

19 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE  
INSTITUT NATIONAL  
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE  
PARIS

11 N° de publication : 2 648 772

(à n'utiliser que pour les  
commandes de reproduction)

21 N° d'enregistrement national : 90 07857

51 Int Cl<sup>5</sup> : B 60 T 13/52, 8/32, 8/44; B 60 T 13/68.

12

## DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

22 Date de dépôt : 22 juin 1990.

30 Priorité : DE. 24 juin 1989, n° P 39 20 766.8.

43 Date de la mise à disposition du public de la  
demande : BOPI « Brevets » n° 52 du 27 décembre 1990.

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

71 Demandeur(s) : Société dite : ALFRED TEVES Gesell-  
schaft mit beschränkter Haftung. — DE.

72 Inventeur(s) : Peter Volz.

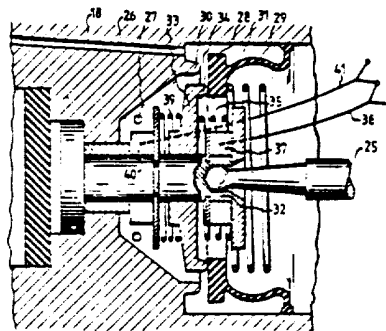
73 Titulaire(s) :

74 Mandataire(s) : Cabinet Lavoix.

54 Amplificateur de force de freinage à dépression pour système de freinage à régulation du glissement.

57 Cet amplificateur de force de freinage à dépression pour système de freinage à régulation du glissement, du type comprenant un boîtier, divisé par une paroi mobile d'amplificateur en une chambre à dépression et une chambre d'amplification, et un manchon de commande 18, servant à loger une valve de frein, actionnée par une pédale, qui, dans sa position non actionnée, fait communiquer la chambre à dépression avec la chambre d'amplification et qui, dans sa position actionnée, isole ces chambres l'une de l'autre de façon à faire communiquer la chambre d'amplification avec l'atmosphère, cet amplificateur comprenant en outre un élément de valve 33 et un piston de pédale 32 actionné directement par l'effort appliqué sur la pédale.

Suivant l'invention, l'élément de valve 33 est mobile par rapport au piston de pédale 32, au moins un ressort 35, 39 étant prévu entre cet élément de valve 33 et ce piston de pédale 32, et en ce que l'élément de valve 33 est soumis à l'action d'une force supplémentaire qui peut être réglée d'une manière indépendante de l'effort exercé sur la pédale et qui est notamment mis en service au cours d'une régulation du glissement.



FR 2 648 772 - A1

D

La présente invention concerne un amplificateur de force de freinage à dépression pour système de freinage à régulation du glissement, du type comprenant un boîtier, divisé par une paroi mobile d'amplificateur en une chambre à dépression et une chambre d'amplification, et un manchon  
5 de commande, servant à loger une valve de frein, actionnée par une pédale, qui, dans sa position non actionnée, fait communiquer la chambre à dépression avec la chambre d'amplification et qui, dans sa position actionnée, isole ces chambres l'une de l'autre de façon à faire communiquer la chambre d'amplification avec l'atmosphère, cet amplificateur comprenant en outre un  
10 élément de valve et un piston de pédale actionné directement par l'effort appliqué sur la pédale.

Un amplificateur de force de freinage à dépression du type exposé ci-dessus est par exemple décrit par le document DE-A 3 317 629. Cet amplificateur de force de freinage à dépression fait partie d'un système de  
10 freinage comprenant cet amplificateur lui-même et un maître-cylindre de frein actionné par celui-ci et communiquant, par l'intermédiaire de conduites de frein pouvant être fermées, avec les cylindres de freins de roues. Il comprend en outre une valve principale servant à commander le  
20 raccordement de l'amplificateur de force de freinage à dépression avec l'atmosphère et son raccordement avec la dépression.

