

(12) DEMANDE INTERNATIONALE PUBLIÉE EN VERTU DU TRAITÉ DE COOPÉRATION EN MATIÈRE DE BREVETS (PCT)

(19) Organisation Mondiale de la  
Propriété Intellectuelle  
Bureau international



(10) Numéro de publication internationale  
**WO 2019/154995 A2**

(43) Date de la publication internationale  
15 août 2019 (15.08.2019)

(51) Classification internationale des brevets :  
*B60T 8/1766* (2006.01) *B60T 15/36* (2006.01)  
*B60T 8/18* (2006.01)

(74) Mandataire : **REGIMBEAU** ; 20, rue de Chazelles, 75847  
PARIS CEDEX 17 (FR).

(21) Numéro de la demande internationale :  
PCT/EP2019/053152

(81) États désignés (sauf indication contraire, pour tout titre de protection nationale disponible) : AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(22) Date de dépôt international :  
08 février 2019 (08.02.2019)

(25) Langue de dépôt : français

(26) Langue de publication : français

(30) Données relatives à la priorité :  
1851126 09 février 2018 (09.02.2018) FR

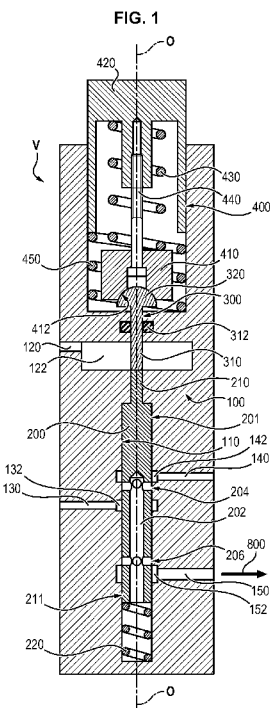
(71) Déposant : **POCLAIN HYDRAULICS INDUSTRIE**  
[FR/FR] ; Route de Compiègne, 60410 VERBERIE (FR).

(84) États désignés (sauf indication contraire, pour tout titre de protection régionale disponible) : ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasien (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), européen (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

(72) Inventeurs : **LEMAITRE, Bertrand** ; c/o POCLAIN HYDRAULICS INDUSTRIE, Route de Compiègne, 60410 VERBERIE (FR). **HEREN, Jean** ; c/o POCLAIN HYDRAULICS INDUSTRIE, Route de Compiègne, 60410 VERBERIE (FR). **PRIGENT, André** ; c/o POCLAIN HYDRAULICS INDUSTRIE, Route de Compiègne, 60410 VERBERIE (FR).

(54) Title: PROCESS AND VALVE FOR INITIATING THE BRAKING OF A VEHICLE AXLE, BRAKING SYSTEM AND VEHICLE EQUIPPED THEREWITH

(54) Titre : PROCÉDE ET VALVE DE PILOTAGE DE FREINAGE D'UN ESSIEU DE VÉHICULE, SYSTÈME DE FREINAGE ET VÉHICULE AINSI ÉQUIPÉ



(57) Abstract: The invention relates to a valve for initiating the braking of a vehicle axle, in particular a trailer axle, comprising a body (100) with a control inlet (120) connected to a main braking control line, a main supply inlet (130) connected to a pressure source, a secondary inlet (140) connected to a low pressure (R), an outlet (150) connected to the axle brake, a piston (300) defining a set force representing the load on the axle, and a spool (200) translationally movable in a chamber (110) of the body (100) and urged by the pressure applied to the control inlet (120), feedback of the pressure across the outlet (150), and a setting representing the axle load, in such a way that the output pressure is locked to the axle load while being proportional to the pressure at the control inlet (120). The invention also relates to an initiating process, a system comprising the valve and vehicles equipped therewith.

