

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

(21)

N° 80 18752

(54)

Régulateur de pression à double circuit pour installation de freinage hydraulique.

(51)

Classification internationale (Int. Cl. ³). B 60 T 11/28.

(22)

Date de dépôt..... 29 août 1980.

(33) (32) (31)

Priorité revendiquée : RFA, 10 septembre 1979, n° P 29 36 502.4.

(41)

Date de la mise à la disposition du
public de la demande..... B.O.P.I. — « Listes » n° 12 du 20-3-1981.

(71)

Déposant : ALFRED TEVES GMBH, société à responsabilité limitée, résidant en RFA.

(72)

Invention de : Jochen Burgdorf.

(73)

Titulaire : *Idem* (71)

(74)

Mandataire : Pierre L. Grandry, c/o LCT (service des brevets),
BP 40, 78140 Vélizy-Villacoublay.

La présente invention concerne un régulateur de pression à double circuit pour installation de freinage hydraulique, comportant deux pistons de régulation disposés chacun dans un circuit de freinage, manoeuvrant respectivement une soupape qui se ferme, en agissant contre la force d'un ressort, lorsque la pression d'entrée s'accroît et présentant des surfaces de pression différentes des deux côtés de la soupape, et comportant également un élément d'équilibrage qui s'appuie par une surface bombée de forme circulaire contre une surface d'appui d'une pièce d'appui rigide, que de préférence une force de commande peut déplacer, et contre lequel peuvent s'appuyer les deux pistons de régulation, dans une disposition symétrique par rapport au plan médian de cet élément d'équilibrage.

Dans un régulateur de pression connu de ce type (demande de brevet allemand publiée DE-OS 26 14 080), les deux pistons de régulation sont disposés parallèlement l'un à côté de l'autre. L'élément d'équilibrage est constitué d'une rondelle de caoutchouc, en matériau élastique et en forme de demi-cercle, qui s'appuie par la totalité de sa surface périphérique sur une surface d'appui ayant le même rayon de courbure, que recouvrent deux surfaces frontales d'autres parties de paroi de la pièce d'appui et qui présente à sa surface diamétrale un appui rigide sur lequel les pistons de régulation peuvent s'appuyer. La pièce d'appui est portée par un levier qu'attaque une force de commande changeant en fonction de la charge d'essieu du véhicule.

Si des pressions différentes règnent à la sortie des deux régulateurs de pression, le système constitué des deux pistons de régulation et de l'élément d'équilibrage se décale de façon que du fluide sous pression soit envoyé dans le circuit de freinage où règne la pression la plus faible, jusqu'à ce que l'équilibrage des pressions se fasse à nouveau. Ceci permet de compenser dans une certaine mesure des différences de tolérance dans la fabrication des deux régulateurs. De plus, dans le cas de défaillance d'un circuit de freinage, l'autre circuit de freinage peut continuer à fonctionner sans obstacle. Mais il faut tenir compte de ce que l'élément d'équilibrage est largement constitué d'un matériau élastique, en particulier de caoutchouc, et qu'il est donc soumis à des phénomènes notables de vieillissement et d'usure. Ceci est en particulier vrai du fait des importantes variations de température qui apparaissent dans les véhicules automobiles et du fait des

efforts importants qu'il faut reprendre à chaque processus de freinage et qui conduisent à une déformation ou à un gauchissement, lui-même créateur de frottement, le long de la surface d'appui. Il apparaît de plus des difficultés si les deux pistons de régulation n'attaquent pas
5 l'élément d'équilibrage de façon exactement symétrique.

L'invention a pour objet de fournir un régulateur de pression à double circuit du type mentionné au début et présentant un mécanisme d'équilibrage plus simple, d'emploi plus sûr et pratiquement non sujet à usure.

10 Cet objet, selon l'invention, est atteint par le fait que l'élément d'équilibrage est une pièce de révolution essentiellement rigide, que la surface d'appui a un rayon de courbure très important par rapport au rayon de la pièce de révolution et que les axes du piston de régulation forment des angles égaux, mais opposés par rapport
15 au plan médian.