Lorsque les freins sont actionnés, le système fonctionne d'une manière habituelle. Par l'intermédiaire de la valve de frein, de l'air est admis dans la chambre d'amplification de l'amplificateur de force de  
25 freinage à dépression, ce qui repousse ainsi la paroi d'amplificateur vers le maître-cylindre de frein et produit dans le système de freinage une pression hydraulique qui provoque un actionnement des freins.

Une pression excessive dans le système de freinage entraîne un blocage des roues qui peut être détecté à l'aide de capteurs. Un circuit  
30 électronique d'exploitation qui reçoit les signaux des capteurs fournit à la valve principale un signal de commande qui provoque l'inversion du raccordement de l'amplificateur de force de freinage à dépression avec la dépression et son branchement avec l'atmosphère. Il en résulte que l'amplificateur de force de freinage à dépression ne travaille plus sous l'action  
35 de l'effort appliqué sur la pédale, mais au contraire à l'encontre de cet effort, ce qui réduit donc la pression dans le système de freinage. Un système du type décrit ci-dessus présente donc deux inconvénients : en premier lieu, on doit prévoir une valve principale complexe. Celle-ci doit en effet respecter diverses conditions. D'une part, elle doit travailler

rapidement, de façon à assurer une diminution rapide de pression à l'intérieur du système de freinage et, d'autre part, on doit disposer de sections transversales de passage importantes, étant donné que des quantités considérables d'air doivent être traitées dans le temps de commutation réduit qui est disponible.

En second lieu, un autre inconvénient réside dans le fait que le système de freinage ne peut pas être utilisé aisément pour la régulation du glissement de traction. Une régulation du glissement de traction doit permettre d'éviter que les roues motrices ne patinent du fait d'un couple-moteur excessif qui n'est pas adapté aux conditions de frottement existant entre les pneumatiques et la route. C'est pour cette raison que, quel que soit l'actionnement des freins, une pression de freinage doit pouvoir être admise dans le système de freinage.

C'est pourquoi l'invention a pour but de fournir un amplificateur de force de freinage à dépression, pour système de freinage à régulation du glissement, qui soit d'une structure simple et pour laquelle on puisse ne pas faire appel à une valve principale lorsqu'on l'utilise dans un système de freinage. On doit par ailleurs être assuré que le système de freinage peut aussi être utilisé à des fins de régulation du glissement de traction.

A cet effet, l'invention a pour objet un amplificateur de force de freinage à dépression du type précité, caractérisé en ce que l'élément de valve est mobile par rapport au piston de pédale, au moins un ressort étant prévu entre cet élément de valve et ce piston de pédale, et en ce que l'élément de valve est soumis à l'action d'une force supplémentaire qui peut être réglée d'une manière indépendante de l'effort exercé sur la pédale et qui est notamment mis en service au cours d'une régulation du glissement.

La particularité essentielle réside dans le fait que l'élément de valve n'est pas directement solidaire du piston de pédale, ainsi que cela est enseigné par l'état de la technique, mais est au contraire mobile par rapport à celui-ci. Tant qu'il n'est pas besoin d'une régulation du glissement, un ressort maintient l'élément de valve en appui sur une butée prévue sur le piston de pédale.

Pour diminuer la pression dans le système de freinage, il est prévu un électroaimant qui déplace l'élément de valve à l'encontre de la force d'un ressort, faisant ainsi passer la valve de frein dans sa position non-actionnée. Bien qu'un effort soit appliqué sur la pédale, aucune amplification n'a lieu par l'intermédiaire de l'amplificateur de force de frein-

nage à dépression, ce qui provoque une diminution de pression dans le maître-cylindre de frein. L'électroaimant doit bien entendu être disposé de façon que l'élément de valve soit déplacé à l'encontre du sens d'actionnement du piston de pédale.

5 Ce système peut être amélioré en prévoyant que l'élément de valve est monté flottant entre deux ressorts. Un premier aimant attire cet élément de valve, ainsi que cela a précédemment été exposé, à l'encontre du sens d'actionnement du piston de pédale, tandis que l'élément de valve est attiré par le second électroaimant dans ce sens d'actionnement. La valve de  
10 frein est donc actionnée lors d'une activation du second électroaimant, sans qu'aucun effort ne soit appliqué sur la pédale. Il en résulte que, quel que soit l'effort appliqué sur la pédale, une pression peut se développer à l'intérieur du maître-cylindre de frein et qu'on peut donc obtenir un couple de freinage qui est avantageusement utilisé pour compenser un  
15 couple-moteur.

