(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

PARIS

(11) N° de publication : **2 562 855**
(à n'utiliser que pour les commandes de reproduction)

(21) N° d'enregistrement national : **85 05180**

(51) Int Cl⁴ : B 60 T 13/14.

(12) DEMANDE DE BREVET D'INVENTION A1

(22) **Date de dépôt :** 4 avril 1985.

(30) **Priorité :** DE, 11 avril 1984, n° P 34 13 626.6.

(43) **Date de la mise à disposition du public de la demande :** BOPI « Brevets » n° 42 du 18 octobre 1985.

(60) **Références à d'autres documents nationaux apparentés :**

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

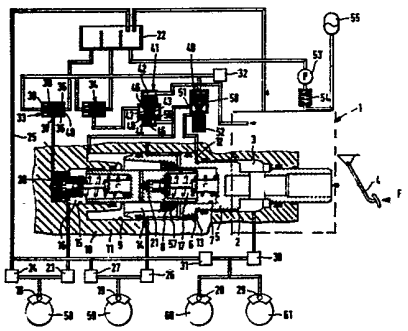
(72) **Inventeur(s) :** Juan Belart.

(73) **Titulaire(s) :**

(74) **Mandataire(s) :** Philippe Kohn, ITT Data Systems France SA.

(54) Système de freinage hydraulique.

(57) Système de freinage hydraulique pour véhicules automobiles, comportant un amplificateur hydraulique de force et un maître-cylindre actionnable par cet amplificateur, le piston amplificateur étant réalisé sous forme de piston étagé ayant une portion de plus petit diamètre qui est proche de la pédale et une portion de plus grand diamètre éloignée de la pédale, la surface annulaire du piston amplificateur formée par l'étagement de ce piston délimitant, en combinaison avec un carter, une chambre annulaire à volume variable, laquelle dispose d'une communication obturable qui la relie à un réservoir d'alimentation sans pression, un piston de maître-cylindre délimitant une chambre de travail étant guidé avec étanchéité dans un alésage borgne que le piston amplificateur comporte du côté éloigné de la pédale, et une chambre annulaire délimitée par la surface annulaire que le piston amplificateur comporte du côté éloigné de la pédale pouvant être exposée à la pression d'une source de pression auxiliaire, une communication hydraulique entre la chambre annulaire et la chambre de travail pouvant être établie par une valve anti-retour ouvrant vers la chambre de travail, caractérisé en ce qu'il y a, entre la chambre annulaire 14 et le réservoir d'alimentation sans pression 22, une valve 41 à deux sièges qui, au début du freinage, se met provisoirement à une position de fermeture.



FR 2 562 855 - A1

L'invention concerne un système de freinage hydraulique pour véhicules automobiles, comportant un amplificateur hydraulique de force et un maître-cylindre actionnable par cet amplificateur, le piston amplificateur étant réalisé sous forme de piston étagé ayant une portion de plus petit diamètre qui est proche de la pédale et une portion de plus grand diamètre éloignée de la pédale, la surface annulaire du piston amplificateur formée par l'étagement de ce piston délimitant, en combinaison avec un carter, une chambre annulaire à volume variable, laquelle dispose d'une communication obturable qui la relie à un réservoir d'alimentation sans pression, un piston de maître-cylindre délimitant une chambre de travail étant guidé avec étanchéité dans un alésage borgne que le piston amplificateur comporte du côté éloigné de la pédale, et une chambre annulaire délimitée par la surface annulaire que le piston amplificateur comporte du côté éloigné de la pédale pouvant être exposée à la pression d'une source de pression auxiliaire, une communication hydraulique entre la chambre annulaire et la chambre de travail pouvant être établie par une valve anti-retour ouvrant vers la chambre de travail.

Un dispositf ayant les caractéristiques précitées est décrit dans la demande de brevet allemand P 33 28 104.1. Dans le système de freinage décrit dans cette demande de brevet, il est prévu un piston amplificateur dont la surface efficace proche de la pédale peut être exposée à une pression qui est proportionnelle à la force d'actionnement exercée sur la pédale de frein. Un piston étagé dont la face éloignée de la pédale présente un alésage borgne prend appui sur la face du piston amplificateur éloignée de la pédale, et un piston de maître-cylindre est guidé à coulissement étanche dans l'alésage borgne. Le piston étagé présente une portion de moindre diamètre, proche de la pédale, et une portion de plus grand diamètre, éloignée de la pédale.

