



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



Numéro de publication: **0 566 449 B1**

12

FASCICULE DE BREVET EUROPEEN

49 Date de publication du fascicule du brevet: **20.12.95** 51 Int. Cl.⁸: **F15B 11/05**

21 Numéro de dépôt: **93400866.5**

22 Date de dépôt: **02.04.93**

54 **Distributeur hydraulique combinant la compensation de pression et la sélection de pression maximale**

30 Priorité: **06.04.92 FR 9204183**

43 Date de publication de la demande:
20.10.93 Bulletin 93/42

45 Mention de la délivrance du brevet:
20.12.95 Bulletin 95/51

84 Etats contractants désignés:
DE SE

56 Documents cités:

EP-A- 0 197 314	EP-A- 0 368 636
EP-A- 0 438 606	WO-A-92/01163
WO-A-92/04544	DE-A- 3 507 121
DE-A- 4 005 967	US-A- 4 574 839
US-A- 4 787 294	US-A- 5 138 837

73 Titulaire: **REXROTH-SIGMA**
91 boulevard Irène-Joliot-Curie
F-69634 Vénissieux Cedex (FR)

72 Inventeur: **Rivolier, Michel**
273 F Chemin de la Palma
F-69210 l'Arbresle (FR)

74 Mandataire: **Gorree, Jean-Michel et al**
84, rue d'Amsterdam
F-75440 Paris Cédex 09 (FR)

EP 0 566 449 B1

Il est rappelé que: Dans un délai de neuf mois à compter de la date de publication de la mention de la délivrance du brevet européen, toute personne peut faire opposition au brevet européen délivré, auprès de l'Office européen des brevets. L'opposition doit être formée par écrit et motivée. Elle n'est réputée formée qu'après paiement de la taxe d'opposition (art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

Description

La présente invention concerne des perfectionnements apportés aux distributeurs hydrauliques combinant une compensation de pression et une sélection de pression maximale (ou la plus élevée) pour le pilotage d'une pompe d'alimentation (système dit "de détection de charge" ou "load sensing") et, plus particulièrement, elle concerne des perfectionnements apportés à un distributeur hydraulique à compensation de pression, comportant :

- un corps de distributeur ;
- un tiroir logé dans le corps pour pouvoir y être déplacé longitudinalement pour une transmission sélective d'un fluide hydraulique sous pression vers des orifices de travail prévus dans le corps à partir d'un orifice d'admission du fluide hydraulique sous pression ;
- un passage dans ledit corps pour relier aux orifices de travail une chambre de distribution, associée au tiroir et apte à être reliée sélectivement à l'orifice d'admission par le tiroir déplacé ;
- un canal de ligne de détection de charge (load sensing) combiné avec des moyens sélecteurs de pression la plus élevée agencés pour établir dans ledit canal la pression la plus élevée sélectionnée parmi la pression régnant dans ledit canal et la pression du fluide sous pression du distributeur ; et
- des moyens de compensation de pression placés dans ledit passage et sensibles à la différence entre la pression de fluide dans le distributeur et la pression régnant dans ledit canal, afin d'engendrer une chute de pression sensiblement fixe dans le fluide sous pression s'écoulant en direction des orifices de travail.

On rappellera brièvement que le système de détection de charge consiste, dans un ensemble de distributeurs commandant des charges respectives nécessitant des puissances hydrauliques différentes, à détecter celle des charges qui nécessite la puissance la plus élevée, et donc la pression la plus élevée pour le fluide hydraulique de travail qui l'alimente, et à ramener cette pression la plus élevée sur une entrée de commande de la pompe de manière à asservir celle-ci aux besoins. Cette fonction est réalisée en prévoyant, dans chaque distributeur, un sélecteur qui est sensible, d'un côté, à la pression du fluide de travail fournie à la charge commandée par le distributeur et, du côté opposé, à la pression du fluide de travail fournie à une autre charge commandée par un distributeur et qui est apte à sélectionner la plus élevée de ces deux pressions ; par une sélection de proche en

proche, c'est la pression la plus élevée de l'ensemble du système hydraulique qui assure finalement le pilotage de la pompe.

La mise en place, au sein des distributeurs, des moyens (sélecteurs et canaux de liaison) nécessaires à la réalisation d'un système de détection de charge a conduit à une complexité notable de la structure des distributeurs. Des solutions de simplification ont pu être trouvées pour certains types de distributeurs, mais aucune n'a été trouvée à ce jour pour les distributeurs à fonctionnement proportionnel.

Par ailleurs, les lignes de détection de charge sont classiquement alimentées par une prise de pression faite au niveau de la charge. Au tout début d'une phase de distribution, la ligne de détection de charge se trouve alimentée en premier lieu, avant que la charge ne le soit. Si cette ligne de détection présente une fuite (une telle fuite peut notamment être créée volontairement pour certains modes de fonctionnement du circuit hydraulique), la pression de commande appliquée à la charge commence par décroître avant de remonter à la valeur nominale imposée par le distributeur. Il en résulte que la charge (un bras articulé par exemple) commence par descendre avant de monter conformément à la commande qui lui est imposée et, dans tous les cas, il se produit un à-coup au moment du rétablissement des conditions normales. Il s'agit là d'un réel inconvénient du système, qui peut se révéler dangereux.

D'autre part, dans un distributeur hydraulique classique, le débit du fluide hydraulique délivré par l'orifice de travail du distributeur subit des fluctuations en fonction de son importance déterminée par la position du tiroir et en fonction de la pression fournie par la pompe. Il est connu (par exemple US 3 827 453) de pallier cet inconvénient et de rendre le débit du fluide de travail constant quelles que soient les circonstances en prévoyant dans le distributeur des moyens de compensation de pression qui comparent en permanence la pression de travail en provenance de la pompe à une valeur de consigne fixe ou variable ; dans ce dernier cas, il peut s'agir de la pression la plus élevée sélectionnée dans la ligne de détection de charge, afin de laminer le fluide de travail en conséquence et de créer ainsi une chute de pression constante dans ce fluide de travail.

Dans des distributeurs connus (par exemple US 4 693 272), la présence de ces moyens de compensation de pression vient encore ajouter à la complexité de la structure car lesdits moyens de compensation de pression, bien qu'utilisant l'information de pression la plus élevée présente dans la ligne de détection de charge, sont établis indépendamment des moyens mis en oeuvre pour la sélection de la pression la plus élevée.

En outre, la mise en oeuvre de cette compensation de pression conduit notamment à faire passer une partie des liaisons hydrauliques nécessaires à travers le tiroir. Le perçage des conduits correspondants dans le tiroir accroît considérablement le coût de fabrication de celui-ci. De plus, la présence de ces conduits percés à travers le tiroir encombre le volume interne de celui-ci et il n'est alors plus possible de prévoir d'autres perçages utiles à d'autres fins, par exemple ceux exigés par la mise en oeuvre d'un système de freinage de charge. Ces autres systèmes doivent alors être conçus sous forme de circuits extérieurs tuyautés, ce qui ajoute encore à la complexité et au coût de l'ensemble.

Dans d'autres distributeurs connus (US 5 138 837, EP 0 438 606), on trouve certes une tentative de simplification et d'intégration des moyens de compensation de pression et des moyens de détection de charge. Toutefois les moyens de détection de charge demeurent agencés avec une prise de pression située dans la ligne reliée à la charge : ces distributeurs connus présentent donc toujours les inconvénients mentionnés précédemment pour ce type d'agencement.

On peut encore ajouter que, dans les distributeurs connus dont la fonction de compensation de pression est assurée par un clapet rappelé par un ressort, la pression de pilotage de la pompe diffère de la pression du fluide sous pression fourni par la pompe non seulement de la valeur de la chute de pression imposée par les moyens de compensation de pression, mais aussi de la valeur de la perte de charge qui est introduite par la fonction anti-retour assurée par le clapet du distributeur le plus chargé et qui correspond à la valeur du tarage du ressort de rappel du clapet. Ainsi, dans un tel agencement, la présence du ressort de rappel perturbe le fonctionnement théorique du système, ce qui s'avère un inconvénient notable particulièrement sensible dans la plage des très faibles pressions.

L'invention a donc essentiellement pour but de remédier aux inconvénients présentés par les distributeurs hydrauliques actuels du type à compensation de pression et à sélection de la pression la plus élevée et de proposer un distributeur perfectionné qui donne mieux satisfaction aux diverses exigences de la pratique, et qui en particulier soit d'une technologie structurelle et constructive plus simple et donc d'un coût moins élevé, qui conserve la même sensibilité de fonctionnement dans toute la plage de pression, y compris pour les très faibles pressions, et surtout qui soit agencé de manière que le pilotage de la pompe à débit variable qui alimente ce distributeur soit assuré d'une manière plus efficace et indépendante des réactions de la charge.

A ces fins, l'invention propose un distributeur à compensation de pression du type indiqué au préambule qui, étant agencé conformément à l'invention, se caractérise essentiellement en ce que les moyens de compensation de pression sont combinés avec les moyens sélecteurs de pression la plus élevée et en ce qu'il existe des moyens de liaison sélective aptes à établir sélectivement une liaison entre le canal et le passage en amont des moyens de compensation de pression de manière telle que :

- si la pression dans le canal est supérieure ou égale à la pression du fluide dans le passage en amont des moyens de compensation de pression, aucune communication n'existe entre ledit passage et ledit canal et la pression dans le canal conserve sa valeur, ou bien,
- si la pression dans le canal est inférieure à la pression du fluide dans le passage en amont des moyens de compensation de pression, une communication est établie entre ledit passage en amont des moyens de compensation de pression et ledit canal et la pression dans le canal devient celle du fluide présent dans le passage en amont des moyens de compensation de pression.

Grâce aux dispositions conformes à l'invention, la combinaison et l'intégration mutuelle des moyens de compensation de pression et des moyens de sélection de pression la plus élevée conduit à une simplification considérable de la structure interne du distributeur par suppression des canaux particuliers et du sélecteur spécifique prévus jusqu'à présent pour constituer les moyens de sélection de la pression la plus élevée et assurer cette fonction de sélection. Il ne subsiste désormais qu'un canal unique traversant directement (par exemple dans le sens de la largeur) le corps du distributeur, à hauteur d'une extrémité des moyens de compensation de pression. Comme, par ailleurs, les moyens de sélection de pression peuvent être constitués sous une forme structurelle très simple comme cela apparaît ci-après, on comprend tout l'intérêt du perfectionnement apporté par l'invention tant au niveau de la fabrication (beaucoup moins d'usinage dans le corps et moins de pièces constitutives, donc coût de fabrication beaucoup moins élevé) qu'au niveau de l'utilisation et de l'entretien (diminution des sources possibles de mauvais fonctionnement, réduction de l'entretien).

Surtout l'agencement conforme à l'invention améliore notablement la fiabilité de fonctionnement du système hydraulique construit autour du distributeur. En effet, on a vu que l'agencement du distributeur est tel que, dans le cas où la pression dans le distributeur est plus élevée que la pression

dans le canal de ligne de détection de charge, une communication est établie directement entre le passage transmettant le fluide sous pression et le canal. De la sorte, la pression qui règne dans ledit canal est la pression du fluide en provenance de la pompe et une fuite éventuelle dans la ligne raccordée audit canal n'a pas l'influence défavorable signalée plus haut dans les dispositifs actuels.