Dans cette conception, ce ne sont que des pièces essentiellement rigides qui collaborent entre elles. On évite donc presque complètement une dégradation du fonctionnement par suite de phénomènes de vieillissement et d'usure. Le déplacement transversal de la pièce de
20 révolution, qui apparaît lorsque l'effort d'un piston de régulation est prépondérant, conduit immédiatement au décalage souhaité de l'autre piston de régulation. La pièce de révolution n'étant pas montée de façon rigide, mais prenant automatiquement une position déterminée lors de l'équilibrage des pressions, les imprécisions habituelles provenant de la correspondance, du point de vue position, des pistons de régulation et de
25 l'élément d'équilibrage, disparaissent.

La pièce de révolution peut en particulier être un cylindre ou une sphère, donc un élément de fabrication très facile.

De plus, la pièce de révolution doit être centrée par un butoir
30 élastique qui l'attaque des deux côtés, par exemple par une bague de centrage, dans le cas d'une sphère. On garantit ainsi que la pièce de révolution conserve approximativement sa position de travail lorsqu'elle n'est pas en charge.

Dans un exemple préféré de réalisation, la surface d'appui est
35 plane. Elle peut de plus être formée par la surface frontale d'un piston servant de pièce d'appui. Ceci conduit également à une fabrication très simple.

Dans une forme préférée de réalisation, la pièce de révolution présente au moins partiellement une surface qui diminue le frottement de glissement. Cette pièce de révolution ne pouvant pas rouler sur l'ensemble des trois surfaces d'attaque, on maintient de cette façon
5 le frottement inévitable à une valeur faible.

En particulier, la pièce de révolution peut être faite d'un métal au moins partiellement recouvert d'une couche de polytétrafluoréthylène. Une autre possibilité consiste à fabriquer entièrement la pièce de révolution en un matériau qui réduit le coefficient de frottement ou
10 à la recouvrir d'un revêtement facilitant le glissement. Dans tous les cas, ce n'est pas seulement le coefficient de frottement qui est réduit, mais également la sécurité à la corrosion qui s'accroît.

Un avantage particulier consiste en ce que la sphère est munie, de son côté opposé à la surface d'appui, d'une demi-coquille de polytétrafluoréthylène. Le coefficient de frottement réduit qui en résulte sur
15 les deux pistons régulateurs a comme conséquence que la sphère roule sur la surface d'appui. Il en résulte donc au total un frottement d'ensemble très faible.

L'invention sera mieux comprise et d'autres caractéristiques
20 apparaîtront à l'aide de la description ci-après et des dessins joints où :

- la figure 1 représente un régulateur de pression à double circuit selon l'invention, en coupe longitudinale, et son raccordement dans une installation de freinage hydraulique ;
- 25 - la figure 2 représente une vue partielle du régulateur de pression avec une variante de l'élément d'équilibrage ;
- la figure 3 représente, dans une vue semblable à la figure 2, une autre variante.

L'installation de freinage comporte un cylindre principal
30 tandem 1 avec réservoir d'équilibrage 2, deux chambres de sortie 3 et 4 et une pédale de frein 5 qui agit directement sur le piston 6 du cylindre principal tandem. La première chambre de sortie 3 conduit, par l'intermédiaire d'une conduite 7, d'un premier régulateur de pression 8 et d'une conduite de sortie 9, à un cylindre de frein 10 pour une roue
35 arrière 11 ; ces pièces constituent un premier circuit de freinage. La chambre de sortie 4 conduit, par l'intermédiaire d'une conduite 12, d'un deuxième régulateur de pression 13 et d'une conduite de sortie 14, à un

cylindre de roue 15 de la deuxième roue arrière 16 ; ces pièces constituent un deuxième circuit de freinage.

