

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE  
INSTITUT NATIONAL  
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

PARIS

(11) N° de publication :

**2 501 137**

(A n'utiliser que pour les  
commandes de reproduction).

A1

## DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

(21)

**N° 82 04060**

(54) Régulateur de pression de freinage pneumatique dans les organes de freinage d'un véhicule en fonction de la charge du véhicule.

(51) Classification internationale (Int. Cl. <sup>3</sup>). B 60 T 8/22; F 16 K 17/36.

(22) Date de dépôt..... 4 mars 1982.

(33) (32) (31) Priorité revendiquée : *Italie, 5 mars 1981, n° 20136 A/81.*

(41) Date de la mise à la disposition du public de la demande..... B.O.P.I. — « Listes » n° 36 du 10-9-1982.

(71) Déposant : Société dite : FABBRICA ITALIANA MAGNETI MARELLI SPA, résidant en Italie.

(72) Invention de : Domenico Angelillo.

(73) Titulaire : *Idem* (71)

(74) Mandataire : Jean Maisonnier, ingénieur-conseil,  
28, rue Servient, 69003 Lyon.

La présente invention a trait à un nouveau genre de régulateur de pression de freinage dans les organes de freinage d'un véhicule, en fonction de la charge agissant sur le véhicule proprement dit.

Les régulateurs de pression normalement utilisés sur les véhicules comprennent, ainsi qu'il est connu, deux pistons disposés côte-à-côte, à savoir un piston de commande qui est actionné par l'air comprimé pendant le freinage de service, et un piston de réaction soumis à la même pression que celle appliquée aux organes de freinage à contrôler, ainsi qu'un dispositif destiné à proportionner les efforts, lequel est constitué par un balancier, à pivot variable, qui transmet l'effort entre le piston de commande et le piston de réaction dans une mesure qui dépend de la charge ajoutée au véhicule afin d'éviter, pendant le freinage, le blocage des roues lorsque la charge est nulle ou minimale. Le pivot variable est réalisé grâce à un roulement pouvant se déplacer sur le balancier et monté sur l'extrémité libre d'un bras oscillant relié, par l'intermédiaire d'une tringlerie appropriée, à l'essieu de la section de freinage du véhicule à contrôler, tandis que le régulateur est monté sur la partie suspendue ou châssis du véhicule. De tels régulateurs sont montés soit sur le véhicule tracteur, soit sur la remorque d'un véhicule articulé. En raison surtout de la présence du balancier, du bras oscillant et des deux pistons disposés côte-à-côte, les régulateurs de pression de type connu constituent un ensemble relativement complexe et encombrant. Les problèmes d'encombrement et aussi les difficultés de montage augmentent par ailleurs si l'on monte le régulateur sur la remorque du véhicule articulé, car dans ce cas il faut le relier en amont et en aval du servo-autodistributeur ou Valve-Relais de Secours, c'est-à-dire de l'appareil pneumatique normalement présent sur la remorque pour obtenir aussi bien le freinage de service que le freinage de secours de cette remorque. L'un des buts de l'invention consiste à réaliser un régulateur de pression dans les organes de freinage de véhicules en fonction de la charge, lequel ne comporte aucun organe oscillant tel qu'un balancier pour transmettre les efforts, et dans lequel enfin les pistons sont disposés coaxialement de façon que la structure du régulateur soit à la fois simple, compacte et de faible encombrement.

Un autre but important de l'invention consiste à réaliser un régulateur de pression qui fonctionne également en tant que servo-autodistributeur, afin que l'on puisse obtenir à partir d'un appareil unique monté sur la remorque aussi bien le freinage de service, avec une pression de freinage réglée en fonction de la charge agissant sur la remorque, que le freinage de secours de celle-ci.

- 2 -

Suivant l'invention, ces buts sont réalisés grâce à un régulateur de pression dans lequel le dispositif qui sert à proportionner les efforts est constitué par plusieurs douilles concentriques montées télescopiquement entre elles dans une chambre située entre le piston de commande, du type à membrane, et un piston complexe, coaxial au précédent et qui comprend un piston de réaction, l'effort transmis pendant le freinage de service entre le piston de commande et le piston de réaction dépendant de celles, parmi les douilles, à partir de la douille la plus proche du centre, qui prennent appui tant sur la membrane que sur le piston complexe, le nombre de ces douilles variant en raison inverse de la course que le piston de réaction doit effectuer pour fermer la soupape d'échappement dont le siège, qui se déplace axialement selon la charge portée par le véhicule, prend des positions qui se rapprochent du piston de réaction à mesure que croît la charge portée par le véhicule, et des positions qui s'éloignent dudit piston de réaction à mesure que diminue ladite charge.

Suivant un mode préféré de réalisation de l'invention, chaque douille présente un siège circulaire interne et un siège circulaire externe, ces sièges étant disposés de telle sorte que le siège interne de chaque douille coopère avec le siège externe de la douille interne adjacente afin de stopper axialement cette dernière.

Suivant la présente invention, le siège de la soupape d'échappement est formé à l'extrémité intérieure d'un pointeau percé qui traverse à coulissement et de manière étanche le fond du régulateur et se termine dans la chambre de réaction; ce pointeau est commandé de l'extérieur par une tringlerie reliée à l'essieu concerné du véhicule, afin d'effectuer des déplacements axiaux qui tendent à rapprocher ou à éloigner le siège d'échappement par rapport au piston de réaction, selon que la charge du véhicule augmente ou diminue, respectivement. Le piston complexe, selon un mode de réalisation particulièrement adapté au cas d'un régulateur monté sur le tracteur d'un véhicule articulé, comprend, suivant l'invention, deux pistons rigidement solidaires entre eux, à savoir un piston d'actionnement sur lequel portent les douilles télescopiques et un piston de réaction, ces pistons délimitant entre eux une chambre d'alimentation qui communique avec la chambre de réaction à travers une soupape d'admission et retenant un élément mobile de soupape, aligné axialement par rapport au pointeau et qui coopère d'une part, grâce à une partie intermédiaire, avec le bord d'un trou central du piston de réaction pour constituer ladite soupape d'admission, et d'autre part, grâce à une partie terminale qui se prolonge à l'intérieur de la chambre de réaction, avec l'extrémité interne du pointeau afin

- 3 -

de réaliser la soupape d'échappement, cet élément mobile étant soumis à la sollicitation de moyens élastiques qui tendent à le maintenir dans la position qui assure la fermeture de ladite soupape d'admission.

Si, par contre, le régulateur doit être monté sur la remorque pour servir également de servo-autodistributeur, le piston complexe comprendra conformément à l'invention, un piston supplémentaire ou piston de secours, de plus grand diamètre que les deux autres, et qui délimite deux chambres annulaires opposées, toutes deux normalement maintenues sous pression, la première de ces chambres annulaires communiquant avec ladite chambre d'alimentation, tandis que la seconde est reliée à la conduite directe (conduite dite "automatique") en provenance du tracteur du véhicule articulé, cette seconde chambre alimentant la première à travers un clapet unidirectionnel, afin que, l'installation pneumatique fonctionnant normalement, le piston complexe se déplace lorsqu'on actionne le piston de commande, étant considéré comme nul l'effet des poussées pneumatiques, égales et contraires, qui s'exercent sur les deux côtés opposés du piston de secours, tandis qu'en cas de panne dans la conduite directe, le piston complexe se déplace sous l'effet de la poussée pneumatique produite par l'air comprimé dans la première chambre annulaire, afin de commander ainsi la fermeture de la soupape d'échappement et l'ouverture de la soupape d'admission, et par conséquent le freinage de secours de la remorque.

D'autres caractéristiques et avantages de l'invention ressortiront plus clairement au cours de la description qui suit, laquelle se réfère aux dessins annexés qui montrent à titre d'exemple non-limitatif quelques modes possibles de réalisation du régulateur de freinage suivant l'invention.