Il est absolument évident que le principe de l'invention, à savoir faire agir des forces supplémentaires directement sur l'élément de valve de la valve de frein n'est pas seulement réalisable à l'aide d'électroaimants. On peut envisager n'importe quel autre type de production d'une  
20 force. Toutefois, lorsqu'on utilise les électroaimants, il est judicieux de les disposer, ainsi que l'élément de valve et les sièges d'étanchéité de la valve de frein, suivant une disposition concentrique par rapport au piston, ce qui assure un agencement à encombrement réduit, éliminant le besoin d'augmenter notablement la taille d'un amplificateur de force de freinage à  
25 dépression d'un type classique.

Un autre système de freinage fonctionnant suivant le même principe que le système de freinage conforme au document DE-A 3 317 629 est connu par le document DE-A 3 641 125. Ce système comporte aussi une valve principale extérieure. Par ailleurs, l'amplificateur de force de freinage à  
30 dépression est d'un agencement extrêmement complexe, étant donné qu'il comporte un total de trois chambres.

Le document DE-A 3 240 680 décrit un système de freinage comprenant un amplificateur hydraulique de force de freinage qui comporte un piston de valve, disposé parallèlement au piston d'amplification, sur  
35 lequel peut s'exercer non seulement l'effort appliqué sur la pédale, mais aussi une force électromagnétique.

D'autres particularités et avantages de l'invention ressortiront de la description de deux exemples de réalisation qui va suivre à titre non limitatif et en regard des dessins annexés selon lesquels :

la figure 1 représente un système conforme à l'état de la technique et

5 les figures 2 et 3 représentent le boîtier de valve 18 d'un amplificateur de force de freinage à dépression contenant une valve de frein, tandis qu'une force supplémentaire peut être appliquée sur l'élément de valve de celle-ci d'une manière indépendante de l'effort appliqué sur la pédale.

10 La figure 1 représente le système de freinage de l'état de la technique, celui-ci comprenant un maître-cylindre de frein 1 et un amplificateur de force de freinage à dépression 2 monté en amont de ce maître-cylindre de frein 1.

15 Le maître-cylindre de frein 1 comprend un boîtier allongé 3 comportant un alésage longitudinal 4 dans lequel sont guidés de manière étanche un piston flottant 5 et un piston à tige-poussoir 6. Ce piston à tige-poussoir 6 est actionné par l'amplificateur de force de freinage à dépression 2 par l'intermédiaire d'une tige-poussoir 7. Les deux pistons 5 et 6 délimitent à l'intérieur de l'alésage 4 deux chambres de travail 8 et 9 dont chacune communique avec une conduite de freins respectivement I ou II.

20 Chacun des pistons 5 et 6 comporte une valve centrale 10 ou 11, les chambres de travail 8 et 9 communiquant avec un réservoir 12 par l'intermédiaire de ces valves. Dans la position de base des pistons 5 et 6, telle que représentée au dessin, les valves centrales 10 et 11 sont ouvertes, de sorte qu'une communication est offerte à l'agent de pression, des conduites de freins I et II au réservoir 12. Lorsque les freins sont  
25 actionnés, les pistons 5 et 6 sont déplacés vers la gauche lorsqu'on regarde la figure 1, ce qui fait se fermer les valves centrales 10 et 11 et fait s'obturer les conduites de freins I et II sur le plan hydraulique.

