

①9 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE  
—  
INSTITUT NATIONAL  
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE  
—  
PARIS  
—

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

**2 553 723**

②1 N° d'enregistrement national :

**84 16040**

⑤1 Int Cl\* : B 60 T 11/20, 8/32, 13/14.

①2

## DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 19 octobre 1984.

③0 Priorité : DE, 21 octobre 1983, n° P3338249.2.

④3 Date de la mise à disposition du public de la demande : BOPI « Brevets » n° 17 du 26 avril 1985.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

⑦1 Demandeur(s) : Société dite : Alfred TEVES GmbH. — DE.

⑦2 Inventeur(s) : Hans-Dieter Reinartz et Helmut Steffes.

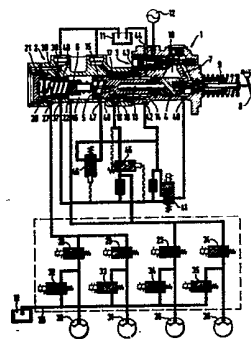
⑦3 Titulaire(s) :

⑦4 Mandataire(s) : Jean Pothet, ITT Data Systèmes France SA.

⑤4 Système de freinage hydraulique avec contrôle de glissement pour véhicule automobile.

⑤7 Système de freinage hydraulique avec contrôle de glissement, destiné en particulier aux véhicules automobiles. Il comprend un maître-cylindre 2 pouvant être mis en pression par un amplificateur de force hydraulique 1 et comprend par ailleurs des valves 32 à 35 implantées entre le maître-cylindre et les freins de roues reliés audit maître-cylindre et permettant de prélever de l'agent de pression sur les freins de roues. L'agent de pression prélevé sur les freins de roues peut être remplacé à partir de la chambre de pression 10 de l'amplificateur de force hydraulique 1, et la course de la pédale de frein est limitée pendant le contrôle du glissement.

La surface terminale du piston du maître-cylindre 5 qui est proche de la chambre de travail 16 est plus grande que la surface efficace du piston d'amplificateur 4. Un piston étagé tient lieu de piston de maître-cylindre 5, une surface annulaire 18 dudit piston de maître-cylindre 5 étant conçue pour être soumise à la pression régnant dans la chambre de travail 16.



FR 2 553 723 - A1

D

La présente invention concerne un système de freinage hydraulique avec contrôle de glissement, destiné en particulier aux véhicules automobiles, qui comprend un maître-cylindre pouvant être mis en pression par un amplificateur de force hydraulique, qui comprend  
5 par ailleurs des valves implantées entre le maître-cylindre et les freins de roues reliés audit maître-cylindre et permettant de prélever de l'agent de pression sur les freins de roues, étant entendu que l'agent de pression prélevé sur les freins de roues peut être remplacé à partir de la chambre de pression de l'amplificateur de  
10 force hydraulique, et étant entendu par ailleurs que la course de la pédale de frein est limitée pendant le contrôle du glissement.

Un système hydraulique de freinage intégrant les caractéristiques ci-dessus est connu par la demande de brevet  
allemande n° 30 40 562.2. Ce système de freinage connu comprend un  
15 amplificateur de force de freinage hydraulique dans lequel la pression d'un amplificateur, proportionnelle à la force d'actionnement, peut être réglée par une valve de freinage actionnée par une pédale. L'amplificateur de force hydraulique sert à commander un maître-cylindre en tandem aux chambres de travail duquel sont reliés des freins  
20 de roues. La liaison entre les chambres de travail du maître-cylindre en tandem et les freins de roues qui y sont reliées peut être interrompue par des valves à commande électromagnétique. De plus, d'autres valves sont affectées aux freins de roues ; elles servent à retirer de l'agent de pression des freins de roues en cas de besoin  
25 pour faire baisser la pression de freinage effective et provoquer une réaccélération suffisante de la roue concernée en cas de risque imminent de blocage.