(57) Abrégé : L'invention concerne une valve de pilotage de freinage d'un essieu de véhicule, notamment d'un essieu de remorque, comprenant un corps (100) qui comprend une entrée de commande (120) reliée à un conduit de commande principale de freinage, une entrée principale d'alimentation (130) reliée à une source de pression, une entrée secondaire (140) reliée à une pression faible (R), une sortie (150) reliée au frein de l'essieu, un piston (300) définissant une consigne de force représentative de la charge sur l'essieu, et un tiroir (200) monté à translation dans une chambre (110) du corps (100) et sollicité par la pression appliquée sur l'entrée de commande (120), une rétroaction de la pression régnant sur la sortie (150), et un tarage représentatif de la charge de l'essieu, de sorte que la pression en sortie est asservie à la charge de l'essieu tout en étant proportionnelle à la pression sur l'entrée de commande (120). L'invention concerne également un procédé de pilotage, un système qui comprend la valve et les véhicules ainsi équipés.

WO 2019/154995 A2

**Publiée:**

- *sans rapport de recherche internationale, sera republiée dès réception de ce rapport (règle 48.2(g))*

## **Procédé et valve de pilotage de freinage d'un essieu de véhicule, système de freinage et véhicule ainsi équipé**

### DOMAINE TECHNIQUE

La présente invention concerne le domaine du freinage d'un  
5 essieu de véhicule, notamment d'un essieu de remorque.

Plus précisément, la présente invention concerne le domaine des dispositifs de freinage à actionnement hydraulique.

La présente invention s'applique en particulier aux remorques agricoles.

### 10 ETAT DE LA TECHNIQUE

De nombreuses solutions de freinage hydraulique connues ont déjà été proposées pour assurer le freinage d'un véhicule tracteur et de sa remorque.

Le document EP 1538044 propose un procédé de pilotage de  
15 freinage d'un essieu de véhicule et une valve de freinage à cet effet comprenant un tiroir sollicité par le piston d'une valve de réduction elle-même pilotée par une unité centrale électronique et prévoit que l'unité centrale peut prendre en compte un signal représentatif de la charge d'un essieu.

20 Le document EP 1916169 propose, pour moduler une pression de freinage en fonction notamment de la charge d'un véhicule, d'utiliser un piston formé de plusieurs éléments concentriques définissant ainsi des surfaces sélectives d'amplitude variable à la pression de commande afin de moduler la pression de freinage en sortie.

25 Généralement il est souhaité d'avoir le même taux de freinage sur le véhicule tracteur et sur la remorque, pour ne pas avoir d'effort résultant du freinage dans le timon de liaison entre le véhicule tracteur et la remorque.

Cependant, aucune solution connue actuellement ne donne  
30 totalement satisfaction.

Les réglages adaptés pour le freinage d'une remorque chargée ne conviennent pas lorsque la remorque est à vide, car le freinage est alors trop élevé.

Inversement, si le taux de freinage de la remorque est bien dimensionné à vide, le freinage de la remorque sera insuffisant en charge.

Les dispositions connues conduisent donc à des risques de patinage et de déficience au niveau de l'attelage de la remorque.

#### BASE DE L'INVENTION

Le but de la présente invention est de perfectionner les systèmes connus de l'état de la technique.

Selon un premier aspect de l'invention ce but est atteint grâce à un procédé de pilotage de freinage d'un essieu de véhicule, notamment d'un essieu de remorque, qui comprend les étapes consistant à :

- soumettre le tiroir monté à translation dans une chambre d'un corps de valve aux sollicitations exercées par :

. la pression appliquée sur une entrée de commande destinée à être reliée à un conduit de commande principale de freinage,

. une rétroaction de la pression régnant sur une sortie destinée à être reliée au frein de l'essieu, et

. un piston recevant une force représentative de la charge sur l'essieu et appliquant sur le tiroir un tarage représentatif de la charge de l'essieu,

le tiroir coulissant dans la chambre du corps sur une plage comprise entre deux positions extrêmes correspondant respectivement à une première position extrême par laquelle le tiroir relie la sortie à une entrée secondaire destinée à être reliée à un réservoir ou accumulateur à faible pression et une seconde position extrême dans laquelle le tiroir relie la sortie à une entrée principale d'alimentation destinée à être reliée à une source de pression de freinage, de sorte que la pression en sortie est asservie à la charge de l'essieu tout en étant proportionnelle à la pression sur l'entrée de commande selon un rapport égal au rapport entre les surfaces des faces du tiroir soumises respectivement à la pression appliquée sur l'entrée de commande et à la pression régnant sur la sortie.