Sur les dessins :

La FIGURE 1 montre le schéma général et synoptique d'une installation de freinage pneumatique d'un véhicule, avec un régulateur de pression réalisé suivant une première version de la présente invention;

La FIGURE 2 montre schématiquement, en coupe axiale longitudinale, le régulateur de pression de l'installation représentée Figure 1, les freins du véhicule étant desserrés et le véhicule lui-même étant seulement partiellement chargé;

La FIGURE 3 montre en perspective deux éléments, vus en coupe et à une échelle agrandie, le dispositif qui sert à proportionner les efforts et qui équipe le régulateur de pression suivant l'invention;

La FIGURE 4 montre le régulateur de pression suivant la Figure 1, dans le cas où le véhicule serait à pleine charge et pendant un freinage de service;

La FIGURE 5 montre en vue partielle et à une échelle agrandie l'aspect que prend le dispositif de proportionnement des efforts de la Figure 4 pendant le freinage;

La FIGURE 6 montre le régulateur de pression de la Figure 1 au cas où le véhicule roulerait à vide et pendant le freinage de service;

La FIGURE 7 montre en vue partielle et à une échelle agrandie l'aspect que prend le dispositif de proportionnement des efforts de la Figure 6 pendant le freinage;

La FIGURE 8 montre la coupe transversale du régulateur de pression de la Figure 6, la coupe étant faite suivant l'axe A-B;

La FIGURE 9 montre le schéma d'une installation de freinage pneumatique d'un véhicule, équipée d'un régulateur de pression suivant un second mode possible de réalisation du dispositif de l'invention;

La FIGURE 10 montre schématiquement, en coupe axiale longitudinale, le régulateur de pression utilisé dans l'installation de la Figure 9, en supposant que les freins du véhicule soient desserrés et que celui-ci soit partiellement chargé;

La FIGURE 11 montre le schéma de l'installation de freinage pneumatique d'une remorque de véhicule articulé, munie d'un régulateur de pression suivant un troisième mode possible de réalisation de l'invention, et

La FIGURE 12 montre schématiquement, en coupe longitudinale, le régulateur de pression jouant également le rôle de servo-autodistributeur, utilisé dans l'installation de la Figure 11, en supposant que la remorque a ses freins desserrés et porte une charge partielle.

Sur le schéma de la Figure 1 qui montre une installation de freinage équipant le tracteur ou la motrice d'un véhicule articulé, on voit en 1 les organes ou cylindres de freinage de l'essieu avant du véhicule, en 2 les mêmes organes de freinage mais agissant sur l'essieu arrière, en 3 le distributeur d'air comprimé et en 4 le régulateur de pression suivant l'invention. Deux réservoirs d'air comprimé  $K_1$ ,  $K_2$  assurent l'alimentation de l'installation.

Le régulateur 4 comprend une première tubulure d'entrée 5 reliée au distributeur, une seconde tubulure d'entrée 6 reliée au réservoir  $K_2$  et une tubulure de sortie 7 reliée aux organes de frein 2 qui, dans le cas considéré, sont les éléments de freinage à contrôler.

Le régulateur, ainsi qu'il sera expliqué plus loin, utilise l'air comprimé du réservoir  $K_2$ , placé à proximité, pour alimenter les organes de frein 2. Par conséquent, le régulateur fonctionne également comme relais de

- 5 -

réponse.

Pour obtenir la régulation de la pression dans les organes 2 en fonction de la charge supportée par l'essieu correspondant, c'est-à-dire l'essieu arrière du véhicule, le régulateur est monté sur la partie suspendue ou châssis du véhicule et présente dans sa partie inférieure un pointeau 8 pouvant coulisser axialement et de manière étanche dans le fond du régulateur sous la commande d'une tringlerie articulée 9 qui aboutit à l'essieu arrière 10, qui peut être de tout type à condition de pouvoir, selon les variations de la charge supportée par le véhicule, provoquer un déplacement axial de ce pointeau 8 soit vers l'intérieur, soit vers l'extérieur du régulateur (voir les flèches) selon que la charge augmente ou diminue, respectivement.

Dans le schéma représenté, la tringlerie 9 comprend un levier 11 qui s'articule par une extrémité sur un bras oscillant 12 relié à l'essieu 10, et par l'autre extrémité sur un prolongement ou étrier 13 du régulateur, tandis qu'en un point intermédiaire 14 ce levier 11 est relié au pointeau 8 afin d'en déterminer les déplacements axiaux précités, dans des buts qui seront exposés plus loin.

Le régulateur de pression 4 est représenté en détail sur la Figure 2 dans le cas où le véhicule subirait une charge générale, les freins étant desserrés, alors que les Figures 4 et 6 montrent ce régulateur lorsque le même véhicule porte respectivement une charge maximale et nulle, pendant un freinage de service, c'est-à-dire ordinaire.

Suivant l'invention, le piston de commande 15 du régulateur est constitué par une membrane souple et transmet l'effort au piston de réaction 16 par l'intermédiaire de plusieurs douilles concentriques 17 montées télescopiquement entre elles dans une chambre appropriée 18 formée entre le piston de commande et un piston complexe coaxial 19 coulissant hermétiquement dans le corps 20 du distributeur et qui constitue le piston de réaction 16.

Les douilles concentriques 17 constituent le dispositif destiné à proportionner les efforts, actionné par la pression de commande qui agit dans la chambre 21 pendant le freinage, en passant par la tubulure d'entrée 5.

Ainsi qu'il ressort plus clairement de la Figure 3, chaque douille 17 se compose de deux parties cylindriques raccordées entre elles par un épaulement, le diamètre de la partie supérieure étant plus grand que celui de la partie inférieure, de façon que chacune d'elles présente un siège annulaire interne  $S_1$  et un siège externe  $S_2$ , ce dernier à un niveau inférieur

par rapport au premier.

Les sièges  $S_1$  et  $S_2$  de chaque douille se trouvent à un niveau supérieur par rapport aux sièges analogues de la douille extérieure adjacente, et en outre le siège interne d'une douille et le siège externe de la douille interne adjacente sont alignés axialement entre eux et normalement espacés, de telle sorte qu'au cours du fonctionnement, le siège interne  $S_1$  d'une douille en général coopère avec le siège externe  $S_2$  de la douille interne adjacente afin de stopper axialement cette dernière, ou alternativement le siège externe  $S_2$  coopère avec le siège interne  $S_1$  de la douille externe adjacente pour buter contre celle-ci.

Le siège externe  $S_2$  de la première douille 17e à l'extérieur coopère avec un siège fixe S formé sur le corps 20 du régulateur. La première douille 17i à l'intérieur ne comporte bien entendu aucun siège interne. Elle présente en revanche sur le côté commande une paroi de fond 17a afin d'offrir au piston à membrane 15 une plus grande surface d'appui.

Le piston complexe 19 comprend en fait deux pistons de même diamètre, l'un étant un piston de commande 22 sur lequel agissent les douilles 17, l'autre 16 étant le piston de réaction déjà cité.

Les deux pistons définissent entre eux, à l'aide d'une paroi cylindrique percée 23 qui les rend rigidement solidaires, une chambre interne d'alimentation 24 qui communique par des passages 25, la chambre annulaire C et le passage 26, avec la tubulure 6 reliée au réservoir  $K_2$ .

Le piston 16 et le fond 27 du régulateur définissent une chambre de réaction ou de réponse 28 reliée par la tubulure 7 aux organes de freinage 2.

Le piston d'actionnement ou de commande 22 présente à l'intérieur de la chambre d'alimentation 24 un prolongement tubulaire 29 qui reçoit et guide hermétiquement une extrémité d'un élément mobile 30 de soupape dont l'autre extrémité traverse un trou central 31 prévu dans le piston de réaction 16 et se termine dans la chambre de réaction 28. Dans une partie intermédiaire, cet élément 30 porte un joint torique 32 qui coopère avec un siège formé par le bord 33 dudit trou central 31, afin de constituer la soupape d'admission 32, 33 qui relie la chambre d'alimentation 24 à la chambre de réaction 28.

Cette soupape est normalement fermée par un ressort 34 monté entre le fond du prolongement tubulaire 29 et un épaulement interne 30i de l'élément mobile qui est percé.