Les deux régulateurs de pression 8 et 13 sont regroupés dans un régulateur de pression à double circuit 17. Un carter 18 présente un
5 alésage 19 dans lequel est maintenu avec possibilité de coulissement une pièce d'appui 20 ayant la forme d'un piston. Cette pièce d'appui présente une étanchéité annulaire 21 et une étanchéité d'extrémité 22. Sa surface frontale interne forme une surface d'appui 23. Contre elle, s'appuie une sphère 24 servant d'élément d'équilibrage, disposée dans une chambre à
10 graisse 25 et maintenue, dans sa position médiane représentée, par une bague élastique de centrage 26.

Le régulateur de pression 8 comporte, dans une chambre interne 27 du carter 18, un piston de régulation 28, guidé dans la chambre à graisse 25 avec étanchéité assurée par un joint torique 29, portant
15 une soupape 30 et chargé par un ressort 31 qui appuie le piston en position de repos avec sa surface frontale 32 contre le fond du carter 33. C'est une bague élastique 34 qui appuie contre un épaulement 35 du carter qui sert de siège de soupape. De la même façon, il y a dans le régulateur de pression 13 un piston de régulation 37 disposé dans la chambre
20 de carter 36, guidé dans la chambre à graisse 25 avec étanchéité par un joint torique 38, portant une soupape 39 et qu'un ressort 40 appuie en position de repos avec sa surface frontale 41 contre le fond du carter 42. Le siège de soupape est formé par une bague élastique 43 qui s'appuie contre un épaulement 44 du carter 18. Les axes A et B des
25 pistons de régulation 28 et 37 forment, par rapport au plan médian M de la pièce d'appui 20, des angles égaux mais d'inclinaison opposée.

Lorsqu'on enfonce la pédale de frein 5, la pression monte de façon correspondante dans les deux circuits de freinage, ce qui fait que les cylindres de roues se remplissent de liquide sous pression. Du fait
30 que les pistons de régulation 28 et 37 présentent sur leurs faces, côté des conduites d'entrée 7, 12, une surface de pression plus faible que sur leurs faces, côté des conduites de sortie 9, 14, les pistons de régulation se déplacent, en agissant contre la force des ressorts 31, 40, en direction de la sphère 24. Dès que l'on a atteint une pression déterminée, qui dépend soit uniquement des ressorts 31 ou 40, soit de plus
35 d'une force P qui attaque la pièce d'appui 20, les soupapes 30, 34 et 39, 43 se ferment. Si la pression continue ensuite à monter dans le cylindre

principal tandem, du fait des surfaces de pression différentes, il se produit une montée en pression plus lente dans les conduites de sortie 9 et 14.

Si par exemple, par suite de fuites, le fluide sous pression qui se trouvait dans le cylindre de roue 15 s'échappe lors du freinage et qu'en conséquence, la pression s'abaisse dans la conduite de sortie 14, l'équilibre de pression agissant sur la sphère 24 est détruit. Du fait que c'est l'effort provenant du piston de régulation 28 qui prédomine, la sphère 24 se déplace vers la droite, ce qui fait que le piston de régulation 37 est enfoncé vers le bas et ouvre la soupape 39, 43. Il en résulte que du liquide sous pression se dirige vers le cylindre de roue 15, de sorte que les anciens rapports de pression sont rétablis. La même chose est valable si, lors du processus de freinage, le point d'intervention devait être atteint plus rapidement dans l'un des régulateurs de pression que dans l'autre.

Si le circuit de freinage est entièrement défaillant, l'autre circuit de freinage peut continuer à travailler sans difficulté, car la sphère 24 s'appuie contre le piston de régulation, qui reste en position de repos, du circuit de freinage inactif, de sorte que l'autre piston de régulation trouve une butée suffisante.

Dans la forme de réalisation selon la figure 2, il est prévu comme élément d'équilibrage un cylindre métallique 45 gainé, pour réduire le coefficient de frottement, d'une couche 46 de polytétrafluoréthylène.