De préférence, dans un mode de réalisation structurellement simple, les moyens de compensation de pression combinés avec les moyens sélecteurs de pression maximale comprennent

- un alésage prévu dans le corps et relié, à une extrémité, audit passage en provenance de la chambre commandée par le tiroir et, à son autre extrémité, audit canal de ligne de détection de charge,
- un plongeur mobile de commande libre de coulisser dans ledit alésage sous l'action des pressions s'exerçant sur ses extrémités opposées,
- des premiers moyens obturateurs disposés dans ledit passage du fluide sous pression, solidaires dudit plongeur,
- des seconds moyens obturateurs disposés dans une connexion entre ledit passage de fluide sous pression et ledit canal, solidaires dudit plongeur, ledit plongeur étant apte à occuper :
 - . une première position extrême ou position de fermeture double, occupée en l'absence du fluide sous pression, dans laquelle les premiers et seconds moyens obturateurs sont fermés,
 - . un ensemble de positions intermédiaires, occupées lorsque du fluide sous pression est présent dans le passage, la position du plongeur étant déterminée par la différence entre la pression dans le passage et la pression dans le canal alors que celle-ci est supérieure à celle-là, dans laquelle les seconds moyens obturateurs sont maintenus fermés et les premiers moyens obturateurs sont ouverts avec un degré d'ouverture propre à provoquer dans l'écoulement de fluide sous pression une chute de pression prédéterminée,
 - . et une seconde position extrême ou position d'ouverture double, occupée lorsque la pression du fluide dans le passage est supérieure à la pression dans le canal, pour laquelle les premiers moyens obturateurs sont ouverts au maximum et les seconds moyens obturateurs sont eux aussi ouverts en établissant une communication entre ledit passage et ledit canal.

Dans un exemple particulier de réalisation, il est avantageux que :

- la partie dudit passage reliée à la chambre commandée par le tiroir communique avec une extrémité de l'alésage,
- la partie dudit passage reliée aux orifices de travail s'ouvre radialement dans l'alésage,
- lesdits premiers moyens obturateurs sont constitués par ledit plongeur réalisé sous forme allongée de manière que
 - . dans sa première position extrême, il obture totalement ladite ouverture du passage,
 - . dans son ensemble de positions intermédiaires, il obture partiellement ladite ouverture pour créer la chute de pression prédéterminée
 - . et dans sa seconde position extrême, il dégage au maximum ladite ouverture.

Dans ce dernier cas, on peut prévoir que les seconds moyens obturateurs sont constitués par ledit plongeur muni d'un conduit interne débouchant, d'un côté, dans la face du plongeur soumise à l'action de la pression du fluide dans le passage et, de l'autre côté, radialement au voisinage de l'autre face du plongeur qui est soumise à la pression du canal, de manière que :

- . quand le plongeur est dans sa première position extrême et dans son ensemble de positions intermédiaires, le débouché radial dudit conduit soit obturé par l'alésage et
- . quand le plongeur est dans sa seconde position extrême, le débouché radial dudit conduit soit sorti de l'alésage et en communication avec ledit canal.

Dans un exemple de réalisation simple, les moyens de compensation de pression et les moyens de sélection de pression maximale, combinés ensembles, sont uniques et fiables sélectivement aux deux orifices de travail.

Toutefois, il est également possible, tout au moins en vue de certaines applications particulières pour lesquelles la disposition précédente ne peut pas être retenue et qui exigent une indépendance totale des deux voies hydrauliques conduisant respectivement aux deux orifices de travail du distributeur, que les moyens de compensation de pression et les moyens de sélection de pression maximale, combinés ensembles, soient doubles et associés respectivement aux deux orifices de travail.

Pour écarter l'influence d'une surpression dans l'orifice de travail, on peut prévoir un clapet anti-retour dans le susdit passage, entre les moyens de compensation de pression et chaque orifice de travail. Il est alors possible de prévoir, selon les besoins et la structure adoptée, un seul clapet anti-retour dans le susdit passage, entre les moyens de compensation de pression et un orifice de travail, ou bien deux clapets anti-retour dans le susdit passage, entre les moyens de compensation de

pression et respectivement deux orifices de travail.

Il est souhaitable de ramener le plongeur dans une position prédéterminée lorsqu'il n'est soumis à aucune pression, et pour cela on prévoit que les moyens de compensation de pression combinés avec les moyens sélecteurs de pression maximale comprennent en outre des moyens de rappel élastique agissant sur le plongeur mobile dans un sens identique au sens d'action de la pression règnant dans le canal : en l'absence de pression, le plongeur est ainsi maintenu en appui par sa tête contre un épaulement de retenue correspondant.

Grâce aux moyens mis en oeuvre dans le cadre de l'invention, on constate que toutes les liaisons fluidiques peuvent être prévues dans le corps seul du distributeur et qu'il n'est pas nécessaire de prévoir certaines liaisons à travers le tiroir comme c'était au contraire le cas jusqu'à présent dans les distributeurs de l'art antérieur. La suppression de ces usinages spécifiques permet de réduire les coûts de fabrication du tiroir ou bien, à tout le moins, laisse de la place disponible pour équiper le tiroir de liaisons prévues à d'autres fins, notamment pour assurer des fonctions supplémentaires n'intéressant pas la sélection de la pression la plus élevée et/ou la compensation de pression.

L'invention propose également un dispositif de commande hydraulique multiple interposé entre une source de fluide sous pression à débit variable et un réservoir de retour, d'un côté, et plusieurs organes de charge hydrauliques devant être commandée respectivement et sélectivement à partir de ladite source. Dans un premier exemple de réalisation possible, ce dispositif comprend un empilement côte-à-côte

- de plusieurs distributeurs hydrauliques agencés conformément à l'invention tels que décrits plus haut,
- d'un élément terminal,
- et d'un élément d'entrée qui est transparent pour les lignes P et T des distributeurs empilés reliés respectivement à la sortie sous pression de la source et au réservoir de retour, qui comporte un régulateur de débit de décompression interposé entre une ligne de commande de la source par détection de charge issue des distributeurs empilés et la ligne de retour, et qui comporte un gicleur interposé entre la ligne de commande de la source par détection de charge issue des distributeurs empilés et l'entrée de commande de la source, ce gicleur étant agencé pour créer une chute de pression aux bornes du plongeur de chaque distributeur ; avantageusement, dans un tel circuit, entre la sortie de second gicleur et la ligne de retour est interposé un circuit limi-

teur de la pression de commande de pompe par détection de charge apte à limiter ladite pression de commande lorsque la pompe fournit sa pression maximale.

Dans un autre exemple de réalisation possible, ce dispositif comprend un empilement côte-à-côte

- de plusieurs distributeurs hydrauliques agencés comme indiqué plus haut, chaque distributeur comportant un gicleur interposé entre le canal de ligne de détection de charge et la chambre de distribution, ce gicleur étant rendu fonctionnel lorsque une communication est établie entre le passage et le canal et étant agencé pour créer une chute de pression aux bornes du plongeur du distributeur,
- d'un élément terminal,
- et d'un élément d'entrée qui est transparent pour les lignes P et T des distributeurs empilés reliés respectivement à la sortie sous pression de la source et au réservoir de retour, et qui comporte un régulateur de débit de décompression interposé entre une ligne de commande de la source par détection de charge issue des distributeurs empilés et la ligne de retour.

L'invention sera mieux comprise à la lecture de la description détaillée qui suit d'un mode de réalisation préféré donné uniquement à titre d'exemple purement illustratif. Dans cette description, on se réfère aux dessins annexés sur lesquels :

- la figure 1 est une vue en coupe d'un distributeur hydraulique agencé conformément à l'invention, le tiroir dudit distributeur étant disposé en position neutre ou inactive ;
- la figure 2 est une vue en coupe d'une variante de réalisation du distributeur de la figure 1 ;
- les figures 3 et 4 sont des vues en coupe du distributeur de la figure 1 montrant celui-ci respectivement dans deux autres positions fonctionnelles différentes ;
- la figure 5 est une vue en coupe d'une autre variante d'un distributeur hydraulique agencé selon l'invention ;
- la figure 6 est un schéma illustrant un exemple de constitution d'un circuit de commande hydraulique multiple incluant des distributeurs conforme à l'invention ;
- la figure 7 est un schéma illustrant un autre exemple de constitution d'un circuit de commande hydraulique multiple incluant des distributeurs conformes à l'invention ; et
- la figure 8 est une vue à plus grande échelle d'une partie du distributeur agencé en vue de son incorporation dans le circuit de la figure 7.

En se référant tout d'abord à la figure 1, le distributeur qui y est représenté comporte un corps 1 muni d'un orifice P d'admission du fluide sous pression (constitué sous forme d'un canal 2 traversant le corps 1 transversalement au plan du dessin et débouchant sur les deux faces principales dudit corps servant d'appui lors de l'empilage côte-à-côte et l'un contre l'autre de plusieurs distributeurs), d'au moins un orifice T (constitué sous forme d'un canal traversant le corps 1 transversalement au plan du dessin et débouchant sur les deux faces principales dudit corps) de retour du fluide vers un réservoir (non représenté), de deux orifices A, B de raccordement à un appareil ou composant hydraulique (non représenté), et un tiroir 4 apte à coulisser dans un alésage 5 du corps 1 ; l'alésage 5 traverse longitudinalement le corps 1 et débouche sur deux faces opposées, ou faces d'extrémités 6, 7 de celui-ci. De façon classique, le corps 1 et le tiroir 4 comportent des passages et/ou des canalisations et/ou des gorges agencés de manière à coopérer en vue d'établir les connexions ou les fermetures souhaitées des différents orifices du corps du distributeur selon la position occupée par le tiroir. Les agencements spécifiques à l'invention de ces passages et/ou canalisations et/ou gorges seront indiqués plus loin.

En outre, le corps 1 comporte encore un autre canal transversal 8 s'étendant entre les faces principales du corps et combiné avec au moins un sélecteur de pression permettant de transmettre, dans le canal 18 en aval du distributeur, la plus forte (pression "load sensing" ou pression LS) des deux pressions constituée respectivement par la pression en amont du distributeur et une pression de travail du distributeur. A chaque extrémité, le canal 8 débouche dans une cavité, creusée dans la face principale correspondante du corps (une cavité 9 est visible sur la figure 1). Le positionnement des cavités sur les faces principales est tel que, lors de l'empilage de deux distributeurs face contre face, la cavité 9 prévue sur une face principale de l'un et la cavité prévue sur la face principale coopérante de l'autre coopèrent pour constituer une chambre dans laquelle est abrité un joint d'étanchéité (non montré), ce grâce à quoi ledit canal 8 traverse de part en part le bloc de commande constitué par un empilement de plusieurs distributeurs quel que soit le nombre de ces derniers. Le principe du fonctionnement général d'un tel sélecteur de pression la plus élevée est bien connue de l'Homme de l'Art et ne sera pas reprise ici.

