

(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
PARIS

(11) N° de publication : **2 576 261**
(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)
(21) N° d'enregistrement national : **86 00949**
(51) Int Cl^{*} : B 60 T 13/14.

(12) **DEMANDE DE BREVET D'INVENTION** **A1**

(22) Date de dépôt : 23 janvier 1986.

(30) Priorité : DE, 24 janvier 1985, n° P 35 02 281.7.

(43) Date de la mise à disposition du public de la
demande : BOPI « Brevets » n° 30 du 25 juillet 1986.

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

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

(72) Inventeur(s) : Juan Belart, Wolfram Seibert et Norbert
Ocvirk.

(73) Titulaire(s) :

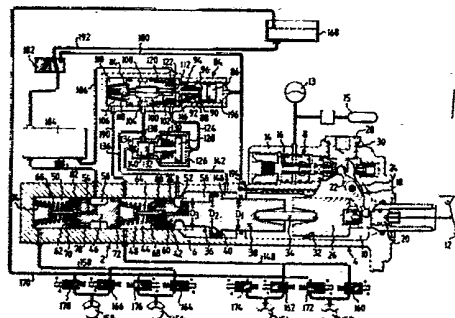
(74) Mandataire(s) : Jean Pothet, ITT Data Systems France
SA.

(54) Générateur de pression de freinage pour véhicule automobile.

(57) Générateur de pression de freinage comprenant un piston d'amplificateur 26 pouvant être déplacé dans le sens d'actionnement par une pression hydraulique auxiliaire, et un maître-cylindre 2 comportant un piston étagé 36 auquel une pression peut être appliquée par le piston d'amplificateur, le piston délimitant une chambre de travail 48 et une chambre 56 dont le volume diminue lors du déplacement du piston dans le sens d'actionnement, qui communique avec la chambre de travail à travers une valve antiretour 80, et à partir de laquelle une conduite 136 comprenant une valve de commande 84 mène à un réservoir sans pression.

Un dispositif de régulation du glissement comprend une valve 182 à travers laquelle, pendant la régulation du glissement, une pression hydraulique auxiliaire régulée peut être envoyée dans la chambre 56 dont le volume diminue lors du déplacement du piston 36 dans le sens d'actionnement. Une seconde chambre 146, dont le volume augmente lors du déplacement du piston 36 dans le sens d'actionnement, est délimitée par le piston 36, ladite chambre étant reliée, par l'intermédiaire d'une conduite de liaison 142, 136, avec la chambre 56 dont le volume diminue lors du déplacement du piston. Une valve de fermeture 126 est implantée sur la conduite de liaison

pour fermer, pendant la régulation du glissement, la chambre dont le volume augmente.



La présente invention concerne un générateur de pression de freinage destiné à un système de freinage, utilisé notamment dans des véhicules automobiles, comprenant un piston d'amplificateur pouvant être déplacé dans le sens d'actionnement par une pression hydraulique
5 auxiliaire, et un maître-cylindre comportant un piston étagé auquel une pression peut être appliquée par le piston d'amplificateur, ce piston délimitant une chambre de travail et une chambre dont le volume diminue lors du déplacement du piston dans le sens d'actionnement, qui communique avec la chambre de travail à travers une valve anti-
10 retour, et à partir de laquelle une conduite comprenant une valve de commande mène à un réservoir sans pression.

