

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

(21)

N° 81 02553

(54)

Régulateur de pression jumelé pour deux circuits, pour systèmes de freinage hydraulique.

(51)

Classification internationale. (Int. Cl. 3) B 60 T 11/34, 8/22, 15/02.

(22)

Date de dépôt 10 février 1981.

(33) (32) (31)

Priorité revendiquée : RFA, 11 février 1980, n. P 30 04 964.0; 14 août 1980,
n. P 30 30 783.6; 8 octobre 1980, n. P 30 38 004.2.

(41)

Date de la mise à la disposition du
public de la demande

B.O.P.I. — «Listes» n. 33 du 14-8-1981.

(71)

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

(72)

Invention de : Hans-Dieter Reinartz, Bernd Schopper, Peter Tandler et Derek Lowe.

(73)

Titulaire : *Idem* (71)

(74)

Mandataire : Pierre L. Grandry, c/o LCT, service des brevets, BP 40, 78141 Vélizy-
Villacoublay Cedex.

La présente invention concerne un régulateur de pression jumelé pour deux circuits, pour systèmes de freinage hydraulique, comportant deux soupapes de commande agencées parallèlement et côte à côte dans un carter et associées chacune à l'un des circuits de freinage, ces
5 soupapes possédant chacune un piston de commande qui est logé entre une chambre d'entrée et une chambre de sortie et ces pistons de commande étant soumis à une force de commande commune qui agit sur eux par l'intermédiaire d'un organe répartiteur de contrainte initiale.

Dans un régulateur de pression pour deux circuits connu, du
10 type mentionné (demande de brevet allemand publiée DE-OS 26 14 080), les deux pistons de commande sont agencés côte à côte, parallèlement. Le répartiteur de contrainte initiale est constitué par un disque semi-circulaire en matière élastique qui, par toute sa surface circonférentielle, est en butée sur une surface-support ayant le même rayon de
15 courbure, ce disque en caoutchouc ayant deux surfaces extrêmes enchâssées dans d'autres parties de l'élément-support, et possède une poutre rigide sur la surface diamétrale, poutre contre laquelle les pistons de commande peuvent s'appuyer. L'élément-support est porté par un levier sur lequel agit une force de commande qui est variable en fonction de
20 la charge d'essieu du véhicule. En présence de pressions variables à la sortie des deux soupapes de commande de pression, le système comportant les deux pistons de commande et l'organe compensateur est déplacé de façon que du fluide hydraulique supplémentaire soit fourni au circuit de frein ayant la plus faible pression, jusqu'à ce que l'équilibre de
25 pression soit rétabli. On parvient ainsi à compenser dans une certaine mesure les écarts de tolérances dus à la fabrication des soupapes de commande. En outre, si l'un des circuits est défaillant, la pression dans le circuit encore valide peut être augmentée. Il y a toutefois lieu de remarquer que l'organe compensateur est pour une grande partie fait
30 d'une matière élastique, notamment de caoutchouc, et est donc soumis à des phénomènes de vieillissement et d'usure notables, dus notamment aux importantes fluctuations de température survenant dans les véhicules automobiles, ainsi qu'à l'entrée de poussière et qu'aux importants efforts reçus au cours de chaque freinage, d'où une déformation ou une
35 abrasion de la surface-support. De plus, des difficultés apparaissent si les deux pistons de commande n'agissent pas de façon rigoureusement symétrique sur l'élément compensateur.

La présente invention a pour objet de prévoir un régulateur de pression jumelé pour deux circuits, du type mentionné au début, mais dans lequel il y a compensation de toutes les tolérances des soupapes de commande, et dans lequel les deux pressions de sortie sont de valeur égale pendant toute la durée de vie du dispositif.

Selon l'invention, ceci est obtenu avec un régulateur de pression jumelé pour deux circuits, pour systèmes de freinage hydraulique, du type mentionné au début, par le fait qu'un moyen d'équilibrage hydraulique des pressions de sortie est prévu entre la chambre de sortie du premier circuit de frein et la chambre de sortie du deuxième circuit de frein.

Grâce à cela, toutes les tolérances de fabrication des soupapes de commande et du répartiteur de contrainte initiale sont compensées, et les courses de fermeture des soupapes de commande sont maintenues à une faible valeur.

Dans un perfectionnement avantageux de l'objet de l'invention, le moyen d'équilibrage hydraulique est un piston ayant des surfaces extrêmes de taille égale, ce piston étant sollicité par les pressions dans les chambres de sortie et commandant, par son mouvement, la soupape du premier circuit de frein. Avec cet agencement, on arrive à ceci que le piston ne doit se déplacer que dans la région de la course de fermeture de la soupape. Pour que la perte de fluide du premier circuit soit maintenue à une valeur minimum en cas de défaillance de l'autre circuit de frein, et pour assurer un relèvement du point d'intervention en cas de défaillance d'un circuit, indépendamment du diamètre du piston, l'invention propose que le piston puisse être déplacé entre des limites. Cela peut être réalisé d'une façon particulièrement simple en munissant le piston d'une saillie radiale logée entre un épaulement et un anneau de butée solidaire du carter. Cette saillie radiale est avantageusement formée par un collet qui est agencé à la surface terminale, bordant la chambre de sortie, du piston.

Pour que le piston soit en mesure de commander directement la soupape, sans interposition d'organes transmetteurs, le piston et le piston de commande, étagé du premier circuit de frein, sont agencés en série, l'un à la suite de l'autre, sur un axe commun.

Pour relever à une pression de valeur double le point d'intervention du circuit intact, à la suite de la défaillance de l'autre circuit, le répartiteur de contrainte initiale est avantageusement guidé

dans la direction de l'axe des pistons étagés. Pour modifier, en fonction de la charge d'essieu du véhicule, la force de commande agissant sur les pistons étagés, il est avantageux que le répartiteur de contrainte initiale soit un levier agencé pour pivoter autour d'un axe transversal aux pistons étagés. De préférence, le piston étagé dispose d'un jeu par rapport au répartiteur de contrainte initiale. On obtient ainsi qu'une soupape se ferme d'abord et que la suite de l'augmentation de pression dans ce circuit soit effectuée en commandant cette soupape par le piston. Pour être en mesure de déterminer exactement le jeu, il est
10 opportun de prévoir un moyen pour régler le jeu. Un ressort peut être agencé entre le piston étagé et le répartiteur de contrainte initiale, ce ressort ramenant le piston étagé à sa position extrême près de la chambre de sortie, lorsque ce piston est mis "hors pression". Un effet identique à celui du jeu entre piston étagé et répartiteur de contrainte
15 initiale peut être obtenu en munissant les soupapes de contrôle de courses de fermeture différentes.

Un régulateur jumelé, dans lequel les pistons de commande sont de plus petit diamètre, est avantageusement conçu de façon que les soupapes de commande comportent chacune un manchon coulissant, qui a son
20 pourtour externe monté étanche et dont une première surface extrême forme un siège de soupape, et de façon que les tiges des pistons de commande pénètrent chacune dans un manchon de commande, cela avec du jeu, et portent en leur première extrémité une tête de soupape, le premier manchon étant synchronisé avec le piston compensateur et une
25 butée étant prévue pour fixer la position de repos de l'autre manchon.