Le canal 2 raccordé à l'orifice d'admission P débouche dans l'alésage 5 du corps dans une chambre d'admission 10 de celui-ci, à proximité de laquelle une autre chambre 11 communique, par un passage 12, avec un logement 13 dans lequel est monté à libre coulissement étanche un plon-

neur 14. Le passage 12 débouche dans le logement 13 à une extrémité de celui-ci (correspondant à une face d'extrémité du plongeur 14), tandis qu'à son extrémité opposée le logement 13 débouche dans une cavité 15 dans laquelle peut se déplacer la tête 16 du plongeur 14. La tête 16, élargie par rapport au corps du plongeur, prend appui sur un épaulement formé au débouché du logement 13 dans la cavité 15 pour retenir le plongeur 14. Un ressort 17 peut être prévu dans la cavité 15 pour repousser le plongeur 14 contre ledit épaulement de manière à fixer sa position en l'absence de pressions. Le canal 8 précité est en communication avec la cavité 15, de telle sorte que la pression régnant dans le canal 8 soit également présente dans la cavité 15 et s'exerce alors sur l'extrémité correspondante du plongeur 14.

En outre, le plongeur 14 est traversé par un canal axial 18 débouchant d'un côté dans sa face d'extrémité en regard du passage 12 et de l'autre côté dans un canal diamétral 19 traversant le plongeur 14 et disposé de manière à être obturé par la paroi du logement 13 lorsque le plongeur 14 est dans la position de repos imposée par le ressort 17 (montré à la figure 1) ou dans une position non complètement relevée comme cela apparaîtra plus loin.

La portion du tiroir 4 qui s'étend, en position neutre, entre les chambres 10 et 11 en les isolant l'une de l'autre est munie d'encoches de progressivité 20 destinées à assurer un écoulement contrôlé du fluide hydraulique dans le sens approprié lorsque le tiroir est déplacé dans un sens ou dans l'autre.

A partir du logement 13 précité s'étendent par exemple dans deux directions approximativement diamétralement opposées, deux conduits 21 dans chacun desquels est disposé si nécessaire un clapet anti-retour 22, les deux conduits 21 débouchant dans l'alésage 5 dans deux chambres respectives 23.

Bien entendu, d'autres dispositions sont possibles dans ce contexte. A titre d'exemple, la figure 2 montre une variante selon laquelle un seul conduit 21 est prévu à partir du logement 13, avec un seul clapet anti-retour 22 au-delà duquel le conduit 21 se scinde en deux branches 21a, 21b, rejoignant respectivement les deux chambres 23.

A proximité des chambres 23, deux chambres de distribution respectives 24 de l'alésage 5 sont réunies, par des conduits 25, aux orifices de travail ou orifices de départ respectifs A et B.

Enfin, au-delà des chambres de distribution 24, respectivement deux chambres de retour 26 de l'alésage 5 sont raccordées, par des conduits 27, au canal de retour 3 débouchant sur l'orifice de retour T.

Le fonctionnement du distributeur qui vient d'être décrit est le suivant.

On supposera, pour cette explication, que le distributeur fait partie d'un bloc de commande multiple constitué par un empilement, face contre face, de plusieurs distributeurs identiques (un exemple de réalisation sera donné plus loin), dans lequel les orifices P, T et 9 prévus sur les faces principales communiquent les uns avec les autres ; en particulier, les canaux 8 constituent une ligne de transmission de la pression la plus élevée (ligne "load sensing" ou ligne LS) qui est raccordée à une entrée de commande d'une pompe à débit variable (non montrée) dont la sortie sous pression est raccordée aux orifices P.

Le tiroir 4 étant en position neutre comme montré à la figure 1, toutes les chambres de l'alésage 5 sont isolées les unes des autres et aucun fluide ne s'écoule entre les orifices P, T, A et B. Le plongeur 14 est alors repoussé, par le ressort 17, en position d'appui sur sa tête, obturant les conduits 21, quelles que soient les pressions respectives régnant dans le passage 12 et la cavité 15 (pression LS).

Lorsque le tiroir est déplacé progressivement (par exemple vers la gauche, Fig. 3), le fluide hydraulique provenant de l'orifice P s'écoule, avec une chute de pression, par les encoches de progressivité 20 dans le passage 12 dans lequel la pression croît progressivement. Tant que la force due à la pression régnant dans le passage 12, s'exerçant sur la face inférieure du plongeur 14, reste inférieure à la somme de la force de tarage du ressort 17 et de la force due à la pression LS dans la cavité 15 qui s'exercent sur la face supérieure du plongeur 14, le plongeur 14 demeure dans la même position. Dès que la pression dans le passage 12 devient supérieure à la pression s'exerçant sur l'autre face du plongeur (tarage du ressort et pression LS), le plongeur commence à se déplacer (vers le haut sur le dessin) comme représenté à la figure 3, pour venir dans une nouvelle position d'équilibre dans laquelle la pression dans le passage 12 est égale à la pression LS augmentée de l'effort du ressort de tarage. Le plongeur dégage alors partiellement l'entrée du conduit 21 et le fluide s'écoule par ce chemin en subissant une chute de pression constante quel que soit le débit et régulée par l'écart entre la pression d'admission et la pression LS. Le clapet anti-retour 22 (celui situé à droite sur la figure 3 dans l'exemple considéré) s'ouvre et l'écoulement de fluide est acheminé vers l'orifice B. Dans ce contexte, le plongeur 14 se comporte comme un clapet (ou balance) de régulation de pression traditionnel.

Si le tiroir 4 est déplacé et si la pression LS dans la cavité 15 le permet (c'est-à-dire si la pres-

sion LS est inférieure à la pression maximale dans la chambre 12), la pression dans la chambre 12 devient telle que le plongeur 14 se soulève au maximum, dégageant au maximum l'entrée du conduit 21, tandis que le canal 19 du plongeur vient à déboucher dans la cavité 15. Du fluide du passage 12 s'écoule alors, par les canaux 18 et 19, dans la cavité 15 et, par là, dans le canal 8 : le distributeur considéré impose ainsi sa pression de commande en tant que pression LS. Dans ce contexte, le plongeur 14 se comporte comme sélecteur de pression la plus élevée dans la ligne de commande LS de la pompe.

L'intérêt du distributeur agencé conformément à l'invention tient à la fois à la simplification structurelle qu'il représente (le même plongeur sert à la fois de compensateur de pression et de sélecteur de pression de la ligne LS, alors que deux éléments distincts, correspondant à deux circuits hydrauliques distincts, étaient employés jusqu'à présent) et à la plus grande précision de commande de la pompe qu'il entraîne : en effet, dans les circuits antérieurs, la pression LS était prélevée sur la pression de travail proprement dite ou pression de charge (par exemple au niveau des orifices de départ) avec les inconvénients exposés au début de la présente description, tandis que, dans le distributeur agencé selon l'invention, la ligne LS est alimentée par la pression la plus élevée provenant directement de la pompe et une fuite éventuelle dans la ligne LS n'a plus d'influence sur la charge (notamment n'est plus susceptible de provoquer une descente de la charge).

En outre, le tiroir est de conception simple, sans canaux intérieurs, et sa fabrication est rendue plus aisée et moins coûteuse.

Enfin, un distributeur agencé selon l'invention permet de conserver au circuit hydraulique dans lequel il est inclus l'avantage d'un fonctionnement à division de débit que ne peut procurer le seul système "load sensing", c'est-à-dire que dans un circuit saturé les vitesses de tous les récepteurs sont diminuées proportionnellement aux débits respectifs dans ces récepteurs et il y a donc ralentissement ou immobilisation du récepteur ayant la charge la plus forte.

La figure 5 montre une variante de réalisation du distributeur hydraulique conforme à l'invention, dans lequel le circuit de compensation de pression et de sélection de la pression la plus élevée est dédoublé respectivement en correspondance avec les deux circuits de départ A et B. Les mêmes références numériques ont été utilisées pour désigner les mêmes organes que pour le distributeur de la fig. 1 ; les deux cavités 15 sont réunies à un seul et unique canal LS8. Le fonctionnement reste identique à ce qui a été décrit précédemment, à ceci près qu'un seul plongeur est en fonction selon

le sens de déplacement du tiroir 4 et selon que le départ s'effectue par l'orifice A ou l'orifice B.

La figure 6 est un schéma illustrant un exemple d'un circuit hydraulique de commande multiple faisant appel à un bloc de commande hydraulique multiple utilisant un empilement de plusieurs distributeurs conformes à l'invention.

Le bloc de commande hydraulique comprend un empilement de plusieurs distributeurs D_1, D_2, \dots, D_n , dont les orifices d'admission P, de retour T et de commande de pompe LS sont tous réunis entre eux par la simple juxtaposition étanche des faces principales des corps des distributeurs, d'une façon en soi bien connue de l'Homme de l'Art. Par exemple, un élément terminal aveugle 28 est monté à une extrémité de l'empilement pour obturer les conduits P, T et LS respectifs de l'empilement ; cet élément terminal pourrait pour certaines applications, être pourvu d'un dispositif réducteur de pression (non montré).

Un élément d'entrée 29 est transparent pour la ligne d'admission P qui est reliée à la sortie sous pression d'une source de fluide sous pression à débit variable -qui peut être par exemple une pompe à débit variable P_p comme représenté à la figure 6 ou bien encore une pompe à débit fixe avec valve à centre ouvert- et pour la ligne de retour T qui est reliée à un réservoir R.

Par ailleurs, la ligne LS est reliée, dans l'élément d'entrée 29, à la ligne de retour T à travers un premier régulateur de débit tel qu'un gicleur ou étrangleur 30 destiné à permettre la décompression de l'ensemble du dispositif lorsque le débit est nul (c'est-à-dire lorsque tous les distributeurs étant en position neutre).

Enfin, la pression LS_p de commande par détection de charge destinée à la pompe est prélevée sur la ligne LS, en amont du premier gicleur 30, à travers un second gicleur 31. Ce gicleur 31 a pour fonction de recréer une chute de pression aux bornes du plongeur 14 de chacun des distributeurs du bloc. Dans l'exemple considéré, un gicleur 31 unique est placé dans l'élément d'entrée 29. Un clapet limiteur 32, destiné à limiter la valeur maximale de la pression de commande de détection de charge lorsque la pompe fonctionne à son débit maximum, est interposé entre la ligne LS_p et la ligne de retour T.

La figure 7 est un schéma illustre un autre exemple d'un circuit hydraulique de commande multiple faisant appel à un bloc de commande hydraulique multiple utilisant un empilement de plusieurs distributeurs agencés selon l'invention. Cet agencement se distingue de celui de la figure 6 par le fait qu'un gicleur 31 est ici prévu dans chacun des distributeurs, en lieu et place du gicleur 31 unique précédemment logé dans l'élément d'entrée 29.

A la figure 7, l'élément d'entrée dépourvu du gicleur est désigné par la référence 29', tandis que les distributeurs équipés chacun d'un gicleur 31 sont respectivement désignés D'_1, D'_2, \dots, D'_n . Dans chaque bloc D'_1, D'_2, \dots, D'_n une représentation très simplifiée du distributeur est donnée, accompagnée des références numériques utilisées à la figure 1, de manière à montrer la situation du gicleur 31. Le gicleur 31 est interposé entre le canal 8 de ligne de détection de charge et la chambre de distribution 11 ; ce gicleur est rendu fonctionnel lorsqu'une communication est établie entre le passage 12 et le canal 8 par le déplacement du plongeur 14 et il est agencé pour créer une perte de charge inférieure au tarage du ressort du plongeur du distributeur qu'il équipe.

