



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

UIBM

DOMANDA NUMERO	101990900137297
Data Deposito	29/08/1990
Data Pubblicazione	29/02/1992

Priorità	P3928873.0
Nazione Priorità	DE
Data Deposito Priorità	

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
B	60	T		

Titolo

POMPA IDRAULICA DOPPIA PER UN IMPIANTO FRENANTE A DUE CIRCUITI PER VEICOLI STRADALI

DESCRIZIONE
48242A90

dell'invenzione industriale

a nome: MERCEDES-BENZ AKTIENGESELLSCHAFT - STOCARDA

L'invenzione concerne una pompa idraulica doppia per un impianto idraulico frenante a due circuiti di un veicolo stradale con divisione del circuito frenante dell'assale anteriore e dell'assale posteriore con di volta in volta una pompa idraulica associata al circuito frenante dell'assale anteriore e al circuito frenante dell'assale posteriore, le quali sono disposte l'una accanto all'altra a distanza laterale in un involucro comune con andamento parallelo dei loro assi longitudinali centrali e sono azionabili di volta in volta tramite un braccio di un bilanciere oscillabile che agisce a guisa di leva a due bracci con rapporto variabile $L1/L2$ delle lunghezze $L1$ e $L2$ dei bracci del bilanciere.

Una pompa idraulica doppia di questo tipo è nota dalla DE-OS 16 55 266.

In una pompa idraulica doppia conosciuta, la forza di azionamento che agisce con la trasmissione del pedale sul bilanciere viene trasmessa tramite lo spintore del pedale che si sostiene con la sua estremità semisferica sul fondo pure a forma di guscio sfe-

Ing. Barzani & Barzani
Roma s.p.a.

rico di una bussola conica che si allarga sul lato
del pedale, la quale è sistemata in una cavità conica
del bilanciere realizzata in modo da risultare com-
plementare al suo contorno esterno. La forza di azio-
namento esercitata in direzione assiale sul bilancie-
re viene trasmessa, tramite spintori sottili che si
sostengono con le loro estremità semisferiche latera-
li al bilanciere in cavità del bilanciere e con le lo-
ro estremità del lato del pistone in incavi conici
dei pistoni della pompa idraulica, su questi. Per po-
ter modificare il rapporto $L1/L2$ delle lunghezze ef-
fettive $L1$ e $L2$ dei bracci del bilanciere che è deter-
minato dalle distanze radiali dei punti di appoggio
dei pistoni o spintori che impegnano lo stantuffo del-
la pompa idraulica dal punto di appoggio dello spin-
tore del pedale al bilanciere, la bussola conica di-
sposta lateralmente al pedale è realizzata con una
simmetria divergente dalla simmetria assiale ed è di-
sposta in modo girevole nell'incavo conico del bilan-
ciere strutturato in modo complementare al suo con-
torno esterno. In questo modo, la pompa idraulica può
essere regolata in modo limitato su diversi valori del
rapporto delle forze frenanti applicabili tramite i
due circuiti frenanti. Una regolazione eseguita, a
questo proposito, ad esempio per la considerazione di

Ingeg. Giovanni G. Zanardi
Roma 1944

un rapporto di carico per asse costruttivamente prestabilito non viene in seguito più modificata.

Una regolazione del rapporto $L1/L2$ che tiene conto delle diverse condizioni di carico del veicolo e delle distribuzioni di carico per asse da ciò risultanti delle lunghezze dei bracci del bilanciere per poter sfruttare, in caso di veicolo completamente carico, quote di forza frenante dell'assale posteriore relativamente più alte non è, quanto meno in modo semplice, possibile.

Compito dell'invenzione è pertanto quello di migliorare una pompa idraulica doppia del tipo citato avanti nel senso di rendere possibile, per mezzo di un comando strutturato in modo semplice e attivabile in modo semplice, una regolazione e/o una variazione secondo bisogno della distribuzione della forza frenante anche durante l'esercizio.

Questo compito viene risolto secondo l'invenzione con i particolari citati nella parte caratterizzante della rivendicazione brevettuale 1.

Grazie alla marcatura prevista a questo scopo dell'asse di oscillazione del bilanciere tramite il suo appoggio ad un elemento di sostegno che a sua volta è sorretto in modo - lateralmente - mobile su un pezzo di asta di pressione che conferisce l'avvia-

Ing. Barzani & Zanardo
Roma s.p.a.

mento della forza di azionamento nella pompa idraulica doppia e grazie all'accoppiamento articolato di questo elemento di sostegno ad un cilindro motore idraulico mediante il cui caricamento a pressione si possono comandare deviazioni laterali dell'elemento di sostegno e quindi variazioni del rapporto tra il braccio del bilanciere e la lunghezza $L1/L2$, si ha in modo semplice la possibilità di influenzare - dinamicamente - a seconda del bisogno la distribuzione della forza frenante, nella forma di realizzazione preferita della pompa idraulica doppia secondo l'invenzione secondo la rivendicazione 2 per il fatto che la pressione dei freni dell'assale anteriore viene racchiusa come pressione di azionamento nel cilindro motore idraulico che comanda le deviazioni dell'elemento di sostegno, in modo tale che man mano che aumenta la pressione del freno dell'assale anteriore si ottiene una quota di forza frenante dell'assale posteriore continuamente in riduzione, come si rivela vantaggioso nel caso di una frenatura per motivi di spostamento dinamico del carico sull'assale anteriore nel senso di un comportamento stabile dei freni del veicolo.

Nel caso in cui il veicolo sia equipaggiato con un amplificatore di forza frenante idraulico, il tipo di attivazione del cilindro motore previsto secon-

Ing. Giovanni S. Sennato
Roma spa

do la rivendicazione 3 che agisce analogamente è particolarmente vantaggioso, dato che, in questo caso, alla pompa idraulica associata al circuito frenante dell'assale anteriore non deve allacciarsi nessuna altra utenza.

La stessa cosa dicasi, logicamente, per per il tipo di alimentazione di pressione di comando prevista secondo la rivendicazione 4 del cilindro motore che comanda le deviazioni dell'elemento di sostegno.

Una valvola pilota attivabile, a questo scopo, secondo la rivendicazione 5 come semplice valvola di commutazione a due posizioni e secondo la rivendicazione 6 viene progettata opportunamente, in caso di strutturazione a guisa di valvola comandata a pressione, in modo tale che essa, in caso di superamento di un valore di soglia della pressione frenante dell'assale anteriore viene inserita nel suo punto di passaggio che fornisce il collegamento del cilindro motore all'uscita della sorgente della pressione ausiliaria e viene reinserita nella sua posizione di base giusto dopo che la pressione frenante dell'assale anteriore è scesa al di sotto di un valore di soglia inferiore al valore di soglia di avviamento. In caso di forma di realizzazione della valvola di commutazione come valvola elettromagnetica, detta valvola può essere comandata, ad esempio, mediante segnali di uscita

Ing. R. Baranov & Baranov
Roma s.p.a.

di un rivelatore di via o di un interruttore di via che sorveglia la posizione dello stantuffo della pompa idraulica associata al circuito frenante I dell'assale anteriore, oppure se il veicolo è equipaggiato con un sistema antibloccaggio detta valvola elettromagnetica può essere comandata mediante segnali di attivazione che vengono ottenuti da una interpretazione dei segnali di uscita dei sensori del numero di giri delle ruote del sistema antibloccaggio e che costituiscono una misura per ciascuna decelerazione del veicolo.

Nel secondo caso è particolarmente vantaggiosa la forma di realizzazione della valvola pilota prevista secondo la rivendicazione 7, la quale consente, ad esempio attraverso un'attivazione a impulsi della valvola pilota, una variazione quasi continua della pressione nel cilindro motore e quindi anche una variazione graduata in modo corrispondentemente fine delle posizioni dell'elemento di sostegno.

Con i particolari delle rivendicazioni 8 - 10 sono indicate forme di realizzazione, applicabili in alternativa o in combinazione, di molle richiamo del cilindro motore mediante le quali si può realizzare una caratteristica desiderata relativa alla corsa del pedale e alla pressione frenante nonché un'approssimazione della distribuzione della forza frenante alla

Ing. Giovanni S. Tancredi
Roma spa

distribuzione ideale della forza frenante.