Avec cette construction, le piston de commande peut avoir un diamètre relativement faible, puisqu'il ne doit comporter intérieurement aucun composant de soupape. La faible valeur de sa section transversale permet alors d'opérer avec une force de commande moindre que jusqu'alors.
30 Par suite, on peut utiliser un ressort moins puissant et, pour ce qui est des tolérances de fabrication, moins précis, ou bien utiliser une transmission à levier plus petite. Ces deux solutions aboutissent à un encombrement réduit. Le diamètre à rendre étanche est relativement faible et les forces de frottement à surmonter lors d'un déplacement sont
35 corrélativement infimes. On obtient ainsi un fonctionnement très précis du piston de commande. Le manchon portant le siège de soupape est librement accessible en son pourtour, de sorte qu'il n'est pas difficile de coupler ce manchon au piston compensateur. Il n'y a pas besoin de ressort

de fermeture de soupape. Cela évite, en outre, la manifestation de l'effet réactif d'un tel ressort sur le piston compensateur.

Le piston compensateur possède avantageusement un diamètre extérieur plus grand que celui du manchon. Ainsi, des différences, même
5 très faibles, dans la pression de sortie, produisent une force suffisamment importante pour déplacer le manchon associé.

Il est avantageux que le piston compensateur et le manchon associé soient disposés coaxialement en tandem et soient rigidement liés l'un à l'autre au moyen d'un pont passant par dessus la tête de soupape
10 coopérant avec le manchon. Avec l'aide de ce pont, le manchon peut être chargé axialement par le piston compensateur, en dépit de l'existence de la tête de soupape.

Pour replacer le manchon, le piston de commande comporte avantageusement un épaulement apte à agir sur la face terminale du
15 manchon qui n'est pas en regard du siège de la soupape. Comme les pistons de commande sont remplacés par la force de commande et entraînent le manchon, il n'y a pas besoin de ressort de rappel spécial pour le manchon. L'avantage ici est que le piston compensateur est en mesure de déplacer le manchon sans avoir à surmonter une force élastique, ce qui
20 autorise un équilibre de pression encore plus précis.

Pour fixer la position de repos de l'autre manchon, une butée solidaire du carter peut coopérer avec un gradin sur le pourtour externe du manchon. Il en résulte une construction particulièrement simple.

Dans un régulateur de pression jumelé, de conception asymétrique, il est impossible d'éviter complètement de légères différences
25 dans le comportement des soupapes et, en outre, la soupape de commande associée au piston compensateur doit fermer la première. Il est donc particulièrement opportun que le piston compensateur agisse sur un dispositif distributeur qui, en cas d'actionnement, influence les deux
30 soupapes de commande en même temps, mais dans des sens opposés.

Ce dispositif distributeur a pour effet que les deux soupapes et pistons de commande opèrent de façon tout à fait égale. Il n'y a pas besoin d'une "course morte" pour un piston de commande. Si les soupapes de commande comportent des ressorts de fermeture, les effets de ces
35 ressorts seront mutuellement compensés. L'égalité entre les pressions dans les deux chambres de sortie est obtenue rapidement dans chaque cas par l'influence antagoniste sur les deux soupapes de commande. De plus, les composants peuvent être agencés symétriquement dans le carter,

de sorte que l'on obtient ainsi une réalisation plus simple et plus compacte.

Dans une forme de réalisation préférée, le dispositif distributeur comporte un élément de distribution qui est monté pour coulisser transversalement aux axes des deux pistons de commande et qui, pour commander en plus l'une ou l'autre des soupapes de commande, possède des surfaces inclinées dont les pentes sont opposées. Cela conduit à une construction très simple de l'élément de distribution et autorise une construction moins encombrante qu'avec des éléments de distribution basculables ou analogues.

En particulier, le piston compensateur et l'élément de distribution peuvent être d'un seul tenant. Cette combinaison permet de réduire le nombre des composants. Comme le piston compensateur est disposé transversalement par rapport aux pistons de commande, on obtient un carter qui peut être peu encombrant dans la direction des axes des pistons de commande.

Si l'on utilise un piston compensateur cylindrique, celui-ci peut être pourvu de surfaces coniques dans la région de ses extrémités.

Il est, en outre, avantageux que, sur chaque surface inclinée, soit appuyé un piston transmetteur qui est guidé sur le même axe que le piston de commande correspondant, dans le carter, et qui, de plus, agit sur la soupape de commande correspondante. Ce piston transmetteur assure que l'obturateur de soupape ne sera pas chargé transversalement sous l'effet d'un frottement entre la surface inclinée et le poussoir de soupape.

Dans un autre développement de cette forme de réalisation, une surface auxiliaire, ayant une inclinaison opposée, peut se raccorder aux extrémités externes de chacune desdites surfaces inclinées. En particulier, chaque surface inclinée et la surface inclinée auxiliaire associée peuvent former un double cône. Ces surfaces inclinées auxiliaires conduisent à ceci qu'en cas de défaillance d'un circuit, la soupape de commande de l'autre circuit sera forcée à la position d'ouverture, de sorte que, dans son circuit, la pression de sortie suivra la pression d'entrée, même si cette dernière atteint des valeurs plus fortes. Dans cet agencement, il est souhaitable que la course restante du piston étagé ne soit qu'un peu supérieure à la course de fermeture de la soupape.

En outre, on peut prévoir un dispositif indicateur de différence de pression comportant, pour l'actionner, un élément qui s'engage dans une gorge aménagée dans la partie du piston comprise entre les surfaces inclinées. Cette gorge impose que le piston compensateur possède une longueur axiale spécifique en incluant les joints des deux côtés. Comme ce piston compensateur ne peut plus être agencé dans le prolongement axial d'un piston de commande, mais transversalement, il n'est pas difficile de réaliser un tel piston compensateur ayant cette longueur.

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

- la figure 1 représente un régulateur de pression jumelé pour deux circuits, les pistons de commande étant agencés parallèlement et côte à côte ;
- 15 - la figure 2 représente une vue en coupe faite selon la ligne II-II de la figure 1 ;
- la figure 3 est une variante de la forme de réalisation selon la figure 1 ;
- la figure 4 représente un régulateur avec piston de commande de conception différente ;
- 20 - la figure 5 représente un régulateur de pression jumelé ayant un piston compensateur agissant sur les deux pistons de commande ; et
- la figure 6 est une variante de la forme de réalisation selon la figure 5.

25 Sur la figure 1, un carter 1 comporte deux alésages étagés 2, 2' qui sont parallèles et dans lesquels les soupapes de commande sont disposées. Comme elles sont sensiblement identiques, les deux soupapes de commande ne seront pas décrites séparément dans ce qui suit, et leurs composants sont affectés de références identiques qui ne diffèrent que par l'addition du signe "prime" pour l'une de ces soupapes de commande.

30 Les légères différences seront indiquées lorsque ce sera nécessaire.

Un manchon 3, 3' est agencé dans la partie à grand diamètre de l'alésage 2, 2' et est monté étanche par rapport au carter 1 au moyen d'un anneau d'étanchéité 4, 4'. Ce manchon 3, 3' est en butée contre un premier épaulement 5, 5' du carter 1 et est arrêté axialement au moyen d'un anneau 6, 6' solidaire du carter. Dans chaque alésage 2, 2', se trouve un piston étagé 7, 7' qui est guidé, par sa portion à grand diamètre, dans l'alésage 2, 2' et qui a sa portion à petit diamètre

dans le manchon 3, 3' et est monté étanche au moyen de joints d'étanchéité 8, 8' et 9, 9'.