La figure 8 montre un exemple d'implantation du gicleur 31. Sur cette vue à échelle agrandie montrant plus particulièrement le plongeur 14, le gicleur 31 est logé dans la partie supérieure, étroite du canal axial 18 percé dans le plongeur et reliant le canal diamétral 19 percé dans le plongeur avec le passage 12. L'adaptation du distributeur pour ce type de circuit est donc facile et peu coûteuse à réaliser.

Comme il va de soi et comme il résulte d'ailleurs déjà de ce qui précède, l'invention ne se limite nullement à ceux de ses modes d'application et de réalisation qui ont été plus particulièrement envisagés.

Revendications

1. Distributeur hydraulique à compensation de pression, comportant :
 - un corps de distributeur (1) ;
 - un tiroir (4) logé dans le corps (1) pour pouvoir y être déplacé longitudinalement pour une transmission sélective d'un fluide hydraulique sous pression vers des orifices de travail (A, B) prévus dans le corps à partir d'un orifice (P) d'admission du fluide hydraulique sous pression ;
 - un passage de fluide (12, 21) dans ledit corps (1) pour relier aux orifices de travail (A, B) une chambre de distribution (11), associée au tiroir (4) et apte à être reliée sélectivement à l'orifice d'admission (P) par le tiroir (4) déplacé ;
 - un canal (8) de ligne de détection de charge (load sensing) combiné avec des moyens sélecteurs de pression la plus élevée agencés pour établir dans ledit canal la pression la plus élevée sélectionnée parmi la pression régnant dans ledit canal et la pression du fluide sous pression du distributeur ; et

- des moyens de compensation de pression placés dans ledit passage de fluide (12, 21) et sensibles à la différence entre la pression de fluide dans le distributeur et la pression règnant dans ledit canal (8), afin d'engendrer une chute de pression sensiblement fixe dans le fluide sous pression s'écoulant en direction des orifices de travail (A, B), caractérisé en ce que les moyens de compensation de pression sont combinés avec les moyens sélecteurs de pression la plus élevée et en ce qu'il existe des moyens de liaison sélective aptes à établir sélectivement une liaison entre le canal (8) et le passage (12) en amont des moyens de compensation de pression de manière telle que :
 - . si la pression dans le canal (8) est supérieure ou égale à la pression du fluide dans le passage (12) en amont des moyens de compensation de pression, aucune communication n'existe entre ledit passage (12) en amont des moyens de compensation de pression et ledit canal (8) et la pression dans le canal (8) conserve sa valeur, ou bien,
 - . si la pression dans le canal (8) est inférieure à la pression du fluide dans le passage (12) en amont des moyens de compensation de pression, une communication est établie entre ledit passage (12) en amont des moyens de compensation de pression et ledit canal (8) et la pression dans le canal (8) devient celle du fluide présent dans le passage (12) en amont des moyens de compensation de pression.
2. Distributeur hydraulique selon la revendication 1, caractérisé en ce que les moyens de compensation de pression combinés avec les moyens sélecteurs de pression maximale comprennent
- un alésage (13) prévu dans le corps (1) et relié, à une extrémité, audit passage (12) en amont des moyens de compensation de pression en provenance de la chambre (11) commandée par le tiroir (4) et, à son autre extrémité, audit canal de ligne de détection de charge (8),
 - un plongeur mobile de commande (14) libre de coulisser dans ledit alésage (13) sous l'action des pressions s'exerçant sur ses extrémités opposées,
3. Distributeur hydraulique selon la revendication 2, caractérisé en ce que :
- ledit passage (12) en amont des moyens de compensation de pression relié à la chambre (11) commandée par le tiroir (4) communique avec une extrémité de l'alésage (13),
 - la partie (21) dudit passage de fluide reliée aux orifices de travail (A, B) s'ouvre radialement dans l'alésage (13),
 - lesdits premiers moyens obturateurs sont constitués par ledit plongeur (14) réalisé sous forme allongée de manière que

- . dans sa première position extrême, il obture totalement ladite ouverture du passage,
 - . dans son ensemble de positions intermédiaires, il obture partiellement ladite ouverture pour créer la chute de pression prédéterminée
 - . et dans sa seconde position extrême, il dégage au maximum ladite ouverture.
4. Distributeur hydraulique selon la revendication 3, caractérisé en ce que les seconds moyens obturateurs sont constitués par ledit plongeur muni d'un conduit interne (18, 19) débouchant, d'un côté, dans la face du plongeur soumise à l'action de la pression du fluide dans le passage en amont des moyens de compensation de pression et, de l'autre côté, radialement au voisinage de l'autre face du plongeur qui est soumise à la pression du canal, de manière que :
- . quand le plongeur est dans sa première position extrême et dans son ensemble de positions intermédiaires, le débouché radial dudit conduit (19) soit obturé par l'alésage (13) et
 - . quand le plongeur est dans sa seconde position extrême, le débouché radial dudit conduit (19) soit sorti de l'alésage (13) et en communication avec ledit canal (8).
5. Distributeur hydraulique selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que les moyens de compensation de pression et les moyens de sélection de pression maximale, combinés ensembles, sont uniques et fiables sélectivement à l'un des deux orifices de travail.
6. Distributeur hydraulique selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que les moyens de compensation de pression et les moyens de sélection de pression maximale, combinés ensembles, sont doubles et associés respectivement aux deux orifices de travail.
7. Distributeur hydraulique selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce qu'au moins un clapet anti-retour (22) est prévu dans le susdit passage de fluide, entre les moyens de compensation de pression et au moins un orifice de travail.
8. Distributeur hydraulique selon la revendication 7, caractérisé en ce qu'il comporte un seul
- clapet anti-retour dans le susdit passage de fluide, entre les moyens de compensation de pression et un orifice de travail.
9. Distributeur hydraulique selon la revendication 7, caractérisé en ce qu'il comporte deux clapets anti-retour dans le susdit passage de fluide, entre les moyens de compensation de pression et respectivement deux orifices de travail.
10. Distributeur hydraulique selon l'une quelconque des revendications 2 à 9, caractérisé en ce que les moyens de compensation de pression (14) combinés avec les moyens sélecteurs de pression maximale (14) comprennent en outre des moyens de rappel élastique (17) agissant sur le plongeur mobile (14) dans un sens identique au sens d'action de la pression régnant dans le canal (8).
11. Dispositif de commande hydraulique multiple interposé entre une source de fluide sous pression à débit variable (P_p) et un réservoir de retour (R), d'un côté, et plusieurs organes de charge hydrauliques devant être commandés respectivement et sélectivement à partir de ladite source, caractérisé en ce qu'il comprend un empilement côte-à-côte
- de plusieurs distributeurs hydrauliques (D_1, D_2, \dots, D_n) selon l'une quelconque des revendications 1 à 10,
 - d'un élément terminal (28),
 - et d'un élément d'entrée (29)
- qui est transparent pour les lignes P et T des distributeurs empilés reliés respectivement à la sortie sous pression de la source (P_p) et au réservoir de retour (R), qui comporte un régulateur de débit (30) de décompression interposé entre une ligne (LS) de commande de la source par détection de charge issue des distributeurs empilés et la ligne de retour (T), et qui comporte un gicleur (31) interposé entre la ligne (LS) de commande de la source par détection de charge issue des distributeurs empilés et l'entre de commande de la source (P_p), ce gicleur (31) étant agencé pour créer une perte de charge aux bornes du plongeur de chaque distributeur.
12. Dispositif de commande hydraulique multiple interposé entre une source de fluide sous pression à débit variable (P_p) et un réservoir de retour (R), d'un côté, et plusieurs organes de charge hydrauliques devant être commandés respectivement et sélectivement à partir

de ladite source,

caractérisé en ce qu'il comprend un empilement côte-à-côte

- de plusieurs distributeurs hydrauliques ($D_1, D_2 \dots, D_n$) selon l'une quelconque des revendications 2 à 10, chaque distributeur comportant un gicleur (31) interposé entre le canal (8) de ligne de détection de charge et la chambre de distribution (11), ce gicleur (31) étant rendu fonctionnel lorsque une communication est établie entre le passage (12) en amont des moyens de compensation de pression et le canal (8) et étant et le canal (8) et étant agencé pour créer une perte de charge aux bornes du plongeur du distributeur, 5
- d'un élément terminal (28), 10
- et d'un élément d'entrée (29) qui est transparent pour les lignes P et T des distributeurs empilés reliés respectivement à la sortie sous pression de la source (P_p) et au réservoir de retour (R), et 15
- qui comporte un régulateur de débit (30) de décompression interposé entre une ligne (LS) de commande de la source par détection de charge issue des distributeurs empilés et la ligne de retour (T). 20

13. Dispositif de télécommande hydraulique multiple selon la revendication 12, caractérisé en ce que, dans chaque distributeur, le gicleur (31) est logé dans la connexion (19) prévue à l'intérieur du plongeur (14). 25
14. Dispositif de télécommande hydraulique multiple selon l'une quelconque des revendications 11 à 13, caractérisé en ce qu'entre l'entrée de commande de la source (P_p) et la ligne de retour (T) est interposé un circuit (32) limiteur de la pression de commande de la source par détection de charge apte à limiter ladite pression de commande lorsque la source fournit sa pression maximale. 30

Claims

1. A pressure compensating hydraulic directional control valve comprising : 35
- a valve body (1) ;
 - a slide (4) received in the body (1) to be capable of being displaced longitudinally therein for selectively transmitting a pressurized hydraulic fluid to working orifices (A, B) provided in the body from a pressurized hydraulic fluid admission orifice (P) ; 40

- a fluid passage (12, 21) in said body (1) for connecting a distribution chamber (11) to the working orifices (A, B), said distribution chamber (11) being associated with the slide (4) and being suitable for being connected selectively to the admission orifice (P) by the displaced slide (4) ;
 - a load sensing line channel (8) combined with highest pressure selecting means organized to establish in said channel the highest pressure selected from the pressure existing in said channel and the pressure of the pressurized fluid of the valve ; and
 - pressure compensating means placed in said fluid passage (12, 21) and responsive to the difference between the pressure of the fluid in the valve and the pressure existing in said channel (8) in order to generate a substantially fixed pressure drop in the pressurized fluid flowing towards the working orifices (A, B) ;
- characterized in that the pressure compensating means are combined with the highest pressure selecting means, and in that selective link means exist that are suitable for selectively establishing a link between the channel (8) and the passage (12) upstream from the pressure compensating means in such a manner that :
- . if the pressure in the channel (8) is greater than or equal to the pressure of the fluid in the passage (12) upstream from the pressure compensating means, no communication exists between said passage (12) upstream from the pressure compensating means and said channel (8), and the pressure in the channel (8) retains its value, or else
 - . if the pressure in the channel (8) is less than the pressure of the fluid in the passage (12) upstream from the pressure compensating means, communication is established between said passage (12) upstream from the pressure compensating means and said channel (8), and the pressure in the channel (8) becomes the same as the pressure of the fluid in the passage (12) upstream from the pressure compensating means. 45

2. A hydraulic valve according to claim 1, characterized in that the pressure compensating means combined with the highest pressure 50

selecting means comprise :

- a bore (13) provided in the body (1) and connected at one end to said passage (12) upstream from the pressure compensating means coming from the chamber (11) controlled by the slide (4) and at its other end to said load sensing line channel (8) ;
- a moving control plunger (14) free to slide in said bore (13) in relation with pressures acting on opposite ends thereof ;
- first shutter means disposed in said fluid passage (12, 21) and secured to said plunger ;
- second shutter means disposed in a connection (18, 19) between said passage (12) upstream from the pressure compensating means and said channel and secured to said plunger, said plunger being suitable for occupying :
 - . a first end position or "doubly-closed" position which it occupies in the absence of pressurized fluid, and in which the first and second shutter means are closed ;
 - . a set of intermediate positions occupied when the pressurized fluid is present in the passage (A), the position of the plunger being determined by the difference between the pressure in the passage (A) and the pressure in the channel when the pressure in the channel is greater than the pressure in the passage, in which the second shutter means are kept closed and the first shutter means are opened to an extent suitable for causing a predetermined pressure drop in the flow of pressurized fluid ;
 - . and a second end position or "doubly-open" position which is occupied when the pressure of the fluid in the passage (A) is greater than the pressure in the channel, in which the first shutter means are fully open and the second shutter means are also open, thereby establishing communication between said passage (A) and said channel.