30 L'amplificateur de force de freinage à dépression 2 est constitué d'un boîtier formé de deux coquilles de boîtier, tandis qu'une paroi d'amplificateur 14, qui est suspendue dans ce boîtier par l'intermédiaire d'un diaphragme roulant, divise ce même boîtier en deux chambres. La chambre à dépression 16, qui communique avec une source de vide (vac), est située sur le côté de la paroi d'amplificateur 14 qui est dirigé vers le maître-cylindre. La chambre d'amplification 15, qui peut être mise à  
35 l'atmosphère (atm) par l'intermédiaire d'une valve de frein 17, est située de l'autre côté de la paroi d'amplificateur. La valve de frein 17 est prévue dans un boîtier de commande 18 qui est solidaire de la paroi d'amplificateur 14, de façon à faire saillie vers l'extérieur à travers la paroi arrière du boîtier. Cette valve 17 est actionnée à l'aide de la

pédale 19. Dans la position de base de la valve, la chambre à dépression 16 et la chambre d'amplification 15 communiquent l'une avec l'autre, de sorte que la pression de la source de vide règne dans les deux chambres. Dès que la pédale 19 est actionnée, les chambres sont isolées l'une de l'autre et la chambre d'amplification 15 communique avec l'atmosphère, l'air pénétrant dans cette chambre d'amplification 15 déplaçant la paroi d'amplificateur 14 vers le maître-cylindre de frein. Par l'intermédiaire de la tige-poussoir 7 qui prend appui sur le manchon de commande par l'intermédiaire du disque de réaction 20, ce déplacement est transmis au piston à tige-poussoir 6.

La valve principale 21 offre deux positions de commutation. Dans le mode de réalisation représenté, la chambre à dépression 16 communique, ainsi que cela a déjà été exposé, avec la source de vide, tandis que la chambre d'amplification 15 peut être reliée à l'atmosphère lors de l'actionnement de la valve de frein. Si la valve principale 21 est commutée, ces deux liaisons sont interverties.

Dans l'exemple de réalisation représenté, un circuit de freinage est constitué d'une conduite de frein 24 et des freins de roues des roues d'une diagonale. Une diagonale est constituée par les roues opposées prévues suivant une disposition diagonale sur le véhicule automobile. Dans l'exemple de réalisation représenté, ce sont la roue avant droite (VR) et la roue arrière gauche (HL). Le comportement de ces roues en rotation est surveillé par des capteurs S1 et S2, une valve de blocage 22 étant associée à chaque frein de roue.

L'autre diagonale est associée au circuit de freins II.

La figure 1 illustre la position de base du système. Lorsque les freins sont actionnés, la force  $F$  exercée sur la pédale, force qui est amplifiée par la force d'amplification de l'amplificateur de force de freinage à dépression, agit sur le maître-cylindre de frein. S'il existe un risque que l'une des roues ne se bloque, la valve principale 21 change de position, ce qui fait pénétrer de l'air dans la chambre à dépression 16 et éloigne la paroi d'amplificateur 14 du maître-cylindre de frein. Cela diminue la pression dans le maître-cylindre de frein et dans les circuits de freinage communiquant avec celui-ci et réduit donc l'effet de freinage. Les valves de blocage 22 servent à désaccoupler, par rapport à la conduite de freinage 24 et pendant la phase de diminution de pression, la roue qui n'est pas menacée de blocage, de sorte que la pression réduite régnant dans le maître-cylindre de frein n'agit que sur la roue ayant tendance à se bloquer.

On va maintenant se reporter aux figures 2 et 3 qui illustrent

la présente invention et représentent chacune un boîtier de commande 18 avec la valve de frein qui y est disposée.

Les boîtiers de commande peuvent être prévus dans le mode de réalisation de la figure 1 de façon à y être intégrés, auquel cas on peut  
5 supprimer la valve principale 21.