Une surface annulaire est formée entre les étages du piston et, en combinaison avec le carter, délimite un espace annulaire circonférenciel qui est relié à un réservoir d'alimentation sans pression, via une valve d'arrêt. La surface annulaire du piston étagé éloignée de la pédale délimite en outre un espace annulaire

circonférenciel communiquant avec cet espace par un dispositf d'étranglement. En outre, une communication obturable est réalisée, par un autre dispositif de valve, entre l'espace annulaire circonférentiel délimité par la face du piston éloignée de la pédale et le réservoir d'alimentation sans pression. Cet autre dispositif de valve est réalisé en tant que valve à deux sièges et, lorqu'une pression appropriée est appliquée, ferme la communication allant au réservoir d'alimentation sans pression.

En cas d'application de pression à l'autre dispositif de valve, il y a, en même temps que la fermeture de la communication au réservoir d'alimentation sans pression, établissement d'une communication hydraulique entre une source de pression et l'espace annulaire circonférentiel délimité par la surface annulaire du piston étagé éloignée de la pédale. Une telle application de pression à l'espace annulaire circonférenciel a pour conséquence qu'un éventuel prélèvement de fluide de pression à la chambre de travail est compensé par franchissement d'une coupelle d'étanchéité souple agencée entre le piston étagé et le piston du maître-cylindre, de sorte qu'une réserve de volume minimal de la chambre de travail est assurée dans tous les cas.

Dans le système de freinage décrit dans la demande de brevet allemand P 33 28 104.1, il est en outre prévu que la communication entre l'espace annulaire délimité par la face du piston étagé éloignée de la pédale et l'espace annulaire délimité par l'étagement du piston peut être fermée en fonction du trajet du piston étagé, de sorte qu'il peut y avoir une limitation de la course de la pédale en fonction du trajet accompli par le piston étagé.

Dans certains cas d'application, il peut être avantageux qu'un système de freinage de véhicule automobile présente un effet dit de "pré-remplissage", ce qui signifie qu'une surface de piston relativement grande est provisoirement active au début de freinage, de sorte que le volume d'absorption requis est fourni relativement vite dans la phase initiale du freinage. Une telle disposition n'est pas prévue dans le système de freinage dans la demande de brevet précitée.

La présente invention a donc pour but de perfectionner un

système de freinage du type mentionné au début, de façon que le volume d'absorption requis soit introduit dans les circuits de freinage, au début d'un freinage.

Selon l'invention, ce but est atteint par le fait qu'il y a, entre la chambre annulaire et le réservoir d'alimentation sans pression, une valve à deux sièges qui, au début du freinage, se met provisoirement à une position de fermeture. Dès qu'au début du freinage, la valve à deux sièges vient à une position de fermeture, la chambre annulaire délimitée par la surface annulaire du piston amplificateur éloignée de la pédale est fermée. Un déplacement du piston amplificateur provoque une diminution du volume de la chambre annulaire, cela alors que la pression augmente relativement peu, le volume excédentaire étant évacué vers la chambre de travail du maître-cylindre, via la valve antiretour. Dans cette condition de fonctionnement, c'est une relativement grande surface du piston amplificateur qui est active. Le volume refoulé hors de la chambre annulaire parvient ainsi, via la chambre de travail, dans les organes d'actionnement de frein raccordés à cette chambre de travail et assure ainsi que les circuits de freinage sont constamment remplis de fluide de pression. Dans une avantageuse forme de réalisation de l'objet de l'invention, il est prévu que la valve à deux sièges peut être commandée par la pression établie dans chambre de pression de l'amplificateur hydraulique. Avec une telle forme de réalisation, la valve à deux sièges vient à une position de fermeture dès qu'une force d'actionnement est exercée sur la pédale de frein, autrement dit dès qu'une pression hydraulique correspondante s'établit dans la chambre de pression de l'amplificateur hydraulique. Lorsque la pression dans la chambre de pression de cet amplificateur a dépassé un niveau prédéterminé, la valve à deux sièges revient à une position d'ouverture dans laquelle la chambre annulaire délimitée par la surface annulaire du piston amplificateur éloignée de la pédale est de nouveau reliée au réservoir d'alimentation sans pression. Le volume qui est alors refoulé hors de cette chambre annulaire peut s'écouler vers le réservoir d'alimentation sans pression en passant par la valve à deux sièges ouverte.