L'agent de pression qui est prélevé sur les freins de roues lors du contrôle de glissement est remplacé à partir de la chambre  
30 de pression de l'amplificateur de force hydraulique, et l'agent de pression se trouvant à l'intérieur de la chambre de pression de l'amplificateur de force hydraulique est envoyé dans les chambres de travail correspondantes par l'intermédiaire de valves supplémentaires à travers les joints des pistons du maître-cylindre. Le système de  
35 freinage connu nécessite de prévoir une limitation de la course pour réserver un volume minimal dans le maître-cylindre en tandem. A cet effet, lorsque les chambres de travail du maître-cylindre en tandem sont mises en pression, un manchon dit de positionnement est simul-

tanément mis en pression dans le sens de relâchement du frein à l'en-  
contre d'une force de rappel, de sorte que le manchon de positionne-  
ment se déplace jusqu'à venir au contact d'une butée du piston d'am-  
plificateur, afin d'empêcher un enfoncement supplémentaire du piston  
5 d'amplificateur et des pistons du maître-cylindre en raison des rap-  
ports des surfaces efficaces en présence.

Compte tenu des rapports de coefficients de friction en pré-  
sence, il peut arriver, dans le dispositif de freinage décrit que la  
pédale de freinage soit rappelée par le piston d'amplificateur à l'en-  
10 contre de la force de commande exercée sur la pédale. D'autre part,  
en cas de faibles coefficients de friction pour lesquels la limite  
de blocage des roues sera atteinte à des pressions de maître-cylindre  
relativement basses, il est possible qu'au moment du lancement du  
contrôle de glissement la pédale de frein accomplisse un déplacement  
15 supplémentaire dans le sens de commande avant que la butée du pis-  
ton d'amplificateur ne soit venue au contact du manchon de position-  
nement. Un tel mode opératoire peut induire en erreur le conducteur  
du véhicule et l'amener à croire que tout le système de freinage est  
défaillant. Sur un plan général, le système de freinage connu est  
20 d'une conception relativement complexe ce qui est d'abord dû au fait  
que le piston d'amplificateur est partiellement guidé dans le man-  
chon de positionnement alors que le manchon proprement dit doit être  
monté mobile dans le carter et être étanche sur son pourtour extérieur.

L'un des objectifs de la présente invention est donc de sim-  
25 plifier la conception du système de freinage hydraulique du type pré-  
cédemment décrit et d'éviter que la pédale de frein ne puisse être  
poussée à fond pendant le contrôle lorsque les coefficients de fric-  
tion de la route sont faibles.

Conformément à la présente invention, cet objectif est at-  
30 teint par le fait que la surface terminale du piston du maître-cylin-  
dre proche de la chambre de travail est plus grande que la sur-  
face efficace du piston d'amplificateur et qu'un piston étagé tient  
lieu de piston du maître-cylindre, une surface annulaire du piston  
du maître-cylindre étant prévue pour être soumise à la pression exis-  
35 tant dans la chambre de travail. Un tel agencement permet avantageu-  
sément de réduire la surface efficace du piston du maître-cylindre  
en freinage normal, tandis qu'une valve est prévue pour arrêter la  
pression appliquée à la surface annulaire du piston du maître-cylin-

dre. Lorsque la valve est commutée, la surface efficace du piston du maître-cylindre augmente; une force de rappel est exercée sur le piston du maître-cylindre et sur la pédale de frein, dès la chambre de travail du maître-cylindre est reliée à la chambre de pression de l'amplificateur de force hydraulique. En ce qui concerne ladite valve, on utilisera de préférence une valve à deux voies et deux positions à commande électromagnétique ou hydraulique.