Un générateur de pression de freinage de ce type est décrit dans la demande de brevet allemand P 34 28 136.3. Conformément à cette demande de brevet, le générateur de pression de freinage comprend
15 un amplificateur hydraulique de force dans la chambre de pression duquel une pression hydraulique auxiliaire peut être réglée au moyen d'une valve de freinage, cette pression auxiliaire étant proportionnelle à la force d'actionnement exercée sur la pédale de frein. Un composant de l'amplificateur hydraulique de force est un piston d'am-
20 plificateur qui coulisse de manière étanche dans un alésage de l'amplificateur hydraulique de force pour déplacer un piston de maître-cylindre dans le sens d'actionnement dès qu'une pression suffisamment élevée est établie dans la chambre de pression de l'amplificateur hydraulique de force. Le piston d'amplificateur est sensiblement conçu
25 sous la forme d'un piston étagé et comprend une chambre annulaire entre l'étagé de piston de plus petit diamètre et le boîtier du générateur de pression de freinage, le volume de cette chambre annulaire diminuant lorsque le frein est actionné. Lorsque le frein est relâché, la chambre annulaire communique avec un réservoir sans pression
30 à travers une valve de commande. Lorsqu'une force est appliquée sur la pédale de frein, une pression hydraulique est établie dans la chambre de pression de l'amplificateur hydraulique de force et a pour effet de fermer le passage de valve du commutateur de commande prévu entre la chambre annulaire de l'amplificateur hydraulique de force et
35 le réservoir sans pression, étant donné que, d'autre part, l'établis-

5 sement d'une pression dans la chambre d'amplification de l'amplificateur hydraulique de force a pour effet d'isoler les chambres de travail du maître-cylindre du réservoir d'alimentation sans pression en raison du déplacement du piston d'amplificateur dans le sens d'actionnement et de la fermeture consécutive des valves centrales prévues dans les pistons de maître-cylindre. Lorsque le piston d'amplificateur poursuit son déplacement, le volume de liquide de pression s'échappant de la chambre annulaire à travers une valve de commande est directement envoyé dans l'une des chambres de travail du maître-cylindre et provoque un mouvement relatif entre le piston de maître-cylindre et le piston d'amplificateur, le piston de maître-cylindre se déplaçant plus rapidement que le piston d'amplificateur, ce qui permet d'obtenir des pressions de maître-cylindre élevées avec des courses de pédales relativement réduites. En cas de défaillance de l'alimentation de pression auxiliaire, la valve de commande est maintenue en position ouverte car aucune pression n'est établie dans la chambre de pression de l'amplificateur hydraulique de force. Lorsque le frein est actionné, le piston d'amplificateur est alors déplacé uniquement en exerçant une force sur la pédale de frein, le volume refoulé hors de la chambre annulaire étant envoyé dans le réservoir sans pression. Il n'y a pas de multiplication d'effort par refoulement dans la chambre de travail. Le générateur de pression de freinage connu fonctionne certes de manière tout à fait satisfaisante dans la mesure où le brusque changement de rapport de transmission désiré est réalisé de façon très avantageuse. Cependant, il ne convient pas à une utilisation dans des systèmes de freinage.

30 La présente invention a donc pour but de fournir un générateur de pression de freinage du type indiqué précédemment, pouvant être utilisé dans des systèmes de freinage comprenant un dispositif de régulation du glissement.

Conformément à la présente invention, ce but est atteint ce qu'il est prévu un dispositif de régulation du glissement comprenant une valve à travers laquelle, pendant la régulation du glissement, une pression hydraulique auxiliaire peut être envoyée dans la chambre dont le volume diminue lors du déplacement du piston dans le sens

d'actionnement, et en ce qu'une seconde chambre, dont le volume augmente lors du déplacement du piston dans le sens d'actionnement, est délimitée par le piston, cette chambre étant reliée, par l'intermédiaire d'une conduite de liaison, avec la chambre dont le volume diminue lors du déplacement du piston, une valve de fermeture se bloquant lors de la régulation du glissement étant implantée sur la conduite de liaison.

L'agencement conforme à l'invention consiste en un générateur de pression de freinage destiné à un système hydraulique de freinage, muni d'un dispositif de régulation du glissement, dans lequel, d'une part, un brusque changement de rapport de transmission est assuré, c'est-à-dire dans lequel ce rapport est retiré de la transmission en cas de défaillance de la pression hydraulique auxiliaire, de sorte que le véhicule peut toujours être freiné en exerçant une force normale sur la pédale, et dans lequel, d'autre part, il est garanti que, pendant la régulation du glissement, une course de réserve appropriée du piston de maître-cylindre est maintenue, étant donné que la valve de fermeture bloque la conduite de liaison entre la chambre dont le volume augmente lors d'un déplacement dans le sens d'actionnement et la chambre dont le volume diminue lors de l'actionnement, afin de maintenir le volume de la chambre dont le volume augmente et d'interdire un retour du piston sous l'action de la pression régulée régnant dans la chambre dont le volume diminue.