La disposizione del cilindro motore secondo

la rivendicazione 11 ha il vantaggio che per l'accop-

piamento motore tra l'ostello del suo stantuffo e l'e-

lemento di sostegno c'è bisogno soltanto di un brac-

cio oscillante di "trazione".

La disposizione del cilindro motore prevista

secondo la rivendicazione 12 con andamento parallelo

agli assi longitudinali delle pompe idrauliche della

pompa idraulica doppia del suo asse longitudinale in

combinazione con un dispositivo di rinvio realizzabile

secondo la rivendicazione 13 con semplici mezzi tecnici

ha, al contrario, il vantaggio di un fabbisogno di spa-

zio leggermente minore.

Con i particolari della rivendicazione 14 è

indicata una forma di realizzazione preferita dell'ele-

mento di sostegno mediante la quale la resistenza di

attrito che contrasta i movimenti di spostamento

dell'elemento di sostegno è particolarmente bassa in

modo che il cilindro motore può essere collocato su

una potenza motrice relativamente piccola.

Con lo spostamento a - longitudinale - del-

l'albero oscillante del braccio laterale al cilindro

motore e del punto di sostegno laterale al bilanciere d

dell'elemento di sostegno della pompa idraulica doppia

previsto secondo la rivendicazione 15 si assicura che

Ing. Barzani & Barzani
Roma s.p.a.

le sue molle di richiamo che agiscono sul pistone della pompa idraulica possano respingere gli elementi mobili funzionali della pompa idraulica doppia - quando l'impianto frenante non è azionato - nelle rispettive posizioni di base e tenerli in esse.

Mediante rivelatori o interruttori di via previsti secondo le rivendicazioni 16 e 17 e mediante circuiti di interpretazione associati a questi si può ottenere, con semplici mezzi tecnici, una sorveglianza del funzionamento della pompa idraulica doppia nonchè generare segnali di avviso caratteristici per i funzionamenti errati di detta pompa.

Altri particolari e caratteristiche dell'invenzione emergono dalla descrizione successiva di speciali esempi di esecuzione con riferimento ai disegni. In essi:

la figura 1 mostra un primo esempio di esecuzione di una pompa idraulica doppia secondo l'invenzione con un cilindro motore attivabile con pressione frenante per il comando della distribuzione della forza frenante dell'assale anteriore e dell'assale posteriore in rappresentazione schematica semplificata della sezione trasversale,

la figura 2 mostra particolari dell'elemento di appoggio, mediante il cui spostamento rispetto

Ingeg. Giovanni G. Randone
Roma 1944

al bilanciere della pompa idraulica secondo la figura 1 si può variare la distribuzione della forza frenante, la figura 3 mostra un altro esempio di esecuzione di una pompa idraulica doppia secondo l'invenzione per l'illustrazione di varianti supplementari della stessa in una rappresentazione di sezione longitudinale corrispondente alla figura 1 e le figure 4a e 4b mostrano diagrammi della pressione frenante della corsa del pedale per l'illustrazione di speciali progettazioni di una pompa idraulica doppia secondo le figure 1 - 3.

Nella figura 1, ai cui particolari si fa esplicito riferimento, è rappresentato, attraverso il suo impianto di frenatura a due circuito indicato complessivamente con 10, un veicolo stradale in cui i freni 11 e 12 delle ruote anteriori sono combinati in modo da formare un circuito frenante I dell'assale anteriore e i freni 13 e 14 delle ruote posteriori sono combinati in modo da formare un circuito frenante II dell'assale posteriore. Come dispositivo di frenatura è previsto una pompa idraulica doppia indicata complessivamente con 16, la quale comprende due pompe idrauliche 17 e 18 associate di volta in volta ad uno dei due circuiti frenanti I e II, le quali sono collocate lateralmente una accanto all'altra in un invo-

Ing. Barzani & Barzani
Roma s.p.a.

lucro comune 22. I fori 23 e 24 della pompa idraulica che formano le limitazioni fissate all'involucro del vano di pressione di uscita 26 associato al circuito frenante I dell'assale anteriore e rispettivamente del vano di pressione di uscita 27 associato al circuito frenante II dell'assale posteriore, le quali sono limitate - in modo unilateralmente mobile - di volta in volta da un pistone 28 e rispettivamente 29 della pompa idraulica, che è condotto in modo mobile a tenuta di pressione nei fori 23 e rispettivamente 24 della pompa idraulica, hanno superfici F_1 e F_2 di sezione trasversale diverse, il cui rapporto F_1/F_2 corrisponde all'incirca al rapporto V_v/V_h dei volumi V_v e V_h del liquido dei freni che, in caso di frenata in cui si raggiunge una decelerazione media del veicolo, vengono compressi dal vano di pressione di uscita dell'assale anteriore e rispettivamente dal vano di pressione 24 di uscita del dispositivo di frenatura 16 nei condotti 31 e rispettivamente 32 principali dei freni del circuito frenante I dell'assale anteriore e rispettivamente del circuito frenante II dell'assale posteriore.

Per l'azionamento dei due pistoni 28 e 29 della pompa idraulica è previsto un bilanciere che agisce come una leva a due bracci, indicato complessivamente con 33, provvisto alle estremità libere dei suoi

Ing. Giovanni S. Zanardo
Progettista capo

bracci 34 e 36 di volta in volta di un rullo di supporto 37 e rispettivamente 38, il quale è in grado di girare liberamente intorno ad assi 39 e rispettivamente 41 che si estendono perpendicolarmente al piano marcato dagli assi longitudinali centrali 19 e 21 delle pompe idrauliche 17 e 18, si sostengono su prolunghe 42 e rispettivamente 43 a forma di spintori posteriori dei pistoni 28 e rispettivamente 29 della pompa idraulica e possono rotolarsi sulla loro superficie frontale - piana - 44 e rispettivamente 46.

Il trasferimento della forza di azionamento pilotata attraverso l'azionamento del pedale 47 del freno, sollevata da un amplificatore di forza frenante - non rappresentata -, agente su un pezzo di barra di pressione 48 a forma di pistone avviene sul bilanciere 33 tramite un elemento di sostegno, indicato complessivamente con 49, che fornisce il sostegno assiale alternato del bilanciere 33 e del peso di barra di pressione 48, la cui posizione di impegno e rispettivamente di sostegno disposta tra gli assi di rotazione 39 e 41 dei due rulli di sostegno è variabile, per cui anche il rapporto $L1/L2$ delle lunghezze $L1$ e $L2$ dei bracci della leva del bilanciere 33 è variabile, la cui lunghezza complessiva $L1 + L2$ corrisponde alla distanza degli assi di rotazione 39 e 41 dei rulli di

Ing. Barrano & Ranardo
Roma s.p.a.

sostegno 37 e 38.

Le lunghezze effettive L_1 e L_2 dei bracci 34 e 36 del bilanciere che si sostengono tramite rulli di supporto 37 e 38 ai punti di appoggio 52 e rispettivamente 53 alle superfici frontali terminali 44 e rispettivamente 46 delle prolunghe 42 e rispettivamente 43 a pistone degli stantuffi 28 e rispettivamente 29 della pompa idraulica, sono determinate dalla lunghezza delle proiezioni delle linee rette 54 e 56 che collegano questi punti di sostegno 52 e 53 con il punto di sostegno 51 dell'elemento di sostegno 49 su una retta che si estende perpendicolarmente agli assi centrali 19 e 21 delle pompe idrauliche 17 e 18. La forza di azionamento K che interviene in direzione della freccia 57 - parallelamente agli assi longitudinali centrali 19 e 21 delle pompe idrauliche 17 e 18 - nel punto di sostegno 51 dell'elemento di supporto 49 sul bilanciere 33 viene "divisa" nel rapporto L_2/L_1 delle lunghezze dei bracci del bilanciere sui pistoni 28 e 29 della pompa idraulica, dove la maggior parte viene trasmessa sul pistone - nell'esempio di esecuzione speciale, rappresentato, del pistone 28 della pompa idraulica 17 dell'assale anteriore - azionabile tramite il braccio 38 più corto del bilanciere.