Il s'établit une liaison normalement ouverte - prévue pour être fermée par la valve de commande à deux voies et deux positions - entre la chambre de travail du maître-cylindre et une chambre annulaire limitée par la surface annulaire du piston du maître-cylindre. Lorsque le frein est en position relâchée et pendant les opérations normales de freinage (sans contrôle du glissement), ladite valve de commande à deux voies et deux positions est en position ouverte et sera amenée en position fermée que lorsqu'il sera procédé à une opération de contrôle. La chambre annulaire qui est limitée par la surface annulaire du piston du maître-cylindre est isolée du point de vue hydraulique quand la valve de commande à deux voies et deux positions est en position fermée et le volume d'agent de pression prisonnier de la chambre annulaire empêche que le piston du maître-cylindre ne se déplace dans le sens de relâchement du frein à la suite du transfert de pression dynamique dans la chambre de travail. Il est donc prévu que la surface efficace du piston du maître-cylindre soit inférieure à la surface efficace du piston d'amplificateur quand la valve de commande à deux voies et deux positions est ouverte. Il est également prévu que la chambre annulaire délimitée par la surface annulaire du piston du maître-cylindre bénéficie d'une liaison commutable vers un réservoir d'alimentation sans pression. Une valve de commande à deux voies et deux positions normalement fermée et qui est ouverte pendant le contrôle sera de préférence intercalée sur ladite liaison avec le réservoir d'alimentation sans pression. Ladite valve de commande à deux voies et deux positions peut être actionnée hydrauliquement, l'orifice de commande étant prévu pour être actionné par la pression régnant dans la chambre de pression de l'amplificateur de force hydraulique. Par ailleurs, conformément à une réalisation avantageuse de la présente invention, un étranglement est prévu sur la liaison avec le réservoir d'alimentation sans pression et son rôle est d'amortir les déplacements axiaux du piston du maître-

tre-cylindre. Dans une réalisation avantageuse de l'invention, ledit étranglement sera assorti d'un perçage qui débouche radialement dans le carter du maître-cylindre et qui est fermé par le piston du maître-cylindre lorsque le frein est relâché. Sur le piston du maître-cylindre se trouve un élément d'étanchéité assurant la fermeture du perçage d'étranglement. En raison de l'élément d'étanchéité prévu au niveau du piston du maître-cylindre, la liaison entre la chambre annulaire délimitée par la surface annulaire du piston du maître-cylindre et le réservoir d'alimentation sans pression dépend par ailleurs de la course. Ladite liaison ne sera libérée que si le piston du maître-cylindre a parcouru une course minimale. Si ladite course minimale est dépassée, le piston du maître-cylindre sera rappelé en cours de contrôle, toutefois jusqu'à ce que l'élément d'étanchéité prévu sur le piston du maître-cylindre ferme le perçage d'étranglement.

En ce qui concerne la réalisation d'un système de freinage à plusieurs circuits, il est avantageusement prévu qu'un second piston de maître-cylindre puisse être commandé hydrauliquement par la pression régnant dans la chambre de travail du maître-cylindre. Il existe donc deux circuits de freinage indépendants l'un de l'autre qui peuvent être reliés aux chambres de travail ainsi créées. Si le maître-cylindre est conçu de cette façon, il sera avantageux de prévoir sur la partie d'alésage recevant le second piston du maître-cylindre deux manchons d'étanchéité tenant lieu de valve de retenue, lesdits manchons permettant à l'agent de pression provenant de la chambre de pression de l'amplificateur de force hydraulique d'être dirigé dans les chambres de travail.

Les différents objets et caractéristiques de l'invention seront maintenant détaillés dans la description qui va suivre, faite à titre d'exemple non limitatif, en se reportant à la figure annexée.

Sur le dessin, le numéro de référence 1 désigne un amplificateur de force hydraulique permettant d'actionner un maître-cylindre en tandem 2. L'amplificateur de force hydraulique comprend une valve de freinage 3 placée parallèlement à l'axe d'un piston d'amplificateur 4 et des pistons 5, 6 du maître-cylindre. Par l'intermédiaire d'une commande à levier 7, la valve de freinage 3 est reliée à une tige de poussoir couplée à la pédale de frein 8. L'amplificateur de force hydraulique 1 comporte également une chambre de pression 10 qui communique par la valve de freinage 3 avec un réservoir d'alimen-

tation sans pression 11 lorsque le frein est en position relâchée. Quand une force est exercée sur la pédale de frein 8, de l'agent de pression passe du réservoir de pression hydropneumatique 12 dans la chambre de pression 10 et une pression proportionnelle à la force d'actionnement s'instaure alors dans ladite chambre de pression.