La tige de pédale 25 prend appui sur le piston de pédale 32 qui peut lui-même être placé en butée sur la tige-poussoir 7 par l'intermédiaire du disque de réaction 20. L'élément de valve 33 est disposé d'une manière coulissante sur le piston de pédale 32. Cet élément de valve 33 se  
10 présente sous la forme d'un disque dont l'axe de symétrie coïncide avec l'axe de symétrie du piston de pédale 32. Un siège intérieur d'étanchéité 34, réalisé sous la forme d'un rebord circonférentiel, est prévu sur le bord extérieur de ce disque. Un siège extérieur d'étanchéité 30, réalisé  
15 sous la forme d'un rebord circonférentiel prévu sur le boîtier de commande 18, est situé légèrement plus loin vers l'extérieur dans le sens radial. L'un et l'autre de ces sièges d'étanchéité peuvent être placés en butée sur un disque de valve 28 qui est fixé sur le boîtier de commande 18 par l'intermédiaire d'un soufflet 29. Ce soufflet 29 et le boîtier de commande  
20 18 délimitent une chambre annulaire 31 qui communique avec la chambre à dépression 16 par l'intermédiaire d'un passage 26 (voir aussi figure 1).

Un autre passage 27 ménagé dans le boîtier de commande 18 (voir aussi la figure 1) fait communiquer avec la chambre d'amplification 15 la chambre située entre l'élément de valve 33 et le boîtier de commande 18. L'élément de valve 33 qui, sur la figure 1, est relié rigidement au piston  
25 de pédale 32, est maintenu dans une position mobile dans le cas des figures 2 et 3. Un ressort 35 porté par le piston de pédale 32 maintient l'élément de valve 33 en appui sur une butée 36 prévue sur le piston de pédale 32. L'action de la force du ressort est telle que l'élément de valve 33 est déplacé dans le sens d'actionnement, c'est-à-dire dans un sens l'éloignant  
30 du disque de valve 28.

Un électro-aimant 37, également disposé d'une manière concentrique par rapport au piston de pédale et présentant un branchement électrique 38, est capable d'attirer l'élément de valve 33 à l'encontre de  
35 la force du ressort 35, vers le disque de valve 28.

La valve de frein conforme à la figure 2 fonctionne de la manière suivante :

La figure 2 illustre la position actionnée. Le disque de valve 28 est en butée sur le siège extérieur d'étanchéité, de sorte que la communication entre la chambre à dépression 16 et la chambre d'amplifi-

cation 15 par l'intermédiaire des passages 26 et 27 est interrompue. Le siège intérieur d'étanchéité 34 est situé à une certaine distance du disque de valve 28, de sorte que de l'air peut passer devant ce siège 34, du passage 27 vers la chambre d'amplification 15. L'air qui pénètre repousse la cloison d'amplificateur 14 vers le maître-cylindre, produisant ainsi une force supplémentaire d'asservissement qui agit, en plus de l'effort exercé sur la pédale, sur le piston à tige-poussoir 6. Si l'électroaimant 37 est alors activé, l'élément de valve 33 est déplacé à l'encontre de la force du ressort 35 et dans le sens opposé au sens d'actionnement, vers le disque de valve 28. Le siège d'étanchéité 34 vient en butée sur ce disque de valve 28, de sorte que celui-ci se déplace aussi vers la droite lorsqu'on regarde la figure 2. Cela sépare le siège extérieur d'étanchéité 30 du disque de valve 28, de sorte qu'une communication est offerte à l'agent de pression entre les deux chambres 15 et 16. Par le raccordement d'aspiration, l'air passe de la chambre d'amplification 15 dans la chambre à dépression 16, ce qui réduit ainsi la force d'asservissement. L'activation de l'électroaimant 37 peut par exemple avoir lieu si l'une des roues a tendance à se bloquer et donc la pression régnant dans les circuits de freins doit être réduite.

Lorsque les freins sont relâchés, c'est-à-dire que la force s'exerçant sur la tige de pédale 25 diminue, l'élément de valve 33 se déplace, en même temps que le piston de pédale 32, vers la droite lorsqu'on regarde la figure 2, de sorte que le siège intérieur d'étanchéité est aussi appliqué sur le disque de valve 28 et que le siège extérieur d'étanchéité se sépare de ce dernier. De cette manière, les chambres 15 et 16 communiquent l'une et l'autre avec la source de vide.