Une chambre d'entrée 10, 10' est bordée par une surface annulaire et une chambre de sortie 11, 11' est bordée par la surface
 5 extrême de la portion à grand diamètre du piston étagé 7, 7'. Un trou radial 12, 12' et un passage coaxial 13, 13' pour le fluide, dans l'intérieur du piston étagé 7, 7', relie la chambre d'entrée 10, 10' à la chambre de sortie 11, 11'. Un organe obturateur 14, 14', sollicité contre un siège 16, 16' par un ressort 15, 15', est disposé dans le
 10 passage de fluide 13, 13'. Cet obturateur 14, 14' comporte un poussoir 17, 17' faisant saillie hors du piston étagé 7, 7'.

Dans un prolongement à diamètre réduit de l'alésage 2, est agencé un piston 18 qui est monté étanche par rapport au carter 1 au moyen de deux joints d'étanchéité 19 et 20. Par ses surfaces extrêmes
 15 qui sont de mêmes dimensions, le piston 18 borde, d'un côté, la chambre de sortie 11 et, de l'autre côté, une chambre de pression 21. Cette chambre de pression 21 communique avec la chambre de sortie 11', via un canal de fluide hydraulique 22. La partie terminale du piston 18, proche de la chambre de sortie 11, présente un élargissement radial sous la forme
 20 d'un collet 23 disposé entre un deuxième épaulement 24 du carter 1 et une butée 25 solidaire du carter. Le piston 18 peut être déplacé dans une plage de débattement, ses positions extrêmes respectives étant définies par l'épaulement 24 et l'anneau de butée 25.

Faisant saillie hors du piston étagé 7, le poussoir 17 de
 25 l'obturateur 14 porte contre le collet 23 et le poussoir 17' de l'obturateur 14', faisant saillie hors du piston étagé 7', porte contre le fond de l'alésage 2'. Il résulte de ceci que les deux soupapes de commande sont ouvertes dans la position non active du dispositif.

Un levier 27 est fixé au carter 1 au moyen d'un axe de
 30 rotation 26 autour de l'axe longitudinal duquel il peut pivoter. Ce levier 27 porte contre au moins une extrémité des pistons étagés 7, 7' lorsque le dispositif n'est pas en position active. Ce levier 27 comporte, en face de l'extrémité du piston 7, une partie filetée 30 dans laquelle est reçue une vis de réglage 31. Dans la forme de réalisation représentée,
 35 l'extrémité du piston étagé 7 possède, par rapport à la vis de réglage 31, un jeu a qui est inférieur à la course de fermeture de la soupape, et dont la signification sera décrite avec les caractéristiques fonctionnelles du dispositif.

La figure 2 représente une vue en coupe faite selon la ligne II-II de la figure 1. Pour éviter les répétitions, il est fait renvoi à la description relative à la figure 1. Les numéros de référence des composants correspondent à ceux de la figure 1. La mobilité du levier 27 apparaît clairement sur la figure 2 et la force agissant sur ce levier 27 est repérée par la flèche et la lettre F. Cette force F est variable et fait office de force de commande des pistons 7, 7'. En outre, on peut voir sur la figure 2 les raccords de fluide allant au maître-cylindre Hz et au cylindre de roue Rz.

- 10 Le fonctionnement du dispositif de régulation de pression de freinage représenté sur les figures 1 et 2 sera d'abord décrit en admettant que les deux circuits de freinage sont valides. Lorsque le dispositif est en condition inactive, les pièces mobiles sont placées comme représenté. Toutefois, le piston étagé 7 est au contact de la vis de réglage 31, et le jeu a existe alors entre le collet 23 et l'épaulement 24 du carter. Les obturateurs 14, 14' des soupapes de commande sont ouverts dans cette position.

Lorsqu'on actionne le frein, le fluide hydraulique dans les deux circuits de frein a d'abord la possibilité de s'écouler, sans obstacle, du maître-cylindre Hz aux cylindres Rz des roues. Ayant des surfaces soumises à la pression différentes, chacun des pistons étagés 7, 7' est soumis à une force différentielle qui provoque son mouvement contre le levier 27 et contre la force de commande F agissant sur celui-ci.

- 25 Comme la course de fermeture de la soupape 14, 16 est réduite de la valeur du jeu a, c'est l'obturateur 14 qui ferme en premier le passage de fluide correspondant 13, en venant s'appliquer sur le siège 16 après accomplissement du trajet de fermeture restant. L'autre soupape 14', 16', dont la course de fermeture n'est pas réduite de la valeur du jeu a, est encore ouverte si les deux pistons étagés 7, 7' ont accompli le même déplacement et la croissance de la pression va se poursuivre, sans diminution, dans ledit circuit de frein. Dès qu'apparaît une petite différence entre les pressions dans les chambres de sortie 11 et 11', le piston 18 est soumis à une action résultante qui le déplace dans la direction du piston étagé. Le collet 23 rencontre le poussoir 17 et soulève l'obturateur 14 de son siège 16. Il en résulte que du fluide hydraulique supplémentaire est fourni à la chambre de sortie 11, jusqu'à ce qu'il y règne la même pression que dans la chambre de sortie 11'.

Ce phénomène de compensation va se répéter, si nécessaire, jusqu'à ce que le piston étagé 7' ait lui aussi accompli le trajet correspondant à la fermeture de la soupape 14', 16'.

Un accroissement supplémentaire de la pression du côté entrée conduit à un accroissement de pression moindre du côté sortie, les pressions dans les chambres de sortie 11, 11' étant toujours de valeur égale du fait de l'action égalisatrice du piston 18. La valeur de la pression, pour laquelle intervient l'effet de réduction des soupapes de commande, dépend de l'ampleur de la force de commande F qui peut être
10 établie à une valeur fixe ou peut être variable.

Si la pression est diminuée du côté entrée, les obturateurs 14, 14' sont soulevés de leurs sièges 16, 16' sous l'effet de la pression régnant encore du côté sortie, ce qui amène la diminution de cette pression côté sortie. La force de commande F provoque le retour des
15 pistons étagés 7 et 7' à leurs positions d'inactivité, le piston 7' venant en butée avec la surface extrême du carter 1, tandis qu'un jeu a subsiste entre l'épaule 24 du carter et le collet 23.

Si l'un des circuits de freinage est défaillant par suite d'un défaut, le piston étagé 7, 7' du circuit de frein encore valide
20 doit alors surmonter la totalité de la force de commande F avant qu'intervienne l'effet réducteur de la soupape. La pression d'intervention de la soupape sera portée à une valeur double. Pour qu'à la suite de la défaillance d'un circuit, l'admission volumique du circuit de frein encore intact ne soit que légèrement accrue, le déplacement du
25 piston 18 est limité par un épaule 24 du carter 1 et un anneau de butée 25.