5 Le piston du maître-cylindre 5 est coaxial avec le piston d'amplificateur 4 et est mobile dans le sens de commande grâce à une tige de commande 13 placée entre les pistons 5, 4. Le piston du maître-cylindre 5 est conçu sous la forme d'un piston étagé ; le gradin 14 dont le diamètre est réduit est placé en face du piston d'amplifi-  
10 cateur 4 tandis que le gradin 15 de plus fort diamètre détermine une chambre de travail 16 du maître-cylindre 2. La chambre de pression 16 est normalement en communication avec le réservoir d'alimentation sans pression 11 par l'intermédiaire d'une valve actionnée en fonction de la course 17. Entre les gradins 14, 15, le piston du maître-  
15 cylindre 5 dispose d'une surface annulaire 18 délimitant une chambre annulaire 19. Le piston du maître-cylindre 6 est coaxial avec les pistons 4, 5 et est monté mobile dans le sens de commande sous l'effet d'une pression s'instaurant dans la chambre de travail 16. Le piston du maître-cylindre 6 délimite une seconde chambre de travail 20  
20 qui, lorsque le frein est en position relâchée, est en communication avec le réservoir d'alimentation sans pression 11 par l'intermédiaire d'une valve 21 qui correspond à la valve 17.

Dans la première chambre de travail 16 débouche un orifice de carter 22 auquel sont reliés les freins de roues 25, 26 par l'in-  
25 termédiaire de valves de commande à deux voies et deux positions actionnées électromagnétiquement 23, 24, lesdits freins de roues étant par exemple ceux de l'essieu arrière d'un véhicule automobile. Un orifice de carter 27 communique avec la chambre de travail 20 du maître-cylindre 2 ; à cet orifice sont reliés les freins de roues 30, 31  
30 par l'intermédiaire de valves de commande à deux voies et deux positions actionnées électromagnétiquement 28, 29, lesdits freins de roue étant par exemple ceux de l'essieu avant d'un véhicule automobile. Entre les valves à commande électromagnétique 23, 24, 28, 29, les-  
35 quelles sont pilotées par une unité électronique de contrôle du glissement non représentée ici et sont normalement en position ouverte, et les freins, sont prévues des valves de commande à deux voies et deux positions actionnées électromagnétiquement 32, 33, 34, 35 qui sont également

pilotées par l'unité électronique de contrôle du glissement non représentée ici et qui sont par ailleurs normalement en position fermée. Une conduite de retour commune 36 menant au réservoir d'alimentation sans pression 11 est reliée aux valves de commande à deux voies et deux positions actionnées électromagnétiquement 32 à 35. Une commutation appropriée des valves de commande à deux voies et deux positions affectées aux freins de roues permet de maintenir la pression constante ou de la faire baisser dans chaque frein de roue 30, 31, 25, 26 indépendamment des pressions régnant dans les chambres de travail 16, 20, et ainsi d'éviter un blocage imminent.

Le maître-cylindre possède un autre orifice de carter 37 qui débouche radialement dans la chambre annulaire 38 entourant le piston du maître-cylindre 6. Par l'intermédiaire de manchons d'étanchéité 39, 40 tenant lieu de valves de retenue, des liaisons peuvent être établies à partir de la chambre annulaire 38 en direction des chambres de travail 16, 20 du maître-cylindre 2. Lorsque le frein est en position relâchée et en freinage normal (sans contrôle de glissement), l'orifice de carter 37 est en communication avec le réservoir d'alimentation sans pression 11 par l'intermédiaire d'une valve de commande à trois voies et deux positions 41, d'un orifice de carter 42, d'une chambre de carter 43 et d'un orifice de carter 44. La valve de commande à trois voies et deux positions est en communication avec la chambre de pression 10 de l'amplificateur de force hydraulique par l'intermédiaire d'un orifice de carter 49 et de conduites de pression correspondantes. La valve de commande à trois voies et deux positions est elle aussi commandée par l'unité électronique de contrôle du glissement non représentée ici ; lorsqu'elle est sollicitée, ladite valve met en communication la chambre de pression 10 de l'amplificateur de force hydraulique 1 avec la chambre annulaire périphérique 38.

