



MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO
DIREZIONE GENERALE PER LA TUTELA DELLA PROPRIETÀ INDUSTRIALE
UFFICIO ITALIANO BREVETTI E MARCHI

UIBM

DOMANDA NUMERO	101997900579214
Data Deposito	03/03/1997
Data Pubblicazione	03/09/1998

Priorità	19608801.1
Nazione Priorità	DE
Data Deposito Priorità	

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
F	16	K		
Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
F	15	B		

Titolo

VALVOLA IDRAULICA DI RITENUTA DEL CARICO E DI FRENATURA DI DISCESA

DESCRIZIONE dell'invenzione industriale dal titolo:

"VALVOLA IDRAULICA DI RITENUTA DEL CARICO E DI FRENATURA DI DISCESA"

MI 97A 0455

della OIL-CONTROL GmbH, con sede a Königsbrunn (Germania)

TESTO DELLA DESCRIZIONE

3 MAR. 1997

L'invenzione riguarda una valvola idraulica di ritenuta del carico e di frenatura di discesa, come quella che trova impiego in macchine idrauliche con organi sollevabili e abbassabili, per esempio escavatrici a cucchiaio, verricelli idraulici, gru idrauliche, e simili.

In tali macchine, la valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa serve come organo di sicurezza, collegato fra valvola di comando e cilindro idraulico, per la salvaguardia di funzioni di sicurezza contro una discesa indesiderata dell'organo sollevato della macchina interessata sotto il suo peso proprio o l'influenza di un carico portato, e in particolare per impedire un pericoloso insaccamento del carico o dell'organo di supporto del carico della macchina per la prevenzione di incidenti in caso di guasti del sistema idraulico, poichè la valvola di comando, con cui sono commutabili gli stati di "sollevamento", "discesa", e "arresto", in particolare nel caso di una rottura di un tubo, non può salvaguardare queste funzioni di sicurezza.

Tali valvole di ritenuta del carico e di frenatura di discesa sono note. Esse riuniscono solitamente in sè più

funzioni, cioè innanzitutto la ritenuta, senza dispersioni del carico massimo applicato, in secondo luogo la limitazione del valore della pressione applicata da parte del carico, in terzo luogo il comando per l'abbassamento desiderato del carico, e in quarto luogo una funzione di valvola di non ritorno durante il sollevamento del carico.

In vista di un modo costruttivo economico, tali valvole di ritenuta del carico e di frenatura di discesa vengono costruiti in modo tale che tutti i componenti funzionali siano disposti su un asse e di conseguenza siano montati in un foro longitudinale di un blocco di valvola.

Corrispondentemente, tali valvole di ritenuta del carico e di frenatura di discesa sono costruite come valvola a stantuffo e presentano uno stantuffo di valvola mobile assialmente, il quale è precaricato assialmente per mezzo di una molla elicoidale nella sua posizione di chiusura. Il foro assiale, in cui è mobile lo stantuffo di valvola, è in connessione con fori trasversali, disposti sfalsati, del blocco di valvola, che sono collegati alla valvola di comando, eseguita come distributore, e al cilindro idraulico. Questi due fori trasversali sono quindi connessi insieme tramite il foro assiale, in cui si estende lo stantuffo di valvola. Inoltre, nella sezione di foro assiale fra i due fori trasversali, si trova un manicotto, il quale è spostabile assialmente sia rispetto al blocco di valvola sia anche rispetto allo stantuffo di valvola, ed è precaricato anch'esso per mezzo

di una molla di compressione elicoidale in senso opposto allo stantuffo di valvola in una posizione di chiusura. Stantuffo di valvola e manicotto interagiscono insieme in modo tale che venga chiusa una fessura anulare, presente fra la sezione di foro assiale e lo stantuffo di valvola più piccolo di diametro, quando sia lo stantuffo di valvola sia anche il manicotto si trovano nella posizione di chiusura.

Il foro trasversale connesso con la valvola di comando si trova, rispetto alla direzione di precarico della molla del manicotto, per metà davanti al manicotto, e il foro trasversale connesso con il cilindro idraulico si trova per metà dietro il manicotto in connessione con il foro assiale.