La variante représentée sur la figure 3 diffère de l'objet de la figure 1 uniquement en ceci que le piston 7 comporte un épaulement 28 près de sa partie extrême faisant saillie hors du carter 1.
30 Contre cet épaulement, porte un ressort 29 dont l'autre extrémité agit sur le levier 27. Dans cet agencement aussi, une vis de réglage pourrait être prévue, comme représenté sur les figures 1 et 2. En principe, le ressort 29 pourrait aussi être placé en un autre endroit, bien que, dans le dispositif représenté, il offre l'avantage de ne pas avoir de répercussions gênantes (par exemple, sous forme d'une différence de pression
35 dans les chambres de sortie 11, 11').

Le dispositif de régulation de pression de freinage selon la figure 3 correspond, quant à son mode de fonctionnement, à ce qui a été

décrit plus haut en se reportant aux figures 1 et 2. Toutefois, lorsque le dispositif est mis "hors pression", le ressort 29 provoque toujours le déplacement du piston étagé 7 à sa position extrême vers la chambre de sortie.

5 Sur la figure 4, deux alésages étagés parallèles 52, 52' sont aménagés dans un carter 51. L'alésage 52 loge une soupape de commande 53 et un piston compensateur 54. Une soupape de commande 53' est logée dans l'alésage 52'.

La soupape de commande 53 comporte un manchon 55 dont une
10 surface extrême forme un siège 56. Ce manchon est monté étanche extérieurement au moyen d'un joint d'étanchéité 57 qui est maintenu entre une bague de guidage 58 et un anneau d'arrêt élastique 59. Un piston de commande 60 comporte une tête de soupape 61, une partie en forme de tige 62, qui a un plus petit diamètre, pénétrant dans le manchon 55, et
15 une partie en forme de tige 63, qui a un plus grand diamètre, s'étendant à l'extérieur et étant entourée par un joint d'étanchéité 64. Ce joint 64 est agencé dans une pièce intérieure rapportée 65 qui est maintenue entre la bague d'appui 59 et un anneau d'arrêt élastique 66. La tête de soupape comporte un élément obturateur élastique 67 qui est maintenu par
20 une coiffe 68 en feuille métallique constituant en même temps un rebord de guidage. La soupape de commande 53 établit une séparation entre, d'une part, une chambre d'entrée 69 communiquant avec un raccord Hz d'un maître-cylindre en tandem et, d'autre part, une chambre de sortie 70 en liaison avec au moins un cylindre de roue Rz. Un épaulement 71 entre les
25 parties en forme de tige 62 et 63 peut coopérer avec la surface extrême 72 du manchon 55 afin de l'entraîner vers la position de gauche. Des encoches ou entailles 73 autorisent le passage du fluide dans cette position.

Le piston compensateur 54 est pourvu de deux joints d'étan-
30 chéité 74 et 75. Un "pont" 76 relie le piston compensateur au manchon 55. Ce pont laisse passer le liquide. Il peut, par exemple, être lié par une soudure annulaire à la surface extrême du piston compensateur 54 et peut s'engager, par des nervures ou ailes élastiques, dans une gorge annulaire du manchon 55. Le piston compensateur 54 est disposé entre la
35 chambre de sortie 70 et une chambre de pression 77 reliée, via un trou 78, à la chambre de sortie 70' de la soupape de commande 53'. Le mouvement du piston compensateur est limité vers la droite par un anneau d'arrêt 79 et vers la gauche par une surface frontale 80 du carter.

La soupape de commande 53' est d'une conception analogue à celle de la soupape de commande 53. Par suite, les éléments analogues sont désignés par des références identiques affectées du signe "prime". Dans cet agencement, la chambre d'admission 69' est reliée à un deuxième
 5 raccord Hz' d'un maître-cylindre en tandem. La chambre de sortie 70' conduit à au moins un autre cylindre de roue Rz'. De plus, une butée 81 coopérant avec un épaulement 82 du manchon 55' est prévue dans la bague de guidage 58'. Un levier 83 agit sur les surfaces extrêmes par lesquelles les deux pistons de commande 60 et 60' sortent du carter. Ce levier 83
 10 est agencé pour pivoter autour de tourillons 84 situés hors du plan du dessin et est apte à recevoir une force de commande F. Cette force F peut être constante ou variable en fonction de la charge du véhicule.

En fonctionnement normal, l'agencement représenté sur la
 15 figure 4 opère comme suit. Lorsque du fluide hydraulique soumis à une pression croissante est envoyé aux deux chambres d'entrée 69, 69', la pression dans les chambres de sortie 70, 70' croît de la même façon. Lorsque la pression d'admission de chaque circuit de frein, multipliée par la surface Q2, excède la moitié de la force de commande F, les deux
 20 soupapes de commande 53, 53' ferment. Il y aura ensuite une augmentation de la pression de sortie, mais cette augmentation sera moindre que celle de la pression d'entrée, et cela selon la relation :

$$\frac{\text{pression d'entrée}}{\text{pression de sortie}} = \frac{Q1}{Q1 - Q2}$$

S'il arrive que la soupape de commande 53 ferme avant la
 25 soupape de commande 53', une pression plus élevée se développe alors dans la chambre de sortie 70' et, par conséquent, aussi dans la chambre de pression 77, ce qui amène le piston compensateur 54 à se déplacer avec le manchon 55, vers la position de droite, de sorte que la soupape de commande 53 s'ouvre de nouveau jusqu'à ce qu'un équilibre de pression
 30 règne dans les deux chambres de sortie. Dans le cas où la soupape de commande 53' ferme la première, le piston compensateur 54 et le manchon 55 sont déplacés vers la position de gauche, de sorte que la soupape de commande 53 ferme aussi. Si la pression d'entrée diminue, les pistons de commande 60, 60' reviennent à la position initiale représentée sous
 35 l'influence de la force de commande F. Ce faisant, ils entraînent les manchons 55, 55' par l'intermédiaire des épaulements 71, 71'. La course de recul est terminée lorsque le manchon 55' vient en contact,

par l'épaulement 82, avec la butée 81. La position d'inactivité du système est ainsi définie.

Si un circuit de frein fait défaut, le piston de commande correspondant reste à sa position de repos. L'autre piston de commande
5 est alors chargé par la totalité de la force de commande F, ce qui a pour effet que la pression d'intervention de la soupape est portée à une valeur double, ce qui est souhaitable dans un tel cas.

Sur la figure 5, deux soupapes de commande identiques sont agencées dans un carter 101. Dans la description ci-après, une seule de
10 ces soupapes est décrite, l'autre étant pourvue de références identiques suivies du signe "prime".

Un alésage étagé 102 est muni, dans sa partie à grand diamètre, d'un manchon 103 dont l'étanchéité par rapport au carter 101 est assurée au moyen d'un anneau d'étanchéité 104. Ce manchon 103 porte contre un
15 premier épaulement 105 du carter 101 et est arrêté axialement au moyen d'un anneau 106 solidarisé au carter. Un piston étagé 107 est guidé, par sa portion à grand diamètre, dans l'alésage 102 et, par sa portion à petit diamètre, dans le manchon 103 et l'étanchéité de sa portée est assurée au moyen de joints 108 et 109.