Le système de freinage conforme à l'invention comporte également une valve de commande à deux voies et deux positions 45 qui est normalement en position ouverte et établit donc une communication entre la chambre de travail 16 du maître-cylindre 2 et la chambre annulaire 19. Ladite valve 45 est actionnée en fonction de la pression ; elle peut être commutée pour adopter une position fermée dès lors que la chambre annulaire périphérique 38 est reliée à la chambre de pression 10 de l'amplificateur de force hydraulique 1. De la même fa-

çon, la pression régnant dans la chambre 10 de l'amplificateur de force hydraulique provoque l'actionnement d'une autre valve à deux voies et deux positions 46, laquelle est normalement en position fermée. Ladite valve à deux voies et deux positions est d'une part en communication avec l'orifice de carter 44 et avec le réservoir d'alimentation sans pression 11.; d'autre part, une conduite de pression part de la valve 46 jusqu'à l'orifice de carter 47, ledit orifice de carter 47 étant isolé par la surface périphérique du plus haut gradin 15 du piston de maître-cylindre 5 en deçà d'une course de commande donnée. Au-delà d'une course de commande donnée, l'orifice de carter 47 sera relié avec la chambre annulaire 19. Pour assurer une meilleure étanchéité entre la chambre annulaire 19 et l'orifice de carter 47, la surface périphérique du gradin le plus élevé 15 du piston du maître-cylindre 5 est munie d'un joint périphérique 48. L'orifice de carter 47 est conçu sous la forme d'un perçage d'étranglement.

Le mode opératoire du système de freinage décrit sera maintenant expliqué en détail, en commençant par l'état de relâchement du frein dans lequel aucune force de commande n'est appliquée à la pédale de frein 8 et toutes les pièces occupent la position indiquée sur le dessin. Lorsqu'une force de commande est exercée sur la pédale de frein 8, la chambre de pression 10 de l'amplificateur de force hydraulique 1 est, dans un premier temps, isolée du réservoir d'alimentation sans pression par la valve de freinage 3. Au terme d'une course de commande donnée, de l'agent de pression en provenance du réservoir de pression hydropneumatique 12 est envoyé par la valve de freinage 3 dans la chambre de pression 10, la pression régnant à l'intérieur de la chambre de pression 10 étant proportionnelle à la force de commande appliquée à la pédale de frein 8. Dès que la pression hydraulique à l'intérieur de la chambre de pression 10 a dépassé un niveau prescrit, le piston d'amplificateur 4 se déplace vers la gauche lorsqu'on regarde le dessin, le mouvement du piston d'amplificateur 4 étant transmis par la tige de commande 13 au piston du maître-cylindre 5. Après une course réduite du piston du maître-cylindre 5, la valve 17 se ferme, isolant ainsi la chambre de travail 16 du réservoir d'alimentation sans pression 11. Après fermeture de la valve 17, le piston du maître-cylindre 5 poursuit son déplacement dans le sens de commande et provoque l'instauration d'une pression

hydraulique à l'intérieur de la chambre de travail 16, ce qui entraîne le déplacement hydraulique du piston de maître-cylindre 6 dans le sens de commande. Il s'ensuit donc qu'une pression est également engendrée dans la seconde chambre de travail 20 du maître-cylindre 2.

- 5 Les pressions hydrauliques engendrées dans les chambres de travail 16, 20 sont appliquées aux freins des roues 25, 26, 30, 31 et le véhicule est freiné.

Par l'intermédiaire de la valve de commande ouverte à deux voies et deux positions 45, la pression régnant à l'intérieur de la  
10 première chambre de travail 16 se propage également dans la chambre annulaire 19 et le gradin de piston 14 de plus faible diamètre est le seul élément responsable de l'instauration d'une pression dans la première chambre de travail 16.