Cet élément présente en outre un épaulement annulaire 35 destiné à buter soit contre le piston 16 ou une partie de celui-ci, comme on l'a

- 7 -

représenté, soit contre l'extrémité du prolongement tubulaire 29. Ainsi, l'élément 30 est retenu par les deux pistons 22, 16 par rapport auxquels il ne peut effectuer que des déplacements axiaux limités.

L'extrémité de l'élément 30 qui se termine dans la chambre de réaction 28 présente une tête 36 qui constitue le joint souple et hermétique de la soupape d'échappement, normalement ouverte, dont le siège 37 est constitué par l'extrémité du pointeau mobile 8 et aligné par rapport à l'élément 30.

Le pointeau 8 présente un alésage interne 38 qui permet l'échappement de l'air présent dans la chambre 28 vers l'atmosphère.

Ainsi qu'il a été indiqué plus haut, le pointeau 8 coulisse axialement et hermétiquement dans le fond 27 du régulateur sous la commande de la tringlerie 9, afin de rapprocher le siège 37 de la tête de soupape 36 à mesure que croît la charge du véhicule, et inversement, d'éloigner ce siège de la tête de soupape à mesure que la charge diminue.

On examinera maintenant le mode de fonctionnement du régulateur de pression en se référant aux Figures 1 à 7, où les mêmes références désignent des éléments correspondants.

#### Véhicule sous charge partielle mais avec freins desserrés

La position atteinte par les différentes parties du régulateur est représentée Figure 2, On notera que la soupape d'admission 32, 33 est fermée alors que la soupape d'échappement 36, 37 est ouverte.

La chambre d'alimentation 24 est sous pression, du fait qu'elle est reliée directement au réservoir  $K_2$  à travers les trous 25, la chambre annulaire C, le trou 26 et la tubulure 6.

La chambre de commande 21 et la chambre de réaction 28 sont reliées à l'atmosphère respectivement à travers le distributeur 3 et le passage 38 du pointeau 8.

Dans ces conditions, les douilles 17 sont totalement superposées et toutes en contact d'un côté avec le piston à membrane 15 et de l'autre avec le piston d'actionnement 22. Les sièges des douilles, tant internes qu'externes, désignés en  $S_1$  et  $S_2$ , coopèrent entre eux, sont face-à-face et séparés par un intervalle.

Le pointeau percé 8 et par conséquent le siège 37 de la soupape d'échappement prennent une position axiale intermédiaire qui correspond à la charge partielle qui agit sur le véhicule. Par conséquent, à partir de cette position, le pointeau, à mesure que la charge varie, peut se déplacer dans l'un ou l'autre sens, comme l'indiquent les flèches. On a désigné par la lettre L la distance en général entre un épaulement externe 8a



- 8 -

du pointeau et une surface interne de butée 27a du fond 27 du régulateur, distance qui correspond à ladite charge partielle.

Véhicule avec charge maximale pendant le freinage de service

La position que prennent les différents organes dans ces conditions est représentée sur les Figures 4 et 5.

Sous charge maximale, le pointeau 8 pénètre complètement dans la chambre de réaction 28, ce qui réduit à zéro la distance entre l'épaule 8a et la surface de butée 27a ( $L = 0$ ).

Il est évident que le siège 37 de la soupape d'échappement prend une position axiale plus proche du piston de réaction 16. Il s'ensuit que, pendant le freinage, par suite de l'alimentation de la chambre de commande 21 qui découle de l'actionnement du distributeur 3, il se produit un déplacement minimal du piston complexe 19 et, partant, du piston de réaction 16, afin d'obtenir la fermeture de cette soupape.

Après la fermeture de la soupape d'échappement 36, 37, la soupape d'admission 32, 33 s'ouvre et l'air comprimé qui se trouve dans la chambre d'alimentation 24 pénètre dans la chambre de réaction 28 et, de là, à travers la tubulure 7, dans les organes de freinage 2 pour assurer le freinage du véhicule.

Par suite du déplacement minimal du piston complexe 19, toutes les douilles 17 restent encore en contact tant avec la membrane 15 qu'avec le piston d'actionnement 22. L'effort transmis est maximal car on a également une surface maximale de travail ou de commande de la membrane, laquelle est définie par le diamètre de la plus grande douille ou douille externe 17a.

L'air parvenant dans la chambre 28 agit également sur le piston de réaction 16 avec une force qui est antagoniste par rapport à la force de commande transmise à ce piston à travers les douilles 17, et dont la valeur dépend de la pression de l'air dans la chambre 28. A mesure que cette arrivée d'air se produit, la pression croît d'une manière correspondante jusqu'à ce que la force de réaction exercée sur le piston 16 devienne égale à la force de commande, ce qui détermine un déplacement du piston 16 vers le haut et, par conséquent, la fermeture de la soupape d'admission tandis que la soupape d'échappement 36, 37 reste toujours fermée.

Dans le cas considéré, cette situation se produit lorsque la pression de réaction dans la chambre 28 atteint la valeur de la pression de commande dans la chambre 21, attendu que les surfaces de commande de la membrane 15 et de réaction du piston 16 sont égales.

Pendant que la pression de commande augmente dans la chambre 21,

- 9 -

le piston 16 est poussé davantage vers le bas, ce qui provoque l'ouverture de la soupape d'admission 32, 33. A cet instant, de l'air complémentaire parvient dans la chambre 28, ce qui a pour effet d'accroître la pression jusqu'à ce qu'elle atteigne la nouvelle valeur de la pression de commande:  
 5 dès lors, le piston 16 revient vers le haut et ferme la soupape d'admission.

Ainsi, pendant le freinage, lorsque la pression de commande augmente, alors que la soupape d'échappement 36, 37 reste fermée, le piston 16 se déplace continuellement vers le bas et vers le haut, ouvrant et fermant ainsi alternativement la soupape d'admission jusqu'à parvenir à une  
 10 condition d'équilibre qui se produit lorsque la pression de commande reste constante et la pression de réaction atteint la même valeur.

Pendant le freinage, seul le siège externe  $S_2$  de la douille 17e la plus externe vient buter contre son siège correspondant S du corps 20, les autres sièges coopérants  $S_1$  et  $S_2$  restant espacés entre eux.

15 Il résulte de ce qui précède qu'à l'effort maximal de commande transmis au piston de réaction 16 correspond une pression dans la chambre 28 qui est également maximale puisqu'elle est égale à la pression de commande. Il s'ensuit que, dans les conditions de charge maximale du véhicule, le régulateur envoie dans la chambre 28 et par conséquent dans les organes  
 20 de freinage 2 une pression de freinage qui est la pression maximale, donc proportionnelle à la charge.

Pendant le freinage, l'air contenu dans la chambre 21 se décharge dans l'atmosphère à travers le distributeur 3, et le piston complexe 19 qui n'est plus soumis à l'effort de commande, est poussé vers le haut pour  
 25 reprendre la position de repos à laquelle correspond la fermeture de la soupape d'admission et l'ouverture de la soupape d'échappement.

#### Véhicule à vide pendant le freinage de service

La position que prennent les différents organes dans ces conditions est celle que montrent les Figures 6 et 7.

30 Par suite de la charge nulle, le pointeau 8 pénètre dans une mesure minimale dans la chambre de réaction 28, de telle sorte que la distance entre l'épaule 8a et la butée 27a est maximale et indiquée par le symbole  $L_{\max}$ . Il est évident que le siège 37 de la soupape d'échappement 36, 37 prend alors une position axiale plus éloignée par rapport au piston de  
 35 réaction 16, si bien qu'au cours du freinage la course que ce piston doit effectuer pour obtenir la fermeture de la soupape d'échappement est la course maximale.

Au terme de cette course, la membrane 15 est déformée au maximum et les douilles 17 prennent la forme télescopique que montrent lesdites

Figures 6 et 7. Plus particulièrement, on observe que chaque douille, à partir de la première à l'extérieur en allant vers l'intérieur, s'applique hermétiquement avec son propre siège externe  $S_2$  contre le siège interne  $S_1$  de la douille externe adjacente. Dans l'ordre, la première de ces douilles  
 5 qui est stoppée est la première douille à l'extérieur, désignée en 17e, qui rencontre le siège fixe S.