Il est en outre avantageux qu'un piston de valve pouvant être exposé à la pression régnant dans la chambre de pression de l'amplificateur hydraulique soit guidé avec étanchéité dans un alésage de la valve à deux sièges, et que soit formé, sur la face du piston de valve opposée à la face exposée à la pression, un premier siège de valve qui, dans la position de non-freinage, maintient un organe obturateur à distance d'un deuxième siège de valve, cela sous l'effet de la force d'un premier ressort de compression. Entre le piston de valve et l'organe obturateur est enserré un deuxième ressort de compression par lequel l'organe obturateur et le piston de valve sont mutuellement liés. Il est opportun que le deuxième ressort de compression possède une caractéristique plus raide que le premier ressort de compression, de sorte qu'il résulte du rapport des caractéristiques élastiques, une plage de pression dans la chambre de pression de l'amplificateur hydraulique déterminant de manière décisive le pré-remplissage du système de freinage. Dans ce contexte, il est avantageux que la course du piston de valve soit limitée par des butées axiales, de manière qu'il y ait, sous l'effet des forces des ressorts de compression, une position axiale définie, dans la position de non-freinage.

Dans un autre développement de la valve à deux sièges, il est prévu, de façon simple et avantageuse, que l'espace de la valve à deux sièges dans lequel les ressorts de compression sont reçus communique, par une valve d'admission, avec le réservoir d'alimentation sans pression. Il est en outre prévu que l'espace dans lequel les ressorts de compression sont reçus peut être exposé, par la valve d'admission, à la pression régnant dans la chambre de pression de l'amplificateur hydraulique. Avec une telle configuration, on arrive d'une part à ce que la chambre annulaire délimitée par la surface annulaire du piston amplificateur éloignée de la pédale soit, dans la position de non freinage, en communication avec le réservoir d'alimentation sans pression. D'autre part, lors de la commande des valves d'admission, on est assuré que la chambre annulaire concernée est de nouveau en communication avec le réservoir d'alimentation sans pression. La communication hydraulique entre la chambre annulaire

bordée par la surface annulaire du piston amplificateur éloignée de la pédale et le réservoir d'alimentation sans pression n'est donc fermée que dans la phase initiale du freinage. Dans un autre avantageux développement de son objet, l'invention prévoit qu'il y a, entre la chambre de pression de l'amplificateur hydraulique et la valve d'admission, une valve à deux voies/deux positions qui est de préférence actionnable électromagnétiquement et commandée par des moyens électroniques de régulation du glissement de freinage, de sorte que la valve d'admission change de position dès qu'un glissement critique est décelé sur l'une des roues du véhicule surveillées par les moyens électroniques de régulation du glissement.

Le système de freinage selon l'invention peut avantageusement être réalisé de façon que l'extrémité du piston du maître-cylindre éloignée de la pédale soit apte à pénétrer dans une autre chambre de travail. On parvient ainsi à un maître-cylindre disposant au total de deux chambres de travail, et avec lequel chaque chambre de travail peut être utilisée pour fournir de la pression à un circuit de freinage séparé. On parvient donc ainsi, de façon simple, à un système de freinage à plusieurs circuits présentant des avantages essentiels par rapport à un système de freinage à un seul circuit. Deux freins de roue d'un premier circuit de freinage sont raccordés à la première chambre de travail du maître-cylindre, et deux freins de roue d'un deuxième circuit de freinage sont raccordés à la deuxième chambre de travail, la première chambre de travail étant en communication hydraulique avec les freins des roues d'un premier essieu du véhicule, et la deuxième chambre de travail étant en communication avec les freins des roues d'un deuxième essieu du véhicule. Par ailleurs, deux freins de roues diagonalement opposées peuvent être raccordés à chaque chambre de travail. On peut en outre prévoir qu'un frein de roue de l'essieu avant d'un véhicule automobile est raccordé à chaque chambre de travail, et que les freins des roues de l'essieu arrière sont en communication hydraulique avec la chambre de pression de l'amplificateur hydraulique. Avec un tel partage des circuits de frein, on obtient un système de freinage se distinguant par une sécurité exceptionnelle en cas de défaillance d'un circuit.

Le système de freinage décrit peut être facilement modifié en vue d'un système avec régulation du glissement de freinage, si l'on monte, en amont des freins des roues, des moyens de valve pouvant de préférence être commandés électriquement et par lesquels la pression dans les freins des roues peut être modulée indépendamment de la pression du maître-cylindre.