Con ciò la funzione di ritenuta del carico della valvola risulta tale che quando l'organo di supporto del carico è sollevato, la pressione idraulica provocata dal carico agisca nella stessa direzione del precarico della molla sul manicotto, e questo venga quindi ritenuto nella posizione di chiusura, inoltre in una certa misura sullo stantuffo di valvola agisce in direzione di apertura, questo però, per effetto del precarico della molla opportunamente forte, rimane nella posizione di chiusura. Il precarico di molla dello stantuffo di valvola è solitamente regolabile e provoca una funzione di limitazione di pressione sul lato del carico, in quanto al superamento della pressione consentita la pressione idraulica dal lato del carico apre un pò lo stantuffo di valvola contro il suo precarico di

molla. Per il sollevamento del carico, la pressione idraulica proveniente dalla valvola di comando, agente ora contro il precarico di molla del manicotto per il sollevamento dell'organo di carico, provoca un'apertura del manicotto in senso opposto al suo precarico di molla, cosicchè la pressione giunge al cilindro idraulico e provoca il sollevamento dell'organo di carico, mentre lo stantuffo di valvola rimane nella sua posizione di chiusura. La connessione idraulica avviene in questo stato attraverso la fessura anulare, realizzata quando il manicotto è spinto indietro, fra il manicotto e lo stantuffo.

Per l'abbassamento desiderato del carico, contemporaneamente alla sollecitazione in senso opposto del cilindro idraulico, viene applicata una pressione di comando attraverso un collegamento di comando allo stantuffo di valvola, per spostare quest'ultimo in senso opposto al suo precarico di molla in direzione di apertura, mentre il manicotto rimane nella sua posizione di chiusura. In questo caso, grazie allo spostamento dello stantuffo di valvola, viene realizzata una fessura anulare fra manicotto e stantuffo di valvola e quindi una connessione idraulica fra i fori trasversali.

La cavità di molla, in cui si trova la molla di compressione che precarica lo stantuffo di valvola nella sua direzione di chiusura, è scaricata attraverso un foro estendentesi solitamente nello stantuffo di valvola, che conduce in una cavità che è in connessione con un collegamento al serbatoio idraulico. Con ciò

si impedisce che la cavità di molla, a causa di olio idraulico fuoriuscente, possa venire messa sotto pressione e possa venire perciò bloccato un comando dello stantuffo di valvola.

Esiste ora un rischio, seppure ridotto, ma comunque molto significativo dal punto di vista di possibili conseguenze di incidente, che la molla, che precarica lo stantuffo di valvola nella sua direzione di chiusura, possa rompersi. Una tale rottura di molla avrebbe come conseguenza un'apertura brusca dello stantuffo di valvola e un insaccamento corrispondente del carico. Questo è pericoloso in particolare nel caso di gru idrauliche, ove un braccio azionato idraulicamente può insaccarsi e un tale insaccamento potrebbe comportare già il rovesciamento della gru. Ma anche in escavatrici a cucchiaio o altre macchine idrauliche, questo rischio è comunque molto significativo, in vista del fatto che persone potrebbero venire colpite o schiacciate dal carico che si insacca.

Per gru idrauliche vi sono quindi già particolari esecuzioni di tali valvole di ritenuta del carico e di frenatura di discesa, in cui lo stantuffo di valvola nel caso di impiego statico è precaricato non soltanto mediante forza di molla; bensì inoltre idraulicamente in direzione di chiusura, e di volta in volta per il comando deve avvenire uno scaricamento del precarico idraulico dello stantuffo di valvola. In questo caso la valvola di ritenuta di carico e di frenatura di discesa non può più però avere una struttura monoassiale, per cui tali dispositivi di valvola

particolarmente sicuri sono anche particolarmente costosi.

Alla base dell'invenzione vi è lo scopo di realizzare una valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa a struttura monoassiale, in cui lo stantuffo di valvola sia precaricato nel modo tradizionale mediante una molla di precarico in direzione di chiusura, ove però siano prese particolari misure di sicurezza contro una rottura della molla, che impediscano affidabilmente una caduta rispettivamente del carico e dell'organo di supporto del carico della macchina idraulica in caso di una rottura di molla.

Questo scopo viene raggiunto secondo l'invenzione mediante la disposizione indicata nella rivendicazione 1.

Vantaggiose forme d'esecuzione dell'invenzione sono oggetto delle sottorivendicazioni.

Vantaggi e modo di funzionamento delle misure di sicurezza secondo l'invenzione risultano dalla seguente descrizione di un esempio d'esecuzione con l'aiuto dei disegni allegati, in cui:

la figura 1 mostra in sezione assiale una valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa secondo l'invenzione in sezione assiale, ove inoltre per una migliore comprensione è rappresentato insieme schematicamente il circuito idraulico con valvola di comando a cilindro idraulico;

la figura 2 mostra anch'essa in sezione assiale una valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa secondo l'invenzione (senza il restante circuito idraulico) con forma di

molla modificata e compensazione della pressione del carico per pressione di comando indipendente dal carico.