Attraverso un "accorciamento" di questo braccio 34 del bilanciere - mediante spostamento dell'ele-

Ing. Giovanni Starnato
Roma 4/10

mento di sostegno 49 in direzione della freccia 58 - la pressione frenante PVA può essere aumentata, nel circuito frenante I dell'assale anteriore, rispetto alla pressione frenante PHA nel circuito frenante II dell'assale posteriore tenendo conto, in questo modo, ad esempio in base al fabbisogno dello spostamento dinamico del peso sull'assale anteriore che si ha durante una frenatura nel senso di un aumento della quota di forza frenante dell'assale anteriore.

Per poter realizzare questo spostamento dell'elemento di sostegno 49 con la minore perdita di attrito possibile e corrispondentemente con forze di azionamento corrispondentemente piccole, nell'esempio di esecuzione speciale, rappresentato, si adottano singolarmente i seguenti accorgimenti costruttivi per la cui illustrazione si rimanda ora ai particolari relativi della figura 2:

Il bilanciere 33 è costituito da due travi principali 61 e 62 parallele, sostanzialmente a forma di barre piatte, tra le quali i rulli di supporto 37 e 38 del bilanciere 33 sono collocati in modo da poter girare liberamente. L'elemento di sostegno 49 comprende un telaio rettangolare nella vista dall'alto della figura 2, incisiato complessivamente con 63, il quale ha pareti longitudinali 64 e 66 che si

Ing. Barrano & Ranardo
Roma s.p.a.

estendono parallelamente alle travi longitudinali 62 e 63 del bilanciere 33, le quali sono collegate fra loro in modo fisso mediante longheroni trasversali 67 e 68.

Il bilanciere 33 e l'elemento di sostegno 49 sono strutturati in modo da risultare simmetrici al piano mediano trasversale 69 del dispositivo di frenatura contenente gli assi longitudinali centrali 19 e 21 delle pompe idrauliche 17 e 18. Le pareti longitudinali 64 e 66 del telaio 63 hanno, come si rileva dalla vista laterale relativa della figura 1, una forma di base quasi triangolare e sono disposte, con le loro superfici di base frontali 71, parallelamente alla superficie frontale terminale 72 piana del pezzo 48 del punto di pressione che si estende perpendicolarmente al piano mediano trasversale 69 e in modo da estendersi a distanza da questa, mentre le zone di cresta delle pareti longitudinali 64 e 66 del telaio 63 sono disposte in modo da essere orientate in direzione del bilanciere 33.

Tra le zone di cresta delle pareti longitudinali 64 e 66 del telaio 63 è disposto un rullo di sostegno 74 in grado di girare liberamente intorno ad un asse 73 che si estende perpendicolarmente al piano mediano trasversale 69, il quale si sostiene alle su-

Ing. Giovanni S. Diamante
Roma 9/1/68

superfici frontali longitudinali 76, parallele, rivolte verso di esso, delle barre longitudinali 61 e 62 del bilanciere ed è in grado di essere rotolato su queste.

Tra le zone laterali di base delle pareti longitudinali 64 e 66 del telaio sono collocati due ulteriori rulli di appoggio 79 e rispettivamente 81 in grado di girare liberamente intorno ad assi 77 e rispettivamente 78 che si estendono parallelamente all'asse di rotazione 73 del rullo di appoggio 74, mediante i quali l'elemento di sostegno 49 si sostiene sulla superficie frontale terminale 72 del pezzo di barra di pressione 48 che possono rotolare su questa superficie frontale terminale 72. La lunghezza del rullo di supporto 74 laterale al bilanciere misurata lungo l'asse di rotazione è misurata in modo tale da potersi sostenere su tutta la larghezza delle superfici frontali longitudinali 76 delle barre longitudinali 61 e 62 del bilanciere. La lunghezza dei rulli di sostegno 79 e 81 può avere una dimensione minore.

L'albero di supporto 82 del rullo di sostegno 74 laterale al bilanciere è, allo stesso tempo, anche la trasmissione snodata di uno snodo, mediante cui un braccio oscillante a forcellanella rappresentazione della figura 3 è collegato in modo articolato con l'elemento di sostegno 49.

Ing. Baranov & Ranardo
Roma s.p.a.

Questo braccio oscillante 83 è articolato all'estremità libera di uno stelo di pistone 84 di un cilindro motore idraulico indicato complessivamente con 86 previsto come servomotore per lo spostamento dell'elemento di sostegno 49 per la variazione del rapporto di lunghezza $L1/L2$ dei bracci del bilanciere.

Nell'esempio di esecuzione spiciale, rappresentato nelle figure 1 e 2, il cilindro motore idraulico 86 è disposto lateralmente accanto al bilanciere 33, in modo tale che il suo asse longitudinale centrale 87, nella cui direzione avvengono i possibili spostamenti del suo pistone 88, si estende nel piano trasversale 69 dell'apparecchio frenante 16 e perpendicolarmente all'asse longitudinale centrale 19 della pompa idraulica 17 dell'assale anteriore. Con riferimento alla posizione di base dei pistoni 28 e 29 della pompa idraulica, del bilanciere 33 e del pezzo di barra di pressione 48 rappresentata nella figura 1, corrispondente allo stato non azionato dell'impianto frenante 10, in cui questi elementi vengono spinti dalle molle di richiamo 89 e 91 dei pistoni, dove questa posizione di base è marcata mediante appoggio posteriore del pezzo 48 del punto di pressione su un anello elastico 93 inserito nel suo foro di guida 92, l'asse di articolazione 94 dello snodo che accoppia il braccio oscillante

Ing. Giovanni S. Sarnardo
Roma 1961

te 83 con lo stelo 84 del pistone del cilindro idraulico motore 86 ha, rispetto al punto di sostegno 51 del rullo di supporto 74 laterale al bilanciere dell'elemento di sostegno 49, visto parallelamente agli assi longitudinali centrali 19 e 21 delle pompe idrauliche 17 e 18 del dispositivo di frenatura 16, uno spostamento assiale a che, nell'esempio di esecuzione speciale rappresentato, è all'incirca pari ad $1/5$ della corsa di azionamento massima possibile del pezzo di asta di pressione 48, dove l'asse longitudinale centrale 87 del cilindro di azionamento 86 si estende - nella posizione di base citata - tra il punto di appoggio 51 laterale al bilanciere dell'elementi di sostegno 49 e i punti di appoggio 52 e 53 del bilanciere 33 laterali allo stantuffo e rispettivamente dei suoi rulli di supporto 37 e 38.

Quando gli elementi di funzionamento del dispositivo di frenatura 16 finora illustrati si trovano nella posizione di base corrispondente allo stato di non azionamento dell'impiante di frenatura 10, il pistone 88 del cilindro motore 86 prende la sua posizione corrispondente al volume minimo del suo vano di pressione di azionamento 96 in cui lo stelo 84 del pistone è "spostato in fuori" al massimo e l'elemento di sostegno 49 assume una posizione corrispondente all'in-

Ing. Barrano & Barardo
Roma spa

circa al valore massimo possibile della lunghezza L1 del braccio 34 del bilanciere 33 che fa presa sul pistone 28 della pompa idraulica dell'assale anteriore.

Nell'esempio speciale di esecuzione rappresentato, il vano di pressione di azionamento 96 del cilindro motore 86 è collegato con l'uscita 97 della pressione della pompa idraulica 17 dell'assale anteriore, in modo che in caso di azionamento dell'impianto di frenatura la pressione frenante PVA sviluppata nel vano di uscita a pressione 23 della pompa idraulica 17 dell'assale anteriore viene racchiusa anche nel vano di azionamento a pressione 96 del cilindro motore 86. In questo modo, il pistone 88 del cilindro motore 86 viene spostato contro l'azione di una molla di richiamo 98 in direzione della freccia 99, cioè nel senso di un ingrandimento della sua distanza dal bilanciere 33, dove questo spostamento del pistone si trasmette tramite il braccio oscillante 83 anche sull'elemento di sostegno 49, con la conseguenza che man mano che aumenta la pressione frenante nel circuito frenante I dell'assale anteriore la lunghezza effettiva L1 del braccio 34 del bilanciere che fa presa sul pistone 28 della pompa idraulica dell'assale anteriore diminuisce e, allo stesso tempo, una parte sempre maggiore della forza di azionamento agisce sul

Ing. Giovanni S. Tancredi
Roma spa

pistone 23 della pompa idraulica 17 dell'assale anteriore. La corsa di regolazione del cilindro di azionamento 86 e l'estensione misurata nella stessa direzione della superficie frontale 72 del pezzo 48 del punto di pressione sono dimensionate in modo sufficientemente grande così che la lunghezza effettiva L_1 del braccio 34 che aziona la pompa idraulica 17 dell'assale anteriore può essere ridotta a circa $1/2$ della sua lunghezza massima attiva, dove è evidente che sono possibili anche variazioni estreme del rapporto L_1/L_2 .