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 au schéma de principe représenté sur la figure unique du dessin annexé.

Sur le dessin, la référence 1 désigne un amplificateur hydraulique de force de freinage, dans lequel un piston amplificateur 2 est en face d'une chambre de pression 3. L'application d'une force à une pédale de frein 4 établit, dans la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique, par l'intermédiaire d'une valve de freinage invisible sur le dessin, une pression hydraulique qui correspond à chaque fois à cette force d'actionnement F. Réalisé sous la forme d'un piston étagé, le piston amplificateur 2 comporte un étage 5 de plus petit diamètre et un étage 6 de plus grand diamètre, l'étage 5 plus petit diamètre étant tourné vers la pédale de frein 4. L'extrémité du piston amplificateur 2 éloignée de la pédale est munie d'un alésage borgne 7 dans lequel un piston de maître-cylindre, 8, est guidé à coulissement étanche. La périphérie extérieure de l'étage de piston 6 de plus grand diamètre est guidée avec étanchéité, en son pourtour extérieur, dans un alésage 9 d'un maître-cylindre 10. Le maître-cylindre 10 comporte pour sa part un carter 11. Une surface annulaire 12 située entre les étages de piston 5 et 6 délimite, en combinaison avec ce carter, une chambre annulaire 13 à volume variable. La surface annulaire du piston amplificateur 2 éloignée de la pédale délimite, en coopération avec le carter 11 du maître-cylindre et le piston du maître-cylindre, une chambre annulaire 14. Le piston 18 du maître-cylindre est en outre guidé avec étanchéité dans une portion 15 de l'alésage 9 du maître-cylindre. De cette manière, deux chambres de travail 16 et 17 sont formées dans le maître-cylindre 10, un frein 18,19 d'une roue du véhicule étant

raccordé à chacune de ces chambres de travail 16,17. Dans la condition de non-freinage, ces chambres de travail 16,17 sont reliées à un réservoir d'alimentation sans pression 22, via des valves centrales 20,21 et des conduites de pression correspondantes. Les valves centrales 20,21 du maître-cylindre 10 viennent à une position de fermeture dès que le piston 8 du maître-cylindre se déplace très légèrement dans la direction d'actionnement.

La communication hydraulique entre la chambre de travail 16 et le frein de roue 18 est réalisée par des conduites de pression et par une valve 23 à deux voies/deux positions, laquelle occupe normalement (en l'absence d'excitation) une position ouverte. Au frein de roue 18 est en outre raccordée une valve 24 à deux voies/deux positions, par laquelle du fluide de pression peut être soutiré du frein de roue 18 et être envoyé, par une conduite de retour 25, au réservoir d'alimentation sans pression 22. De la même manière, entre la chambre de travail 17 et le frein de roue 19, il y a une valve 26 à deux voies/deux positions qui, par sa construction et son mode de fonctionnement, correspond à la valve 23 à deux voies/deux positions. Par une autre valve à deux voies/deux positions, correspondant à la valve 24, une communication hydraulique peut aussi être établie entre le frein de roue 19 et le réservoir d'alimentation sans pression 22.

A la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique 1 sont raccordés deux freins de roue 28 et 29. Sur la communication entre la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique 1 et les freins 28 et 29 est agencée une autre valve 30 à deux voies/deux positions, occupant une position ouverte à l'état non-excité. Du fluide de pression peut aussi être soutiré des freins 28,29, par une valve à deux voies/deux positions qui peut être mise à une position d'ouverture par des moyens électroniques de régulation du glissement, le fluide de pression prélevé, par ce trajet, aux freins 28 et 29 allant au réservoir d'alimentation sans pression 22, via la conduite de retour 25.

A la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique 1 est raccordée une autre valve à deux voies/deux positions, laquelle est également commandée par des moyens de régulation du glissement non

représentés sur le dessin, et occupe normalement une position de fermeture. Deux valves d'admission 33 et 34 peuvent être exposées, par la valve 32 à deux voies/deux positions, à la pression régnant dans la chambre de pression de l'amplificateur hydraulique 1 de force de freinage. Une communication entre les chambres de travail 16 et 17 du maître-cylindre et le réservoir d'alimentation sans pression 22 est établie par les valves d'admission 33 et 34 tant que la valve à deux voies/deux positions est à la position de repos, autrement dit tant qu'il n'y a pas de risque de blocage. Les valves à deux voies/deux positions 33 et 34 sont de constructions identiques et présentent un siège de valve 35 obturable par un organe obturateur 36. Cet organe obturateur 36 est rigidement lié, par une tige de liaison 37, à un autre organe obturateur 38. A la position de non-freinage visible sur le dessin, l'organe obturateur prend appui contre un piston annulaire 39 qu'un ressort de compression 40 précontraint dans la direction d'ouverture du passage de valve 35,36.