3. A hydraulic valve according to claim 2, characterized in that :

- said passage (12) upstream from the pressure compensating means connected to the chamber (11) controlled by the slide (4) communicates with one end of the bore (13) ;

- the portion (21) of said fluid passage connected to the working orifices (A, B) opens radially into the bore (13) ;
- said first shutter means are constituted by said plunger (14) implemented in elongate form so that :
 - . in its first end position, it fully closes said opening of the passage ;
 - . in its set of intermediate positions, it partially closes said opening to create the predetermined pressure drop ;
 - . and in its second end position, it completely opens said opening.

4. A hydraulic valve according to claim 3, characterized in that said second shutter means are constituted by said plunger provided with an internal duct (18, 19) that opens out at one end into the face of the plunger which is subjected to the pressure of the fluid in the passage upstream from the pressure compensating means and that opens out at its other end radially into the vicinity of the other face of the plunger which is subjected to the pressure of the channel, in such a manner that :

- . when the plunger is in its first extreme position and in its set of intermediate positions, the radial outlet of said duct (19) is closed by the bore (13) ; and
- . when the plunger is in its second extreme position, the radial outlet of said duct (19) has moved out from the bore (13) and is in communication with said channel (8).

5. A hydraulic valve according to anyone of claims 1 to 4, characterized in that the pressure compensating means and maximum pressure selecting means, combined together, are unique and are selectively connectable to one of the two working orifices.

6. A hydraulic valve according to anyone of claims 1 to 4, characterized in that the pressure compensating means and maximum pressure selecting means, combined together, are two-fold, each associated with a respective one of the two working orifices.

7. A hydraulic valve according to anyone of claims 1 to 6, characterized in that at least one check valve is provided in said fluid passage, between the pressure compensating means and at least one working orifice.

8. A hydraulic valve according to claim 7, characterized in that it includes a single check valve in said fluid passage, between the pres-

sure compensating means and one working orifice.

9. A hydraulic valve according to claim 7, characterized in that it includes two check valves in said fluid passage, between the pressure compensating means and the two working orifices, respectively. 5
10. A hydraulic valve according to anyone of claims 2 to 9, characterized in that the pressure compensating means (14) combined with the highest pressure selecting means (14) further comprise resilient return means (17) acting on the moving plunger (14) in the same direction as the acting direction of the pressure in the channel (8). 10 15
11. Multiple hydraulic control apparatus interposed between a variable flow rate source of pressurized fluid (P_p) and a tank (R) on one side and a plurality of hydraulic load members having to be respectively and selectively controlled from said source, characterized in that it comprises a side-by-side stack of : 20 25
- a plurality of hydraulic directional control valves (D_1, D_2, \dots, D_n) according to anyone of claims 1 to 10 ;
 - an end element (28) ;
 - and an inlet element (29) which is transparent for the lines P and T of the stacked valves connected respectively to the pressurized outlet of the source (P_p) and to the tank (R), which includes a decompression flow rate regulator (30) interposed between a load sensing source control line (LS) from the stacked valves and the return line (T), and which includes a throttle (31) interposed between the load sensing source control line (LS) from the stacked valves and the control input of the source (P_p), said throttle (31) being arranged so as to generate a pressure loss across the terminals of the plunger in each valve. 30 35 40 45
12. Multiple hydraulic control apparatus interposed between a variable flow rate pressurized fluid source (P_p) and a tank (R) on one side, and a plurality of hydraulic load members having to be respectively and selectively controlled from said source, characterized in that it comprises a side-by-side stack of : 50
- a plurality of hydraulic directional control valves (D_1, D_2, \dots, D_n) according to anyone of claims 2 to 10, each valve including a throttle (31) interposed between the load sensing line channel (8) and the

distribution chamber (11), said throttle (31) being made operative when communication is established between the passage (12) upstream from the pressure compensating means and the channel (8) and being arranged so as to generate a pressure loss across the terminals of the plunger of the valve ;

- an end element (28) ;
- and an inlet element (29) which is transparent for the lines P and T of the stacked valves connected respectively to the pressurized outlet of the source (P_p) and to the tank (R), and which includes a decompression flow rate regulator (30) interposed between a load sensing source control line (LS) from the stacked valves and the return line (T).

13. Multiple hydraulic remote control apparatus according to claim 12, characterized in that the throttle (31) in each valve is housed in the connection (19) provided inside the plunger (14). 20

14. Multiple hydraulic remote control apparatus according anyone of claims 11 to 13, characterized in that a circuit (32) for limiting the load sensing source control pressure is interposed between the control inlet of the source (P_p) and the return line (T) for limiting said control pressure when the source is providing its maximum pressure. 25 30

Patentansprüche

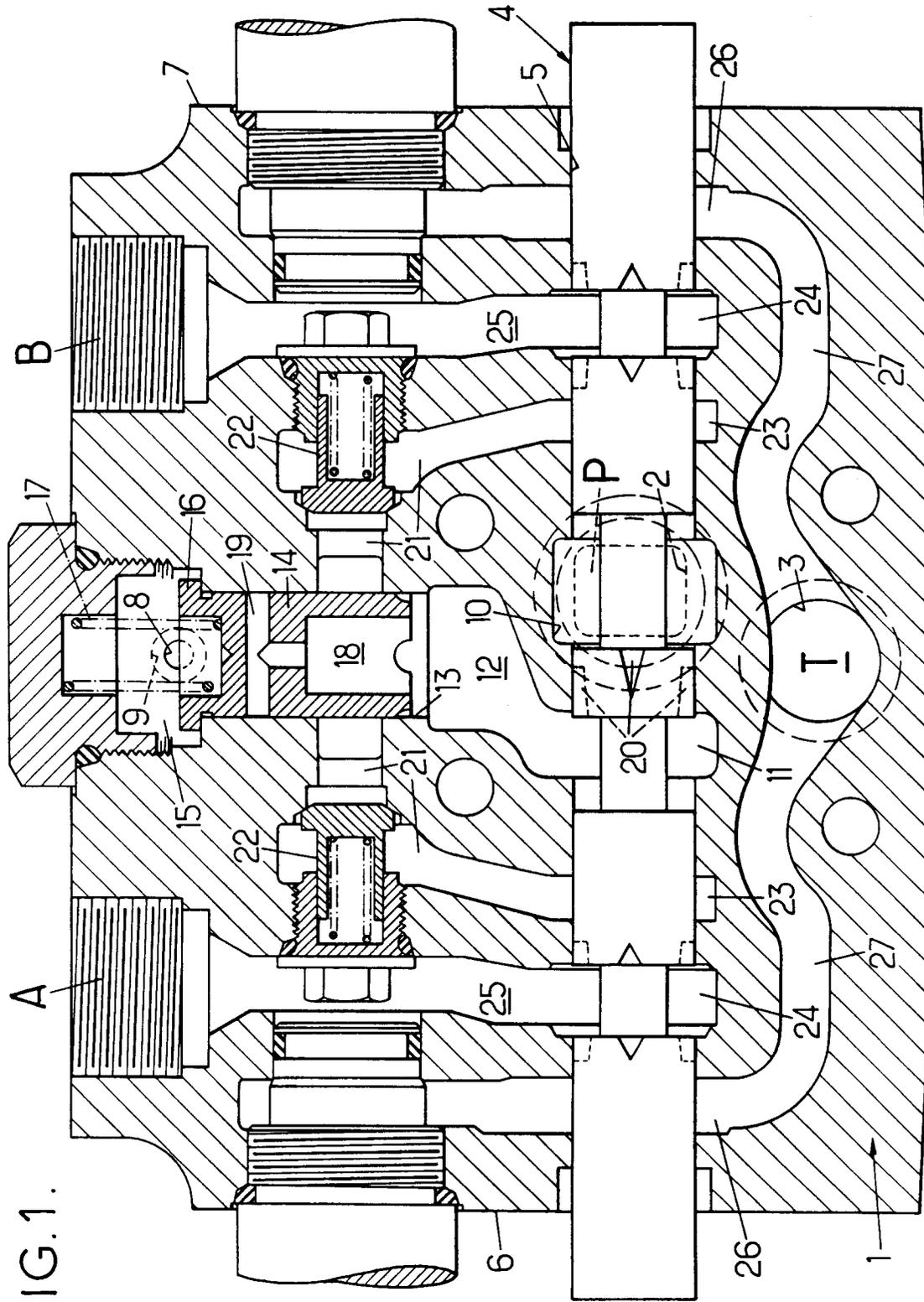
1. Hydraulisches Druckkompensationsventil mit:
- einem Ventilkörper (1);
 - einem Schieber (4), der in dem Körper (1) angeordnet ist, um darin für eine selektive Übertragung eines unter Druck stehenden Hydraulikfluids zu in dem Körper vorgesehenen Arbeitsöffnungen (A, B) ausgehend von einer Einlaßöffnung (P) für unter Druck stehendes Hydraulikfluid in Längsrichtung verschoben werden zu können:
 - einem Fluiddurchlaß (12, 21) in dem Körper (1), um mit den Arbeitsöffnungen (A, B) eine Ventilkammer (11) zu verbinden, die mit dem Schieber (4) verbunden und dazu geeignet ist, durch den verschobenen Schieber (4) wahlweise mit der Einlaßöffnung (P) verbunden zu werden;
 - einem Lastermittlungs(load sensing)-leitungskanal (8), der mit einer Höchst- druck-Wahleinrichtung kombiniert ist, um in dem Kanal den ausgewählten Höchst-