La figura 1 mostra innanzitutto come la valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa è collegata complessivamente nella disposizione idraulica. Una valvola di comando V, eseguita come distributore, presenta dal lato di ingresso (inferiormente nel disegno) un collegamento connesso con la pompa (non rappresentata) e un collegamento connesso con il serbatoio idraulico, e dei due collegamenti V1 e V2 dal lato d'uscita, il primo collegamento V1 conduce, attraverso una condotta idraulica diretta, ad un collegamento C1 di un cilindro idraulico C con uno stantuffo idraulico K, e dall'altro collegamento V2 della valvola di comando V, una condotta idraulica attraverso la valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa conduce all'altro collegamento C2 del cilindro idraulico C. Come si vede, il collegamento C2 del cilindro idraulico è quello attraverso il quale avviene la pressione per il sollevamento del carico (lo stantuffo K agisce sull'organo di supporto del carico di una macchina idraulica), mentre il collegamento C1 del cilindro idraulico C è quello attraverso il quale avviene l'alimentazione con pressione per l'abbassamento del carico. Il collegamento C2 è quindi quello attraverso il quale, a carico sollevato, agisce la pressione idraulica provocata dal carico, cosicchè nella condotta idraulica che conduce a questo collegamento è collegata la valvola di ritenuta del carico e di

frenatura di discesa.

La valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa presenta come componenti sostanziali un blocco di valvola 10 con un foro assiale 11 passante, uno stantuffo di valvola 20, guidato in modo spostabile nel foro assiale, un manicotto 30, disposto anch'esso spostabile nel foro assiale, un corpo di molla 40, montato nella parte di estremità superiore del foro assiale, e un tappo di chiusura 50, avvitato nella parte di estremità inferiore del foro assiale.

Nel blocco di valvola 10 sono formati più fori trasversali che sono in collegamento con il foro assiale 11, cioè un foro trasversale 12 connesso con il collegamento della valvola di comando V2, un foro trasversale 13, connesso con il collegamento col cilindro C2, un foro trasversale 14, previsto per il collegamento di una condotta di misura M, un foro trasversale 15, previsto per il collegamento di una condotta di scarico al serbatoio idraulico T, e un foro trasversale 16, che serve per l'applicazione di una pressione di comando.

Nel corpo di molla 40 è alloggiata una molla di compressione 41, che precarica lo stantuffo di valvola 20 verso il basso nella sua posizione di chiusura, quindi contro il tappo di chiusura 50, la quale molla si sostiene superiormente in una sede di molla 42, regolabile per la regolazione della limitazione di pressione, e inferiormente agisce tramite un cono di centraggio 42 sullo stantuffo di valvola 20.

Una zona di superficie frontale 24, rivolta verso il foro trasversale 13, è dimensionata in modo tale che la pressione idraulica provocata dalla pressione del carico, agente su di essa, che proviene dal collegamento col cilindro C2, eserciti sullo stantuffo di valvola 20 una forza che si oppone al precarico della molla 41. In caso di pressione eccessiva in C2 avviene perciò un certo movimento dello stantuffo di valvola 20 in direzione di apertura vincendo la molla 41, cosicchè la sovrappressione viene scaricata verso V2. In questo consiste la funzione di limitazione di pressione.

La cavità di molla 44 nel corpo di molla 40 è scaricata attraverso un foro longitudinale 21 nello stantuffo di valvola 20, che sbocca nella zona del foro trasversale 15 nel foro assiale 11. L'olio che sfugge nella cavità di molla può defluire quindi attraverso il foro trasversale 15 e la conduttura di scarico ad esso collegata nel serbatoio T.

Il manicotto 30 viene precaricato verso l'alto mediante una molla di compressione 31, che si sostiene inferiormente su uno scalino del foro assiale 11, quindi nella direzione opposta rispetto allo stantuffo di valvola 20. Perciò il manicotto 30 viene spinto contro un arresto superiore, che è formato da uno spallamento inferiore del collo del corpo di molla 40, in cui sono formate aperture laterali 45 per la comunicazione della cavità interna con il foro trasversale 12, come rappresentato.

Come rappresentato, quando lo stantuffo di valvola 20 si

trova in posizione di chiusura e il manicotto 30 si trova anch'esso in posizione di chiusura, questi due elementi interagiscono con una superficie anulare esterna dello stantuffo di valvola 20 ed una superficie anulare interna corrispondente del manicotto 30 in modo tale che essi chiudano la sezione del foro assiale 11 estendentesi fra i fori trasversali 12 e 13.

Per il sollevamento del carico, attraverso la valvola di comando V, la condotta idraulica connessa con il collegamento V2 viene alimentata a compressione, mentre l'olio sotto pressione entra attraverso il foro trasversale 12 nel blocco di valvola 10, spinge indietro il manicotto 30 vincendo la molla 31, libera perciò una fessura anulare fra il manicotto e lo stantuffo di valvola 20, e quindi esce attraverso il foro trasversale 13 verso il collegamento col cilindro C2. Il manicotto 30 agisce in questo caso come valvola di non ritorno.