Le but précité est également atteint selon l'invention grâce à une valve de pilotage de freinage d'un essieu de véhicule, notamment d'un essieu de remorque, comprenant :

- 5 - une entrée de commande destinée à être reliée à un conduit de commande principale de freinage,
  - une entrée principale d'alimentation destinée à être reliée à une source de pression de freinage,
  - une entrée secondaire destinée à être reliée à un réservoir à faible pression,
  - 10 - une sortie destinée à être reliée au frein de l'essieu,
  - un piston recevant une force représentative de la charge sur l'essieu, et
  - un tiroir monté à translation dans une chambre du corps et sollicité par :
    - 15 . la pression appliquée sur l'entrée de commande,
    - . une rétroaction de la pression régnant sur la sortie, et
    - . le piston appliquant sur le tiroir un tarage représentatif de la charge de l'essieu,
- le tiroir coulissant dans la chambre du corps sur une plage comprise
- 20 entre deux positions extrêmes correspondant respectivement à une première position extrême par laquelle le tiroir relie la sortie à l'entrée secondaire et une seconde position extrême dans laquelle le tiroir relie la sortie à l'entrée principale, de sorte que la pression en sortie est asservie à la charge de l'essieu tout en étant proportionnelle à la
  - 25 pression sur l'entrée de commande selon un rapport égal au rapport entre les surfaces des faces du tiroir soumises respectivement à la pression appliquée sur l'entrée de commande et à la pression régnant sur la sortie.

La structure précitée de la valve de pilotage de freinage

- 30 conforme à la présente invention permet de limiter le freinage hydraulique de l'essieu en fonction de sa charge, c'est-à-dire asservir le freinage de l'essieu à la charge de l'essieu, tout en générant une réponse proportionnelle au signal de commande principale de freinage.

La valve de pilotage de freinage conforme à la présente invention est ainsi pilotée par deux paramètres :

- un premier paramètre qui correspond au rapport entre les surfaces des faces du tiroir soumises respectivement à la pression appliquée sur l'entrée de commande et à la pression régnant sur la sortie, et
- un re-tarage provenant de l'effort appliqué par le piston représentatif de la charge sur l'essieu.

De préférence, la surface de la face du tiroir soumise à la pression appliquée sur l'entrée de commande est inférieure à la surface de la face du tiroir soumise à la pression régnant sur la sortie de sorte que la valve opère un effet diviseur entre la pression régnant sur l'entrée de commande et la pression appliquée sur la sortie.

Cependant en variante, la surface de la face du tiroir soumise à la pression appliquée sur l'entrée de commande peut être supérieure à la surface de la face du tiroir soumise à la pression régnant sur la sortie de sorte que la valve opère un effet multiplicateur entre la pression régnant sur l'entrée de commande et la pression appliquée sur la sortie.

Selon d'autres caractéristiques avantageuses de l'invention :

- un ensemble mécanique est intercalé entre l'essieu et le piston de sorte que la force représentative de la charge sur l'essieu appliquée au piston provient d'un signal mécanique,
- la force représentative de la charge sur l'essieu appliquée au piston provient d'un signal pneumatique ou hydraulique,
- une boîte à ressorts sollicitée mécaniquement par l'essieu est disposée en amont du piston, dans la chaîne de liaison formée entre l'essieu et le piston pour appliquer sur le piston un tarage de commande représentatif de la charge sur l'essieu,
- un organe élastique est intercalé dans la chaîne de liaison formée entre l'essieu et le piston, pour être déformé lorsque le déplacement vertical de l'essieu par rapport à une position de repos, dépasse un seuil.

La présente invention concerne également un système de freinage d'un essieu de véhicule comprenant une valve de pilotage de freinage du type précité.

De préférence, le système de freinage comprend une pompe hydraulique suivie d'une valve de freinage à rétroaction, disposées en amont de l'entrée principale d'alimentation et/ou de l'entrée de commande.