20 Une chambre d'entrée 110 est délimitée par une surface annulaire et une chambre de sortie 111 est bordée par la surface terminale de la portion à grand diamètre du piston étagé 107. La chambre d'admission 110 et la chambre de sortie 111 communiquent l'une avec l'autre, via un trou radial 112 et un passage coaxial 113 à l'intérieur du piston
25 étagé 107. Un organe obturateur 114 qu'un ressort 115 sollicite contre un siège 116 est situé dans le passage 113. Cet organe obturateur 114 est muni d'un poussoir 117 faisant saillie hors du piston étagé 107.

Un piston compensateur 118, dont l'étanchéité par rapport au carter est assurée au moyen de deux joints d'étanchéité 119 et 120, est
30 agencé dans un alésage transversal 121 qui est fermé par un bouchon 122, lequel est monté étanche par rapport au carter au moyen d'un joint 123 et est fixé au moyen d'un anneau d'arrêt élastique 124. Le piston compensateur 118 forme une seule pièce avec un élément distributeur qui, dans le cas présent, est composé de deux cônes 125, 126 dont les surfaces
35 inclinées 127 et 128 convergent dans des sens opposés. Des pistons transmetteurs 129, 130, guidés dans des alésages 131, 132 au moyen de nervures, sont au contact desdits cônes. Par les canaux subsistant entre les nervures, la chambre de sortie 111 communique avec la chambre

de pression 133 du premier côté du piston compensateur 118 et la chambre de sortie 111' est reliée à la chambre de pression 134 située de l'autre côté du piston compensateur 118. Pour leur part, lesdites chambres de pression communiquent avec les raccords 135 et 136 auxquels peuvent être
 5 raccordées des conduites allant aux cylindres Rz, Rz' des roues. Les chambres d'entrée 110, 110' sont reliées à deux sorties Hz, Hz' d'un maître-cylindre en tandem. Une force de contrainte initiale F agit sur un levier 137 qui peut pivoter sur deux tourillons 138, 139 situés en dehors du plan du dessin. Cette force peut être constante ou variable en
 10 fonction de la charge du véhicule.

Le fonctionnement du régulateur de pression jumelé pour deux circuits, représenté sur la figure 5, va d'abord être décrit en admettant que les deux circuits de frein sont valides. Dans la position de repos, les deux pistons étagés 107, 107' portent, par leur surface extrême,
 15 contre l'épaulement de gauche de l'alésage 102, 102'. Si la pression augmente à l'entrée Hz, Hz', la pression à la sortie Rz, Rz' suit de la même façon, puisque les deux soupapes de commande 114, 116, 114', 116' sont ouvertes. Au fur et à mesure de l'accroissement de la pression, les pistons étagés 107, 107' se déplacent vers la position de droite,
 20 jusqu'à ce que les soupapes sus-mentionnées ferment finalement. Si une première soupape de commande 114, 116 ferme avant l'autre soupape de commande 114', 116', la pression dans la chambre de pression 134 augmente alors plus vite que la pression dans la chambre 133 et le piston compensateur 118 se déplace vers le bas. Par suite, le piston trans-
 25 metteur 130 et, par conséquent, le poussoir 117 sont déplacés vers la position de droite par la surface oblique 128, de sorte que la soupape de commande 114, 116 s'ouvre de nouveau. En même temps, l'organe obturateur 114' et le piston transmetteur 131 ont été déplacés vers la gauche par le ressort de fermeture 115', puisque la surface inclinée 127 a
 30 offert la place pour cela. La soupape de commande 114', 116' va donc se déplacer dans la direction de la fermeture. Grâce à ce mouvement en direction opposée, les deux soupapes de commande vont donc être fermées sensiblement ensemble et, pour cette raison, à la même pression. Si la pression d'entrée continue à croître, la pression de sortie croît alors
 35 en suivant une courbe caractéristique à pente réduite. Si la soupape de commande 114', 116' avait fermé la première, le piston compensateur 118 aurait alors été déplacé vers le haut, de sorte que cette soupape de commande se serait rouverte et que l'autre soupape de commande 114, 116

aurait été déplacée dans la direction de sa fermeture.

Si l'un des circuits de freinage devient défaillant, le piston compensateur 118 se déplace jusqu'à sa butée aménagée sur le bouchon 12 ou bien, selon le cas, jusqu'à la surface terminale à l'opposé de l'alésage transversal 121 et la soupape de commande du circuit de frein valide fonctionne alors comme d'habitude. Toutefois, cette soupape va fermer après un moindre déplacement du piston 107 et contre une force accrue, puisque la force initiale F n'est alors plus répartie sur les deux pistons. Au total, la pression d'intervention de la soupape du circuit intact est donc augmentée si l'autre circuit est défaillant.

Toutefois, il est souvent désiré que, dans l'éventualité d'une défaillance d'un circuit, la pression de sortie de l'autre circuit soit alors toujours maintenue au niveau de la pression d'entrée. Cela peut être obtenu avec la forme de réalisation selon la figure 6.

Sur la figure 6, les éléments analogues à ceux de la figure 5 sont affectés des mêmes références augmentées de 100. Ici, des cônes auxiliaires 240, 241, ayant des surfaces convergeant dans des sens opposés à ceux des surfaces 227, 228 des deux cônes 225, 226, sont respectivement adjoints à ces derniers. Si, à la suite d'une défaillance du premier circuit de freinage, le piston compensateur 218 est amené à la première position extrême, ces surfaces inclinées ont pour effet que les pistons transmetteurs 230, 231 sont poussés tout à fait à droite et maintiennent ainsi ouvertes les soupapes de commande conjuguées, respectivement 114, 116 et 114', 116'. Afin que cela se produise à coup sûr, la course maximale du piston, tel que 107 sur la figure 5, qui doit toujours être supérieure à la course de fermeture de la soupape 114, 116, est inférieure à la somme de la course que le piston transmetteur 230 (ou le piston transmetteur 229 si l'on considère le piston tel que 107') accomplit à la suite de la défaillance d'un circuit, plus la course de fermeture de la soupape. Par suite, les cylindres des roues du circuit valide reçoivent l'intégralité de la pression d'entrée, cela sur toute la plage des pressions.

En outre, le piston compensateur 218 comporte une gorge 244 entre les surfaces inclinées 227, 228, et un doigt palpeur 245, appartenant à un appareil 246 signalisant les différences de pression, s'engage dans cette gorge. La longueur axiale de cette gorge 244 est telle que la fonction compensatrice du piston compensateur 218 soit possible dans la plage des différences normales entre les pressions

d'entrée, sans qu'il y ait actionnement du dispositif indicateur de différence de pression 246. Après une certaine course prédéterminée, la surface extrême 247 du piston compensateur 218 va entrer en liaison opérationnelle avec un ressort 249, cela soit par sa surface extrême 247, 5 via une plaquette d'appui 248, soit par un anneau d'arrêt 250, via un organe d'appui 251. Dès que la différence entre les pressions des deux systèmes de frein, agissant sur le piston compensateur 218, excède la charge initiale de ce ressort 249, la gorge 244 déplace le doigt palpeur 245 vers l'extérieur, avec une ampleur telle qu'une commutation 10 intervient, ce qui engendre un signal indicateur.

Le piston compensateur est de façon analogue apte à agir sur un dispositif distributeur séparé. Ce dispositif distributeur peut, par exemple, être constitué d'un levier pouvant basculer autour d'un point de rotation agencé entre les deux axes des pistons étagés. Le 15 principe inventif décrit peut tout aussi bien être appliqué en combinaison avec des régulateurs de pression de conception différente.