Lorsque l'unité électronique de contrôle de glissement non  
15 représentée ici détecte un blocage imminent sur une ou plusieurs des roues sous surveillance du véhicule; il s'effectue d'abord une commutation de la valve de commande à trois voies et deux positions pour que la chambre annulaire 38 du maître-cylindre 2 soit en communication avec la chambre de pression 10 de l'amplificateur de force hydraulique. Par ailleurs, la pression de la chambre de pression 10 est  
20 délivrée aux orifices de commande des valves à deux voies et deux positions 45, 46, lesquelles se commutent. La commutation de la valve de commande à deux voies et deux positions 45 se traduit par une isolation hydraulique de la chambre annulaire 19. La commutation de la  
25 valve de commande à deux voies et deux positions 46 permet de mettre en communication l'orifice du carter 47 avec le réservoir d'alimentation sans pression 11.

Supposons que la roue du véhicule affectée au frein 30 présente une valeur critique de glissement. L'unité électronique de contrôle du glissement va donc commuter la valve de commande à deux voies  
30 et deux positions 28 pour la fermer, interrompant ainsi la liaison entre la chambre de travail 20 du maître-cylindre 2 et le frein de roue 30, tandis que la pression du frein de roue 30 reste constante indépendamment de la pression existant dans la chambre de travail 20. Si le maintien en pression ne suffit pas à provoquer une ré-  
35 accélération de la roue, la valve de commande à deux voies et deux positions 32 est elle aussi commutée et l'agent de pression est soutiré du frein de roue. L'agent de pression ainsi prélevé sur le frein de

roue 30 sera complété à partir de la chambre annulaire périphérique 38 par l'intermédiaire du manchon d'étanchéité 39 en direction de la chambre de travail 20. De la même manière, l'introduction d'agent de pression dans la chambre de travail 16 s'effectue par l'intermédiaire du manchon d'étanchéité 40, lorsque de l'agent de pression  
5 est retiré des freins de roues 25, 26.

Si l'opération de contrôle du glissement de freinage débute à un moment où l'orifice du carter 47 est encore isolée par la surface périphérique du piston du maître-cylindre 5, la pédale de frein ne sera pas rappelée car, bien que l'extrémité du plus large gradin 15 du  
10 piston du maître-cylindre 5 soit déplacée dans le sens de relâchement du frein par la pression régnant dans la chambre de pression 10 de l'amplificateur de force hydraulique 1, le volume d'agent de pression prisonnier de la chambre annulaire 19 fait office de barrage hydraulique. A l'inverse, si l'orifice du carter 47 est déjà libéré par la  
15 surface périphérique du plus large gradin 15 lorsque l'opération de contrôle du glissement commence, la pédale sera rappelée car l'extrémité du plus large gradin de piston 15 est déplacée dans le sens de relâchement du frein et de l'agent de pression peut s'échapper de la chambre annulaire 19 par l'orifice de carter 47 et par la valve de  
20 commande ouverte à deux voies et à deux positions en direction du réservoir d'alimentation sous pression 11. En raison de l'effet d'étranglement de l'orifice du carter 47, ledit mouvement de rappel sera amorti. Dès que le joint périphérique 48 dépasse l'orifice de carter 47, l'opération de rappel prend fin. Lors du relâchement du frein,  
25 les déplacements décrits sont inversés jusqu'à ce que le système de freinage décrit ait repris la position illustrée par le dessin.

Il est bien évident que les descriptions qui précèdent ont été données qu'à titre d'exemple non limitatif et que de nombreuses variantes peuvent être envisagées sans sortir pour autant du cadre de l'invention.