Per l'abbassamento del carico avviene un'alimentazione a compressione della condotta, connessa con il collegamento di valvola V1, verso il collegamento col cilindro C1, mentre viene scaricata la condotta connessa con il collegamento di valvola V2. Contemporaneamente avviene (nel disegno come collegamento diretto del collegamento di valvola V1 con il collegamento estendentesi alla condotta di comando P verso il foro trasversale 6) una sollecitazione dello stantuffo di valvola 20 tale che questo viene sollevato contro la sua molla di precarico 41 e perciò viene aperta nuovamente una fessura anulare fra

stantuffo di valvola 20 e manicotto 30, cosicchè dal collegamento col cilindro C2 può defluire olio sotto pressione attraverso la valvola di ritenuta del carico verso il collegamento di valvola V2.

In caso di rottura della molla 41, a carico sollevato, la pressione idraulica provocata dal carico, agente attraverso il foro trasversale 13, sposterebbe lo stantuffo di valvola 20 in direzione di apertura e il carico si insaccherebbe.

La valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa secondo l'invenzione rappresentata presenta, come particolarità secondo l'invenzione, un ulteriore foro longitudinale 22 nello stantuffo di valvola 20, che connette la cavità di molla 44 del corpo di valvola 40 con la parte del foro assiale connessa con il foro trasversale 13. Lo sbocco di questo foro longitudinale 22 nella cavità di molla 44 è chiuso in questo caso dal cono di centraggio 43. Questo quindi serve anche come corpo di valvola.

Se allora, in caso di carico sollevato e pressione idraulica corrispondente provocata dal carico attraverso il foro trasversale 13, la molla 41 si dovesse rompere, il corpo di centraggio 43, in base alla pressione idraulica nel foro longitudinale 22, si solleverebbe e libererebbe lo sbocco di questo foro longitudinale 22 nella cavità di molla 44. La cavità di molla 44 verrebbe allora riempita in brevissimo tempo con olio idraulico dal lato del carico, e quindi eserciterebbe una pressione di precarico idraulica, sostituyente più volte l'effetto

di molla, sullo stantuffo di valvola 20, che porta e ritiene allora quest'ultimo in posizione di chiusura. In effetti il carico si insaccherà quindi inizialmente di un piccolo tratto, ma verrà immediatamente arrestato, cosicchè è assicurata la sicurezza contro una caduta o un completo insaccamento del carico in caso di rottura della molla, e avviene una ritenuta completa del carico anche in queste condizioni.

E' evidente che l'effetto appena descritto presuppone che l'olio che entra nella cavità di molla 44 non possa defluire attraverso il foro di scarico 21 nello stantuffo di valvola. A tale scopo è montata una sicurezza contro la rottura di tubo 60, che è rappresentata in figura 1 schematicamente nel foro di scarico 21, ma praticamente può essere montata nel foro trasversale 15. Una tale sicurezza contro la rottura di tubo è un meccanismo valvolare il quale, in caso di piccole correnti di perdita, è aperto, ma si chiude immediatamente quando si manifesta un flusso maggiore.

Per il miglioramento dell'effetto secondo l'invenzione la molla 41, come rappresentato, non è eseguita come molla elicoidale cilindrica, bensì eseguita panciuta, affinché nel caso di una rottura di molla venga impedito che le spire nella zona del punto di rottura poggino direttamente l'una sull'altra, e abbia luogo un'apertura del corpo di centraggio 43 soltanto in misura ridotta, cosa che avrebbe come conseguenza un riempimento relativamente lento della cavità di molla 44. Grazie alla

particolare esecuzione della molla, in caso di una rottura di molla si manifesta un'intensa contrazione della molla e quindi un'apertura completa dello sbocco del foro longitudinale dello stantuffo di valvola 22 nella cavità di molla 44.

La forma d'esecuzione secondo la figura 2 mostra innanzitutto un'altra forma d'esecuzione della molla 41 in forma conica, per mostrare che esistono più possibilità di esecuzione per la molla 41.