Diversamente dalla rappresentazione schematica - della figura 1, la superficie dello stantuffo 88 del cilindro motore di regolazione 86 caricabile a pressione dovrebbe essere nettamente minore della superficie attiva F_1 dello stantuffo 28 della pompa idraulica dell'assale anteriore per mantenere piccolo il volume del liquido dei freni necessario per l'attivazione del cilindro motore 86 contro la quantità di liquido dei freni che deve essere compressa per sviluppare una pressione frenante massima nel circuito frenante I dell'assale anteriore.

Per illustrare altre varianti possibili del dispositivo di frenatura 16 si fa riferimento ora ai particolari a ciò relativi della figura 3. In quanto in questa figura sono impiegati gli stessi numeri di

Ing. Barriano & Barriano
Roma spa

riferimento usati nelle figure 1 e/o 2, si rimanda all'identità strutturale e funzionale o all'analogia delle parti indicate identicamente e anche alle parti della descrizione relative alle figure 1 e 2.

Nell'esempio di esecuzione secondo la figura 3, il cilindro motore idraulico 86 previsto come servomotore per la deviazione laterale dell'elemento di sostegno 49 con andamento perpendicolare alla direzione di deviazione 58 dell'elemento di sostegno 49 e parallelo agli assi longitudinali centrali 19 e 21 delle pompe idrauliche 17 e 18 da parte del suo asse longitudinale centrale 87 è disposto lateralmente accanto alla pompa idraulica 17 del circuito frenante I dell'assale anteriore. Per trasformare i movimenti di spostamento - longitudinali - del pistone 88 che si verificano lungo questo asse 87 ed del suo stelo 84 in deviazioni trasversali dell'elemento di sostegno 49 è previsto un braccio oscillante del glifo 99, collocato lontano dall'estremità libera dello stelo 84 del pistone sull'involucro 22 del dispositivo di frenatura 16 in modo da poter oscillare intorno ad un asse 101 che taglia ad angolo retto l'asse longitudinale centrale 87 del cilindro motore 86 ed è disposto perpendicolarmente sul piano mediano trasversale 69 del dispositivo di frenatura 16 marcato da questo asse lon-

Ing. Giovanni S. Damato
Roma spa

... longitudinale centrale 87 e dagli assi longitudinali cen-
... trali 19 e 21 delle due pompe idrauliche 17 e 18. Il
... braccio 99 del glifo può essere realizzato a guisa di
... pezzo lavorato a stampo di acciaio a forma di piastra
... piatta, il cui glifo 102 è formato da un'asola il cui
... piano mediano longitudinale 103 disposto sul piano media-
... no trasversale 69 del dispositivo di frenatura 16 con
... la direzione marcata dall'asse longitudinale centrale 87
... del cilindro motore 86 comprende un angolo α di circa
... 45°. Lo stelo 84 dello stantuffo del cilindro motore
... 86 è provvisto, alla sua estremità libera, di un perno
... scorrevole 104 che è impegnato con l'asola 102, il qua-
... le perno si estende, a sua volta, perpendicolarmente
... al piano mediano trasversale 69 del dispositivo di fre-
... natura 16 ed ha uno spessore che, a parte una tolleranza
... necessaria per la sua scorrevolezza nell'asola 102,
... corrisponde al diametro interno dell'asola 102. Con
... questa forma di realizzazione del braccio 99 del glifo
... e con la disposizione del cilindro motore 86, il brac-
... cio 99 del glifo subisce, se il pistone 88 per effetto
... di un caricamento a pressione del vano di pressione
... di azionamento 96 del cilindro motore 86 si muove in
... direzione della freccia 106, secondo la figura 3 verso
... destra, una deviazione in senso orario intorno al suo
... asse oscillante 101, con la conseguenza che la zona

Ing. Barriano & Zanardo
Roma s.p.a.

mediana 107 del braccio 99 del glifo attigua, lateralmente, al bilanciere e disposta tra il glifo 102 e l'asse di oscillazione 101 si "allontana" dal bilanciere 33.

Su questa zona mediana 107 è articolato, in una disposizione analoga alla figura 1, un braccio oscillante 83 che procura l'accoppiamento dei movimenti dell'elemento di sostegno 49 con i movimenti di spostamento dello stantuffo 88 del cilindro motore 86. Una - piccola - differenza - in prima approssimazione trascurabile - dei movimenti di deviazione dell'elemento di sostegno 49 secondo la figura 3 e dell'elemento di sostegno 49 secondo la figura 1 sta soltanto nel fatto che l'asse 94 dello snodo che collega il braccio oscillante 83 con il braccio 99 del glifo esegue un movimento lungo un'orbita circolare concentrica all'asse di oscillazione 101 del braccio 99 del glifo, mentre, in questo esempio di esecuzione secondo la figura 1, questo asse articolato 94 si muove esattamente ad angolo retto rispetto all'asse longitudinale 19 ad esempio centrale della pompa idraulica associata al circuito frenante I dell'assale anteriore quando il cilindro motore 86 viene caricato o scaricato a pressione. L'esempio di esecuzione secondo la figura 3 è pertanto equivalente a quello secondo la figura 1 -

Ing. Giovanni Sarnardo
Roma 1944

- dal punto di vista funzionale -, si differenzia da questo però per un fabbisogno di spazio leggermente minore in direzione laterale.

Ancora diversamente dall'esempio di esecuzione secondo la figura 1, nell'esempio di esecuzione secondo la figura 3 la chiusura della pressione di azionamento e rispettivamente di comando nel vano di pressione di azionamento 96 del cilindro motore-86 avviene - mediante comando di valvola - da una sorgente di pressione ausiliaria rappresentata per semplicità di rappresentazione soltanto da un accumulatore di pressione 108 e senz'altro disponibile sul veicolo, la quale si presuppone sia tenuta continuamente ad un livello di pressione di uscita opportunamente alto.

Come valvola pilota è prevista una valvola elettromagnetica 109 concepita come valvola a 3/2 vie, nella cui posizione di base 0 assunta in presenza di magnete di comando 111 non eccitato, il vano di pressione di azionamento 96 del cilindro motore 86 è scaricato in direzione del serbatoio decompresso - non rappresentato - della sorgente di pressione ausiliaria 108 e l'accumulatore di pressione 108 è chiuso verso il vano di pressione di azionamento 96, mentre, in presenza di posizione eccitata I della valvola elettromagnetica 109, l'accumulatore di pressione 108 è collegato al vano di pressione 96 di azionamento del ci-

Ing. Barzani & Zanardo
Roma s.p.a.

... cilindro motore ed è chiuso verso il serbatoio.

... L'attivazione della valvola elettromagnetica
... 109 avviene opportunamente in funzione della decela-
... zione del veicolo, ad esempio in modo tale che la val-
... vola elettromagnetica 109, quando supera un valore di
... soglia di decelerazione, viene commutata nella sua po-
... sizione eccitata I.

Questo tipo di attivazione è realizzabile poi
... in modo particolarmente semplice quando il veicolo è
... equipaggiato con un sistema antibloccaggio, dato che
... poi la decelerazione del veicolo può avvenire in seguito
... ad una interpretazione dei segnali di uscita dei sensori
... del numero di giri delle ruote previsti nell'ambito
... del sistema antibloccaggio. In caso diverso si deve
... prevedere un sensore o un interruttore di decelerazio-
... ne.

La commutazione della valvola elettromagnetica
... 109 può essere generata anche dal segnale di uscita di
... un rivelatore di posizione o di un interruttore di po-
... sizione 112 che reagisce, presupponendo un nor-
... male funzionamento dell'impianto di frenatura,
... ad una determinata posizione del pistone 29 della pom-
... pa idraulica 18 dell'assale posteriore e/o del braccio
... 36 del bilanciere che aziona la pompa idraulica 18
... dell'assale posteriore, la quale posizione è legata

Ing. Giovanni S. Sarnardo
Roma 9/11/61

ad una determinata decelerazione del veicolo.