REVENDEICATIONS :

1. Système de freinage hydraulique avec ontrôle de glissement, destiné en particulier aux véhicules automobiles, qui comprend un maître-cylindre pouvant être mis en pression par un amplificateur  
5 de force hydraulique, qui comprend par ailleurs des valves implantées entre le maître-cylindre et les freins de roues reliés audit maître-cylindre et permettant de prélever de l'agent de pression sur les freins de roues, étant entendu que l'agent de pression prélevé sur les freins de roues peut être remplacé à partir de la chambre de pres-  
10 sion de l'amplificateur de force hydraulique, et étant entendu par ailleurs que la course de la pédale de frein est limitée pendant le contrôle du glissement, caractérisé en ce que la surface terminale du piston du maître-cylindre (5) qui est proche de la chambre de travail (16) est plus grande que la surface efficace du piston d'amplificateur (4), et  
15 en ce qu'un piston étagé tient lieu de piston de maître-cylindre (5), une surface annulaire (18) dudit piston de maître-cylindre (5) étant conçue pour être soumise à la pression régnant dans la chambre de travail (16).

2. Système de freinage hydraulique conforme à la revendica-  
20 tion 1, caractérisé en ce que la mise en pression de la surface annulaire (18) du piston du maître-cylindre (5) peut être contrôlée à l'aide d'une valve (45).

3. Système de freinage hydraulique conforme aux revendica-  
25 tions 1 ou 2, caractérisé en ce qu'une valve de commande à deux voies et deux positions actionnée électromagnétiquement ou hydrauliquement tient lieu de valve (45).

4. Système de freinage hydraulique conforme à l'une quel-  
30 conque des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'une liaison normalement ouverte pouvant être fermée par une valve de commande à deux voies et deux positions est établie entre la chambre de travail (16) du maître-cylindre (2) et une chambre annulaire (19) délimitée par la surface annulaire (18) du piston du maître-cylindre (5).

5. Système de freinage hydraulique conforme à l'une quel-  
35 conque des revendications précédentes, caractérisé en ce que la surface efficace du piston du maître-cylindre (5) est inférieure à la surface efficace du piston d'amplificateur (4) lorsque la valve de commande à deux voies et deux positions (45) est en position fermée.

6. Système de freinage hydraulique conforme à l'une quel-

conque des revendications précédentes, caractérisé en ce que la chambre annulaire (19) délimitée par la surface annulaire (18) du piston du maître-cylindre (5) dispose d'une liaison contrôlable avec un réservoir d'alimentation sans pression (11).

5 7. Système de freinage hydraulique conforme à la revendication 6, caractérisé en ce qu'une valve de commande normalement fermée à deux voies et deux positions (46) qui est ouverte pendant l'opération de contrôle de glissement est intercalée sur ladite liaison.

10 8. Système de freinage hydraulique conforme à la revendication 7, caractérisé en ce que la valve de commande à deux voies et deux positions (46) est manoeuvrable hydrauliquement, l'orifice de commande étant conçu pour être soumis à la pression de la chambre de pression (10) de l'amplificateur de force hydraulique (1).

15 9. Système de freinage hydraulique conforme à l'une des revendications 6 à 8, caractérisé en ce qu'un étranglement est prévu sur la liaison.

20 10. Système hydraulique de freinage conforme à l'une quelconque des revendications 6 à 9, caractérisé en ce qu'il est prévu un perçage d'étranglement (47) qui débouche radialement dans le carter du maître-cylindre et qui est fermé par le piston du maître-cylindre (5) lorsque le frein est en position relâchement.

25 11. Système hydraulique de freinage conforme à la revendication 10, caractérisé en ce qu'un élément d'étanchéité (48) est prévu sur le piston du maître-cylindre (5), ledit élément d'étanchéité assurant la fermeture du perçage d'étranglement (47).

12. Système hydraulique de freinage conforme à l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'un second piston de maître-cylindre (6) peut être actionné par la pression régnant à l'intérieur de la chambre de travail (16).

30 13. Système hydraulique de freinage conforme la revendication 12, caractérisé en ce que le tronçon d'alésage abritant le second piston de maître-cylindre (6) renferme deux manchons d'étanchéité (39, 30) tenant lieu de valve de retenue, à travers lesquels l'agent de pression provenant de la chambre de pression (10) de l'amplificateur de force hydraulique (1) peut être envoyé dans les deux  
35 chambres de travail (16, 20).

