

①9 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE  
INSTITUT NATIONAL  
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE  
PARIS

①1 N° de publication :  
(à n'utiliser que pour les  
commandes de reproduction)

**2 544 679**

②1 N° d'enregistrement national :

**83 06477**

⑤1 Int Cl<sup>3</sup> : B 60 T 15/02.

①2

## DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 20 avril 1983.

③0 Priorité :

④3 Date de la mise à disposition du public de la  
demande : BOPI « Brevets » n° 43 du 26 octobre 1984.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux appa-  
rentés :

⑦1 Demandeur(s) : VOLZHSKOE OBIEDINENIE PO PROIZ-  
VODSTVU LEGKOVYKH AVTOMOBILEI. — SU.

⑦2 Inventeur(s) : Vyacheslav Mikhailovich Valyshkov et Igor  
Vyacheslavovich Sobstvennikov.

⑦3 Titulaire(s) :

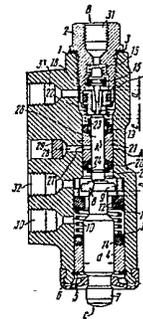
⑦4 Mandataire(s) : Z. Weinstein.

⑤4 Régulateur de pression pour un système de freinage à deux circuits d'un moyen de transport.

⑤7 L'invention concerne la construction des véhicules auto-  
mobiles.

Le régulateur de pression faisant l'objet de l'invention est du type comportant un corps 1 percé d'un canal débouchant à gradins, séparé par un organe d'étanchéité A en deux sections B et C qui renferment des soupapes dont les éléments de fermeture sont reliés entre eux par un poussoir 26, une douille d'écartement 21 étant disposée concentriquement au poussoir 26 dans ledit organe d'étanchéité A est constitué au moins par deux anneaux d'étanchéité 19 et 20 entre lesquels est montée la douille d'écartement 21, et en ce que dans la paroi du corps 1, entre les anneaux d'étanchéité 19 et 20, est pratiqué un orifice 28 mis en communication avec ledit canal débouchant à gradins, ledit poussoir étant pourvu d'un épaulement 25 sur lequel prend appui l'un 20 desdits anneaux d'étanchéité.

Le régulateur en question peut être utilisé efficacement notamment dans les systèmes de freinage des voitures auto-  
mobiles.



FR 2 544 679 - A1

D

La présente invention concerne la construction des véhicules automoteurs et a notamment pour objet un régulateur de pression pour un système de freinage à deux circuits d'un moyen de transport.

5 Le régulateur en question peut être utilisé efficacement notamment dans les systèmes de freinage des voitures automobiles.

Dans les systèmes de freinage hydrauliques dans lesquels les mécanismes de freinage des roues arrière sont mis en action à partir des différentes chambres d'un maître-cylindre, par exemple dans les systèmes de freinage dont les circuits sont partagés diagonalement, on fait appel aux régulateurs de pression à deux circuits qui permettent d'élever l'efficacité du freinage. La différence des pressions aux deux sorties du régulateur doit être aussi faible que possible pour assurer l'égalité des forces de freinage sur les roues arrière.

10 On connaît des régulateurs de pression à deux circuits comprenant deux soupapes de réglage disposées en parallèle, les tiges desdites soupapes prenant appui sur un élément d'égalisation exécuté sous forme d'un basculeur (cf., par exemple, le brevet anglais n° 1536539, cl. F 2F).

15 L'inconvénient de ce régulateur de pression réside en ce qu'il est difficile d'obtenir des caractéristiques identiques aux sorties. La différence des pressions aux sorties du régulateur considéré dépend de la précision des dimensions des pièces des soupapes de réglage et du basculeur. Un deuxième inconvénient est que la conception du régulateur de pression est compliquée par suite de la présence de deux soupapes de réglage et d'un basculeur.

20 30 On connaît des régulateurs à deux circuits pourvus de soupapes de réglage disposées en parallèle et dans les-

quels un piston flottant se trouvant dans le canal reliant les sorties des soupapes de réglage fait fonction d'élément d'égalisation (cf., par exemple, la demande de brevet RFA n° 3004964, C.I.B. B 60T 5 15/02). Dans ce régulateur, la précision des dimensions des soupapes de réglage n'influe pas sur la valeur de la différence des pressions aux sorties du régulateur.