Dans la forme de réalisation selon la figure 3, c'est à nouveau une sphère 47, qui repose dans une demi-coquille 48 de polytétrafluoréthylène, qui sert d'élément d'équilibrage. Dans ce cas, ce n'est que le coefficient de frottement existant entre les pistons de régulation 28 et 37 et la sphère 47 que l'on abaisse. En service, la sphère 47 peut donc rouler sur la surface d'appui 23.

Bien entendu, les exemples de réalisation décrits ne sont nullement limitatifs de l'invention.

REVENDEICATIONS

1. Régulateur de pression à double circuit pour installation de freinage hydraulique, comportant deux pistons de régulation disposés chacun dans un circuit de freinage, manoeuvrant respectivement une soupape qui se ferme, en agissant contre la force d'un ressort, lorsque la
5 pression d'entrée s'accroît et présentant des surfaces de pression différentes des deux côtés de la soupape, et comportant également un élément d'équilibrage qui s'appuie par une surface bombée de forme circulaire contre une surface d'appui rigide, que de préférence une force de commande peut déplacer, et contre lequel peuvent s'appuyer les deux
10 pistons de régulation, dans une disposition symétrique par rapport au plan médian de cet élément d'équilibrage, caractérisé en ce que l'élément d'équilibrage est une pièce de révolution (24, 45, 47) essentiellement rigide, en ce que la surface d'appui (23) a un rayon de courbure très important par rapport au rayon de la pièce de révolution et en ce que
15 les axes (A, B) des pistons de régulation (28, 37) forment, avec le plan médian (M), des angles égaux mais d'inclinaison opposée.

2. Régulateur de pression à double circuit selon la revendication 1, caractérisé en ce que la pièce de révolution est un cylindre (45).

3. Régulateur de pression à double circuit selon la revendication 1, caractérisé en ce que la pièce de révolution est une sphère (24, 47).

4. Régulateur de pression à double circuit selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que la pièce de révolution (24) est centrée par un butoir élastique (26) l'attaquant des deux
25 côtés.

5. Régulateur de pression à double circuit selon l'une des revendications 3 ou 4, caractérisé en ce que le butoir élastique (26) est formé d'une bague de centrage.

6. Régulateur de pression à double circuit selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que la surface frontale (23) est plane.

7. Régulateur de pression à double circuit selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que la surface d'appui (23) est formée par la surface frontale d'un piston qui sert de
35 pièce d'appui (20).

8. Régulateur de pression à double circuit selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, caractérisé en ce que la pièce de révolution (45, 47) a, au moins partiellement, une surface qui réduit le coefficient de frottement.

5 9. Régulateur de pression à double circuit selon la revendication 8, caractérisé en ce que la pièce de révolution (45, 47) est en métal et au moins partiellement recouverte d'une couche (46, 48) de polytétrafluoréthylène.

10 10. Régulateur de pression à double circuit selon l'une des revendications 3 ou 9, caractérisé en ce que la sphère (47) comporte, côté opposé à la surface d'appui (23), une demi-coquille (48) de polytétrafluoréthylène.