L'exemple de réalisation conforme à la figure 3 constitue une amélioration par rapport à celui conforme à la figure 2. Contrairement à la figure 2, l'élément de valve 33 n'est pas maintenu par le premier ressort 35 sur une butée prévue sur le piston de pédale, mais est maintenu d'une manière flottante entre le premier ressort 35 et un second ressort 39. En plus du premier électro-aimant 37, il est prévu un second électro-aimant 40, de sorte que l'élément de valve 33 peut être déplacé à la fois dans un sens et dans l'autre. La figure 3 illustre la position de base de la valve. Devant le siège extérieur de valve 30, une communication est offerte à l'agent de pression entre la chambre à dépression 16 et la chambre d'amplification 15. La valve peut être actionnée d'une manière classique par un actionnement de la tige de pédale 25, puis, par une activation du premier électro-aimant 37, la pression peut être réduite dans



les circuits de freins de la manière déjà décrite. Le second électro-aimant sert alors, quel que soit l'actionnement de la pédale, à attirer l'élément de valve 33 suivant la direction d'actionnement. Si, par l'intermédiaire du câble de branchement 41, le second électro-aimant 40 reçoit une impulsion électrique, l'élément de valve 33 est éloigné, à l'encontre de la force du ressort 39, du disque de valve 28 et ce dernier s'applique sur le siège extérieur d'étanchéité 30, tandis que le siège intérieur d'étanchéité 34 est libéré, de sorte que, exactement comme dans le cas d'un actionnement par l'intermédiaire de la tige de pédale 25, de l'air pénètre dans la chambre d'amplification 15 pour repousser la cloison d'amplificateur en direction du maître-cylindre. Il va se développer dans les circuits de freins une pression convenant pour être utilisée dans la régulation du glissement de traction des roues motrices. Les valves de blocage prévues dans les conduites de freins conduisant aux roues non motrices sont tout d'abord bloquées de façon à empêcher ainsi un couple de freinage de s'exercer dans ces freins.

En activant le premier électro-aimant 37 et le second électro-aimant 40 et en actionnant les valves de blocage 22 situées dans les conduites de freins conduisant aux roues motrices, on peut moduler le couple de freinage de ces roues motrices de façon que le couple moteur agissant sur les roues soit réduit dans une mesure telle qu'il s'adapte au frottement existant entre les pneumatiques et la route, ce qui empêche ainsi les roues de patiner.

Ainsi que cela est illustré par les exemples de réalisation, en appliquant une force de commande sur le piston de valve, il est possible que la valve de frein de l'amplificateur de force de freinage à dépression soit actionnée quelle que soit la force exercée sur la pédale, ce qui permet ainsi de moduler la pression dans les circuits de freins. En conséquence, il n'est pas besoin de prévoir des valves supplémentaires disposées à l'extérieur.

REVENDEICATIONS

1. Amplificateur de force de freinage à dépression (2) pour système de freinage à régulation du glissement, du type comprenant un boîtier (13), divisé par une paroi mobile d'amplificateur (14) en une chambre à dépression (16) et une chambre d'amplification (15), et un manchon de commande (18), servant à loger une valve de frein (17), actionnée par une pédale, qui, dans sa position non actionnée, fait communiquer la chambre à dépression (16) avec la chambre d'amplification (15) et qui, dans sa position actionnée, isole ces chambres (15, 16) l'une de l'autre de façon à faire communiquer la chambre d'amplification (15) avec l'atmosphère, cet amplificateur comprenant en outre un élément de valve (33) et un piston de pédale (32) actionné directement par l'effort appliqué sur la pédale, caractérisé en ce que l'élément de valve (33) est mobile par rapport au piston de pédale (32), au moins un ressort (35, 39) étant prévu entre cet élément de valve (33) et ce piston de pédale (32), et en ce que l'élément de valve (33) est soumis à l'action d'une force supplémentaire qui peut être réglée d'une manière indépendante de l'effort exercé sur la pédale et qui est notamment mis en service au cours d'une régulation du glissement.