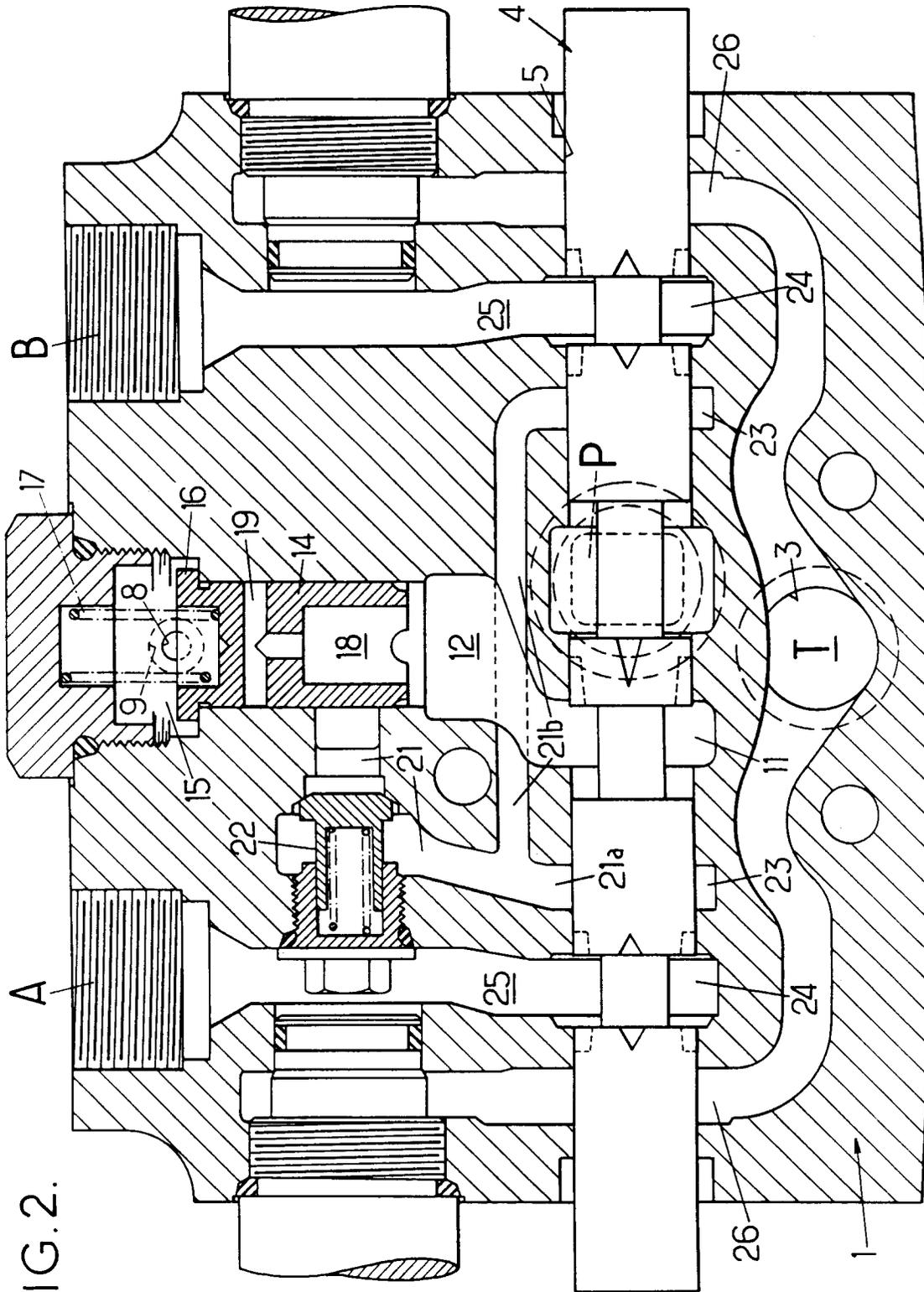
- druck zwischen dem Druck, der in dem Kanal herrscht und dem Druck des unter Druck stehenden Fluids des Ventils aufbauen zu können, und
- einer Druckkompensationseinrichtung, die in dem Fluiddurchlaß (12, 21) angeordnet ist und auf die Differenz zwischen dem Fluiddruck im Ventil und dem im Kanal (8) herrschenden Druck anspricht, um in dem unter Druck stehenden Fluid, das in Richtung der Arbeitsöffnungen (A, B) strömt, ein im wesentlichen festes Druckgefälle zu erzeugen, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckkompensationseinrichtung mit der Höchstdruck-Wahleinrichtung kombiniert ist, und daß eine Selektiv-Verbindungseinrichtung vorgesehen ist, die dazu geeignet ist, selektiv eine Verbindung zwischen dem Kanal (8) und dem Durchlaß (12) stromauf von der Druckkompensationseinrichtung derart zu erzeugen, daß:
 - . wenn der Druck in dem Kanal (8) größer oder gleich dem Druck des Fluids im Durchlaß (12) stromauf von der Druckkompensationseinrichtung ist, keinerlei Verbindung zwischen dem Durchlaß (12) stromauf von der Druckkompensationseinrichtung und dem Kanal (8) vorhanden ist und der Druck im Kanal (8) seinen Wert beibehält, oder auch
 - . wenn der Druck in dem Kanal (8) niedriger als der Druck des Fluids im Durchlaß (12) stromauf von der Druckkompensationseinrichtung ist, eine Verbindung zwischen dem Durchlaß (12) stromauf von der Druckkompensationseinrichtung und dem Kanal (8) aufgebaut wird, und der Druck im Kanal (8) den Druck des Fluids annimmt, der im Durchlaß (12) stromaufwärts von der Druckkompensationseinrichtung herrscht.
2. Hydraulikventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die mit der Höchstdruck-Wahleinrichtung kombinierte Druckkompensationseinrichtung umfaßt
- eine Bohrung (13), die im Körper (1) vorgesehen und an einem Ende mit dem Durchlaß (12) stromauf von der Druckkompensationseinrichtung herkommend von der Kammer (11), die durch den Schieber (4) gesteuert wird, und an ihrem unteren Ende mit dem Lastermittlungsleitungs Kanal (8) verbunden ist,
 - einen beweglichen Steuerkolben (14), der in der Bohrung (13) unter der Einwirkung der Drücke frei gleiten kann, die auf seine gegenüberliegenden Enden einwirken,
 - eine erste Verschußeinrichtung, die in dem Fluiddurchlaß (12, 21) angeordnet und mit dem Kolben verbunden ist,
 - eine zweite Verschußeinrichtung, die in einer Verbindung (18, 19) zwischen dem Durchlaß (12) stromauf von der Druckkompensationseinrichtung und dem Kanal angeordnet und mit dem Kolben verbunden ist, wobei der Kolben dazu geeignet ist, einzunehmen:
 - . eine erste Extremstellung oder eine Doppelschließstellung, die in Abwesenheit des unter Druck stehenden Fluids eingenommen wird, in der die ersten und zweiten Verschußeinrichtungen geschlossen sind,
 - . eine Gesamtheit von Zwischenstellungen, die eingenommen werden, wenn das unter Druck stehende Fluid im Durchlaß (A) stromaufwärts von der Druckkompensationseinrichtung vorhanden ist, wobei die Stellung des Kolbens durch die Differenz zwischen dem Druck im Durchlaß (A) stromauf von der Druckkompensationseinrichtung und dem Druck im Kanal festgelegt ist, während der erstgenannte höher als der zweitgenannte ist, bei welchem die zweite Verschußeinrichtung geschlossen und die erste Verschußeinrichtung mit einem Öffnungsgrad offen ist, der geeignet ist, im Strom des unter Druck stehenden Fluids ein vorbestimmtes Druckgefälle hervorzurufen,
 - . und eine zweite Extremstellung oder Doppelöffnungsstellung, die eingenommen wird, während der Druck des Fluids im Durchlaß stromauf von der Druckkompensationseinrichtung größer als der Druck im Kanal ist, bei welchem die erste Verschußeinrichtung maximal offen und die zweite Verschußeinrichtung selbst ebenfalls offen ist und eine Verbindung zwischen dem Durchlaß (A) stromauf von der Druckkompensationseinrichtung und dem Kanal erzeugt.
3. Hydraulikventil nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß:
- der mit der durch den Schieber (4) gesteuerten Kammer (11) verbundene Durchlaß (12) stromauf von der Druck-