In alternativa ad un'attivazione del cilindro di azionamento 86 con la pressione di uscita della sorgente di pressione ausiliaria 108, il cilindro motore 86 può essere caricato, come mostra il canale di congiunzione 113 indicato a tratteggio, anche con la pressione di uscita prodotta nel vano di pressione di uscita 26 della pompa idraulica 17 dell'assale anteriore, in funzionale analogia con l'esempio di esecuzione secondo la figura 1.

Specialmente per questa forma di realizzazione del dispositivo di frenatura 16 è vantaggioso prevedere anche un interruttore 113 che reagisce ad una deviazione minima del braccio 99 del glifo che in questo modo controlla la funzionalità del braccio 99 del glifo e del suo cilindro motore 86.

Per ottenere, in caso di mancato funzionamento del braccio 99 del glifo, un segnale di avviso di quanto sta avvenendo si invia il segnale di uscita dell'interruttore 113 che attende come segnale ad alto livello durante una risposta dell'interruttore 113 ad una prima entrata negata 114 di un organo AND 116 a due entrate al quale viene inviato, alla sua seconda entrata 117 non negata, il segnale di uscita di un comparatore 118 che emette un segnale di uscita ad alto

Ing. Parrano & Parrano
Roma s.p.a.

livello quando la decelerazione del veicolo rilevata ad esempio dai segnali di uscita di sensori di numeri di giri delle ruote di un sistema antibloccaggio supera un valore di soglia di, ad esempio, 0,3 g. Con il segnale di uscita dell'organo AND 116 si carica una spia luminosa 119 che si illumina quando il valore citato della decelerazione del veicolo viene superato e l'interruttore 113 però non è scattato.

Il segnale disponibile, in caso di risposta dell'interruttore 112 associato alla pompa idraulica 18 dell'assale posteriore, pure come segnale di tensione ad alto livello è inviato ad una entrata non negata 121 di un altro organo AND 122 a due entrate al quale viene inviato, ad una seconda entrata 123 non negata, il segnale di uscita del comparatore 118 o di un comparatore equivalente, dal punto di vista funzionale, a questo. L'illuminazione di una spia luminosa 124, che è attivata con il segnale di uscita dell'organo AND 122, è poi un indizio di un cattivo grado di disaerazione del circuito frenante II dell'assale posteriore.

Per assicurare il bilanciere 33 contro una deviazione dai pistoni 28 e 29 della pompa idraulica è prevista una barra di guida 126 collegata a snodo con il bilanciere 33 "tra" i rulli di sostegno 37 e 38, la quale barra è condotta in modo scorrevole in

Ingeg. Giovanni S. Leonardo
Roma 4/4/66

un foro di guida 127 asso-parallelo ai fori 23 e 24 della pompa idraulica dell'involucro 22 del dispositivo di frenatura 16.

Per una illustrazione rappresentativa di possibili varianti progettuali di un dispositivo di frenatura 16 operante con spostamento dell'elemento di sostegno 49 pilotato con pressione frenante rispetto al bilanciere 33, si fa riferimento ora alle figure 4a, 4b che riproducono, per diversi dimensionamenti della molla di richiamo 89 del cilindro motore 86, qualitativamente l'andamento delle pressioni frenanti in funzione della corsa del pedale, dove nei diagrammi relativi è indicata come ascissa di volta in volta la corsa del pedale S_p e come ordinata la pressione frenante P .

Il diagramma della figura 4a vale - qualitativamente - nel caso in cui la molla di richiamo 98 del cilindro motore 86 ha un precarico equivalente ad una pressione di, ad esempio, 20 bar, con la conseguenza che lo stantuffo 88 del cilindro motore 86, a partire dall'inizio di una frenatura, rimane "fermo" fino a quando questa pressione si sviluppa, dopo la corsa del pedale S_1 , nel vano di pressione di uscita 26 della pompa idraulica 17 dell'assale anteriore. Solo "al di là" della posizione S_1 del pedale, il pistone 88 del cilindro motore 86 subisce uno spostamento in direzione del-

Ing. Barzani & Zanardo
Roma s.p.a.

la freccia 95 e l'elemento di sostegno 49 subisce uno spostamento nello stesso senso dell'altro che provoca un aumento crescente della forza di azionamento che agisce sullo stantuffo 28 della pompa idraulica 17 dell'assale anteriore. Presupponendo che gli spostamenti dell'elemento di sostegno 49 dovuti ai movimenti oscillatori del braccio oscillante 83 non influenzano notevolmente la caratteristica pressione frenante / corsa del pedale e che, nella posizione di base rappresentata dell'elemento di sostegno 49, uno spostamento derivante da uno spostamento assiale dell'elemento di sostegno 49 e un movimento oscillante del bilanciere 33 provoca un aumento di pressione nel circuito frenante II dell'assale posteriore maggiore che nel circuito frenante I dell'assale anteriore, la pressione frenante Pha dell'assale posteriore è rappresentata, fino alla corsa S1 del pedale, dal ramo ascendente più ripido 131 della curva di andamento di Pha indicata complessivamente con 132, mentre la pressione frenante dell'assale anteriore Pva si sviluppa lungo il ramo 133 ascendente più piatto della curva di andamento di Pva indicata complessivamente con 134. Dopo che, a partire dalla posizione S1 del pedale, si supera il precarico della molla di richiamo 98 si sviluppa la pressione frenante dell'assale posteriore lun-

Ing. Bramanti & Zanardi
Roma op. 10

go un ramo ascendente 136 più piatto della sua curva di andamento 132, mentre a partire dalla posizione S1 del pedale, la pressione frenante Pva dell'assale anteriore si sviluppa lungo un ramo 137 della sua curva di andamento 134 che sale più ripidamente del ramo 136 della curva di andamento 132 di Pha. Non appena si può escludere - mediante limitazione di arresto - un altro spostamento dello stantuffo 88 del cilindro motore 86, cosa che potrebbe verificarsi nella posizione 32 del pedale, le pressioni frenanti Pha e Pva si sviluppano - nella rappresentazione del diagramma - ulteriormente in modo "rettilineo" con le pendenze delle loro curve di andamento 132 e rispettivamente 134 legate a questa posizione S2.

Il diagramma della figura 4b corrisponde ad una concezione del dispositivo di frenatura nel senso che la molla di richiamo 98 del cilindro motore 86 è strutturata come una molla con forza di richiamo progressivamente crescente. Per la pressione frenante Pha dell'assale posteriore si ha poi la curva di andamento "convessa" rappresentata nella figura 4b e per la pressione frenante Pva dell'assale anteriore si ha la curva di andamento "concava bassa" 139. Anche qui si ha che le curve di andamento 138 e 139, a partire dalla limitazione di arresto dello spostamento del pi-

Ing. Barzani & Zanardo
Roma spa

stone sovrappassano in linee rette di diversa pendenza costante.

Un accostamento "graduale" alla forma di andamento delle pressioni frenanti corrispondente alla figura 4b può essere realizzato anche per il fatto che al posto di un'unica molla di richiamo 98 è previsto un circuito in serie costituito da due o più molle di richiamo aventi diverse costanti elastiche.

RIVENDICAZIONI

1. Pompa idraulica doppia per un impianto idraulico frenante a due circuiti di un veicolo stradale con ripartizione del circuito frenante assale anteriore/assale posteriore, con di volta in volta una pompa idraulica associata al circuito frenante dell'assale anteriore e al circuito frenante dell'assale posteriore, disposte in una scatola comune con andamento parallelo dei loro assi longitudinali centrali a distanza laterale l'una accanto all'altra e azionabili di volta in volta tramite un braccio di un bilanciere oscillabile, agente come leva a due bracci, con rapporto variabile $L1/L2$ delle lunghezze $L1$ e $L2$ dei bracci del bilanciere, caratterizzata dal fatto che è previsto un elemento di sostegno (49) che marca, attraverso il suo punto di appoggio (51) sul bilanciere (33), l'asse di oscillazione di questo e che trasmette, tra-

Ing. Giovanni S. Sarnaldi
Roma spa

stone sovrappassano in linee rette di diversa pendenza costante.