La différence des pressions ne dépend, dans ce cas, que de la valeur du frottement des bagues d'étanchéité logées dans les gorges du piston flottant. 10

Toutefois, l'inconvénient de ce régulateur est sa conception compliquée, c'est-à-dire la présence de deux soupapes de réglage. 15

On connaît aussi un régulateur à deux circuits cf. la demande de brevet anglais n° 2062152, C.I.B. B 60T 11/34) comprenant une soupape de réglage, une soupape séparatrice à bille disposée coaxialement à celle-ci et un dispositif égalisateur constitué par une douille munie de bagues d'étanchéité, par un 20 poussoir et par un ressort de rappel. La douille est disposée concentriquement au poussoir et peut se déplacer par rapport au corps du régulateur en surmontant l'effort du ressort de rappel. La soupape 25 séparatrice est actionnée par le poussoir.

La loi de variation de la pression dans l'un des circuits est imposée par la soupape de réglage, alors que la pression dans le deuxième circuit est maintenue égale à celle du premier par déplacement de la douille du dispositif égalisateur. La conception de ce régulateur est assez simple, car il ne comporte 30 qu'une seule soupape de réglage; dans ce cas, la diffé-

rence des pressions aux sorties ne dépend que du frottement des bagues d'étanchéité dans le dispositif égalisateur.

L'inconvénient de ce régulateur est sa fiabilité de fonctionnement insuffisante. Les bagues d'étanchéité disposées sur les surfaces extérieures et intérieures de la douille isolent un circuit du régulateur de l'autre. Même si une seule bague d'étanchéité est endommagée le liquide de freinage passe d'un circuit dans l'autre. Il convient de noter que ce déplacement du liquide n'influe pas sur le fonctionnement du système lui-même quand les autres éléments sont en bon état de marche, et qu'il n'est pas perçu par le conducteur. Un endommagement ultérieur éventuel d'un élément quelconque du système de freinage, par exemple la rupture d'un flexible du circuit de freinage, influera non seulement sur le circuit dont l'élément est endommagé, mais aussi sur l'autre circuit par suite de la fuite du liquide de freinage à travers la bague endommagée.

Un autre inconvénient de ce régulateur réside en ce que la douille se trouvant en position de départ prend appui sur une saillie située à l'extrémité terminale du canal du corps. L'augmentation de la pression après le point de mise en action, c'est-à-dire après la fermeture de la soupape séparatrice (soupape à bille dans l'exemple de réalisation considéré) se produit à la suite de la diminution du volume de la chambre du régulateur délimitée par la soupape et la douille. Ce volume diminue à la suite du déplacement de la douille vers la soupape de séparation. Le volume chassé par la douille provoque la déformation des éléments du système de freinage, par exemple la déformation des

flexibles, des tuyaux, des pièces du frein de roue arrière. Il s'ensuit qu'il est nécessaire d'assurer un espacement assez grand entre le bouchon et la douille pour assurer que la pression augmente dans le frein de roue arrière dans la plage désirée. En cas de défaillance du circuit du système de freinage dans lequel est incorporée la soupape de séparation, la douille soumise à l'action de la pression dans le circuit en bon état se déplace vers la soupape de séparation d'une valeur correspondant à l'espacement entre elles. Le volume égal au produit de la surface de la douille par la longueur de sa course s'ajoute au débit du liquide de freinage dans le circuit de freinage, ce qui conduit à une augmentation de la course de la pédale du frein.

Il convient de noter que la saillie située dans le canal du corps complique la conception du régulateur et affecte la technologie de l'usinage du canal du corps.

On s'est donc proposé de mettre au point un régulateur de pression pour le système de freinage à deux circuits d'un moyen de transport, qui permettrait d'obtenir une différence de pressions la plus faible possible à ses sorties, assurerait un contrôle sûr de son étanchéité et serait d'une conception simple et technologiquement avantageuse.