Il en résulte que la seule douille qui porte à la fois contre la membrane 15 et contre le piston d'actionnement 22 est la première douille 17i à l'intérieur. Par conséquent, l'effort transmis au piston de réaction  
 10 tion 16 est minimal puisque l'on a une surface minimale de la membrane 15 qui est délimitée par le diamètre de la plus petite douille ou douille centrale 17i.

En conséquence, la pression dans la chambre 28 qui permet d'appliquer au piston 16 une force de réaction égale à la force de commande sera  
 15 constamment inférieure à la pression de commande produite dans la chambre 21. Plus particulièrement, attendu que la pression de commande est la pression minimale, la pression que l'on peut obtenir dans la chambre 28 et par conséquent dans les organes de freinage 2 sera également minimale.

Donc, dans les conditions exposées ci-dessus (à savoir, charge nulle  
 20 du véhicule), le régulateur assure l'application, aux organes de freinage 2, d'une pression minimale de freinage, laquelle est donc proportionnelle à la charge.

#### Véhicule partiellement chargé pendant le freinage de service

Dans ces conditions, le pointeau 8 prend une position axialement  
 25 intermédiaire qui dépend de la charge du véhicule, par exemple la position que montre la Figure 2.

Il s'ensuit que même les douilles 17, pendant le freinage, prendront une configuration télescopique intermédiaire entre celle de pleine charge (Figure 4) et celle de charge nulle (Figure 6). Cela signifie que  
 30 seulement un certain nombre de douilles 17, à partir de la première au centre, transmettront l'effort entre la membrane 15 et le piston 16, la valeur de cet effort étant définie par le diamètre de la douille la plus éloignée à l'extérieur parmi celles qui participent à cette transmission.

Il est clair qu'à un effort intermédiaire de commande appliqué au  
 35 piston 16 correspondra une pression de freinage dans la chambre, et par conséquent dans les organes de freinage 2, qui aura également une valeur intermédiaire, située entre les valeurs maximale et minimale.

Sur les Figures 9 et 10 on a représenté un deuxième mode possible de réalisation du régulateur suivant l'invention, lequel convient au cas

- 11 -

où les organes de freinage 2 seraient alimentés par l'intermédiaire du distributeur 3. Dans ces Figures on a également désigné des organes correspondants par les mêmes symboles.

Le régulateur de la Figure 10 diffère de celui décrit précédemment  
5 par le fait que la chambre d'alimentation 24 est reliée à un réservoir  $K_3$  par l'intermédiaire du distributeur 3, et que la soupape d'admission 32, 33 est normalement ouverte alors que la soupape d'échappement 36, 37 est normalement fermée.

A cet effet, le régulateur présente seulement deux tubulures 5 et  
10 7 dont la première communique non seulement avec la chambre de commande 21 mais aussi avec la chambre d'alimentation 24 à travers la chambre annulaire C formée entre le corps 20 et la paroi 23 et les trous 25 formés dans celle-ci.

En outre, un ressort précontraint 39 disposé entre le piston 22 et  
15 la paroi 17a de la première douille 17i à l'intérieur sollicite le piston complexe 19 vers le bas, afin que les différentes parties du régulateur prennent la position que montre la Figure 10 qui correspond à la position de repos de l'appareil, lorsque le véhicule est partiellement chargé.

Les considérations faites précédemment en ce qui concerne la posi-  
20 tion du pointeau 8 en fonction de la charge et de l'effort de commande transmis au piston 16 à travers le jeu de douilles sont également applicables à ce mode de réalisation du régulateur.

Ici de même, la course que le piston de réaction doit effectuer à  
partir de sa position la plus haute pour obtenir la fermeture de la soupape  
25 d'échappement 36, 37 varie en raison inverse de la charge appliquée au véhicule.

Le fonctionnement est également le même, avec la seule différence  
que l'air comprimé qui parvient dans la chambre de commande 21 parvient si-  
multanément dans la chambre de réaction 28, du fait que la soupape d'admis-  
30 sion 32, 33 est ouverte. A mesure que la pression augmente dans ladite chambre 28, le piston 16 se déplace successivement vers le haut pour fermer cette soupape, puis vers le bas pour l'ouvrir de nouveau par suite de l'accroissement de la pression de commande dans la chambre 21, et ainsi de suite.

35 Pendant le freinage, l'air se détend vers l'atmosphère à travers le distributeur 3 et le passage axial 38 du pointeau 8.

Les Figures 11 et 12 montrent un troisième mode possible de réalisation du régulateur, lequel convient pour équiper la remorque d'un véhicule articulé (tracteur et remorque).

- 12 -

L'appareil est monté précisément sur la remorque et assure la régulation de la pression dans les organes de freinage de la remorque en fonction de la charge qui agit sur celle-ci. Il est évident que, dans ce cas, la tringlerie 9 sera reliée à un essieu de la remorque. Dans ce cas également, les mêmes symboles sont utilisés pour désigner des éléments correspondant à ceux du régulateur représenté sur les Figures 1 et 2.

Le régulateur représenté Figure 12 diffère de celui de la Figure 2 par le fait que le piston complexe 19' comprend un piston complémentaire ou de secours 40, disposé entre le piston d'actionnement 22 et le piston de réaction 16, mais ayant un plus grand diamètre que ceux-ci. En outre, le régulateur présente quatre tubulures 41, 42, 43, 44 dont les première et seconde (41, 42) sont reliées respectivement par l'intermédiaire d'un joint d'accouplement 45 à la conduite de service et à la conduite directe, reliées toutes deux au véhicule tracteur, la troisième tubulure 43 étant reliée directement à un réservoir  $K_4$  de la remorque, tandis que la quatrième tubulure 44 est reliée aux organes de freinage de la remorque. Ainsi qu'il est connu, la conduite de service, également appelée conduite modérable, est mise sous pression pendant le freinage de service alors que la conduite directe, également appelée conduite automatique, est normalement sous pression et alimente le réservoir  $K_4$  de la remorque. Le piston de secours 40 coulisse, grâce à un joint unidirectionnel d'étanchéité 47, dans le corps 20' du régulateur et délimite ainsi deux chambres annulaires opposées  $C_1$  et  $C_2$  formées entre ce corps 20' et la paroi 23 du piston complexe 19'.

Ces deux chambres sont normalement sous pression et à cet effet la chambre  $C_1$  communique avec le réservoir  $K_4$  à travers les passages 25, la chambre d'alimentation 24 et la tubulure 43, tandis que la chambre  $C_2$  communique avec la conduite directe à travers le passage 48 et la tubulure 42. Le joint 47 permet le passage de l'air entre la chambre  $C_2$  et la chambre  $C_1$ , mais pas dans le sens opposé.

La présence du troisième piston 40 n'a aucune incidence sur le fonctionnement du régulateur tant que les circuits de freinage sont dans des conditions de freinage efficace. En effet, dans ce cas, le piston 40 est soumis à une poussée pneumatique nulle, puisque les forces pneumatiques qui agissent sur les deux faces opposées sont égales et contraires. Par conséquent, pendant le freinage de service, le régulateur se comporte comme le régulateur de la Figure 2 dans les différentes conditions de charge.

En revanche, par suite de la rupture de la conduite directe reliée à la tubulure 42, la chambre  $C_2$  est mise en communication avec l'atmosphère

- 13 -

et par conséquent le piston 40, désormais soumis à la seule poussée pneumatique de l'air présent dans la chambre opposée  $C_1$ , se déplace vers le bas, entraînant ainsi le piston complexe 19' qui provoque la fermeture de la soupape d'échappement 36, 37 et, successivement, l'ouverture de la soupape d'admission 32, 33.

Ainsi, la chambre 28 et par conséquent les organes de freinage 46 sont alimentés par le réservoir  $K_4$  à travers la chambre 24 et ladite soupape 32, 33, ce qui assure le freinage de secours de la remorque.