Conformément à un mode de réalisation avantageux de la présente invention, la surface active du piston du maître-cylindre délimitant la chambre dont le volume diminue est plus grande que la surface active de piston délimitant la chambre dont le volume augmente.

Le piston est de ce fait toujours sollicité par une force adéquate contre le volume contenu par la chambre dont le volume augmente.

Conformément à un autre mode de réalisation de la présente invention, la valve, à travers laquelle la pression hydraulique auxiliaire peut être fournie pendant la régulation du glissement à la chambre dont le volume diminue lors du déplacement du piston dans le sens d'actionnement, est implantée sur une conduite qui mène à cette chambre à travers la valve de commande.

De manière appropriée, la valve de fermeture peut être bloquée en fonction de la pression hydraulique auxiliaire régulée. Con-

formément à un mode de réalisation avantageux, elle comprend un piston coulissant axialement à l'encontre de la force d'un ressort, la pression hydraulique auxiliaire régulée pouvant être appliquée à l'un des côtés de ce piston.

5 Conformément à un autre mode de réalisation avantageux, un réservoir pouvant être mis en pression est prévu sur la conduite par l'intermédiaire de laquelle la pression auxiliaire est transmise à la chambre dont le volume diminue. De manière appropriée, la pression hydraulique régulée est transmise, à travers la valve de commande, à
10 la chambre de travail du maître-cylindre délimitée par le piston étagé. Dans un maître-cylindre en tandem, dans lequel le maître-cylindre comprend un autre piston délimitant une autre chambre de travail destinée à un circuit de freinage supplémentaire, la pression régulée peut être transmise à la chambre de travail destinée au circuit de
15 freinage supplémentaire.

Pour réduire le diamètre du maître-cylindre, les deux pistons de maître-cylindre sont disposés l'un derrière l'autre de manière appropriée.

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

Sur la figure, le chiffre de référence 2 désigne un maître-cylindre en tandem pouvant être actionné par un amplificateur hydraulique de force 4. Le maître-cylindre en tandem 2 et l'amplificateur
25 hydraulique de force 4 sont logés dans un boîtier 6. L'amplificateur hydraulique de force 4 représenté dans la partie droite de la figure se compose pour l'essentiel d'une valve de freinage 8 et d'une chambre de pression 10, une pression hydraulique auxiliaire étant transmise de manière appropriée et régulée à la chambre de pression 10 de
30 l'amplificateur hydraulique de force par l'intermédiaire d'une pédale de frein 12, cette pression auxiliaire étant proportionnelle à la force d'actionnement F exercée sur la pédale de frein 12. La pression hydraulique auxiliaire est transmise depuis une pompe 13 comprenant un réservoir 15.

35 La valve de freinage 8 est conçue sous la forme d'une valve

à tiroir composée pour l'essentiel d'un boîtier de valve 14 dans lequel est prévue un tiroir de distribution 16. Le tiroir de distribution 16 peut se déplacer dans un alésage du boîtier de valve 14. Par l'intermédiaire d'un double levier 18, le tiroir de distribution 16 est en contact mécanique avec une tige de pression 20 à laquelle la pression peut être directement appliquée par la pédale de frein 12. Un premier levier 22 de la commande par levier 18 est, d'une part, situé dans le boîtier 6 et, d'autre part, s'engage dans un évidement de la tige de pression 20. Un second levier 24 est monté pivotant sur le premier levier 22, le second levier 24 prenant appui d'une part sur le tiroir de distribution 16 de la valve de freinage 8 et, d'autre part, sur le piston de l'amplificateur hydraulique de force 4. L'extrémité supérieure du premier levier 22 est de forme sphérique et est logée dans une partie vissée 28 qui, à l'aide d'un joint 30, est solidement vissée dans le boîtier 3.