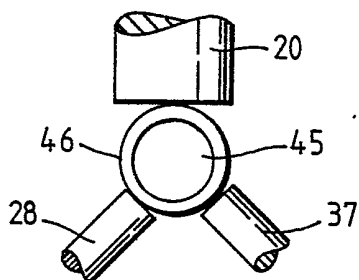
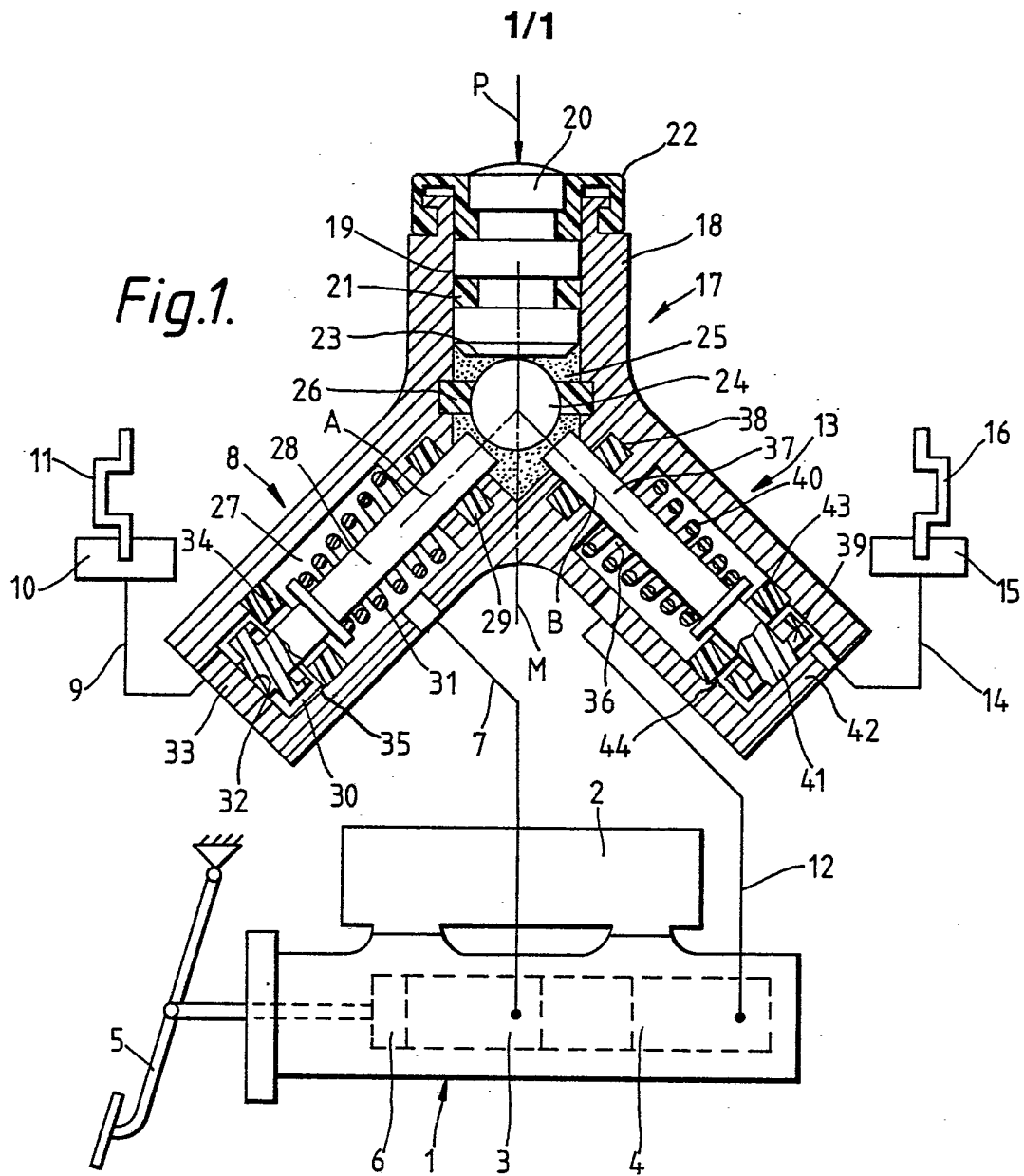


Fig.2.

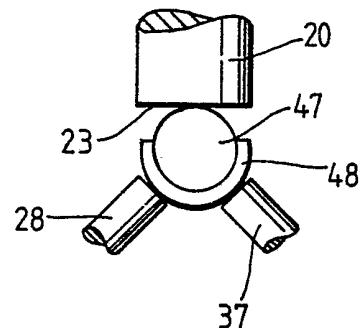


Fig.3.