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

REVENDEICATIONS

1. Régulateur de pression jumelé pour deux circuits, pour systèmes de freinage hydraulique, comportant deux soupapes de commande agencées parallèlement et côte à côte dans un carter et associées chacune à l'un des circuits de freinage, ces soupapes possédant chacune un piston de commande qui est logé entre une chambre d'entrée et une chambre de sortie, et ces pistons de commande étant soumis à une force de commande commune qui agit sur eux par l'intermédiaire d'un organe répartiteur de contrainte initiale, ce régulateur étant caractérisé en ce qu'un moyen d'équilibrage hydraulique des pressions de sortie est prévu entre la chambre de sortie (11) du premier circuit de frein et la chambre de sortie (11') du deuxième circuit de frein.

2. Régulateur selon la revendication 1, caractérisé en ce que le moyen d'équilibrage hydraulique est un piston (18) ayant des surfaces extrêmes de taille égale, ce piston étant sollicité par les pressions dans les chambres de sortie (11, 11') et commandant, par son mouvement, la soupape (14, 16) du premier circuit de frein.

3. Régulateur selon la revendication 2, caractérisé en ce que le piston (18) peut être déplacé entre des limites.

4. Régulateur selon la revendication 3, caractérisé en ce que le piston (18) comporte une saillie radiale qui est logée entre un épaulement (24) et un anneau de butée (25) solidaire du carter.

5. Régulateur selon la revendication 4, caractérisé en ce que la saillie radiale est formée par un collet (23) qui est agencé à la surface terminale, bordant la chambre de sortie (11), du piston (18).

6. Régulateur selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que le piston (18) et le piston de commande étagé (7) du premier circuit de frein sont agencés l'un à la suite de l'autre sur un axe commun.

7. Régulateur selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que le répartiteur de contrainte initiale est guidé dans la direction de l'axe des pistons étagés (7, 7').

8. Régulateur selon la revendication (7), caractérisé en ce que le répartiteur de contrainte initiale est un levier (27) monté pour pivoter autour d'un axe qui est transversal par rapport aux pistons étagés (7, 7').

9. Régulateur selon l'une des revendications 7 ou 8, caractérisé en ce qu'il y a un jeu (a) entre le piston étagé (7) et l'organe répartiteur de contrainte initiale.

10. Régulateur selon la revendication 9, caractérisé en ce qu'un ressort (29) est disposé entre le piston étagé (7) et le répartiteur de contrainte initiale.

11. Régulateur selon l'une quelconque des revendications 1 à 8, caractérisé en ce que les soupapes de commande (14, 16 ; 14', 16') ont des courses de fermeture différentes.

12. Régulateur selon la revendication 9, caractérisé en ce que le jeu (a) est ajustable.

13. Régulateur selon la revendication 3, caractérisé en ce que les soupapes de commande (53, 53') comportent chacune un manchon coulissant (55, 55') ayant son pourtour externe monté étanche et dont une première surface extrême forme un siège de soupape (56, 56'), en ce que des tiges (62, 62') des pistons de commande (60, 60') pénètrent chacune dans un manchon, cela avec du jeu, et portent en leur première extrémité une tête de soupape (61, 61'), en ce que le premier manchon (55) est synchronisé avec le piston compensateur (54), et en ce qu'une butée (81) est prévue pour fixer la position de repos de l'autre manchon (55').

14. Régulateur selon la revendication 13, caractérisé en ce que le piston compensateur (54) possède un diamètre extérieur plus grand que celui du manchon (55).

15. Régulateur selon l'une des revendications 13 ou 14, caractérisé en ce que le piston compensateur (54) et le manchon associé (55) sont disposés coaxialement en tandem et sont rigidement liés l'un à l'autre au moyen d'un pont (76) passant par dessus la tête de soupape (61) coopérant avec le manchon.

16. Régulateur selon l'une quelconque des revendications 13 à 15, caractérisé en ce que le piston de commande (60, 60') comporte un épaulement (71, 71') pour la remise en place du manchon (55, 55'), cet épaulement étant apte à agir sur la face terminale (72, 72') du manchon qui n'est pas en regard du siège (61, 61') de la soupape.

17. Régulateur selon l'une quelconque des revendications 13 à 16, caractérisé en ce qu'une butée (81) solidaire du carter coopère avec un gradin (82) sur le pourtour externe de l'autre manchon (55'), pour fixer la position de repos de ce manchon (55').

18. Régulateur selon la revendication 3, caractérisé en ce que le piston compensateur (118) agit sur un dispositif distributeur (125, 126) qui, en cas d'actionnement, influence les deux soupapes de commande (114, 116 ; 114', 116') en même temps, mais dans des sens opposés.

19. Régulateur selon la revendication 18, caractérisé en ce que le dispositif distributeur comporte un élément de distribution (125, 126) qui est monté pour coulisser transversalement aux axes des deux pistons de commande (107, 107') et qui, pour commander en plus l'une ou l'autre des soupapes de commande (114, 116 ; 114', 116'), possède des surfaces inclinées (127, 128) dont les pentes sont opposées.

20. Régulateur selon la revendication 19, caractérisé en ce que le piston compensateur (118) et l'élément de distribution (125, 126) sont d'un seul tenant.

21. Régulateur selon la revendication 20, caractérisé en ce qu'un piston compensateur cylindrique (118) est pourvu de surfaces coniques (127, 128) dans la région de ses extrémités.

22. Régulateur selon l'une quelconque des revendications 18 à 21, caractérisé en ce que, sur chaque surface inclinée (127, 128), est appuyé un piston transmetteur (129, 130) qui est guidé sur le même axe que le piston de commande (107, 107') correspondant, dans le carter (101), et qui agit sur la soupape de commande correspondante (114, 116 ; 114', 116').

23. Régulateur selon l'une quelconque des revendications 18 à 22, caractérisé en ce qu'une surface auxiliaire (242, 243), ayant une inclinaison opposée, se raccorde aux extrémités externes de chacune desdites surfaces inclinées (227, 228).

24. Régulateur selon l'une des revendications 21 ou 23, caractérisé en ce que la surface inclinée (227, 228) et la surface inclinée auxiliaire (242, 243) associée forment un double cône.

25. Régulateur selon l'une quelconque des revendications 18 à 24, caractérisé en ce qu'il comporte un dispositif (246) indicateur de différence de pression comportant, pour l'actionner, un élément (245) qui s'engage dans une gorge (244) aménagée dans la partie du piston comprise entre les surfaces inclinées (227, 228).