2. Amplificateur de force de freinage à dépression suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la valve de frein (17) comporte un premier siège extérieur de valve (30) et un second siège intérieur de valve (34), le siège extérieur de valve (30) étant réalisé sur le boîtier de commande (18) et le siège intérieur de valve (34) réalisé sur l'élément de valve (33), ces deux sièges pouvant être appliqués sur un disque de valve (28).

3. Amplificateur de force de freinage à dépression suivant la revendication 2, caractérisé en ce que le disque de valve (28) et les sièges de valve (30, 34) sont réalisés d'une manière concentrique par rapport au piston de pédale (32).

4. Amplificateur de force de freinage à dépression suivant l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'élément de valve (33) est appliqué sur le piston de pédale (32) par un premier ressort (35) et est maintenu en appui sur une butée (36) prévue sur ce piston de pédale (32) et en ce qu'un premier électroaimant (37) est disposé d'une façon telle que, dès qu'il est traversé par un courant, il déplace l'élément de valve (33) à l'encontre de la force du premier ressort (35), en direction du disque de valve (28).

5. Amplificateur de force de freinage à dépression suivant la

revendication 4, caractérisé en ce que l'électroaimant (37) est disposé d'une manière concentrique par rapport au piston de pédale (32).

5 6. Amplificateur de force de freinage à dépression suivant la revendication 1, caractérisé en ce que l'élément de valve (33) est monté flottant entre un premier ressort (35) et un second ressort (39), ces ressorts (35, 39) prenant appui sur le piston de pédale (32) de façon à agir l'un à l'encontre de l'autre, et en ce qu'un premier électro-aimant (37) agit, lors du passage d'un courant, à l'encontre de la force du premier ressort (35), tandis qu'un second électro-aimant agit, lors du  
10 passage d'un courant, à l'encontre de la force du second ressort (39).

7. Procédé de commande d'un amplificateur de force de freinage à dépression suivant la revendication 5, caractérisé en ce que, pour réduire la pression régnant dans le maître-cylindre de frein actionné par l'amplificateur de force de freinage à dépression, on active le premier électro-aimant (37).  
15

8. Procédé de commande d'un amplificateur de force de freinage à dépression suivant la revendication 6, caractérisé en ce qu'on active le second électro-aimant (40) pour provoquer un actionnement de l'amplificateur de force de freinage à dépression d'une manière indépendante de  
20 l'effort exercé sur la pédale.