Le problème ainsi posé est résolu à l'aide d'un régulateur de pression pour le système de freinage à deux circuits d'un moyen de transport, comportant un corps dans lequel est pratiqué un canal à gradins le traversant de part en part et partagé par un organe d'étanchéité en deux sections renfermant des soupapes dont les éléments de fermeture sont reliés entre eux

par un poussoir, et une douille d'écartement disposée dans ledit organe d'étanchéité d'une manière concentrique par rapport audit poussoir, caractérisé, selon l'invention, en ce que l'organe d'étanchéité est constitué au moins de deux anneaux d'étanchéité entre lesquels est placée la douille d'écartement et qu'un orifice est pratiqué dans la paroi dudit corps, entre les anneaux d'étanchéité, et est relié au canal débouchant à gradins, un épaulement étant prévu sur le poussoir pour que l'un des anneaux d'étanchéité prenne appui sur lui.

Cette conception du régulateur de pression permet, grâce aux anneaux d'étanchéité disposés de part et d'autre de la douille et à l'orifice dans la paroi du corps mis en communication avec le canal débouchant, de contrôler visuellement l'étanchéité du régulateur de pression. L'épaulement prévu sur le poussoir permet de réduire la course de la douille d'écartement en cas de fonctionnement du régulateur de pression en régime de défaillance du circuit dont fait partie la soupape de séparation, et, par conséquent, de diminuer le débit de liquide de freinage et la course de la pédale du frein.

Il est avantageux qu'un canal radial soit pratiqué dans le corps de la douille d'écartement.

Ce canal radial relierait ainsi les surfaces extérieure et intérieure de la douille d'écartement et permettrait au liquide de freinage d'aller de la partie endommagée du diamètre intérieur de l'anneau d'étanchéité à l'orifice pratiqué dans la paroi du corps, en permettant ainsi de localiser l'endommagement de l'anneau d'étanchéité.

Il est également avantageux que les faces de la

douille d'écartement soient exécutées en forme de cônes intérieurs et que les surfaces correspondantes des anneaux d'étanchéité soient exécutées en forme de cônes extérieurs.

5           En donnant aux surfaces de la douille d'écartement et des anneaux d'étanchéité cette forme conique on diminue la différence des pressions aux sorties du régulateur de pression et on améliore ses caractéristiques.

10           L'invention sera mieux comprise et d'autres buts, détails et avantages de celle-ci apparaîtront mieux à la lumière de la description explicative qui va suivre d'un mode de réalisation donné uniquement à titre d'exemple non limitatif, avec références aux dessins non limitatifs annexés dans lesquels :

15           - la figure 1 est une coupe longitudinale du régulateur de pression pour un système de freinage à deux circuits d'un moyen de transport, selon l'invention;

            - la figure 2 est une vue d'un anneau d'étanchéité du poussoir (à échelle agrandie);

20           - la figure 3 illustre la caractéristique du régulateur de pression conforme à l'invention.

            Le régulateur de pression pour le système de freinage à deux circuits d'un moyen de transport comporte un corps 1 (figure 1) percé d'un canal débouchant à gradins partagé par un organe d'étanchéité A en deux sections B et C.

30           Dans la section B, le canal est obturé par un bouchon fileté 2 pourvu d'un joint d'étanchéité 3, tandis que dans la section C il est fermé par un bouchon 4 immobilisé par une bague d'arrêt 5 et séparé par un chapeau 6 du milieu extérieur.

Dans l'orifice du bouchon 4 est monté un piston 7 qui coopère par l'intermédiaire d'un élément élastique (non représenté) avec la suspension des roues arrière du moyen de transport.

5 La partie du piston 7 qui est pourvue d'un épaulement 8 est engagée dans une douille 9 avec un jeu garanti. Un ressort 10 serre le siège 12, par l'intermédiaire d'une rondelle 11, contre la douille 9, et l'anneau d'étanchéité 14, par l'intermédiaire d'une rondelle 13, contre le  
10 bouchon 4. L'épaulement 8 du piston 7, la douille 9 et le siège 12 forment une soupape de réglage de la section B.