1/5

Fig. 1

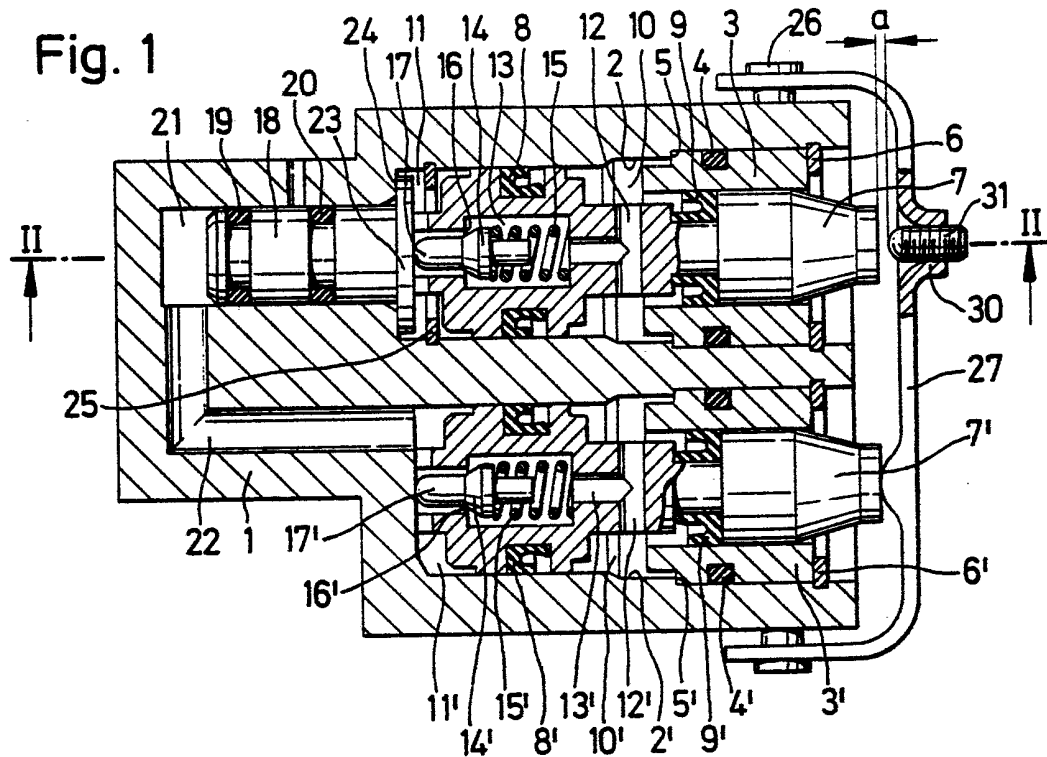


Fig. 3

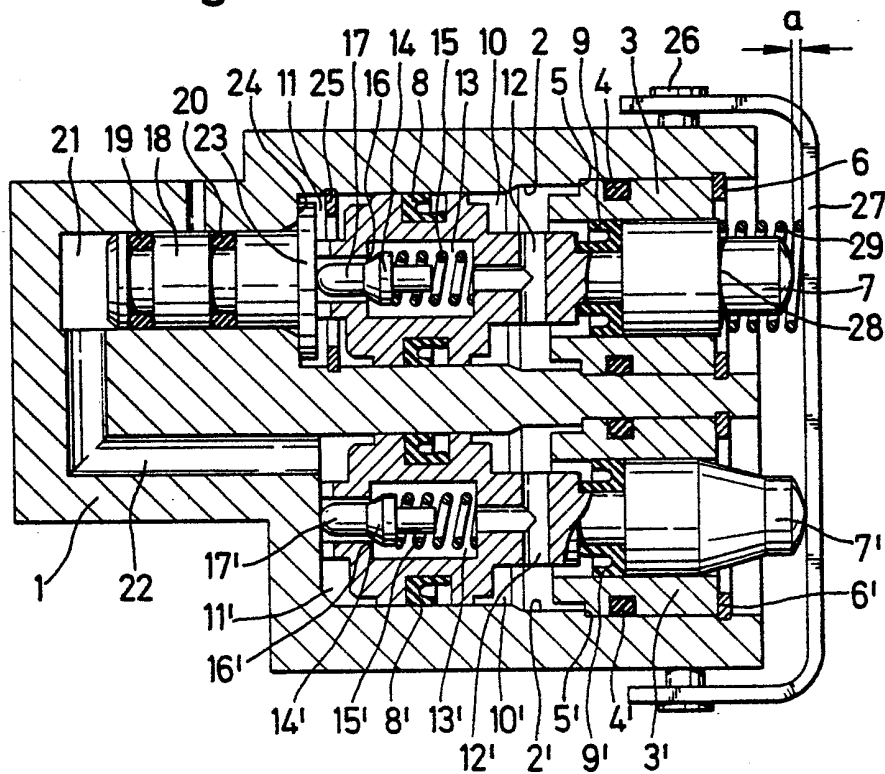
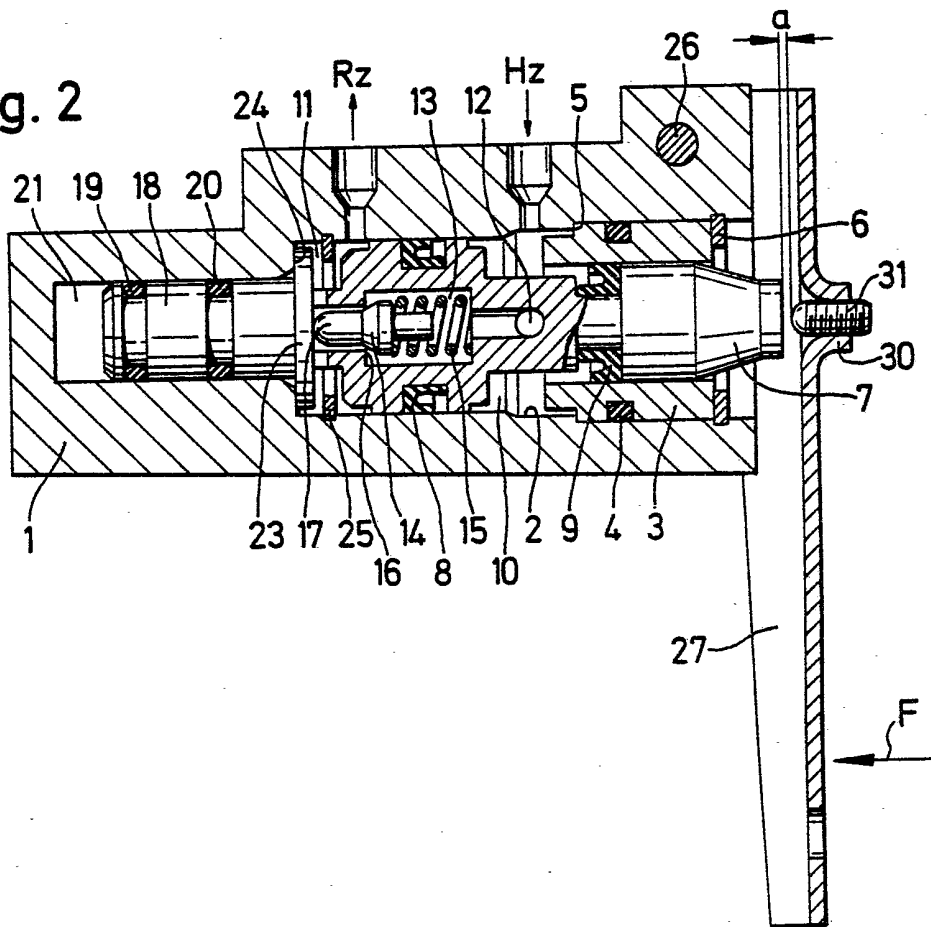