# FIG. 1

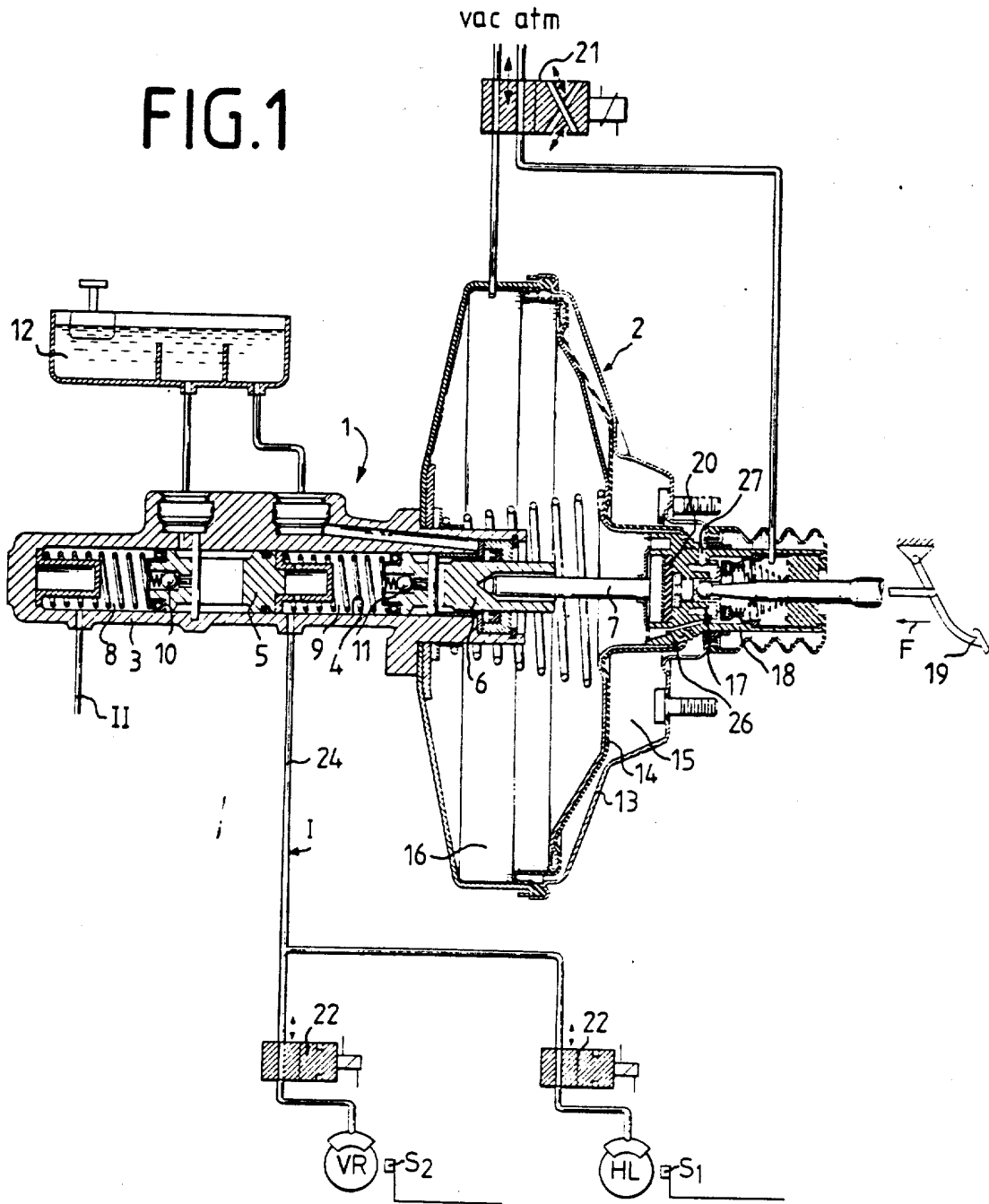


FIG. 2

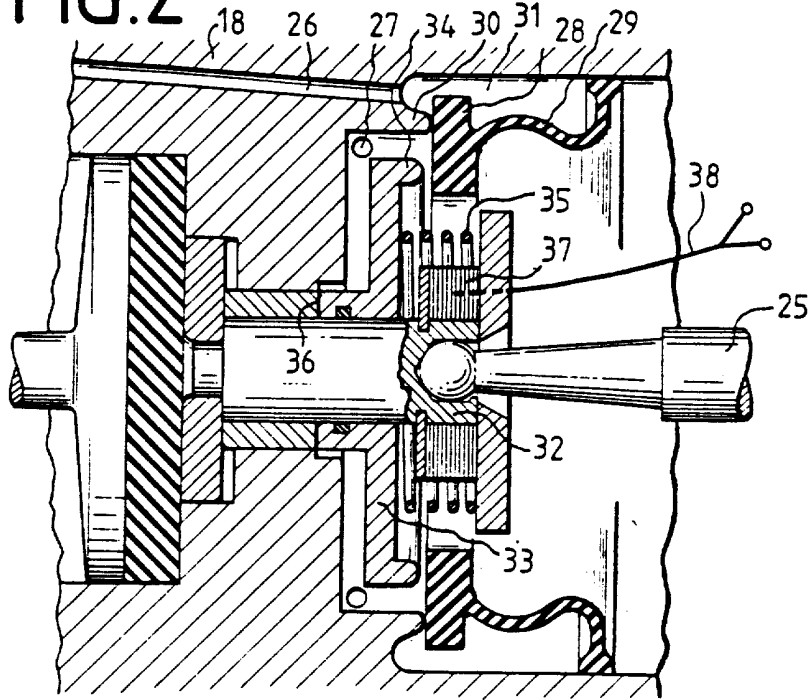


FIG. 3