Le bouchon fileté 2 renferme un élément de fermeture 15, un ressort 16 et un siège 17 muni d'une garniture d'étanchéité 18. L'élément de fermeture 15 forme avec le  
15 ressort 16 et le siège 17 une soupape de séparation de la section C.

L'organe d'étanchéité A monté dans le canal débouchant du corps 1 comporte deux anneaux d'étanchéité 19  
20 et 20 entre lesquels est logée une douille d'écartement 21. L'anneau d'étanchéité 19 est serré contre la douille d'écartement 21 par un ressort 22 par l'intermédiaire d'une rondelle à plateau ou en forme de cuvette 23. L'anneau d'étanchéité 20 prend appui par l'intermédiaire  
25 d'une rondelle 24 contre l'épaulement 25 d'un poussoir 26. L'épaulement 25 est exécuté sous forme d'un anneau d'arrêt logé dans une gorge du poussoir 26. Dans la douille d'écartement 21 est pratiqué un orifice 27 qui relie entre  
elles ses surfaces intérieure et extérieure.

30 Un orifice 28 est pratiqué dans la paroi du corps 1, entre les anneaux d'étanchéité 19 et 20, et est obturé par un bouchon 29.

Les faces mutuellement en regard de la douille d'écartement 21 et des anneaux d'étanchéité 19 et 20 sont coniques (figure 2), les cônes formés par les faces de la douille d'écartement 21 étant orientés vers  
5 l'intérieur de celle-ci, et ceux formés par les faces des anneaux d'étanchéité 19 et 20 adjacentes à ladite douille étant orientés vers l'extérieur desdits anneaux, respectivement.

Les orifices 30 et 31 faisant fonction d'entrées  
10 du régulateur de pression sont reliés aux sections correspondantes du maître-cylindre. Les orifices 32 et 33, qui forment les sorties du régulateur de pression, sont mis en communication avec les mécanismes de freinage des roues (le maître-cylindre et les freins de roue ne sont pas  
15 représentés sur les dessins).

Le régulateur de pression conforme à l'invention fonctionne de la manière suivante.

En position de départ, c'est-à-dire lorsque les freins ne sont pas mis en action, l'élément élastique  
20 lié à la suspension des roues arrière serre le piston 7 contre le poussoir 26 qui, à son tour, est serré contre le siège 17 de la soupape de séparation de la section B. L'élément de fermeture 15 de la soupape de séparation surmonte l'effort du ressort 16 et est éloi-  
25 gné du siège 17 par le poussoir 26. Un jeu "a" se forme entre le siège 17 et l'élément de fermeture 15, tandis qu'un jeu "b" se forme entre l'épaulement 8 du piston 7 et le siège 12.

Le ressort 22 déplace la rondelle en cuvette 23,  
30 les anneaux d'étanchéité 19 et 20 de l'organe d'étanchéité A, la douille d'écartement 21 jusqu'à ce que la rondelle 24 vienne buter contre l'épaulement 25 du poussoir 26. Un jeu "c" se forme alors entre la rondelle en cuvette 23 et le siège 17 de la soupape de séparation. On choisit

les valeurs des jeux "a" et "b" de manière que, dans la position de départ, le jeu "a" soit inférieur ou égal au jeu "b" quels que soient les écarts par rapport aux tolérances de fabrication des pièces. La valeur du jeu  
5 "c" est choisie de façon à compenser la plage de tolérances de fabrication des pièces.

Lors du freinage, le liquide de freinage se trouvant dans l'une des sections du maître-cylindre passe à travers l'orifice 31, le jeu "a", l'orifice du siège 17 de la  
10 soupape de séparation et arrive à l'orifice 33 et ensuite au cylindre du mécanisme de freinage. De la deuxième section du maître-cylindre, le liquide de freinage passe à travers l'orifice 30 et le jeu "b" et arrive à l'orifice 32 et ensuite au cylindre du deuxième mécanisme de freinage. La pression du liquide de freinage agissant sur le  
15 piston engendre un effort qui tend à le faire sortir du corps 1 du régulateur de pression et qui est égal au produit de la valeur de la pression par le diamètre "d" du piston 7. Lorsque l'effort résultant de la pression du liquide de freinage dépasse l'effort développé par l'élément élastique lié à la suspension des roues arrière, le piston 7 sort du corps 1 et le jeu "b" diminue. Sous l'action de l'effort du ressort 22, le poussoir 26 de l'organe d'étanchéité A se déplace à la suite du piston  
20 conjointement avec la douille d'écartement 21, les anneaux d'étanchéité 19 et 20, les rondelles 23 et 24. L'élément de fermeture 15 de la section B de la soupape de séparation est poussé par le ressort à la suite du poussoir 26 et du piston 7; le jeu "a" diminue lui-aussi.