La chambre de pression de l'amplificateur hydraulique 1 est raccordée à une valve 41 à deux sièges, dans laquelle un piston 42 peut être sollicité par la pression régnant dans la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique, ce piston de valve 42 étant rigidement lié, par une tige de liaison 43, à un organe obturateur 44. Entre cet organe obturateur 44 et l'enceinte de la valve à deux sièges 41 est inséré un premier ressort de compression 45 qui, grâce à une butée 46 du carter, maintient normalement le piston de valve 42 à une position axiale définie. Un corps annulaire 48 qui, en coopération avec l'organe obturateur 44, forme un passage de valve, prend appui sur l'organe obturateur 44, par un deuxième ressort de compression 47. Par ailleurs, le corps annulaire 48 peut être déplacé par le deuxième ressort de compression 47, vers le bas en considérant le dessin, et être appliqué contre un siège de valve 49. Comme on peut le voir sur le dessin, la valve à deux sièges 41 établit normalement une communication entre la chambre annulaire 14 et le réservoir d'alimentation sans pression 22.

A la valve 32 à deux voies/deux positions est raccordé un dispositif de valve 49 comportant, lui aussi, un piston de valve 50

pouvant être exposé, par la valve 32 à deux voies/deux positions, à la pression régnant dans la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique, dès que la valve 32 à deux voies/deux positions a été mise à une position ouverte par les moyens électroniques de régulation de glissement non représentés. Le dispositif de valve 49 comporte une entrée 51 qui est fermée par la surface annulaire du piston de valve 50 dès que la valve 32 à deux voies/deux positions change de position et que la pression régnant dans la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique 1 parvient au piston 50. Dans une telle condition de fonctionnement, le piston de valve 50 est déplacé vers le bas (en considérant le dessin), sous l'effet de la force de pression qui le charge, contre la force d'un ressort de compression 52, de sorte que l'entrée 51 est hydrauliquement fermée. Le dispositif de valve 49 est en outre en communication hydraulique avec la chambre annulaire 13.

Pour fournir de l'énergie hydraulique auxiliaire, le système de freinage décrit comporte une pompe 53 chargeant un accumulateur de fluide de pression 55, via une valve anti-retour 54. L'état de charge de l'accumulateur de fluide de pression 55 est contrôlé par des moyens de mesure appropriés non représentés sur le dessin.

Le mode de fonctionnement du système de freinage décrit est expliqué dans ce qui suit, en partant de la condition de non-freinage dans laquelle toutes les pièces mobiles du système occupent la position représentée sur le dessin. Si une force d'actionnement F est exercée sur la pédale de frein 4, il s'établit alors, par une valve de freinage (non représentée), dans la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique 1, une pression qui est proportionnelle à la force d'actionnement F exercée sur la pédale de frein 4. Dès que la pression établie dans la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique 1 a dépassé un niveau prédéterminé, le piston 42 de la valve 41 à deux sièges est déplacé vers le bas (en considérant le dessin), de sorte que le corps annulaire 48 vient au contact du siège de valve 56. Le déplacement a lieu sous cette forme puisque le deuxième ressort de compression 47 est sensiblement plus raide que le premier ressort de compression 45. Lorsque, sous l'effet d'un