Come ulteriore particolarità rispetto alla forma d'esecuzione di figura 1, la forma d'esecuzione secondo la figura 2 mostra una compensazione della pressione del carico. A tale scopo è sostanziale che, come anche nel caso della forma d'esecuzione secondo la figura 1 per ragioni costruttive, la parte dello stantuffo di valvola 20, investita dalla pressione di comando P attraverso il foro trasversale 16, sia eseguita come spintore 25 separato, agente sul restante stantuffo di valvola 20. Il blocco di valvola presenta un foro trasversale 17 supplementare, che è collegato, così come il foro trasversale 13, al collegamento col cilindro C2 dal lato della pressione di carico. Questo agisce su un piccolo spallamento 23, rappresentato nel disegno soltanto mediante un bordo, dello spintore 25 nella direzione opposta alla pressione di comando. La superficie di sezione trasversale efficace di questo scalino 23 è dimensionata in modo tale che la forza assiale, corrispondente alla pressione idraulica provocata dal carico, opponentesi alla pressione di

comando, sullo spintore è di uguale grandezza della forza assiale che la pressione idraulica provocata dal carico esercita sullo stantuffo di valvola vero e proprio nel foro trasversale 13 in direzione di apertura.

Ciò significa che la superficie dello scalino 23 è uguale alla superficie netta della zona di superficie frontale 24 sullo stantuffo di valvola 20, ove per superficie netta si intende la sua superficie complessiva meno la superficie frontale 26, esposta alla pressione nel foro trasversale 13, orientata in senso opposto, sullo stantuffo di valvola 20. Allora, in completa indipendenza dalla rispettiva grandezza assoluta della pressione comune nei fori trasversali 13 e 17 e sul collegamento col cilindro C2 e di conseguenza indipendentemente dalla pressione di carico, le forze generate da questa pressione, che spingono lo stantuffo di valvola 20 in direzione di apertura e lo spintore 25 nella direzione opposta, sono sempre esattamente di uguale grandezza. Perciò si può lavorare con pressione di comando costante attraverso la conduttura di comando P verso il foro trasversale 16, poichè allora la pressione di comando è completamente indipendente dal carico, quindi può essere sempre costante indipendentemente da un carico grande o piccolo. La pressione di comando necessaria è predeterminata allora soltanto dalla forza di precarico regolata della molla 41.

Poichè però lo spintore 25 compensato nella pressione del carico è un pezzo separato dello stantuffo di valvola 20, questa

compensazione della pressione del carico non agisce sullo stantuffo di valvola 20 come tale, cosicchè la funzione di limitazione di pressione non viene pregiudicata.

Un ulteriore perfezionamento vantaggioso, applicabile per entrambi gli esempi d'esecuzione descritti, consiste in una sovracompensazione di pressione di accumulo. Questo viene descritto più in dettaglio di seguito con l'aiuto della figura 2.

Nella condotta dal foro trasversale 12 al collegamento con la valvola di comando V2, quando lo stantuffo di valvola 20 è comandato per l'abbassamento del carico e di conseguenza defluisce olio idraulico dal collegamento col cilindro C2 e attraverso il collegamento con la valvola di comando V2, agisce una pressione di accumulo che è notevole, per esempio dell'ordine di grandezza di 15 bar. Questa può derivare dal dimensionamento della condotta idraulica o una strozzatura montata o dalla sezione trasversale di apertura nella valvola di comando V. Norme a questo proposito secondo ISO 8643 prescrivono una limitazione determinata della velocità di abbassamento massima del carico, indipendentemente dall'altezza di caduta, nel caso di una rottura di tubo nella condotta idraulica.

La pressione di accumulo, manifestantesi nel funzionamento normale, nella condotta dal foro trasversale 12 al collegamento con la valvola di comando V2 può venire sfruttata in modo vantaggioso allo scopo di amplificare il comando dello stantuffo di valvola 20 per l'abbassamento del carico. A tale scopo

rispettivamente la sezione trasversale A1 e il diametro dello stantuffo di valvola 20 "al di sopra" del foro trasversale 12 vengono scelti un pò maggiori rispettivamente della sezione trasversale A2 e del diametro dello stantuffo di valvola nella zona di accoppiamento fra stantuffo di valvola e manicotto 30 "al di sotto" del foro trasversale 12 (con riferimento alla rappresentazione grafica nelle figure 1 e 2).

Con un tale dimensionamento, la pressione di accumulo non agisce più in modo neutro, come nel caso del dimensionamento rappresentato con uguali sezioni trasversali A1 e A2, sulla posizione assiale dello stantuffo di valvola 20, bensì poichè allora la sezione trasversale A1 è maggiore, la pressione di accumulo genera una forza netta assiale sullo stantuffo di valvola 20, che tenta di spingere quest'ultimo vincendo il precarico della molla 41 ulteriormente in direzione di apertura. La presenza della pressione di accumulo amplifica quindi l'apertura della valvola. Se invece si manifestasse un caso di rottura del tubo, la pressione di accumulo viene improvvisamente a mancare, cosicchè viene ridotta l'apertura dello stantuffo di valvola e viene rinforzata la funzione di frenatura di abbassamento.