30 Après que le piston 7 et, par conséquent, le poussoir 26 aient été déplacés d'une valeur correspondant à celle du jeu "a", l'élément de fermeture 15 de la soupape de séparation isole l'orifice 31 de l'orifice 33, de sorte que

le cylindre du mécanisme de freinage se trouve isolé du maître-cylindre. Cette position du régulateur est indiquée sur sa caractéristique (figure 3) par le point "e". A ce moment, le jeu "c" (figure 1) est maximal et égal à la

5 somme des jeux "a" et "c" correspondant à la position de départ. Du fait que la pression à la sortie de l'orifice 32 continue à augmenter et que la sortie de l'orifice 33 est isolée du maître-cylindre par la soupape de séparation, une différence de pressions apparaît entre celles-ci. Sous

10 l'effet de cette différence de pressions, l'anneau d'étanchéité 20, la douille d'écartement 21, l'anneau d'étanchéité 19 et la rondelle à plateau 23 se déplacent dans le sens inverse en comprimant le ressort 22, et le volume de la chambre délimitée par les parois du corps 1 du régulateur de pression, par le bouchon 2 et par l'anneau d'étanchéité 19, diminue. Par suite de la diminution du volume de cette chambre et, par conséquent, du volume de l'autre

15 partie du circuit de freinage comprenant aussi le cylindre du mécanisme de freinage la pression dans celui-ci augmente.

20 La différence des pressions aux sorties dépend de l'effort du ressort 22 et de la valeur du frottement des anneaux d'étanchéité 19 et 20. Une fois le jeu "b" supprimé complètement, c'est-à-dire après que l'épaulement 8 ait touché le siège 12 de la soupape de réglage (point f, figure 3),

25 la pression à la sortie de l'orifice 32 (figure 1) augmente dans une plus petite mesure par suite de l'étranglement du liquide entre l'épaulement 8 et le siège 12. Le degré de diminution de la pression est déterminé par le rapport entre l'aire de l'épaulement 8 correspondant à son diamètre extérieur et l'aire du piston 7 correspondant à son diamètre "d".

30 La pression à la sortie de l'orifice 33 correspond alors à la pression à la sortie de l'orifice 32 grâce aux anneaux d'étanchéité mobiles 19 et 20 et de la douille d'écartement

21.

Le frottement des anneaux d'étanchéité 19 et 20 (figure 2) exerce la plus grande influence sur la différence des pressions aux sorties du régulateur de pression. Les formes coniques des faces respectives de la douille d'écartement 21 et des faces adjacentes des anneaux d'étanchéité 19 et 20 permettent de diminuer le frottement des anneaux 19 et 20 et, par conséquent, la différence des pressions aux sorties.

Cette diminution du frottement des anneaux d'étanchéité 19 et 20 se produit grâce à l'apparition, à la surface des anneaux d'étanchéité, d'une composante de l'effort dû à la pression de liquide, qui tend à les repousser de la surface du canal du corps 1 et à diminuer ainsi la largeur de la surface du contact avec le canal du corps 1. L'angle  $\alpha$  optimal de ladite forme conique est de 60 à 70°. En effet, quand l'angle  $\alpha$  est supérieur à 70°, l'effet de diminution du frottement diminue, et quand l'angle  $\alpha$  est inférieur à 60°, l'étanchéité de l'organe d'étanchéité diminue.