accroissement de la force exercée sur la pédale de frein 4, la pression croît dans la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique 1, le piston amplificateur est finalement déplacé dans la direction d'actionnement, les valves centrales 20,21 se fermant après un trajet de déplacement relativement court, de sorte qu'une pression peut s'établir dans les chambres de travail 16,17 du maître-cylindre 10. Lors d'un déplacement du piston amplificateur 2, le volume de la chambre annulaire du maître-cylindre 10 est réduit, une partie du volume refoulé hors de la chambre annulaire 14 parvenant dans la chambre annulaire 13. Cela s'effectue via le dispositif de valve 49 qui, dans cette condition de fonctionnement du système de freinage, est en position d'ouverture. Le volume de fluide non reçu par la chambre annulaire 13 parvient, en franchissant une coupelle d'étanchéité souple 57 agencée entre le piston 8 du maître-cylindre et le piston 2 de l'amplificateur, à la chambre de travail 17 du maître-cylindre 10 d'où il va, via la valve 26 à deux voies/deux positions actionnable électromagnétiquement, au frein de roue 19. Le franchissement du joint d'étanchéité souple 57 dure jusqu'à ce que le circuit de freinage relié au frein de roue 19 ait reçu le volume d'absorption nécessaire. Lorsque cette condition est satisfaite, il s'établit, alors que le déplacement du piston 2 de l'amplificateur hydraulique se poursuit, une pression dans la chambre de travail 17 du maître-cylindre 10, ce qui a pour effet que le piston 8 du maître-cylindre se déplace aussi dans la direction d'actionnement et qu'un volume est refoulé de la chambre de travail 16 vers le frein de roue 18. Après que le circuit de freinage raccordé au frein 18 ait, lui aussi, absorbé le volume d'absorption nécessaire, une montée en pression a également lieu dans la chambre de travail 16, par laquelle le frein de roue 18 peut être mis sous pression.

A cet instant, la pression dans la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique 1 a atteint un niveau pour lequel le piston 42 de la valve à deux sièges 41 est déplacé, contre le deuxième ressort de compression, vers le bas en considérant le dessin, de sorte que l'organe obturateur 44 se décolle du corps annulaire 48 et rétablit une communication entre la chambre annulaire 14 et le

réservoir d'alimentation sans pression 22. La surface efficace du piston amplificateur 2 participant à la génération de pression dans les chambres de travail 16,17 est ainsi réduite, puisque le volume refoulé hors de la chambre annulaire 14 peut s'écouler librement vers le réservoir d'alimentation sans pression 22.

En appliquant une certaine force à la pédale de frein 4, on peut établir, dans la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique, une pression hydraulique susceptible de provoquer, dans les chambres de travail 17,16 du maître-cylindre 10, l'établissement d'une pression capable d'entraîner un blocage d'une ou plusieurs roues 58,59,60,61 du véhicule. Le comportement de rotation des roues 58,59,60,61 du véhicule est surveillé par des capteurs de vitesse de rotation et transmis aux moyens électroniques de régulation de glissement non représentés. Dès que ces moyens électroniques décèlent l'existence d'une valeur de glissement critique sur une ou plusieurs des roues 58,59,60,61 du véhicule, un signal de commande est d'abord fourni à la valve 32 à deux voies/deux positions qui prend alors une position d'ouverture et qui transmet aux valves d'admission 33,34 la pression établie dans la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique. En outre, la pression établie dans la chambre de pression 3 de l'amplificateur hydraulique parvient au dispositif de valve 49 via la valve 32 à deux voies/deux positions qui est alors ouverte, de sorte que le piston de valve 50 se déplace contre la force du ressort de compression 52, vers le bas en considérant le dessin, si bien que l'entrée 51 est fermée par la surface annulaire du piston de valve 50. Après la fermeture de l'entrée 51 du dispositif de valve 49, la chambre annulaire 13 du maître-cylindre 10 est fermée hydrauliquement.

Par une application de pression aux valves d'admission 33 et 34, les organes obturateurs 36 sont déplacés vers la droite en considérant le dessin, jusqu'à ce qu'ils soient au contact des sièges de valve 35. Il en résulte que les pistons annulaires 39 se trouvant dans les valves d'admission 33,34 sont ensuite déplacés contre la force des ressorts de compression 40, vers la droite en considérant le dessin, de sorte que des communications hydrauliques avec les chambres de travail 16,17 du maître-cylindre 10 sont établies par la valve 32 à

deux voies/deux positions. L'application de pression à la chambre de travail 17 a alors lieu par la valve d'admission 34 et par la valve 41 à deux sièges, du fluide de pression étant amené à la chambre annulaire 14 et parvenant à la chambre de travail 17 en franchissant la coupelle d'étanchéité souple 57. Les chambres de travail 16,17 sont par conséquent exposées à une pression dynamique pendant le régulation du glissement de freinage, de sorte que l'on est assuré qu'une réserve de volume minimal reste dans le maître-cylindre.

Un point particulièrement essentiel du système de freinage hydraulique décrit ci-dessus est le fait que la valve à deux sièges 41 vient occuper provisoirement, dans la phase initiale du freinage, une position de fermeture dans laquelle la chambre annulaire 14 est hydrauliquement fermée. Cela est obtenu par un dimensionnement adéquat des ressorts de compression 45,47, le ressort 47 devant avoir, dans tous les cas, une caractéristique plus "raide".