RIVENDICAZIONI

1. Valvola idraulica di ritenuta del carico e di frenatura di discesa, con le seguenti caratteristiche:

a) un blocco di valvola (10) presenta un foro di valvola (11) assiale e due fori trasversali (12, 13) in connessione con esso, sfalsati assialmente, dei quali il primo (12) è collegabile con un collegamento di valvola (V2) di un distributore idraulico (V) e l'altro (13) è collegabile con il collegamento col cilindro (C2) alimentato con la pressione del carico, di un cilindro idraulico (C);

b) nel foro di valvola (11) uno stantuffo di valvola (20) è guidato in modo spostabile assialmente fra una posizione di chiusura e una posizione di apertura, il quale chiude o apre a scelta la connessione fra i due fori trasversali (12, 13),

c) lo stantuffo di valvola (20) viene precaricato in direzione di apertura per mezzo di una molla di compressione elicoidale (41) che è alloggiata in una camera di molla (44) chiusa,

d) il foro trasversale (13), collegabile con il collegamento col cilindro (C2) è sfalsato in direzione di chiusura dello stantuffo di valvola (20) rispetto al foro trasversale (12) collegabile con il distributore (V),

e) lo stantuffo di valvola (20) presenta una zona di superficie frontale (24), rivolta verso il foro trasversale (13), collegabile con il collegamento col cilindro (C2), la quale zona

è dimensionata in modo tale che una pressione idraulica, agente attraverso questo foro trasversale (13), eserciti una forza sullo stantuffo di valvola (20) agente in direzione di apertura e contro la molla di precarico (41),

f) nello stantuffo di valvola (20) è formato un foro di scarico di pressione (21) sostanzialmente assiale, che collega la camera di molla (44) con una zona del foro di valvola (11) che è in collegamento con uno scarico della perdita d'olio (15) formato nel blocco di valvola (10),

g) lo stantuffo di valvola (20) presenta una superficie frontale, alimentabile con una pressione di comando attraverso un collegamento di comando (P) nel blocco di valvola (10), per lo spostamento dello stantuffo di valvola contro la sua molla di precarico (41) nella sua posizione di apertura,

caratterizzata dalle seguenti ulteriori caratteristiche:

h) nello stantuffo di valvola è formato un foro (22) all'incirca assiale, che collega la camera di molla (44) con il foro trasversale (13) collegabile con il collegamento col cilindro (C2),

i) lo sbocco del foro del corpo di valvola (22) nella camera di molla (44) viene chiuso da un corpo di centraggio (43) che serve contemporaneamente come corpo di valvola, su cui si sostiene la molla di precarico (41),

k) nel foro di scarico di pressione (21) dello stantuffo di valvola (20) o nello scarico della perdita d'olio (15), è montata

una valvola (20) che immediatamente si chiude completamente nel caso del manifestarsi di un flusso significativo.

2. Valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa secondo la riv. 1, con le seguenti ulteriori caratteristiche:

1) nella sezione del foro di valvola (11) estendentesi fra i due fori trasversali (12, 13) è disposto spostabile assialmente un manicotto (30),

m) il manicotto (30) viene precaricato per mezzo di una molla di compressione elicoidale (31) in una posizione di chiusura, ove la direzione di precarico della molla di precarico (31), agente sul manicotto (30), è opposta alla direzione di precarico della molla di precarico (41) agente sullo stantuffo di valvola (20), e

n) il manicotto (30) e lo stantuffo di valvola (20), nelle loro posizioni di chiusura, interagiscono con superfici anulari che sono mutuamente a contatto di tenuta, nel senso di un bloccaggio della connessione fra i due fori trasversali (12, 13), ove queste superfici anulari si sollevano l'una dall'altra nel senso dell'apertura di una fessura anulare, quando o il manicotto (30) viene spostato nel senso opposto alla sua molla di precarico (31) in direzione di apertura oppure lo stantuffo di valvola (20) viene spostato in senso opposto alla sua molla di precarico (41) in direzione di apertura.

3. Valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa secondo la riv. 2, caratterizzata dal fatto che le superfici

anulari del manicotto (30) e dello stantuffo di valvola (20) interagenti tra loro, formano insieme una sede conica.

4. Valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa secondo una delle riv. da 1 a 3, ove la molla di precarico (41) agente sullo stantuffo di valvola (20) ha una forma conica.

5. Valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa secondo una delle riv. da 1 a 3, ove la molla di precarico (41) agente sullo stantuffo di valvola (20), ha una forma panciuta.

6. Valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa secondo una delle riv. da 1 a 5, caratterizzata dal fatto che la superficie frontale esposta alla pressione di comando dello stantuffo di valvola è formata su uno spintore (25), eseguito come pezzo separato e agente sullo stantuffo di valvola vero e proprio e dal fatto che sullo spintore, per la compensazione della pressione del carico, inoltre è formata una zona di superficie frontale di compensazione, orientata in senso opposto rispetto alla superficie frontale esposta alla pressione di comando, la quale viene investita con la pressione idraulica, regnante nel collegamento col cilindro (C2) investito dalla pressione del carico del cilindro idraulico (C) ed è dimensionata in modo tale che la forza assiale, esercitata sullo spintore mediante questa zona di superficie frontale di compensazione, opponentesi alla pressione di comando, sia uguale alla forza assiale agente in direzione di apertura, generata dalla pressione idraulica nel menzionato collegamento col cilindro (C2) tramite

INTERNAZIONALE BREVETTI

Ing. Zia, Merzani & C. s.r.l.

la zona di superficie frontale (24) menzionata sullo stantuffo di valvola (20).

7. Valvola di ritenuta del carico e di frenatura di discesa secondo la riv. 3, caratterizzata dal fatto che la sezione trasversale (A1) dello stantuffo di valvola (20) fra il foro trasversale (12), collegabile con il distributore (V), e la camera di molla, è maggiore della sezione trasversale (A2) dello stantuffo di valvola (20) nella zona di accoppiamento con il manicotto (30).

p. OIL-CONTROL GMBH

Il Mandatario

INTERNAZIONALE BREVETTI
Ing. Zia, Merzani & C. s.r.l.