En cas de défaillance du circuit dans lequel est incorporée la soupape de séparation de la section B, par exemple en cas de rupture du flexible de freinage, la pression du liquide de freinage déplace la douille d'écartement 21 (figure 1) avec les anneaux d'étanchéité 19 et 20 vers la soupape de séparation de la section B jusqu'à ce que la rondelle à plateau 23 bute contre le siège 17. Ceci entraîne un léger accroissement du volume du circuit de freinage, accroissement qui est égal au produit de la surface de la section de la douille d'écartement 21 par la valeur du jeu "c". La caractéristique du régulateur de pression est, dans ce cas, identique à celle d'un système en bon état de fonctionnement.

En cas de défaillance du circuit dans lequel est incluse la soupape de réglage de la section C, la douille d'écartement 21 est déplacée conjointement avec les anneaux d'étanchéité 19 et 20 sous l'action de la pression du liquide de freinage, ce qui oblige le piston 7 à sortir du corps 1 en surmontant l'effort de l'élément élastique lié à la suspension des roues arrière. Une fois le jeu "a" totalement supprimé, l'élément de fermeture 15 isole de l'orifice 33 l'orifice 31 de la soupape de séparation de la section B. En conséquence, la pression à la sortie de l'orifice 33 cesse de croître, c'est-à-dire que la caractéristique du régulateur de pression prend l'aspect de celle d'un limiteur de pression (figure 3, ligne  $\ell$ ). La position du point de mise en action est déterminée, dans ce cas (point f sur la figure 3), par le rapport entre les surfaces de la tige du piston 7 de diamètre "d", de la surface du canal du corps 1 de diamètre "k" et des jeux "a" et "b" correspondant à la position de départ.

20 Pour 
$$\frac{S_d}{S_k} = \frac{b}{a} ,$$

où  $S_d$  est la surface de la tige du piston 7 de diamètre "d",  
 $S_k$  est la surface de la section du canal du corps 1,  
 de diamètre "k",

25 le point de mise en action du régulateur de pression en cas de défaillance du circuit correspond au point de mise en action d'un système en bon état de fonctionnement.

En cas d'endommagement de la surface extérieure de l'un des anneaux d'étanchéité 19 ou 20, le liquide de freinage passe par la partie endommagée de l'anneau d'étanchéité 19 ou 20, le jeu entre la paroi du corps 1 et la douille d'écartement 21, arrive dans l'orifice 28 et chasse le bouchon 29 du corps 1. En cas d'endommagement de la surface intérieure de l'un des anneaux d'étanchéité 19 ou 20, le

liquide passe par le jeu entre le poussoir 26 et la douille d'écartement 21, l'orifice 27 de la douille d'écartement 21, et arrive dans l'orifice 28.

5 Ainsi, le régulateur de pression conforme à l'invention permet de contrôler visuellement son étanchéité d'une manière simple, est caractérisé par une faible différence des pressions à ses sorties, permet de diminuer le débit du liquide de freinage et la course de la pédale du frein; sa conception est assez simple et sa fabrication est facile.

R E V E N D I C A T I O N S  
=====

1. Régulateur de pression pour un système de freinage à deux circuits d'un moyen de transport, du type comportant un corps (1) percé d'un canal débouchant à gradins, séparé par un organe d'étanchéité (A) en deux sections (B et C) qui renferment des soupapes dont les éléments de fermeture sont reliés entre eux par un poussoir (26), une douille d'écartement (21) étant disposée concentriquement au poussoir (26) dans ledit organe d'étanchéité, caractérisé en ce que l'organe d'étanchéité (A) est constitué au moins par deux anneaux d'étanchéité (19 et 20) entre lesquels est montée la douille d'écartement (21), et en ce que dans la paroi du corps (1), entre les anneaux d'étanchéité (19 et 20), est pratiqué un orifice (28) mis en communication avec ledit canal débouchant à gradins, ledit poussoir étant pourvu d'un épaulement (25) sur lequel prend appui l'un (20) desdits anneaux d'étanchéité.

2. Régulateur de pression selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'un canal radial (27) est pratiqué dans le corps de la douille d'écartement (2).