La fermeture de l'entrée 51 du dispositif de valve 49 pendant la régulation a pour effet d'assurer que la pédale de frein 4 reste à une position correspondant à la force de freinage au début de la régulation.

Il est bien évident que la description qui précède n'a été donnée qu'à titre d'exemple non limitatif et que de nombreuses variantes peuvent être envisagées sans sortir pour autant du cadre de l'invention.

REVENDICATIONS

1. Système de freinage hydraulique pour véhicules automobiles, comportant un amplificateur hydraulique de force et un maître-cylindre actionnable par cet amplificateur, le piston amplificateur étant réalisé sous forme de piston étagé ayant une portion de plus petit diamètre qui est proche de la pédale et une portion de plus grand diamètre éloignée de la pédale, la surface annulaire du piston amplificateur formée par l'étagement de ce piston délimitant, en combinaison avec un carter, une chambre annulaire à volume variable, laquelle dispose d'une communication obturable qui la relie à un réservoir d'alimentation sans pression, un piston de maître-cylindre délimitant une chambre de travail étant guidé avec étanchéité dans un alésage borgne que le piston amplificateur comporte du côté éloigné de la pédale, et une chambre annulaire délimitée par la surface annulaire que le piston amplificateur comporte du côté éloigné de la pédale pouvant être exposée à la pression d'une source de pression auxiliaire, une communication hydraulique entre la chambre annulaire et la chambre de travail pouvant être établie par une valve anti-retour ouvrant vers la chambre de travail, caractérisé en ce qu'il y a, entre la chambre annulaire (14) et le réservoir d'alimentation sans pression (22), une valve (41) à deux sièges qui, au début du freinage, se met provisoirement à une position de fermeture.

2. Système de freinage de freinage selon la revendication 1, caractérisé en ce que la valve à deux sièges (41) peut être commandée par la pression établie dans la chambre de pression (3) de l'amplificateur hydraulique (1).

3. Système de freinage selon la revendication 2, caractérisé en ce qu'un piston de valve (42) pouvant être exposé à la pression régnant dans la chambre de pression (3) de l'amplificateur hydraulique (1) est guidé avec étanchéité dans un alésage de la valve à deux sièges (41), et en ce qu'est formé, sur la face du piston de valve (42) opposée à la face exposée à la pression, un premier siège de valve (44) qui, dans la position de non-freinage, maintient un organe obturateur (48) à distance d'un deuxième siège de valve (56), cela

sous l'effet de la force d'un premier ressort de compression (45).

4. Système de freinage selon la revendication 3, caractérisé en ce qu'un deuxième ressort de compression est enserré entre le piston de valve (42) et l'organe obturateur (48).

5. Système de freinage selon la revendication 4, caractérisé en ce que le deuxième ressort de compression (47) possède une caractéristique plus raide que le premier ressort de compression (45).

6. Système de freinage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que la course du piston de valve (42) est limitée par des butées axiales.

7. Système de freinage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'espace de la valve à deux sièges (41) dans lequel les ressorts de compression (45,47) sont reçus communique, par une valve d'admission (34), avec le réservoir d'alimentation sans pression (22).

8. Système de freinage selon la revendication 7, caractérisé en ce que l'espace dans lequel les ressorts de compression (45,47) sont reçus peut être exposé, par la valve d'admission (34), à la pression régnant dans la chambre de pression (3) de l'amplificateur hydraulique (1).

9. Système de freinage selon les revendications 7 et 8, caractérisé en ce qu'il y a, entre la chambre de pression (3) de l'amplificateur hydraulique (1) et la valve d'admission (34), une valve à deux voies/deux positions (32) qui est de préférence actionnable électromagnétiquement et commandée par des moyens électroniques de régulation de glissement de freinage.

10. Système de freinage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'extrémité du piston (8) du maître-cylindre éloignée de la pédale est apte à pénétrer dans une autre chambre de travail (16).