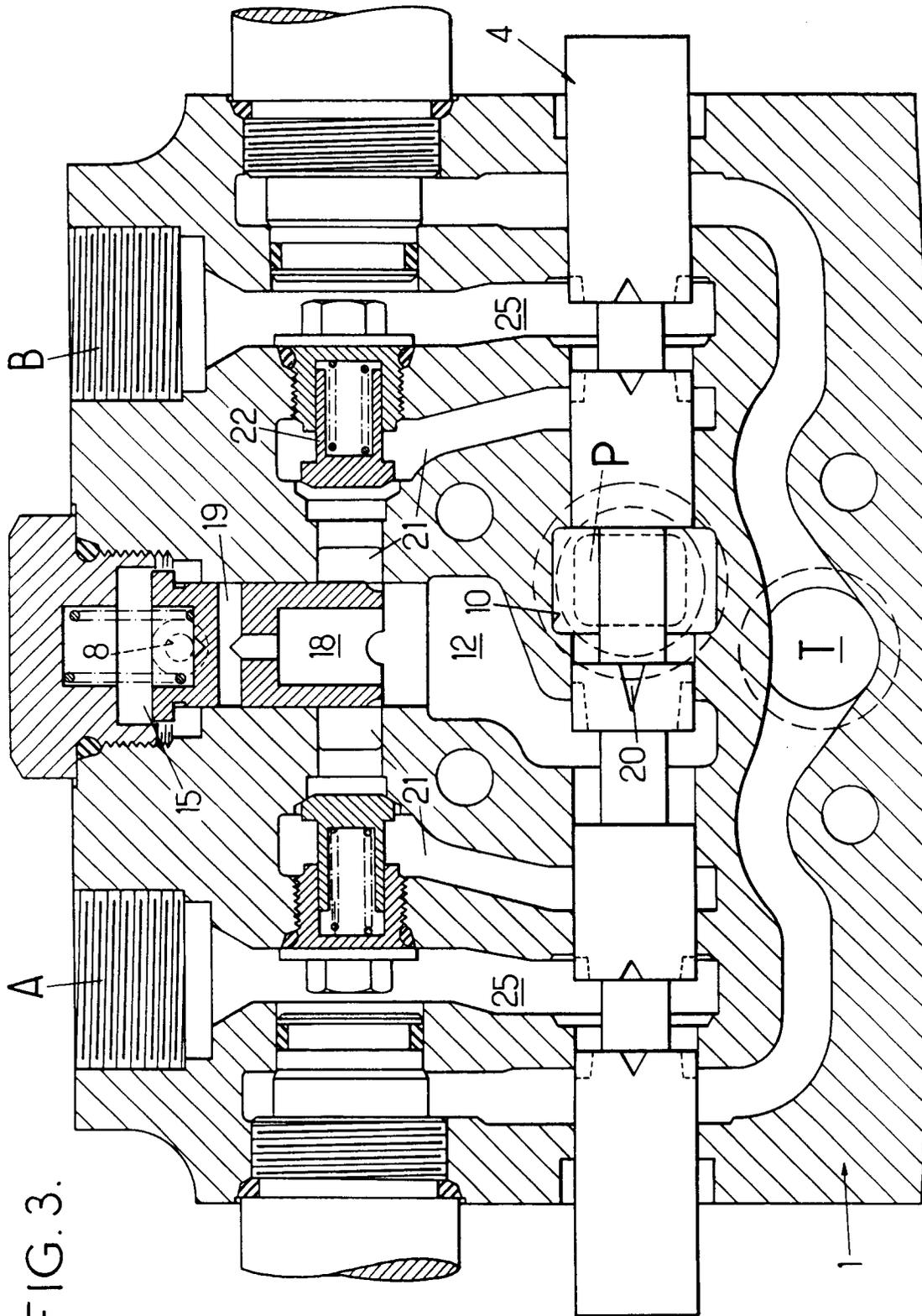
- kompensationseinrichtung in Verbindung mit einem Ende der Bohrung (13) steht,
- der mit den Arbeitsöffnungen (A, B) verbundene Teil (21) des Fluiddurchlasses radial in die Bohrung (13) mündet,
 - die erste Verschußeinrichtung durch den Kolben (14) gebildet ist, der in länglicher Form derart gebildet ist, daß er
 - . in seiner ersten Extremstellung die Öffnung des Durchlasses vollständig verschließt,
 - . in seiner Gesamtheit von Zwischenstellungen diese Öffnung teilweise verschließt, um das vorbestimmte Druckgefälle zu erzeugen,
 - . und in seiner zweiten Extremstellung von dieser Öffnung vollständig freigibt.
4. Hydraulikventil nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Verschußeinrichtung durch den Kolben gebildet ist, der mit einer Innenleitung (18, 19) versehen ist, die einerseits in die Stirnfläche des Kolbens mündet, die der Einwirkung des Drucks des Fluids in dem Durchlaß stromauf von der Druckkompensationseinrichtung unterworfen ist, und andererseits radial benachbart von der anderen Stirnseite des Kolbens, die dem Druck in dem Kanal unterworfen ist, so daß:
- wenn der Kolben sich in seiner ersten Extremstellung und in seiner Gesamtheit von Zwischenstellungen befindet, die radiale Mündung der Leitung (19) durch die Bohrung (13) versperrt ist, und
 - wenn der Kolben sich in seiner zweiten Extremstellung befindet, die radiale Mündung der Leitung (19) der Ausgang der Bohrung (13) ist und in Verbindung mit dem Kanal (8) steht.
5. Hydraulikventil nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckkompensationseinrichtung und die Höchstdruck-Wahleinrichtung, die miteinander kombiniert sind, einfach vorgesehen und wahlweise mit einer der Arbeitsöffnungen verbindbar sind.
6. Hydraulikventil nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckkompensationseinrichtung und die Höchstdruck-Wahleinrichtung, die miteinander kombiniert sind, doppelt vorgesehen und wahlweise mit einer von zwei Arbeitsöffnungen verbunden sind.
7. Hydraulikventil nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens ein Rückschlagventil (22) in dem Fluiddurchlaß
- zwischen der Druckkompensationseinrichtung und wenigstens einer Arbeitsöffnung vorgesehen ist.
8. Hydraulikventil nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß es ein einziges Rückschlagventil in dem Fluiddurchlaß zwischen der Druckkompensationseinrichtung und einer Arbeitsöffnung umfaßt.
9. Hydraulikventil nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß es zwei Rückschlagventile in dem Fluiddurchlaß zwischen der Druckkompensationseinrichtung und jeweils zwei Arbeitsöffnungen umfaßt.
10. Hydraulikventil nach einem der Ansprüche 2 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckkompensationseinrichtung (14), die mit der Höchstdruck-Wahleinrichtung (14) kombiniert ist, außerdem eine elastische Rückstelleinrichtung (17) umfaßt, die auf den beweglichen Kolben (14) in eine Richtung einwirkt, die identisch zur Einwirkungsrichtung des Drucks ist, der in dem Kanal (8) herrscht.
11. Hydraulische Mehrfachsteuervorrichtung, die zwischen einer Druckfluidquelle (P_p) variabler Förderleistung und einem Rücklaufbehälter (R) einerseits sowie mehreren hydraulischen Lastorganen angeordnet ist, die jeweils sowie selektiv ausgehend von der Quelle gesteuert werden, dadurch gekennzeichnet, daß sie nebeneinander gestapelt umfaßt:
- mehrere Hydraulikventile (D_1, D_2, \dots, D_n) nach einem der Ansprüche 1 bis 10,
 - ein Anschlußelement (28),
 - ein Eingangselement (29),
- das für die Leitungen P und T der gestapelten Ventile durchlässig ist, die jeweils mit dem Druckausgang der Quelle (P_p) und dem Rücklaufbehälter (R) verbunden sind,
- das einen Dekompressionsmengenregler (30) umfaßt, der zwischen eine Steuerleitung (LS) der Quelle zur Ermittlung der von den gestapelten Ventilen stammenden Last und der Rücklaufleitung (T) angeordnet ist,
- und das eine Spritzdüse (31) umfaßt, das zwischen die Steuerleitung (LS) der Quelle zur Ermittlung der Last, die von den gestapelten Ventilen stammt, und den Steuereingang der Quelle (P_p) angeordnet ist, wobei die Spritzdüse (31) dazu ausgelegt ist, einen Lastabfall an den Begrenzungen des Kolbens jedes Ventils zu erzeugen.

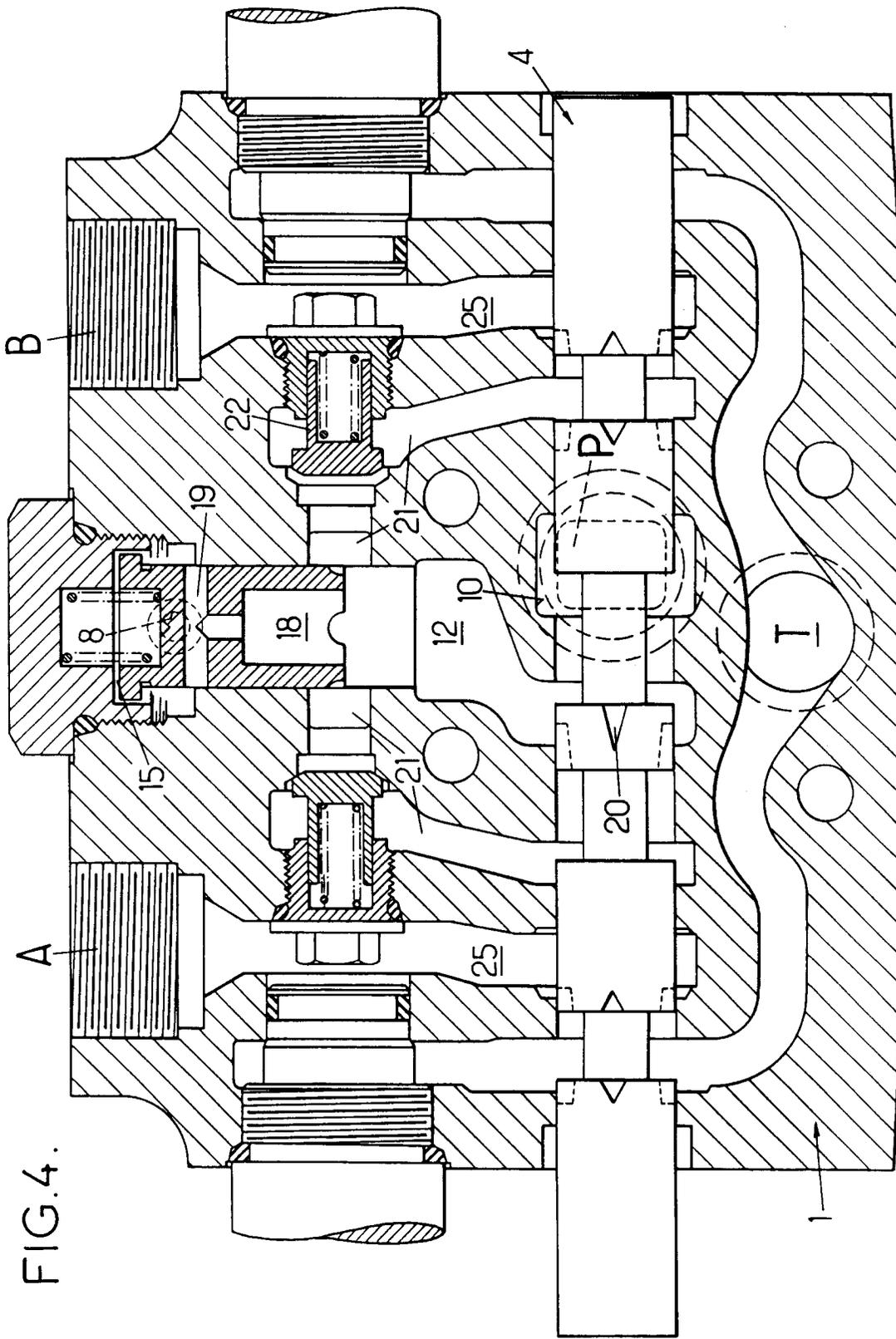
- 12.** Hydraulische Mehrfachsteuervorrichtung, die zwischen einer Druckfluidquelle (P_p) variabler Förderleistung und einem Rücklaufbehälter (R) einerseits sowie mehreren hydraulischen Lastorganen angeordnet ist, die jeweils sowie selektiv ausgehend von der Quelle gesteuert werden, 5
dadurch gekennzeichnet, daß sie nebeneinander gestapelt umfaßt:
- mehrere Hydraulikventile (D_1, D_2, \dots, D_n) 10
nach einem der Ansprüche 2 bis 10, wobei jedes Ventil eine Spritzdüse (31) umfaßt, die zwischen dem Lastermittlungsleitungs kanal (8) und der Ventilkammer (11) angeordnet ist, wobei die 15
Spritzdüse (11) in Funktion gesetzt wird, wenn zwischen dem Durchlaß (12) stromauf von der Druckkompensationseinrichtung und dem Kanal (8) eine Verbindung aufgebaut ist, und wobei sie dazu 20
ausgelegt ist, an den Begrenzungen des Kolbens des Ventils eine Lastverminderung zu erzeugen,
 - ein Anschlußelement (28),
 - und ein Eingangselement (29), das für 25
die Leitungen P und T der gestapelten Ventile durchlässig ist, die jeweils mit dem Druckausgang der Quelle (P_p) und dem Rücklaufbehälter (R) verbunden sind, und 30
das einen Dekompressionsmengenregler (30) umfaßt, der zwischen eine Steuerleitung (LS) der Quelle zur Ermittlung der von den gestapelten Ventilen stammenden Last und der Rücklaufleitung (T) angeordnet ist. 35
- 13.** Hydraulische Mehrfachfernsteuervorrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Spritzdüse (31) in jedem Ventil in der 40
Verbindung (19) angeordnet ist, die im Innern des Kolbens (14) vorgesehen ist.
- 14.** Hydraulische Mehrfachfernsteuervorrichtung nach einem der Ansprüche 11 bis 13, dadurch 45
gekennzeichnet, daß zwischen dem Steuereingang der Quelle (P_p) und der Rücklaufleitung (T) eine Schaltung (32) zur Begrenzung des Steuerdrucks der Quelle durch Ermittlung der Last angeordnet ist, die dazu ausgelegt ist, 50
den Steuerdruck zu begrenzen, wenn die Quelle ihren maximalen Druck liefert.

