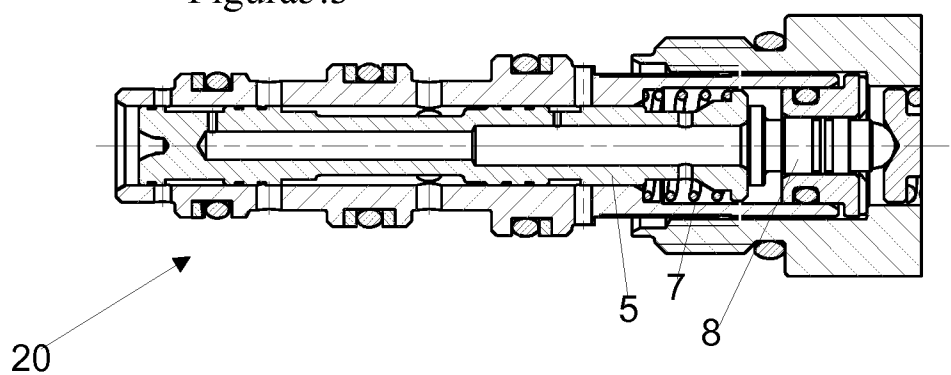


Figura5.4

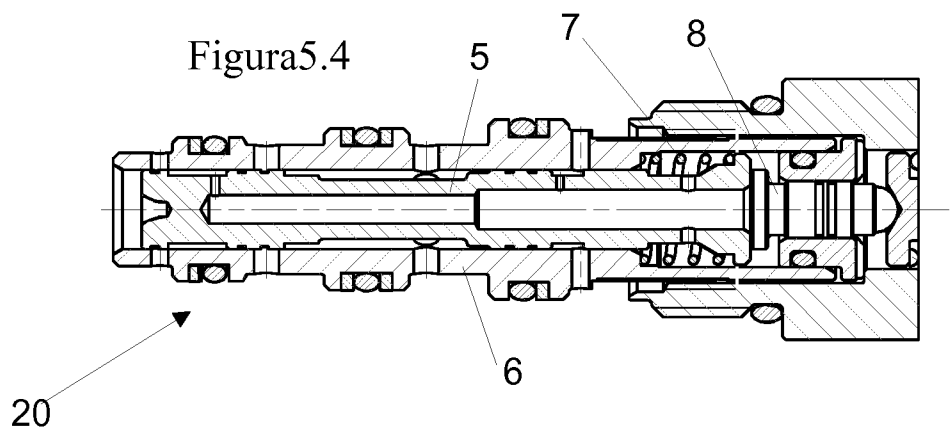


Figura5.5