Le régulateur non seulement fonctionne en tant que régulateur de la pression dans les organes de freinage 46 afin d'obtenir un freinage de service compatible avec la charge qui agit sur la remorque, mais aussi en tant que servo-autodistributeur pour réaliser le freinage de secours.

On voit donc clairement quels sont les avantages d'ordre économique et la diminution de l'encombrement que l'on peut obtenir en utilisant le régulateur de la Figure 12 en remplacement de deux appareils distincts (régulateur et servo-autodistributeur) normalement prévus sur une remorque pour obtenir les mêmes résultats.

Toutefois, il est évident que le régulateur de pression de la Figure 2 peut être installé sur la remorque en tant qu'appareil autonome, c'est-à-dire séparé du servo-autodistributeur. Dans ce cas, le régulateur peut être inséré dans le circuit de freinage de la remorque soit en aval, soit en amont du servo-autodistributeur. Si le régulateur de la Figure 2 est inséré en aval du servo-autodistributeur, on relie la tubulure 5 à la sortie de ce servo-autodistributeur, tandis que la tubulure 6 est reliée à un réservoir équipant la remorque et que la tubulure 7 est reliée aux organes de freinage de cette remorque. Si, en revanche, le régulateur est monté en amont du servo-autodistributeur, dans ce cas la tubulure 5 sera reliée à la conduite de service (ou conduite modérable), en provenance de la motrice ou du tracteur, tandis que la tubulure 6 est reliée à un réservoir de la remorque alors que la tubulure 7 est reliée à l'entrée de service (ou de commande) du servo-autodistributeur. Même le régulateur de la Figure 10 peut être installé sur la remorque en tant qu'appareil autonome. Si l'on insère cet appareil en aval du servo-autodistributeur, la tubulure 5 du régulateur de la Figure 10 sera reliée à la sortie du servo-autodistributeur tandis que la tubulure 7 est reliée aux organes de freinage.

Si cette insertion a lieu en amont, la tubulure 5 est reliée à la conduite de service (ou conduite modérable) en provenance de la motrice ou du tracteur, et la tubulure 7 est reliée à l'entrée de service du servo-autodistributeur. Le fonctionnement du régulateur sur la remorque est le

- 14 -

même que celui déjà décrit plus haut en se référant aux Figures 2 et 10. D'une manière similaire, au cours du freinage de service, ou en marche normale, toutes les douilles 17 transmettent l'effort entre le piston de commande et le piston de réaction si la remorque est à pleine charge, tandis  
5 que seule la plus petite douille interne 17i intervient si la remorque est à vide, ou encore un certain nombre de douilles à partir de la douille centrale en allant vers l'extérieur, si la remorque est partiellement chargée.

Enfin, une autre caractéristique de l'invention, qui s'applique aux régulateurs des Figures 2 et 12, réside dans la liaison entre la tubulure  
10 5 ou 41 et la chambre 18 où sont logées les douilles 17, à travers un réducteur de pression ou détendeur. Le but de cette liaison est d'obtenir, dans un premier temps du freinage de service, une alimentation initiale rapide des organes de freinage, qui produit, quelle que soit la condition de charge du véhicule, le rapprochement des garnitures de frein et des  
15 tambours. Le détendeur, qui peut être de tout type connu et approprié, est inséré dans le corps du régulateur, comme le montre la Figure 8, et comprend un piston 49 soumis sur un côté à la force d'un ressort précontraint 50. Ce piston porte un joint hermétique 51 qui coopère avec un siège de soupape 52. Par suite de l'effort qu'exerce ledit ressort 50, la soupape 51, 52 est  
20 normalement ouverte de telle sorte que la tubulure 5 ou 41 communique non seulement avec la chambre de commande 21, mais aussi avec la chambre 18 à travers le passage 53, la chambre 54 du réducteur, la soupape ouverte 51, 52 et l'orifice 55.

On peut régler la force élastique qu'exerce le ressort 50 en tournant  
25 une vis 56 dans le sens adéquat.

Au cours d'un freinage de service, l'air comprimé parvient également dans la chambre 18, mais dès que la pression dans la chambre 54 du réducteur ou détendeur atteint la valeur réduite fixée d'avance par le réglage du ressort 50, le piston 49 est poussé vers ce ressort et ferme la  
30 soupape 51, 52.

Au cours de cette phase d'alimentation, la pression dans la chambre 18 provoque le déplacement du piston complexe 19 ou 19' du régulateur, ce qui ouvre la soupape d'admission 32, 33 et se traduit par l'alimentation des organes de freinage 2 et 46. Ainsi, au cours de la phase initiale du  
35 freinage, le piston complexe est actionné indépendamment de la pression de commande qui agit dans la chambre 21, de manière que la pression dans la chambre 28 et dans les organes de freinage croît rapidement, assurant de cette façon le rapprochement des garnitures de freins par rapport aux tambours, quelle que soit la charge du véhicule.

- 15 -

Ensuite, c'est la membrane 15 qui transmet l'effort au piston 19 ou 19' par l'intermédiaire des douilles 17. Toutefois, pendant cette phase successive, la pression dans la chambre de réaction 28 croît selon la même loi que la pression dans la chambre 21 et par conséquent le freinage de la  
5 remorque continue en fonction de la pression de commande.



RE V E N D I C A T I O N S

1. Régulateur de pression de freinage pneumatique dans les organes de freinage d'un véhicule en fonction de la charge agissant sur celui-ci, du genre comprenant un piston de commande (15) actionné par l'air comprimé pendant le freinage de service, un piston de réaction (16) qui délimite la chambre de réaction (28) reliée aux organes de freinage (2) à contrôler et un dispositif (17) pour proportionner les efforts lequel, pendant le freinage, transmet l'effort du piston de commande (15) au piston de réaction (16) dans une mesure qui est fonction de la charge qui agit sur la partie contrôlée du véhicule, ce régulateur étant caractérisé en ce que ledit dispositif de proportionnement (17) des efforts est constitué par un ensemble de douilles concentriques (17e-17i) montées télescopiquement entre elles dans une chambre de logement (18) formée entre le piston de commande du type à membrane (15) et un piston complexe coaxial (19) qui comprend ledit piston de réaction (16), et que l'effort transmis par l'intermédiaire de ce dispositif (17) dépend du nombre de douilles (17e-17i) comptées à partir de la première (17i) située au centre, qui portent aussi bien contre la membrane (15) que contre le piston complexe (19), ce nombre variant en raison inverse de la course que le piston de réaction (16) doit effectuer pour permettre la fermeture de la soupape d'échappement (32, 33) dont le siège (33), axialement mobile selon la charge agissant sur le véhicule, prend des positions qui le rapprochent du piston de réaction (16) à mesure que croît la charge du véhicule et inversement, des positions d'autant plus éloignées que cette charge décroît, afin que l'effort transmis par le piston de commande (15) au piston de réaction (16) à travers les douilles (17) augmente à mesure que croît la charge du véhicule, et diminue à mesure que cette charge diminue.

2. Régulateur de pression selon la Revendication 1, caractérisé en ce que chaque douille (17e-17i) présente un siège circulaire interne ( $S_1$ ) et un siège circulaire externe ( $S_2$ ) d'un niveau inférieur au siège interne, ces sièges ( $S_1$ ,  $S_2$ ) se trouvant à un niveau supérieur par rapport aux sièges analogues de la douille externe adjacente, afin que le siège interne ( $S_1$ ) de chaque douille coopère avec le siège externe ( $S_2$ ) de la douille adjacente interne pour déterminer la butée axiale de cette dernière.

3. Régulateur de pression selon l'une ou l'autre des Revendications 1 et 2, caractérisé en ce que la première douille (17i) au centre de l'ensemble (17) présente une paroi de fond (17a) pour l'appui du piston de commande (15) à membrane.