La présente invention concerne également les véhicules équipés d'une valve de pilotage de freinage ou d'un système de freinage conformes à l'invention du type précité, notamment les véhicules comprenant une remorque équipée d'une telle valve de pilotage de freinage ou du système de freinage.

#### DESCRIPTIF RAPIDE DES FIGURES

D'autres caractéristiques, buts et avantages de la présente invention apparaîtront à la lecture de la description détaillée qui va suivre, et en regard des dessins annexés, donnés à titre d'exemples non limitatifs et sur lesquels :

- la figure 1 représente une vue schématique en coupe axiale longitudinale d'un exemple de réalisation d'une valve de pilotage de freinage conforme à la présente invention,
- la figure 2 représente une vue similaire d'un mode de réalisation particulier d'une valve conforme à la présente invention,
- la figure 3 représente schématiquement une autre variante de valve de pilotage de freinage conforme à la présente invention dans laquelle l'entrée de commande et l'entrée principale sont reliées à une commande commune,
- les figures 4a, 4b et 4c représentent schématiquement trois positions du tiroir dans la chambre du corps en fonction des efforts appliqués sur ce tiroir,
- les figures 5a, 5b et 5c représentent schématiquement l'évolution de la pression en sortie de la valve de pilotage de freinage conforme à la présente invention dans trois configurations successives : à vide, en charge intermédiaire et en charge,

- les figures 6a et 6b représentent symboliquement une valve de pilotage de freinage conforme à la présente invention respectivement à vide et en charge,
- les figures 7a et 7b représentent schématiquement l'installation d'une valve de pilotage de freinage conforme à la présente invention sur un châssis de remorque,
- la figure 8 représente schématiquement une valve de freinage à rétroaction susceptible d'être installée sur un véhicule type tracteur en amont de la valve de pilotage de freinage conforme à l'invention,
- la figure 9 représente une autre variante de réalisation d'une valve de pilotage de freinage conforme à la présente invention ayant un effet multiplicateur de pression entre l'entrée de commande et la sortie, et
- la figure 10 représente schématiquement la structure générale d'un système de freinage conforme à la présente invention.

#### 15 DESCRIPTION DETAILLEE DE L'INVENTION

Comme indiqué précédemment l'invention propose une valve V et un procédé de pilotage de freinage d'un essieu de véhicule, notamment d'un essieu de remorque, qui comprend les étapes consistant à soumettre un tiroir 200 monté à translation dans une chambre 110 d'un corps 100 de la valve V à trois sollicitations exercées par :

- . une commande principale de freinage 120,
- . une rétroaction de la pression régnant sur une sortie 150 de la valve V destinée à être reliée au frein 800 de l'essieu, et
- . une commande 300 de tarage représentative de la charge sur l'essieu.

La commande principale de freinage 120 correspond typiquement à la pression régnant dans le circuit de freinage d'un véhicule tracteur.

Le tiroir 200 est déplacé à coulissement dans la chambre 110 du corps 100 sur une plage comprise entre deux positions extrêmes correspondant respectivement à une première position extrême dans laquelle le tiroir 200 relie la sortie 150 à une entrée 140 destinée à être reliée à un réservoir ou accumulateur à faible pression et une seconde

position extrême dans laquelle le tiroir 200 relie la sortie 150 à une entrée principale d'alimentation 130 destinée à être reliée à une source de pression de freinage.

5 Ainsi selon l'invention la pression sur la sortie 150 de la valve V est asservie à la charge de l'essieu tout en étant proportionnelle à la commande principale de freinage 120.

On va maintenant décrire la valve de pilotage conforme à la présente invention illustrée sur les figures 1 et suivantes annexées.

10 Comme indiqué précédemment, la valve de pilotage de freinage V conforme à la présente invention comprend un corps 100 qui loge un tiroir 200.

Le corps 100 est centré sur un axe longitudinal O-O. Il définit une chambre centrale 110 adaptée pour recevoir le tiroir 200 à coulissement en translation selon l'axe O-O.

15 La section droite de la chambre 110 transversalement à l'axe O-O peut faire l'objet de nombreux modes de réalisation. De préférence la chambre 110 est cylindrique de révolution autour de l'axe O-O.