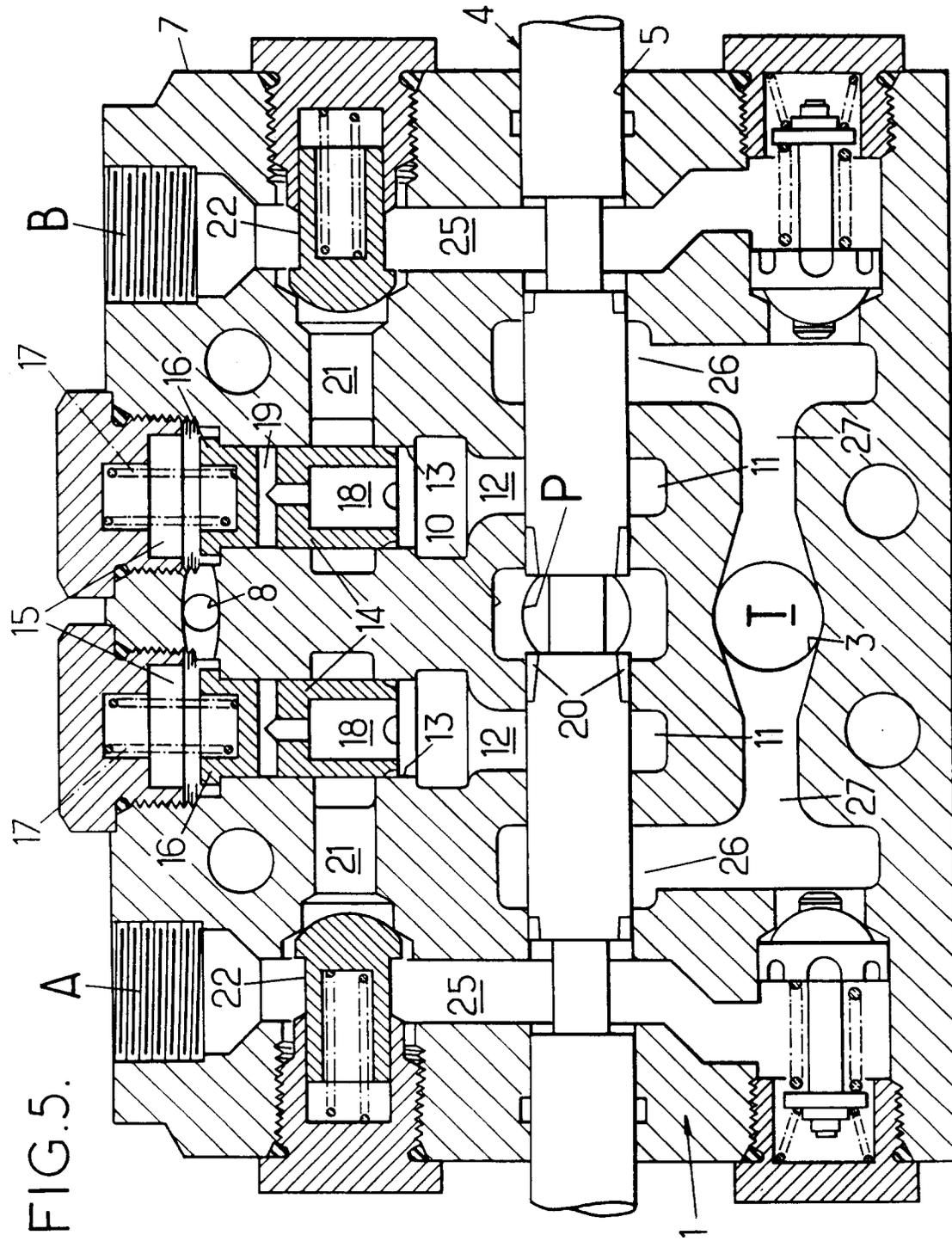
55











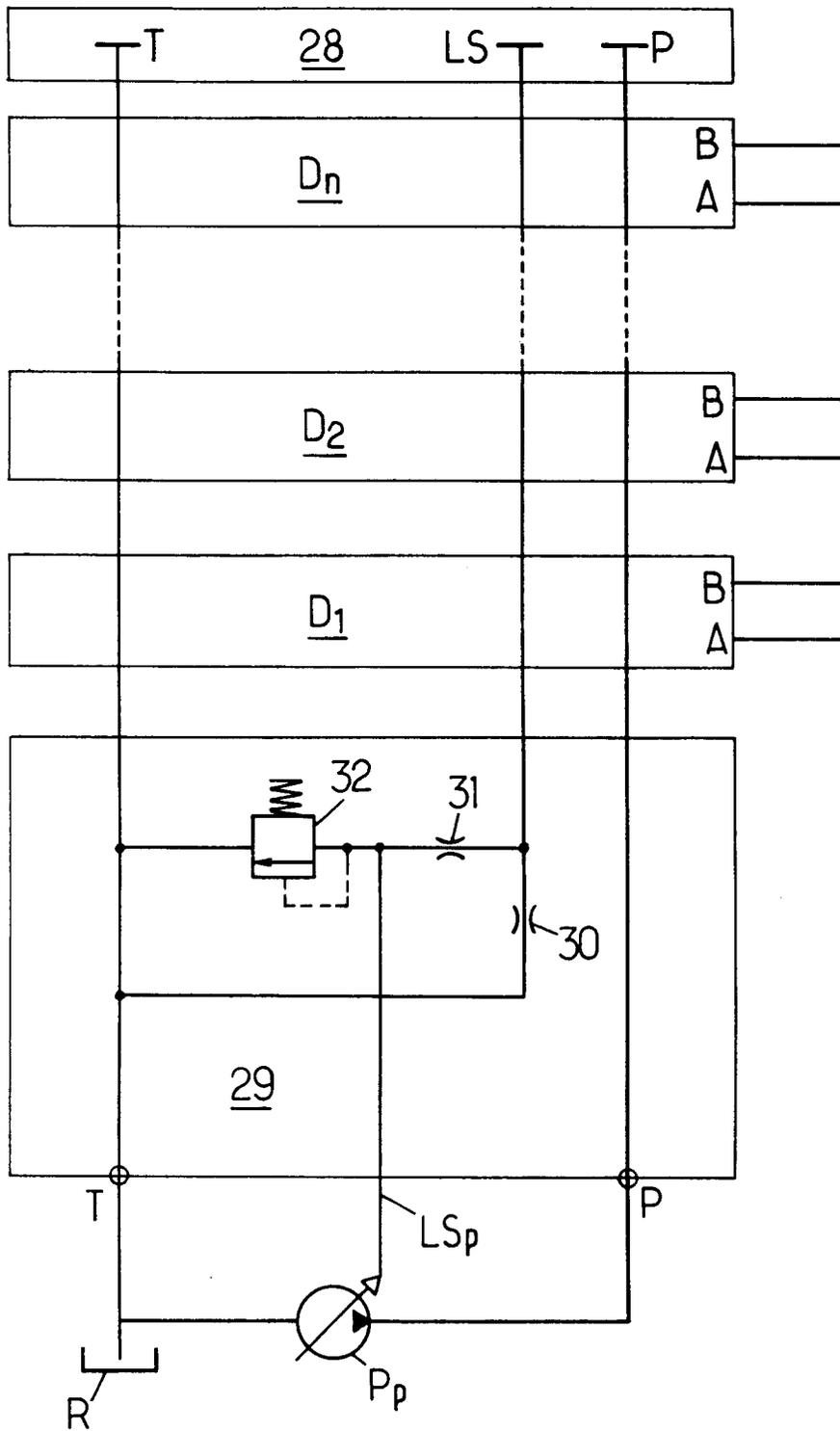


FIG.6.

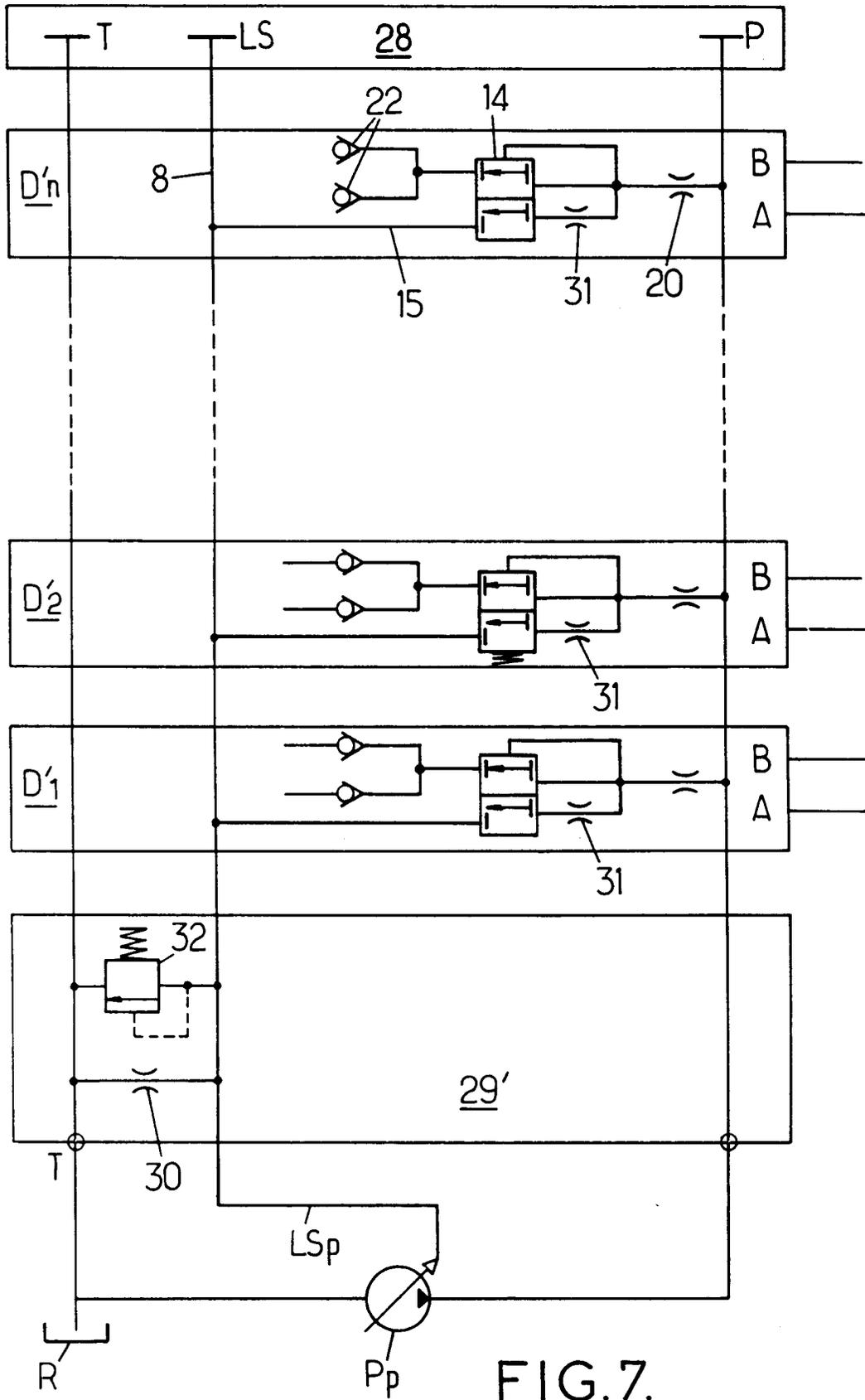


FIG. 7.

FIG. 8.