MI 97A 0455

Fig. 1

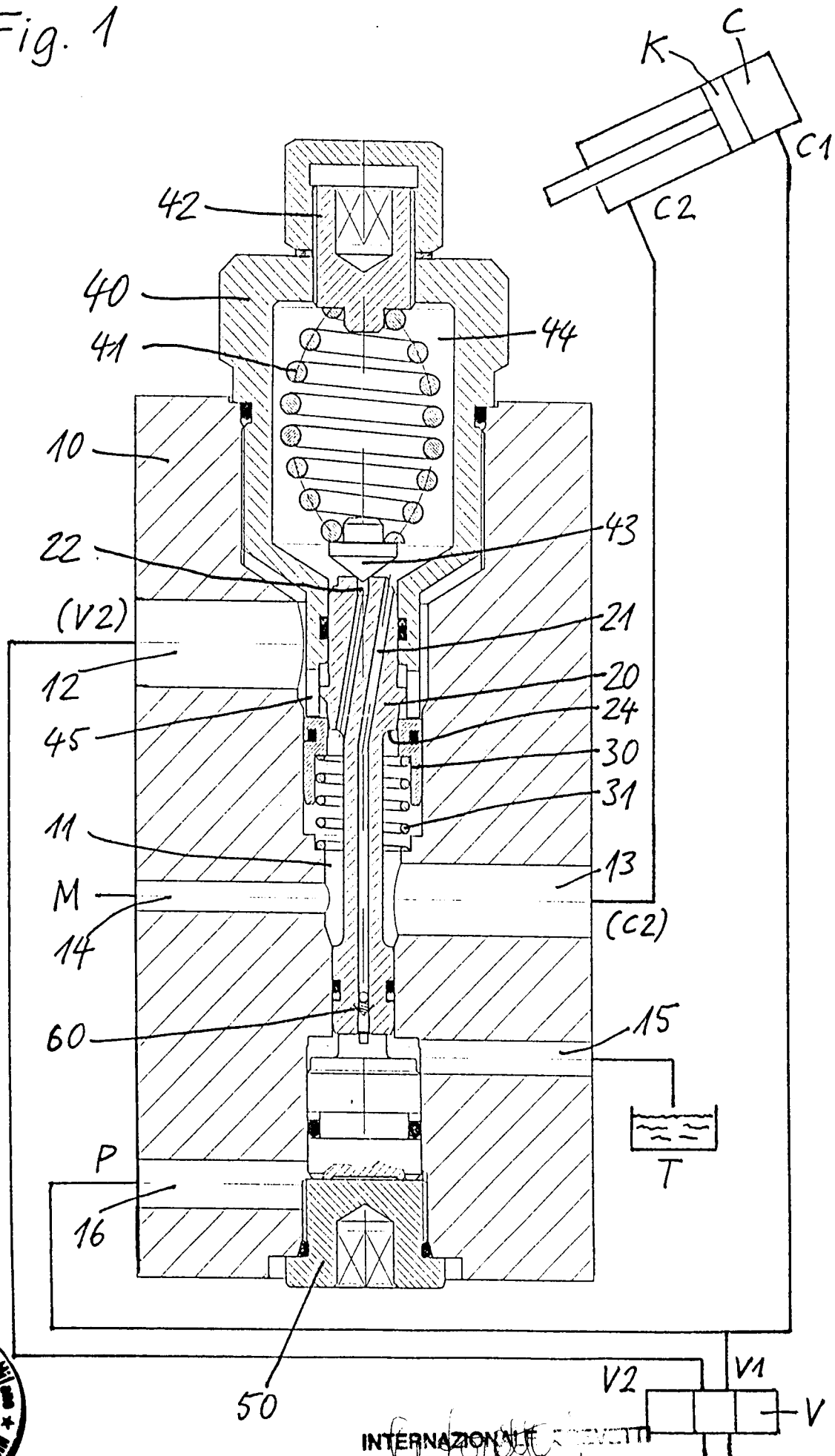
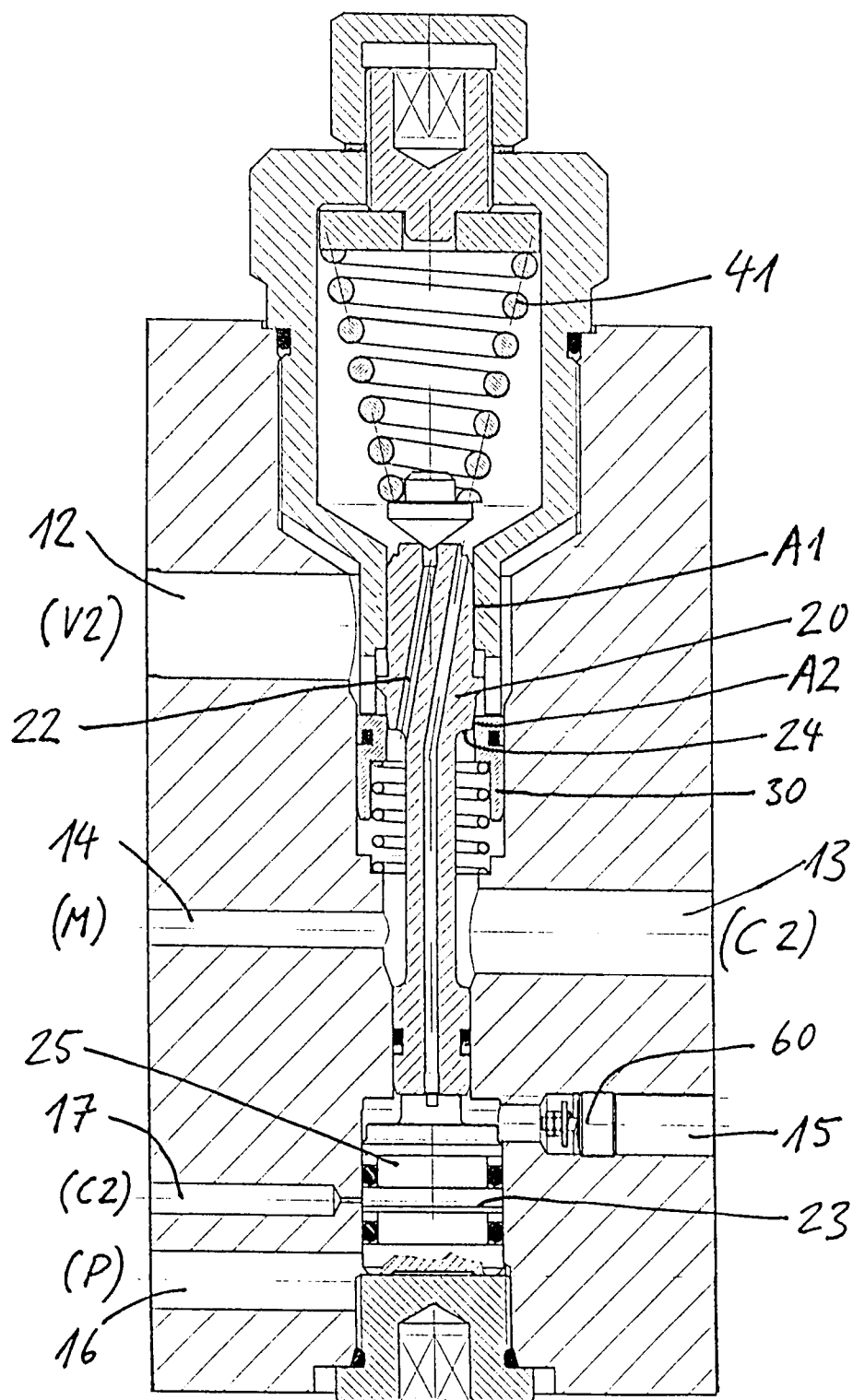


Fig. 2

M 97 A 0455



Geometra