Un accostamento "graduale" alla forma di andamento delle pressioni frenanti corrispondente alla figura 4b può essere realizzato anche per il fatto che al posto di un'unica molla di richiamo 98 è previsto un circuito in serie costituito da due o più molle di richiamo aventi diverse costanti elastiche.

RIVENDICAZIONI

1. Pompa idraulica doppia per un impianto idraulico frenante a due circuiti di un veicolo stradale con ripartizione del circuito frenante assale anteriore/assale posteriore, con di volta in volta una pompa idraulica associata al circuito frenante dell'assale anteriore e al circuito frenante dell'assale posteriore, disposte in una scatola comune con andamento parallelo dei loro assi longitudinali centrali a distanza laterale l'una accanto all'altra e azionabili di volta in volta tramite un braccio di un bilanciere oscillabile, agente come leva a due bracci, con rapporto variabile $L1/L2$ delle lunghezze $L1$ e $L2$ dei bracci del bilanciere, caratterizzata dal fatto che è previsto un elemento di sostegno (49) che marca, attraverso il suo punto di appoggio (51) sul bilanciere (33), l'asse di oscillazione di questo e che trasmette, tra-

Ing. Giovanni S. Sarnaldi
Roma spa

mite l'appoggio ad un pezzo di asta di pressione (48), la forza di azionamento che agisce su detto pezzo sul bilanciere (33), il quale elemento di sostegno è disposto in modo mobile tra il bilanciere (33) e la superficie di sostegno (72) del pezzo di asta di pressione (48) trasversalmente alla direzione di intervento della forza di azionamento e alla direzione assiale degli assi longitudinali (19 e 21) della pompa idraulica, e dal fatto che è previsto un cilindro motore (86) idraulico, accoppiato mediante un braccio oscillante (83) con l'elemento di sostegno (49), mediante il cui caricamento a pressione il braccio oscillante (83) e con esso l'elemento di sostegno (49) subiscono una deviazione laterale al cui aumento è legata una riduzione del rapporto $L1/L2$ delle lunghezze $L1$ e $L2$ dei bracci (34 e 36) del bilanciere mediante la quale si divide la forza di azionamento sul pistone (28) della pompa idraulica associato al circuito frenante (I) dell'assale anteriore e rispettivamente sul pistone (29) della pompa idraulica doppia (16) associato al circuito frenante (II) dell'assale posteriore.

2. Pompa idraulica doppia secondo la rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che il vano di pressione di azionamento (96) del cilindro motore (86) che comanda le deviazioni laterali dell'elemento di

Ing. Barzani & Zanardo
Roma spa

appoggio (49) è caricabile con la pressione di uscita di una delle due pompe idrauliche (17 o 18) della pompa idraulica doppia (16), preferibilmente con la pressione di uscita Pva della pompa idraulica (17) associata al circuito frenante (I) dell'assale anteriore.

3. Pompa idraulica doppia secondo la rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che il vano di pressione di azionamento (96) del cilindro motore (86) è caricabile con la pressione di uscita di una valvola del freno di un amplificatore di forza frenante idraulico previsto nell'ambito dell'impianto di frenatura (10), dove detta pressione di uscita è proporzionale alla forza con cui il conducente aziona il pedale (47) del freno.

4. Pompa idraulica doppia secondo la rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che il vano di pressione (96) di azionamento del cilindro motore (86) è caricabile con la pressione di uscita di una sorgente di pressione ausiliaria collegabile mediante comando di valvola al vano di pressione di azionamento (96) che, a sua volta, è scaricabile, mediante comando di valvola, in alternativa al collegamento all'uscita della pressione della sorgente di pressione ausiliaria (108) in direzione del suo serbatoio decompresso.

5. Pompa idraulica doppia secondo la riven-

Ing. Giovanni S. Mancuso
Roma spa

dicazione 4, caratterizzata dal fatto che per il comando del collegamento - alternativo - della camera di pressione di azionamento (96) all'uscita a pressione della sorgente di pressione ausiliaria (108) e rispettivamente al suo serbatoio decompresso è prevista una valvola a 3/2 vie, nella cui posizione di base (0) il vano di pressione di azionamento (96) è collegato con il serbatoio e, allo stesso tempo, è chiuso verso l'uscita a pressione e della sorgente di pressione ausiliaria (108), e nella cui posizione di funzionamento (I) alternativa all'altra, il vano di pressione di azionamento (96) è collegato all'uscita a pressione della sorgente di pressione ausiliaria (108) e, allo stesso tempo, è chiuso verso il serbatoio.

6. Pompa idraulica doppia secondo la rivendicazione 5, caratterizzata dal fatto che la valvola a 3/2 vie è strutturata come una valvola comandata a pressione attivabile con la pressione di uscita della pompa idraulica (17) associata al circuito frenante (I) dell'assale anteriore oppure come una valvola elettromagnetica (109) attivabile elettricamente.

7. Pompa idraulica doppia secondo la rivendicazione 4, caratterizzata dal fatto che per il comando del collegamento - alternativo - della camera di pressione di azionamento (96) del cilindro motore (86).

Ing. Barzani & Barzani
Roma s.p.a.

all'uscita a pressione della sorgente di pressione ausiliaria (108) e rispettivamente del suo serbatoio è prevista una valvola elettromagnetica a comando elettrico, concepita come valvola a 3/3 vie, la quale, oltre che nelle posizioni di passaggio alternative, è comandabile nella posizione di intercettazione in cui la camera di pressione di azionamento (96) del cilindro di azionamento (86) è sbarrabile sia verso l'uscita a pressione della sorgente di pressione ausiliaria (108) sia verso il serbatoio.

8. Pompa idraulica doppia secondo una delle rivendicazioni da 1 a 7, caratterizzata dal fatto che ad una molla di richiamo (98) del cilindro di azionamento (86), contro la cui forza di richiamo avviene lo spostamento del suo pistone (88), è impresso un precarico equivalente ad una frazione tra 1/10 e 1/5 della pressione massima di uscita Pva della pompa idraulica (17) associata al circuito frenante (I) dell'assale anteriore.

9. Pompa idraulica doppia secondo una delle rivendicazioni da 1 a 8, caratterizzata dal fatto che una molla di richiamo (98) del cilindro di azionamento (86), contro la cui forza di richiamo avvengono gli spostamenti del suo pistone (88) che deviano l'elemento di sostegno (49), sviluppa, con spostamento crescen-

Ingeg. Giovanni G. Maradei
Roma, aprile

te del pistone, una forza di richiamo progressivamente crescente.

10. Pompa idraulica doppia secondo una delle rivendicazioni da 1 a 9, caratterizzata dal fatto che una disposizione di molle di richiamo del cilindro di azionamento (86), contro la cui forza di richiamo crescente avvengono gli spostamenti del pistone (88) del cilindro motore che deviano l'elemento di sostegno (49), comprende in circuito meccanico di serie almeno due molle con caratteristiche elastiche diverse.

11. Pompa idraulica doppia secondo una delle rivendicazioni da 1 a 10, caratterizzata dal fatto che il cilindro di azionamento o motore (86) è disposto con andamento del suo asse longitudinale centrale (87) complanare agli assi longitudinali centrali (19 e 21) delle due pompe idrauliche, però perpendicolare a questi.

12. Pompa idraulica doppia secondo una delle rivendicazioni da 1 a 10, caratterizzata dal fatto che il cilindro motore (86) è disposto con andamento del suo asse longitudinale centrale parallelo agli assi longitudinali centrali (19 e 21) delle due pompe idrauliche (17 e 18) e dal fatto che è previsto un dispositivo di rinvio (99, 102) che collega lo stelo (84) del pistone (88) del cilindro motore con il braccio oscillante (83), il quale dispositivo di rinvio trasforma i movi-

Ing. Barzani & Barzani
Roma s.p.a.

menti longitudinali dello stelo del pistone in movimenti trasversali del braccio oscillante (83) e dell'elemento di sostegno (49)..