Le piston d'amplificateur 26 est guidé de manière coulissante et étanche dans un alésage 32 et prend appui, par l'intermédiaire d'une tige de pression 34, sur un piston de maître-cylindre 36. Le piston de maître-cylindre 36 est étagé et possède pour l'essentiel trois portions de différents diamètres. La première portion 38 faisant face au piston d'amplificateur 26 possède un diamètre D_1 , la seconde portion prolongeant la première possède un diamètre D_2 et la troisième portion 42 possède un diamètre D_3 , D_2 étant supérieur à D_1 et à D_3 .

La troisième portion 42 s'engage dans un alésage de maître-cylindre 44 de dimension correspondante prévue dans le boîtier 6. En outre, un piston flottant 46 est prévu dans l'alésage de maître-cylindre 44 et délimite, avec le piston de maître-cylindre 36, d'une part, une première chambre de travail 48 et, sur le côté opposé, une seconde chambre de travail 50. Dans le piston de maître-cylindre 36 et dans le piston flottant 46 sont prévus des canaux d'admission 52, 54 qui mènent de la chambre d'admission annulaire 56, 58 à des chambres de travail 48, 50 et qui peuvent être fermés au moyen des éléments de valve centrale 60, 62. Pour actionner les éléments de valve centrale 60, 62 sont prévus des ressorts 64, 66 qui sont intercalés

2576261

entre des plateaux de ressort 68, 70 et des manchons de ressort 72, 74 maintenus par les éléments de valve centrale 60, 62. Les pistons de maître-cylindre 34, 46 comprennent également des canaux 76, 78 dont les axes sont sensiblement parallèles, qui conduisent également
5 des chambres d'admission 56, 58 aux chambres de travail 48, 50 et qui peuvent être fermés par une coupelle d'étanchéité 80, 82 tenant lieu de valve anti-retour.

Le système de freinage conforme à la présente invention comprend également une valve 84 dans laquelle un piston 86, auquel une
10 pression régulée peut être appliquée, peut se déplacer contre une butée 88. Par l'intermédiaire d'un premier ressort de compression 90, le piston 86 prend appui sur un piston annulaire 92 pourvu d'une ouverture débouchante 94 qui est traversée par un prolongement axial 96 du piston 86. Un élément de piston 100 comprend un alésage central à
15 étages multiples 102 dans lequel s'étend le prolongement 96 du piston 86. Des alésages radiaux 104, 106 partent de l'alésage central 102 et aboutissent dans des chambres annulaires correspondantes 108, 110 formées par l'élément de piston 100. L'élément de piston 100 forme deux sièges de valve 112, 114 qui peuvent être fermés au moyen d'élé-
20 ments de fermeture 116, 118, l'élément de fermeture 116 étant solidarisé au prolongement 96 du piston 86 et l'élément de fermeture 118 étant constitué par une bille supportée élastiquement. Un second ressort de compression 120 prend appui, d'une part, sur l'élément de piston 100 et, d'autre part, sur le piston annulaire 92. Entre l'élé-
25 ment de piston 100 et le piston annulaire 92 est prévue une seconde chambre annulaire 122.

Le générateur de pression de freinage conforme à la présente invention comprend également une valve de fermeture 126 renfermant un piston 128 pouvant se déplacer axialement dans un boîtier de valve,
30 ce piston 128 étant supporté élastiquement sur le boîtier de valve au moyen d'un ressort de compression 130. L'une des extrémités du piston de valve 128 forme un élément de fermeture 132 qui obture une ouverture 134.

Une conduite 136 mène de la chambre annulaire 108 de la valve 84 à la chambre d'admission 56 délimitée par le piston de maître-
35