4. Régulateur de pression selon la Revendication 1, caractérisé en

- 17 -

ce que le siège de la soupape d'échappement est constitué par l'extrémité interne (37) d'un pointeau (8) percé d'un passage axial (38), qui traverse axialement le fond (27) du régulateur (20) et y coulisse hermétiquement tout en étant soumis à une commande par tringlerie (9) reliée d'un côté à l'ex-  
 5 trémité extérieure dudit pointeau (8) et de l'autre côté à l'essieu correspondant (10) du véhicule, de telle sorte que les déplacements axiaux du pointeau déterminent un rapprochement ou un éloignement du siège (37) de la soupape d'échappement par rapport au piston à réaction (16) selon que la charge exercée sur le véhicule augmente ou diminue, respectivement.

10 5. Régulateur de pression selon l'une ou l'autre des Revendications 1 et 4, caractérisé en ce que le piston complexe (19) comprend deux pistons rigidement solidaires entre eux, l'un de ces deux pistons étant le piston d'actionnement (22) contre lequel s'appuient les douilles (17), l'autre étant le piston de réaction (16), ces deux pistons (22, 16) définissant entre  
 15 eux une chambre interne d'alimentation (24) qui communique avec la chambre de réaction (28) par l'intermédiaire d'une soupape d'admission (32, 33) et retiennent un élément mobile de soupape (36), aligné par rapport au pointeau (8), qui coopère d'une part, grâce à une partie intermédiaire, avec le bord (33) d'un trou central (31) prévu dans le piston de réaction (16) pour  
 20 réaliser la soupape d'admission et d'autre part, grâce à une partie extrême (29) qui se prolonge à l'intérieur de la chambre de réaction (28), avec l'extrémité interne du pointeau (8), afin de constituer la soupape d'échappement (36, 37) cet élément étant soumis à l'action de moyens élastiques (34) qui le sollicitent vers la position de fermeture de la soupape d'ad-  
 25 mission (32, 33).

6. Régulateur de pression selon la Revendication 5, caractérisé en ce que le piston d'actionnement (22) s'étend à l'intérieur de la chambre d'alimentation (24) par l'intermédiaire d'un prolongement tubulaire (29) destiné à recevoir et guider hermétiquement une extrémité de l'élément mo-  
 30 bile (30) opposée à celle (36) qui coopère avec le pointeau (8) pour constituer la soupape d'échappement (36, 37); les déplacements de cet élément mobile (30) par rapport au piston complexe (19) se produisant entre l'extrémité du prolongement tubulaire (29) et le piston de réaction (16) vers lequel ledit élément (30) est sollicité par l'action desdits moyens élas-  
 35 tiques (34) qui réagissent par leur extrémité opposée contre le fond (20a) dudit prolongement tubulaire (29).

7. Régulateur de pression selon l'une quelconque des Revendications 1 à 6, caractérisé en ce que la soupape d'admission (32, 33) est normalement fermée et que la soupape d'échappement (36, 37) est normalement ouverte, et

- 18 -

que la chambre d'alimentation (24) est reliée directement à un réservoir d'air comprimé ( $K_2$ ) du véhicule afin d'être constamment sous pression alors que la chambre d'actionnement (21) du piston de commande (15) est reliée à la source d'air comprimé ( $K_2$ ) pendant le freinage de service. (Figure 2)

5           8. Régulateur de pression selon l'une quelconque des Revendications 1 à 6, caractérisé en ce que la soupape d'admission (32, 33) est normalement ouverte et que la soupape d'échappement (36, 37) est normalement fermée grâce à l'action de moyens élastiques (39) montés dans la chambre de logement des douilles (17), entre le piston de commande (15) et le piston d'actionnement (22), et que la chambre d'alimentation (24) et la chambre d'actionnement (21) du piston de commande sont reliées simultanément à une source d'air comprimé ( $K_2$ ) pendant le freinage de service. (Figure 10)

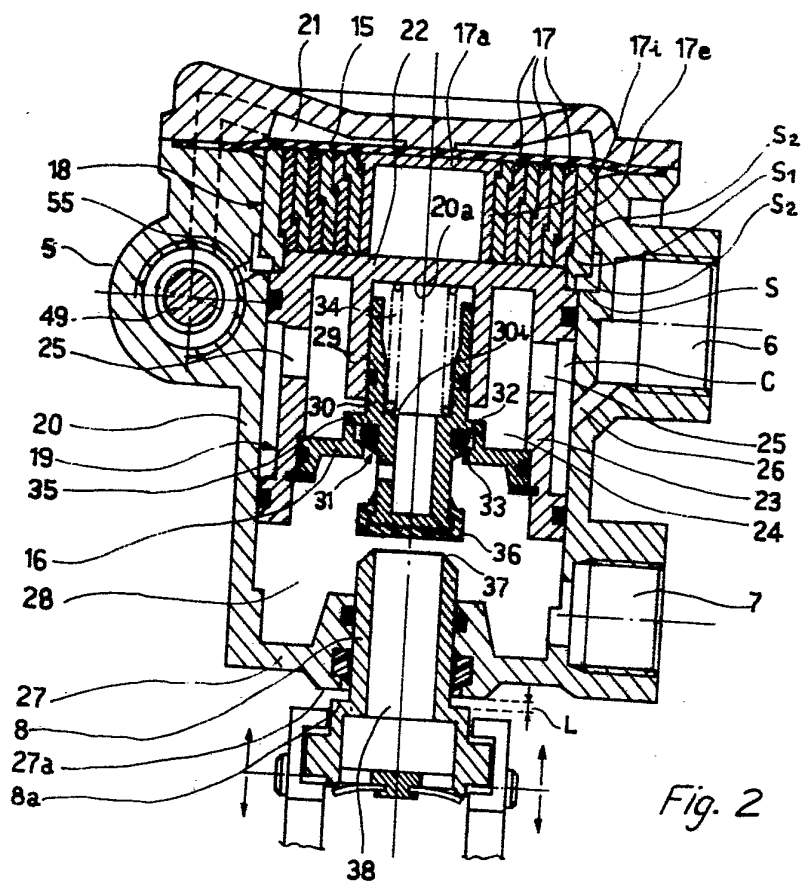
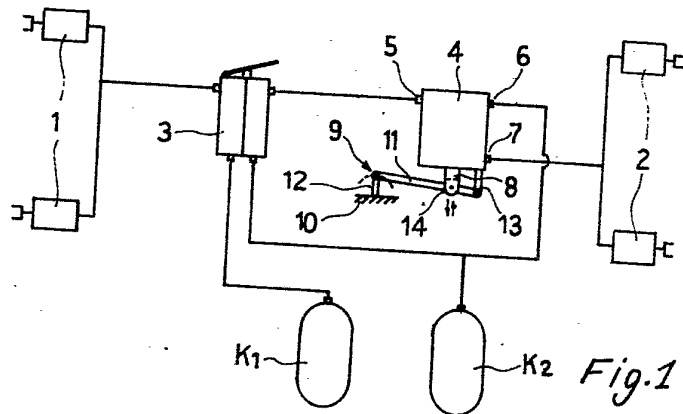
9. Régulateur de pression selon l'une quelconque des Revendications 5, 6 et 7, installé sur une remorque de véhicule et assurant également le rôle de servo-autodistributeur, caractérisé en ce que la chambre d'alimentation (24) est reliée directement au réservoir de la remorque et que la chambre d'actionnement (21) du piston de commande (15) est reliée à la conduite de service ou conduite modérable en provenance du véhicule tracteur, et que le piston complexe (19) comprend en outre un troisième piston (40) ou piston de secours, de plus grand diamètre que les deux autres pistons dont il est rigidement solidaire, qui délimite deux chambres annulaires opposées ( $C_1$ ,  $C_2$ ), toutes deux normalement sous pression, la première chambre ( $C_1$ ) communiquant avec ladite chambre d'alimentation (24) et avec le réservoir de la remorque, tandis que la seconde chambre ( $C_2$ ) est reliée à la conduite directe ou automatique en provenance du véhicule tracteur, cette seconde chambre ( $C_2$ ) étant à même d'alimenter la première par l'intermédiaire d'un clapet unidirectionnel (47), de telle sorte que, dans des conditions de fonctionnement efficace de l'installation, le piston complexe (19) se déplace grâce à l'action du piston de commande (15), l'effet des poussées pneumatiques, égales et contraires, étant alors nul, puisqu'elles s'appliquent sur les deux côtés opposés du piston de secours (40), tandis qu'en cas de panne de la conduite directe le piston complexe (19) se déplace sous l'effet de la poussée pneumatique de l'air comprimé qui se trouve dans la première chambre annulaire ( $C_1$ ) pour commander la fermeture de la soupape d'échappement (36, 37) et l'ouverture de la soupape d'admission (32, 33), et provoquer par conséquent le freinage de secours de la remorque. (Figure 12).