13.. Pompa idraulica doppia secondo la rivendicazione 12, caratterizzata dal fatto che il dispositivo di rinvio comprende un braccio (99) di glifo oscillabile intorno ad un asse (101) disposto lontano dall'estremità libera dello stelo (84) del pistone, che taglia perpendicolarmente il suo asse longitudinale centrale (87) e si estende perpendicolarmente al piano mediano trasversale (69) della pompa idraulica doppia (16), il quale braccio ha come glifo (102) una asola che si estende nel piano mediano trasversale e rispettivamente parallelamente a questo e trasversalmente all'asse longitudinale (87) del cilindro motore (86), con la quale asola è impegnato un perno scorrevole (104) disposto all'estremità dello stelo (84) del pistone, dove il braccio oscillante (83) è articolato alla zona mediana (107) del braccio (99) del glifo tra il suo asse di oscillazione (101) e il glifo (102) e la cui inclinazione rispetto alla direzione di spostamento dello stelo (84) del pistone del cilindro motore (86) è realizzata in modo che, da un accorciamento della distanza del perno di articolazione (104) dall'asse di oscillazione (101), il braccio (99) del glifo subisce una deviazione orientata in modo da allontanar-

Ing. Giovanni S. Varnato
Roma spa

si dalla pompa idraulica (17) dell'assale anteriore
disposta in modo attiguo e l'elemento di sostegno (49)
viene avvicinato di più all'asse centrale (19) di questa
pompa idraulica (17).

14. Pompa idraulica doppia secondo una delle
rivendicazioni da 1 a 13, caratterizzata dal fatto che
il punto di impegno (51) in cui la forza di azionamen-
to interviene sul bilanciere (33) è impresso dal punto
di appoggio di un rullo (74) collocato in modo libera-
mente girevole sull'elemento di sostegno mobile (49) e
dal fatto che l'elemento di sostegno (49) è sostenuto
tramite due rulli di appoggio (79 e 81) - a rotazione
libera - su una superficie frontale terminale piana (72)
del pezzo di stelo di pressione (48), i cui assi di rota-
zione (77 e 78) sono disposti a distanza fra loro su
entrambi i lati del piano mediano longitudinale dell'e-
lemento di sostegno (49) contenente l'asse di rotazione
(73) del rullo (74) laterale al bilanciere.

15. Pompa idraulica doppia secondo una delle
rivendicazioni da 1 a 14, caratterizzato dal fatto che
nella posizione dell'elemento di sostegno (49) corri-
spondente allo stato non azionato dell'impianto di fre-
natura, tra il piano che si estende perpendicolarmente
agli assi longitudinali centrali (19 e 21) delle pompe
idrauliche (17 e 18) in cui si estende l'asse di artico-

Ing. Barrano & Barardo
Roma s.p.a.

lazione (94) dello snodo che collega il braccio oscillante (83) con lo stelo (84) del pistone del cilindro motore (86) e rispettivamente con il braccio (99) del glifo e il punto di appoggio (51) dell'elemento di sostegno (49) al bilanciere (33), vi è uno spostamento assiale a corrispondente ad $1/10 - 1/4$ della corsa massima di azionamento del pezzo di asta di pressione (48), dove l'asse di articolazione (94) ha la distanza assiale dalla superficie frontale (72) del pezzo di asta di pressione (48) maggiore del punto di sostegno (51) laterale al bilanciere dell'elemento di sostegno (49).

16. Pompa idraulica doppia secondo una delle rivendicazioni da 1 a 15, caratterizzata dal fatto che è previsto un primo rivelatore di via o interruttore (113) dipendente dalla via che, a partire da una entità minima della deviazione laterale dell'elemento di sostegno (49), emette un segnale di uscita, nonché un comparatore (118) che emette un segnale di uscita quando la decelerazione del veicolo raggiunge un valore minimo e dal fatto che è previsto un organo di connessione (116) che da una combinazione congiuntiva dei segnali di uscita del rivelatore di via (113) e del comparatore (118) produce un segnale di avviso quando il segnale di uscita del comparatore è in attesa ma il rivelatore di via (113) non ha reagito.

Ing. Giovanni S. Sarnardo
Roma spa

17. Pompa idraulica doppia secondo una delle
rivendicazioni da 1 a 16, caratterizzata dal fatto che
è previsto un secondo rivelatore di via o interruttore
(112) dipendente dalla via, che emette un segnale di
uscita non appena il pistone (29) della pompa idraulica
(18) associata al circuito frenante (II) dell'assale
posteriore ha eseguito una corsa parziale corrispon-
dente ad una frazione definita tra $1/4$ e $1/3$ della sua
corsa massima, e dal fatto che è previsto un organo
di combinazione (122) che da una combinazione congiun-
tiva del segnale di uscita del secondo rivelatore di
via (112) con il segnale di uscita del comparatore (118)
o di un altro comparatore che a partire da una de-
celerazione minima del veicolo emette un segnale di usci-
ta, produce un segnale di avviso quando il segnale di
uscita caratteristico per la corsa minima del pistone
(29) della pompa idraulica è in attesa ma il compara-
tore (118) non ha reagito.

Roma, 29 AGO. 1930.

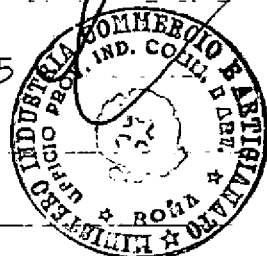
p.: MERCEDES-BENZ AKTIENGESELLSCHAFT

ING. BARZANO' & ZANARDO ROMA S.P.A.

UN MANDATARIO
per se e per gli altri
Antonio Taliencio
(N° d'iscr. 171)

Taliencio

KC/13015



*Ing. Barzano' & Zanardo
Roma s.p.a.*

48242A90

2/4

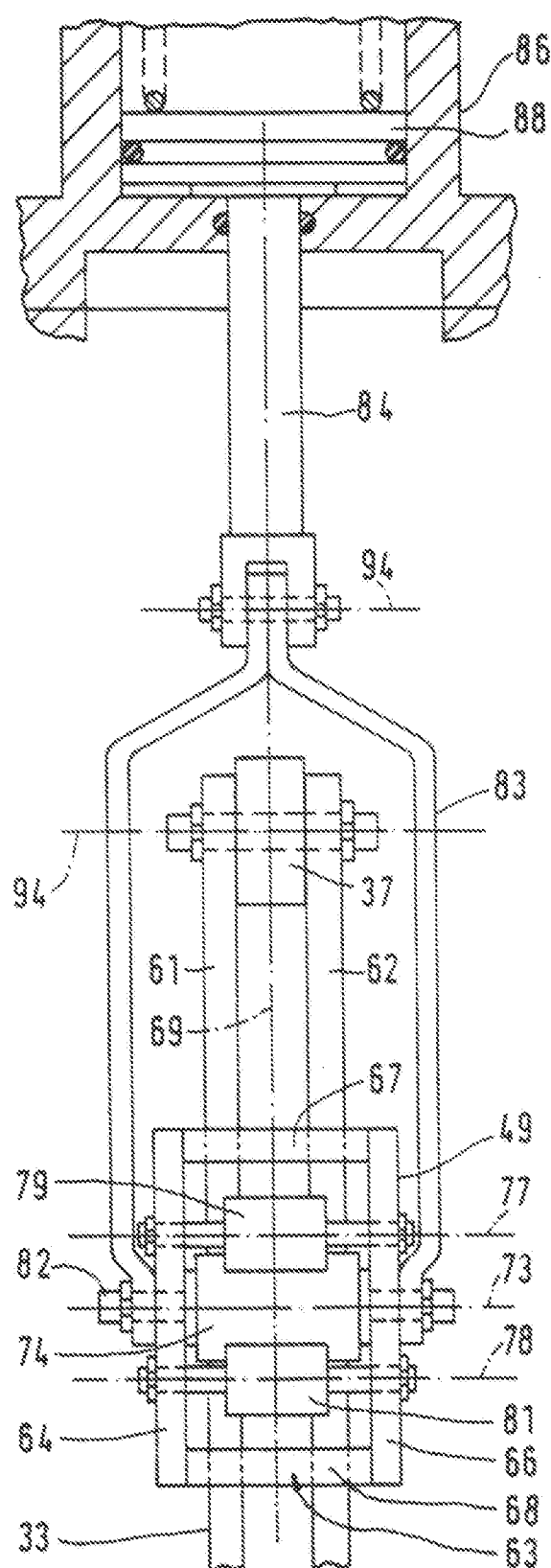


FIG. 2

d.p.a.: MERCEDES-BENZ AKTIENGESELLSCHAFT
ING. BARZANO' & ZANARDO ROMA S.p.A.