5 cylindre 36. Une conduite de dérivation 138 partant de la conduite 136 mène à une chambre 140 de la valve de fermeture 126, cette chambre étant en communication avec l'ouverture 134 lorsque la valve de fermeture est ouverte. Une conduite 142 partant de l'ouverture 134 de la valve de fermeture 126 mène à une chambre annulaire 146 délimitée par les première et seconde portions du piston de maître-cylindre 36. Par l'intermédiaire des conduites 148, 150, les chambres de travail 48, 50 du maître-cylindre en tandem 2 communiquent avec les freins de roues 152, 154, des valves 160, 162, 164 et 166 étant implantée sur les conduites de dérivation menant aux différentes roues. Le retour de l'agent de pression depuis les freins de roues vers le réservoir sans pression 168 s'effectue depuis les roues par l'intermédiaire de conduites de dérivation correspondantes qui aboutissent dans un collecteur 170. Sur chaque conduite de retour est également implantée une valve 172, 174, 176 et 178. Les valves 160 à 166 et 172 à 178 peuvent être commandées par le dispositif de régulation du glissement pour fournir de l'agent de pression aux freins de roues ou, respectivement, les relâcher. Par l'intermédiaire d'une conduite 180 munie d'une valve à trois voies/deux positions 182, une pression régulée peut être fournie à un réservoir pouvant être mis en pression 184. Une conduite 186 partant de ce réservoir mène à la chambre annulaire 122 de la valve 84 et une conduite 188 mène à la chambre d'admission 58 du piston flottant 46. Enfin, une conduite 190 mène de la chambre annulaire 110 de la valve 84 à la chambre de travail 48 du maître-cylindre.

20 Le mode de fonctionnement du générateur de pression de freinage sera maintenant décrit à partir de la position de départ qui est représentée sur la figure et dans laquelle les freins sont relâchés. Dans cette position, les chambres de travail 48, 50 du maître-cylindre 2 sont en communication avec le réservoir sans pression 168. L'amplificateur étant intact, la chambre annulaire 146 est en communication avec la chambre d'admission 56 par l'intermédiaire de la conduite 142, de la valve de fermeture 124 et des conduites 138, 136. L'élément de fermeture 116 de la valve 84 est ouvert, de sorte que la chambre annulaire 146 et la chambre d'admission 56 sont en communica-

tion avec le réservoir 168 par l'intermédiaire de la conduite 186, du réservoir 184, de la valve 182 et d'une conduite 192. Lorsque la pédale de frein 12 est actionnée, une pression hydraulique est établie dans la chambre de pression 10 de l'amplificateur hydraulique de force ; cette force est transmise, par l'intermédiaire d'une conduite 5 194, à une chambre 196 de la valve 84, cette chambre étant délimitée par le piston 86. Lorsqu'une pression est appliquée sur le piston 86, ce dernier est déplacé vers la gauche. Simultanément, le piston d'amplificateur 26 et le piston de maître-cylindre 36 sont déplacés dans 10 le sens d'actionnement par l'intermédiaire de la tige de pression 84, ce qui provoque la fermeture des éléments de valve centrale 60, 62 et l'établissement d'une pression dans les chambres de travail 48, 50. Par l'intermédiaire de la conduite 190, cette pression est transmise à la chambre annulaire 110 de la valve 84, ce qui provoque le déplacement 15 (vers la droite sur la figure) de l'élément de piston 100. En raison du rapprochement de l'élément de piston 100 et du piston 86, l'élément de fermeture 116 du piston 86 est amené contre le siège de valve 112 pour fermer le passage. Lors d'un nouveau déplacement du piston de maître-cylindre 36, l'agent de pression est refoulé de la chambre 20 d'admission 56 dans la chambre de travail 48, ce qui augmente le rapport de transmission à raison de la grande surface active du piston.

En cas de chute de la pression hydraulique auxiliaire, la pression régnant dans la chambre 196 est évacuée, ce qui provoque l'ouverture de la valve et la mise à l'air libre de la chambre d'admission 56. 25 Dans cette situation, seul le diamètre D3 du piston de maître-cylindre est actif, ce qui supprime tout effet de transmission.