10. Régulateur de pression selon l'une quelconque des Revendications 5, 6, 7 et 9, caractérisé en ce que, pendant le freinage de service, la chambre (18) de logement des douilles (17) est alimentée à travers un

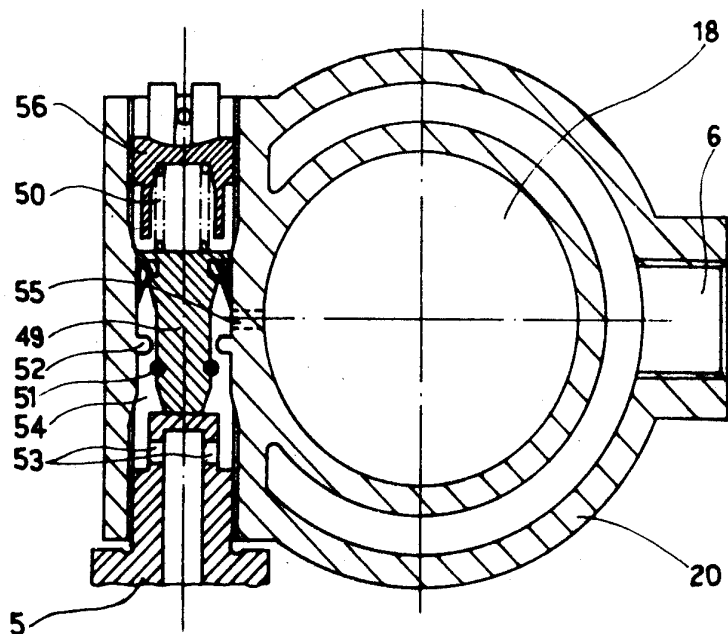
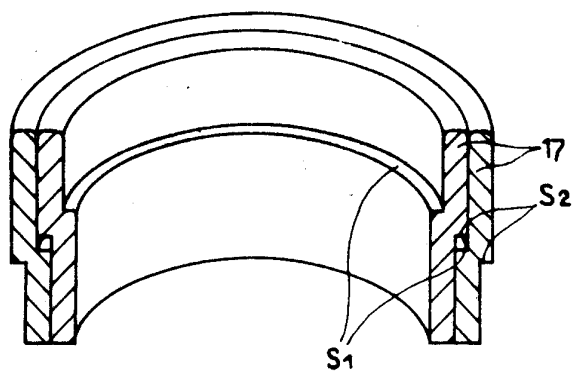
- 19 -

détendeur (49, 50), à partir de la même source d'air comprimé que celle qui alimente la chambre d'actionnement (21) du piston de commande (15), de telle sorte que, pendant le freinage, le piston complexe (19) se déplace tout d'abord sous l'effet de la pression pneumatique, de valeur réduite, établie  
5 par ledit détendeur (49, 50), puis, successivement, sous l'effet de la pression pneumatique de commande qui agit sur le piston de commande (15), ce qui permet à la pression de réponse dans la chambre de réaction (28) de croître rapidement au début du freinage, du fait qu'elle n'est pas influencée par la pression de commande, pour ensuite croître selon la même loi  
10 que ladite pression de commande. (Figures 2 et 12).

11. Régulateur de pression selon la Revendication 10, caractérisé en ce que le détendeur (49, 50) est formé dans le corps même (20) du régulateur entre l'entrée d'alimentation de service (5) et la chambre de logement des douilles (18).