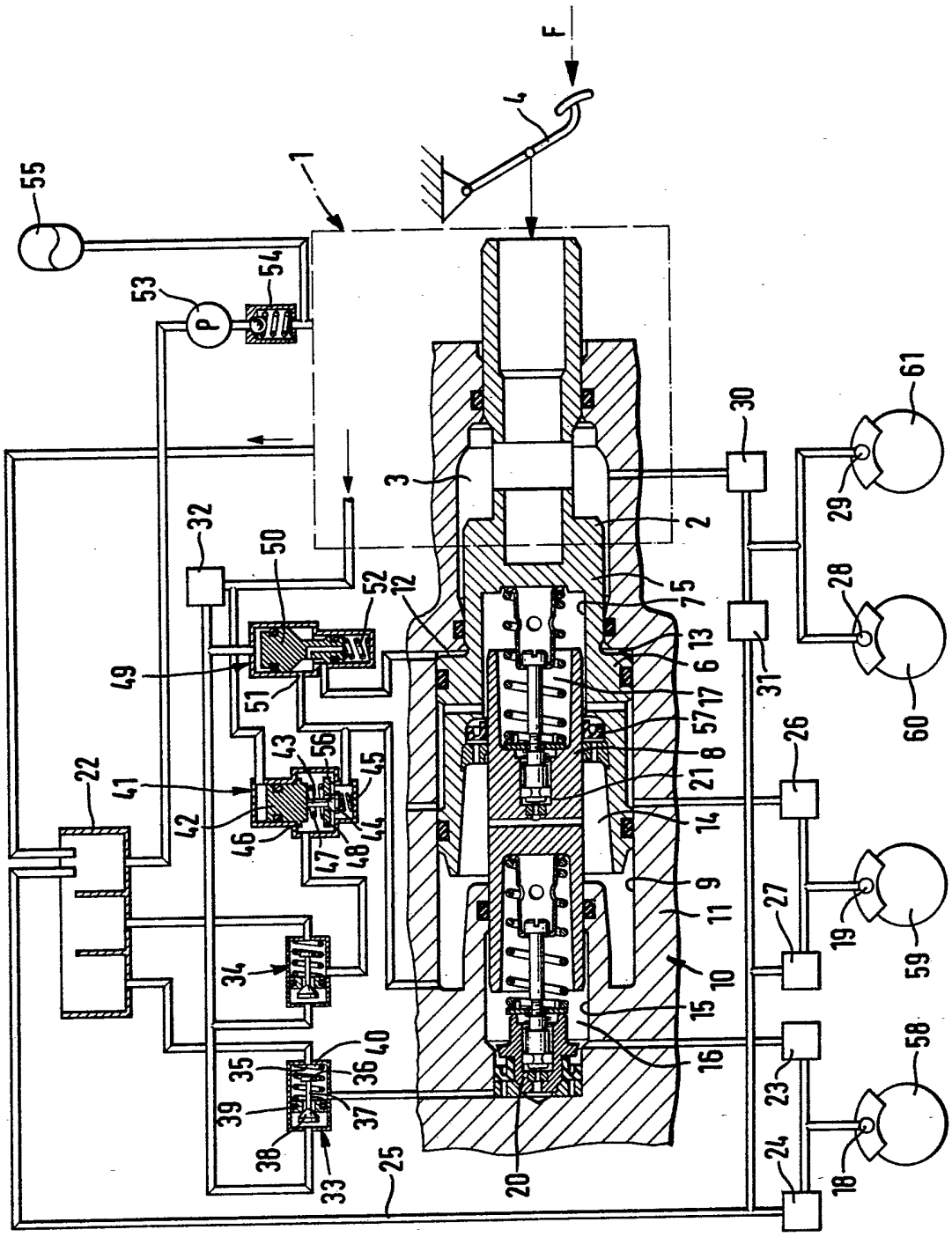
11. Système de freinage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que deux freins de roue d'un premier circuit de freinage sont raccordés à la première chambre de travail du maître-cylindre (10) et deux freins de roue d'un deuxième circuit de freinage sont raccordés à la deuxième chambre de

travail.

12. Système de freinage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'un frein de roue (18,19) agencé à l'essieu avant d'un véhicule automobile est raccordé à chaque chambre de travail (16,17), et en ce que les freins (28,29) des roues de l'essieu arrière sont en communication hydraulique avec la chambre de pression (3) de l'amplificateur hydraulique (1).

13. Système de freinage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que des moyens de valve (23,24,26,27,30,31), pouvant de préférence être commandés électriquement et par lesquels la pression dans les freins des roues (18,19,28,29) peut être modulée indépendamment de la pression du maître-cylindre, sont montés en amont des freins des roues (18,19,28,29).

2562855


F
1
2
3
4
6
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
75
P