Fig. 2



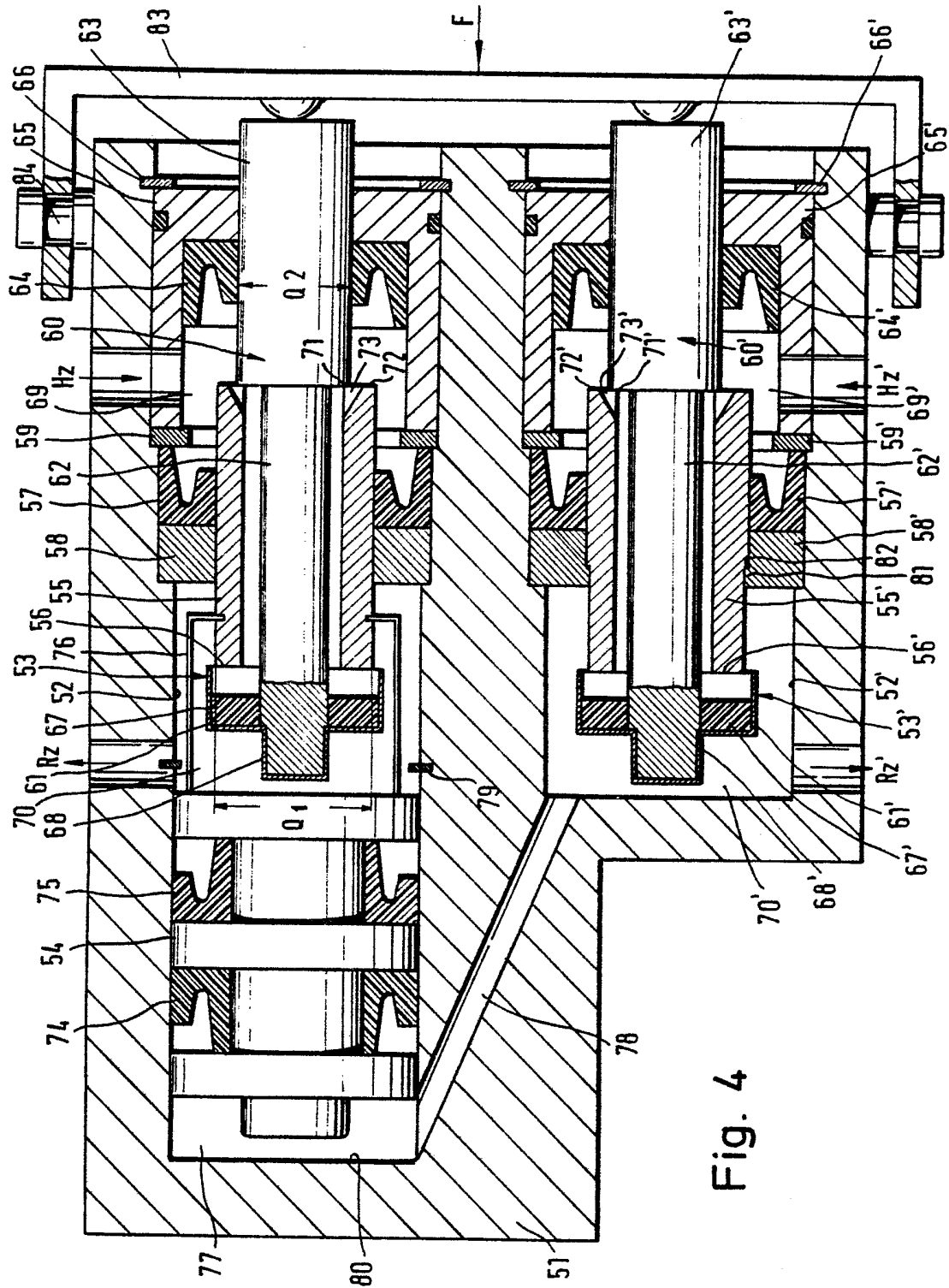


Fig. 4

Fig. 5

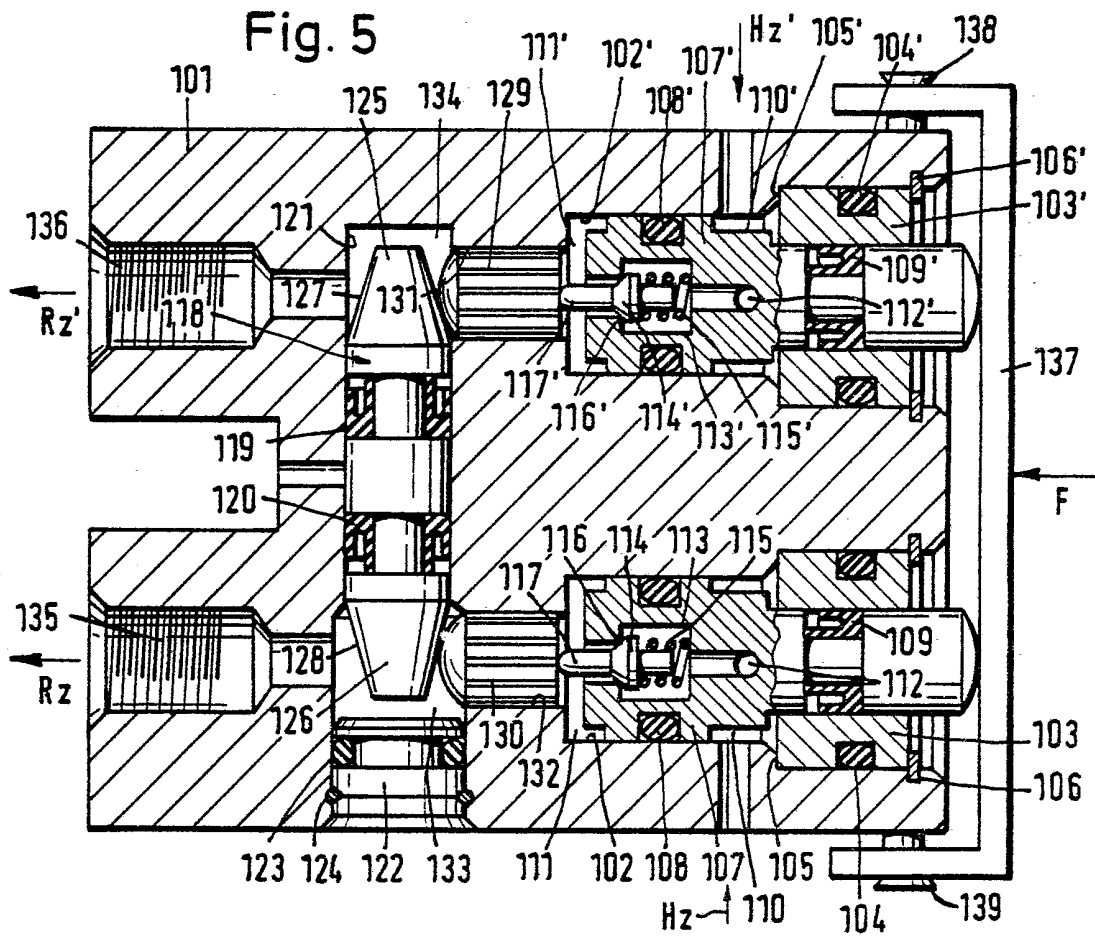


Fig. 6