3. Régulateur de pression selon l'une des revendications 1 et 2, caractérisé en ce que chacune des faces en bout de la douille d'écartement (21) a une forme conique dont la petite base est orientée vers l'intérieur de ladite douille, tandis que les faces correspondantes des anneaux d'étanchéité (19 et 20) ont chacune une forme conique orientée par sa petite base vers l'extérieur de l'anneau d'étanchéité respectif .

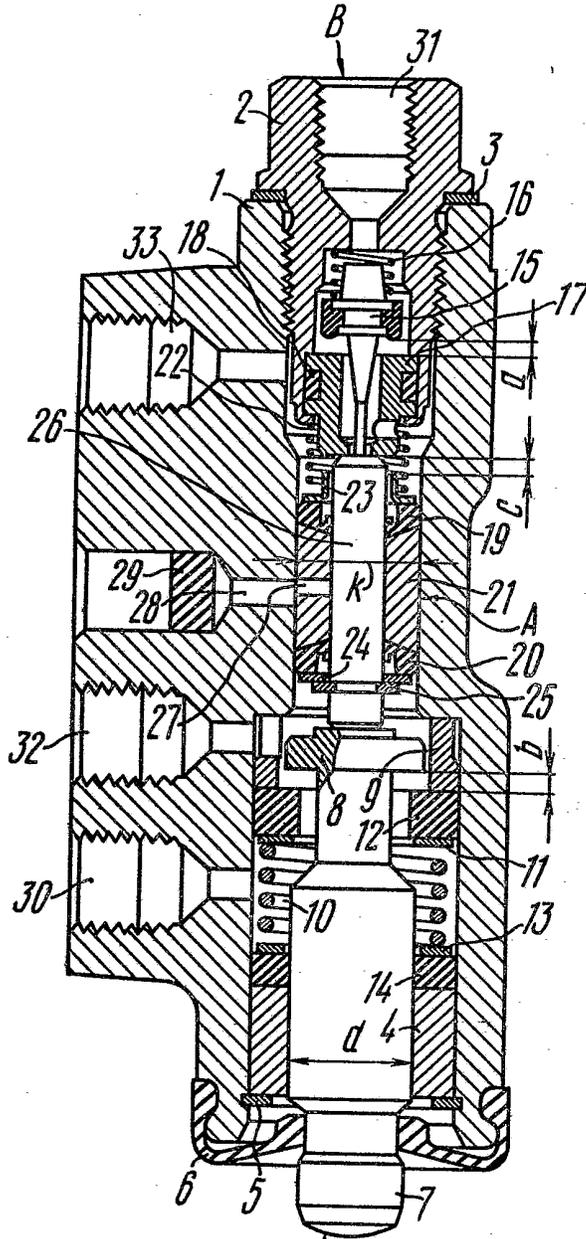


FIG. 1 C

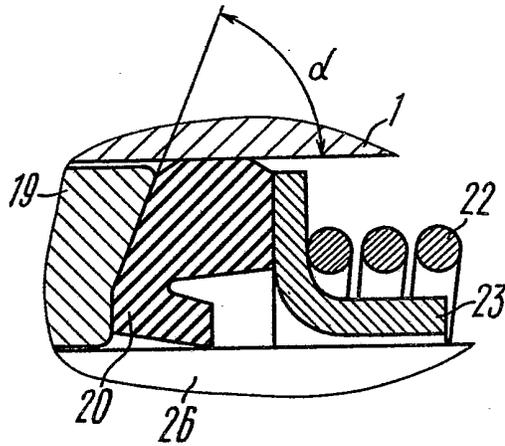


FIG. 2

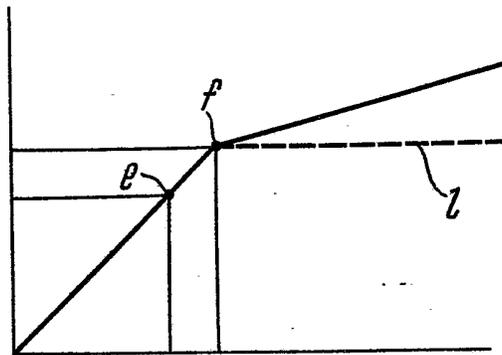


FIG. 3