PL 2/6

*Fig. 8**Fig. 3*

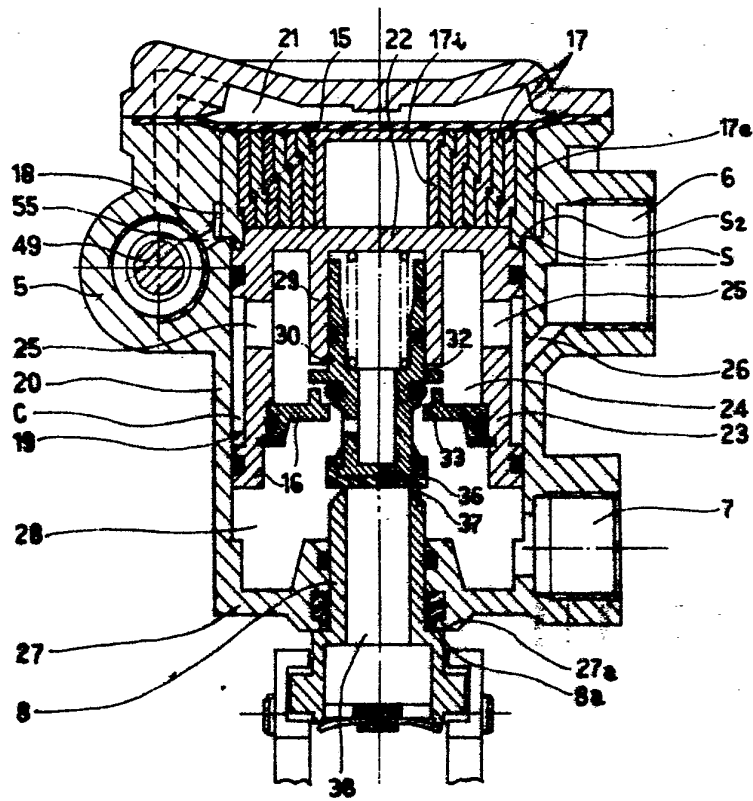


Fig. 4

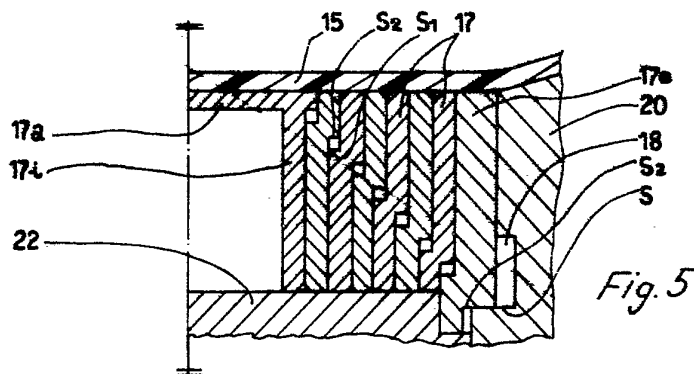


Fig. 5

PL 4/6

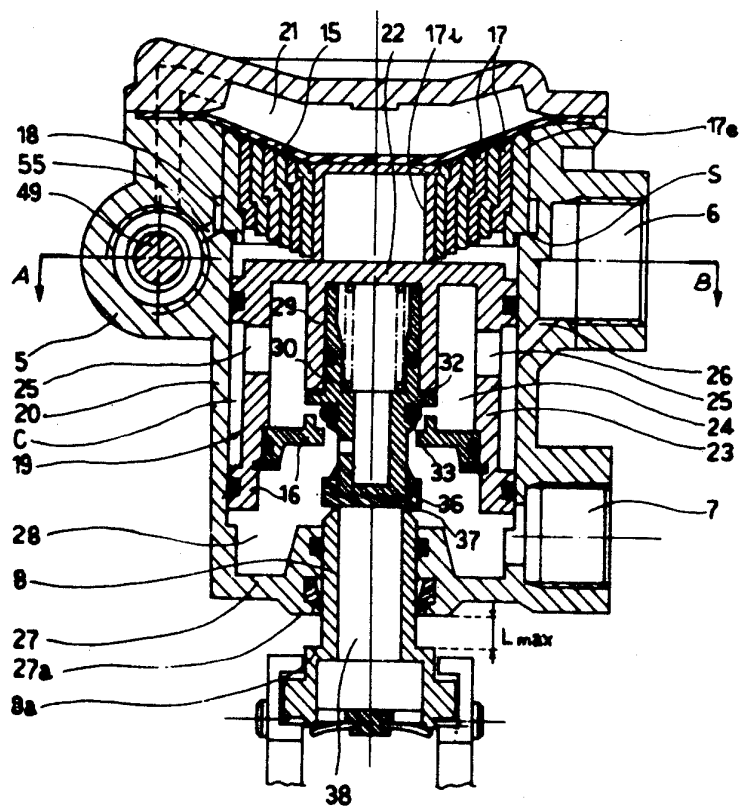


Fig. 6

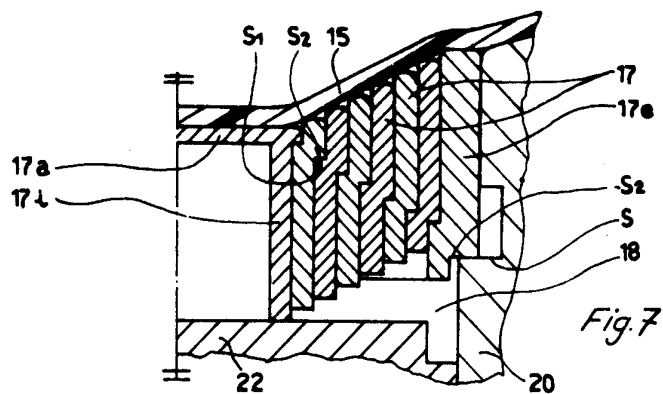
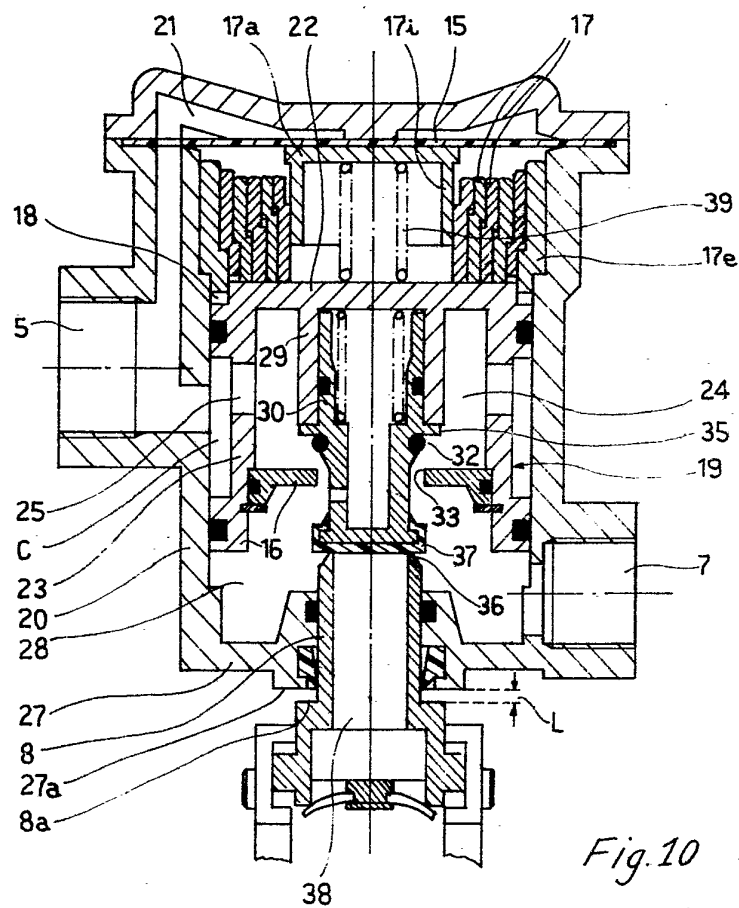
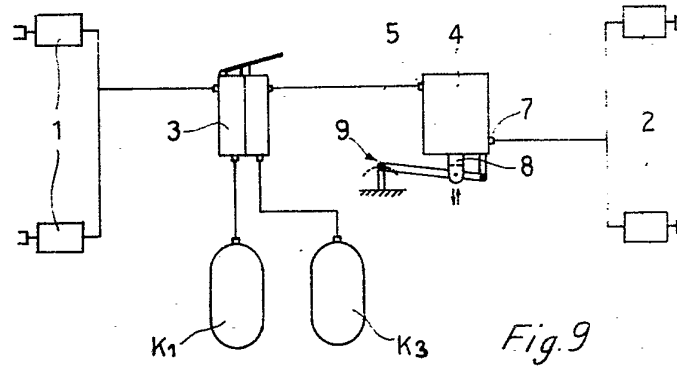


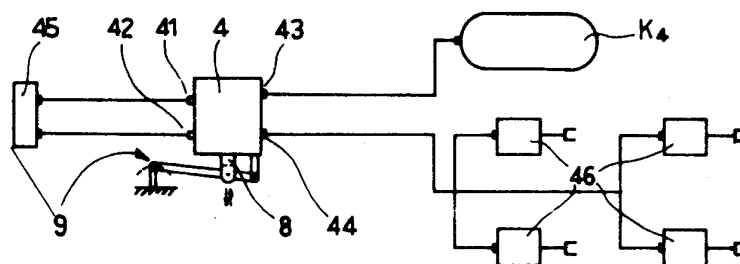
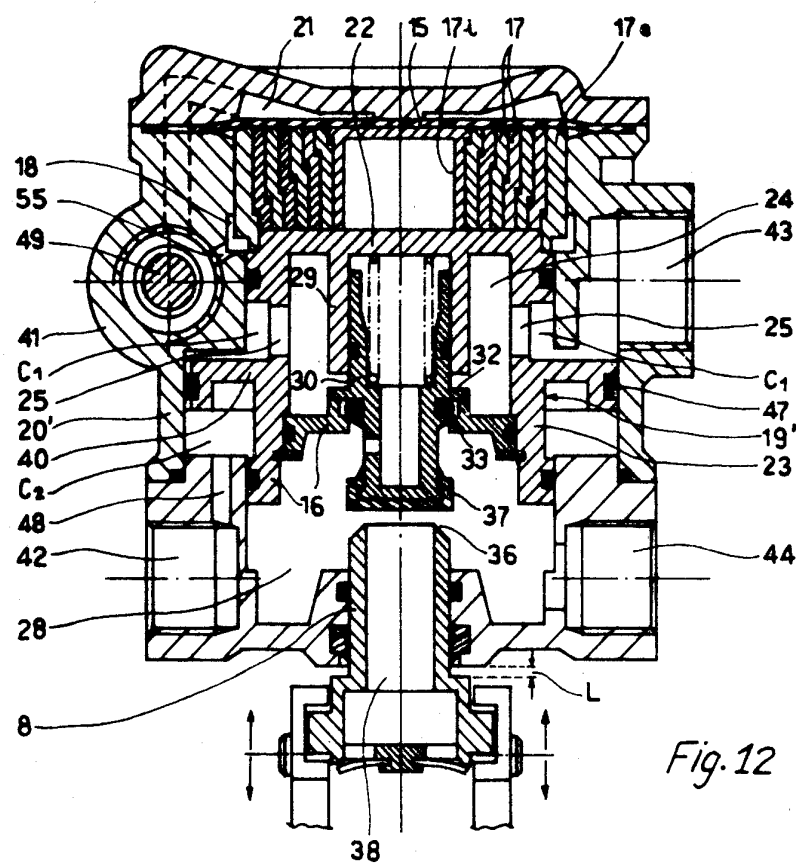
Fig. 7



PL 5/6



PL 6/6

*Fig. 11**Fig. 12*