Pendant la régulation du glissement (qui, de par la conception du système, n'est possible que si l'amplificateur est intact), la valve 182 est commutée et la pression régulée régnant dans la conduite 180 est ainsi transmise au réservoir 184. A partir du réservoir 30 184, la pression régulée est envoyée, d'une part, par l'intermédiaire de la conduite 188 dans la chambre annulaire 58 d'où elle est envoyée, par l'intermédiaire de la coupelle 82, dans la chambre de travail 50 et, d'autre part, par l'intermédiaire de la conduite 186, de 35 la valve ouverte 84 et de la conduite 136, dans la chambre d'admis-

sion 56 et, de là, dans la chambre de travail 48 par l'intermédiaire de la coupelle 82. En même temps, la valve de fermeture 126 est fermée car une pression régulée agit sur le piston 128 par l'intermédiaire de la conduite 124. Etant donné que la chambre annulaire 146
5 est ainsi bloquée et qu'une pression régulée règne dans la chambre d'admission 56, le piston de maître-cylindre 36 est immobilisé dans cette position pour garantir la course de réserve nécessaire.

REVENDEICATIONS

1. Générateur de pression de freinage utilisé notamment dans des véhicules automobiles, comprenant un piston d'amplificateur pouvant être déplacé dans le sens d'actionnement par une pression hydraulique auxiliaire, et un maître-cylindre comportant un piston étai-
5 gé auquel une pression peut être appliquée par le piston d'amplificateur, le piston délimitant une chambre de travail et une chambre dont le volume diminue lors du déplacement du piston dans le sens d'actionnement, qui communique avec la chambre de travail à tra-
vers une valve anti-retour, et à partir de laquelle une conduite com-
10 prenant une valve de commande mène à un réservoir sans pression, caractérisé en ce qu'il est prévu un dispositif de régulation du glissement comprenant une valve (182) à travers laquelle, pendant la régulation du glissement, une pression hydraulique auxiliaire régulée peut être envoyée dans la chambre (56) dont le volume diminue lors du
15 déplacement du piston (36) dans le sens d'actionnement, en ce qu'une seconde chambre, dont le volume augmente lors du déplacement du piston (36) dans le sens d'actionnement, est délimitée par le piston (36), ladite chambre étant reliée, par l'intermédiaire d'une conduite de liaison (142, 136), avec la chambre (56) dont le volume diminue
20 lors du déplacement du piston, et en ce qu' une valve de fermeture est implantée sur la conduite de liaison pour fermer, pendant la régulation du glissement, la chambre dont le volume augmente.

2. Générateur de pression de freinage conforme à la revendication 1, caractérisé en ce que la valve (182), à travers laquelle,
25 pendant la régulation du glissement, une pression hydraulique auxiliaire peut être envoyée dans la chambre (56) dont le volume diminue lors du déplacement du piston (36) dans le sens d'actionnement, est implantée sur une conduite (180, 186, 136) qui, à travers la valve (84), mène à ladite chambre.

30 3. Générateur de pression de freinage conforme à la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que la valve de fermeture (126) peut être bloquée en fonction de la pression hydraulique auxiliaire régu-

lée.

4. Dispositif de régulation de la pression de freinage conforme à la revendication 3, caractérisé en ce que la valve de fermeture (126) comprend un piston (128) pouvant être déplacé à l'encontre de la force d'un ressort, la pression hydraulique auxiliaire régulée pouvant être appliquée à l'un des côtés dudit piston.

5. Générateur de pression de freinage conforme à l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'un réservoir pouvant être mis sous pression (184) est prévu sur la conduite (180, 186, 136) par l'intermédiaire de laquelle une pression hydraulique peut être fournie à la chambre (56) dont le volume diminue lors de l'actionnement.

6. Dispositif de régulation de la pression de freinage conforme à l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'une pression hydraulique auxiliaire régulée peut être envoyée, à travers la valve (84), dans la chambre de travail (48) du maître-cylindre (2), ladite chambre étant délimitée par le piston de maître-cylindre (36).

7. Générateur de pression de freinage conforme à la revendication 6, dans lequel le maître-cylindre comprend un autre piston (piston flottant 46) qui délimite une chambre de travail (50) destinée à un autre circuit de freinage, caractérisé en ce que, pendant la régulation du glissement, une pression régulée peut être envoyée à la chambre de travail (50) destinée au second circuit de freinage.

8. Générateur de pression de freinage conforme à l'une quelconque des revendications précédentes, comprenant un maître-cylindre en tandem, caractérisé en ce que les pistons (36, 46) du maître-cylindre sont disposés l'un derrière l'autre.