UN MANUSCRITTO
per co e p. E. di altri
Antonio Tedesco
(N° d'iscr. 171)

Faliero

48242A90

3/4

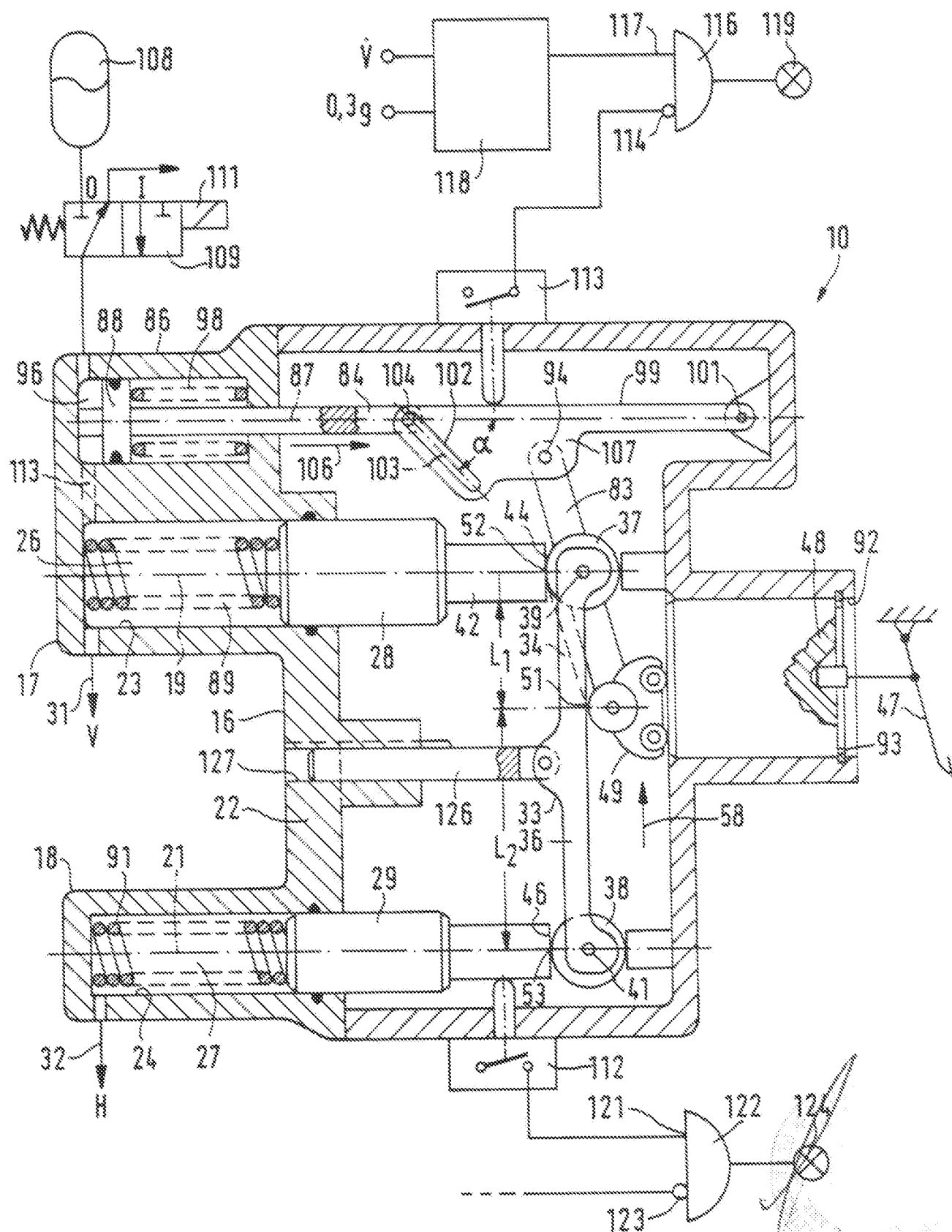


FIG. 3

D.p.s.: MERCEDES-BENZ AKTIENGESellschaft
ING. BARZANO' & ZANARDO ROMA S.p.A.

UN MANDATARIO
per ce e per gli altri
Antonio Tahercio
(N. d'iscr. 1211)

Helier

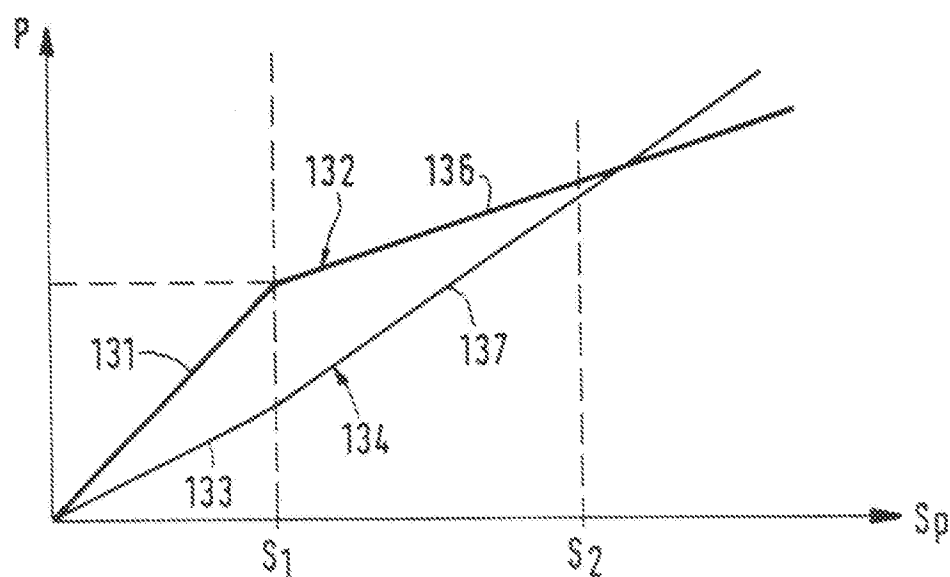


FIG. 4a

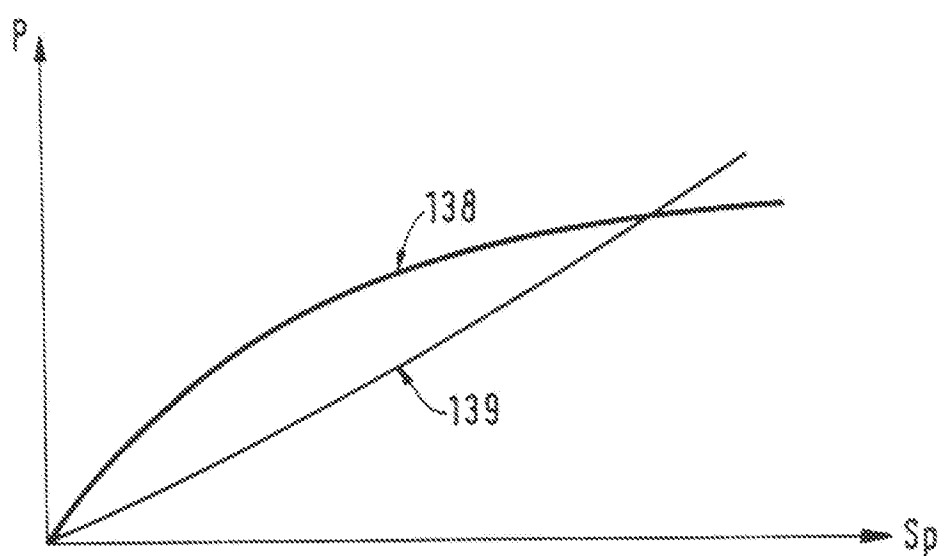


FIG. 4b

p.p.: MERCEDES-BENZ AKTIENGESELLSCHAFT
ING. BARZANO' & ZANARDO ROMA S.p.A.

UN MANDATARIO
per se e per gli altri
Antonio Tollero
(N° d'iscr. 171)

Tollero