En pratique, la chambre 110 peut être réalisée dans le corps 100 selon de nombreux modes de réalisation.

20 Comme on le voit sur la figure 2, la chambre 110 peut être formée sous forme d'un alésage traversant débouchant axialement sur les extrémités du corps 100, et obturé ensuite totalement ou partiellement par des bouchons adaptés 112 et 222.

25 Le tiroir 200 possède une section droite complémentaire de celle de la chambre 110. Le tiroir 200 possède par ailleurs une longueur axiale selon l'axe O-O inférieure à celle de la chambre 110 pour permettre le coulissement du tiroir 200 dans la chambre 110 comme on l'exposera par la suite.

30 De préférence, comme on l'a représenté sur les figures annexées, selon l'invention le tiroir 200 est formé d'une navette, ou plongeur, possédant un alésage longitudinal et axial borgne 202 et au moins deux perçages radiaux traversant 204, 206 reliant la face externe 201 du tiroir 200 au volume interne de l'alésage longitudinal 202.

Plus précisément, comme on le voit sur les figures annexées, le tiroir 200 comporte deux séries de perçages radiaux 204, 206 équirépartis autour de l'axe O-O. Les deux séries de perçages radiaux 204 et 206 sont séparées longitudinalement.

5 Le corps 100 possède, par ailleurs, un premier conduit 120 formant entrée de commande, un deuxième conduit 130 formant entrée principale, un troisième conduit 140 formant entrée secondaire et un quatrième conduit 150 formant sortie.

10 De préférence, les quatre conduits précités 120, 130, 140 et 150 sont des conduits radiaux par rapport à l'axe O-O. Ces quatre conduits 120, 130, 140 et 150 ne traversent pas diamétralement le corps 100. Ils s'étendent seulement entre la surface périphérique extérieure du corps 100 et la chambre 110 précitée ou une chambre 122 qui lui est liée et dont la fonction sera décrite par la suite.

15 Le premier conduit 120 formant entrée de commande est destiné à être relié à un conduit de commande principal de freinage, typiquement pour recevoir la pression issue du système de freinage actionné par le conducteur du véhicule. Cette pression peut être issue d'un maître-cylindre, mais d'une manière préférentielle cette pression  
20 est une pression reçue d'une valve de freinage à rétroaction piloté par le conducteur du véhicule. Ce premier conduit de freinage 120 est ainsi destiné à appliquer une consigne de pression sur la valve et en particulier sur le tiroir 200.

25 Le deuxième conduit 130 formant entrée principale est destiné à assurer l'alimentation en pression requise pour le freinage de l'essieu considéré et à cette fin est destiné à être relié à une source de pression de freinage, typiquement une source ou groupe hydraulique contenant une pompe hydraulique. La source hydraulique est destinée à fournir un débit à une pression régulée et constante.

30 Le troisième conduit 140 formant entrée secondaire est destiné à être relié à un réservoir ou accumulateur à faible pression R, comme schématisé par exemple sur les figures 2 et 3.

Le réservoir ou accumulateur à faible pression R peut être un réservoir légèrement pressurisé, par exemple un accumulateur basse pression de l'ordre de 5 bar, placé sur une remorque. L'élément R peut cependant faire l'objet de nombreuses variantes de réalisation. Il peut  
5 s'agir par exemple d'un réservoir à pression atmosphérique.

Le quatrième conduit 150 formant sortie est destiné à être relié aux freins de l'essieu.

Comme on le voit sur les figures annexées, le premier conduit 120, qui forme entrée de commande, débouche dans une chambre de  
10 commande centrale 122 du corps en liaison fluide avec l'extrémité axiale 210 du tiroir 200 opposée à l'alésage 202.

Par la suite, on appellera cette extrémité axiale 210 « tête » du tiroir 200. On l'appellera l'extrémité opposée 211 du tiroir 200 sur laquelle débouche l'alésage 202, « pied » du tiroir 200.

15 Comme on le voit sur la figure 1, selon le premier mode de réalisation illustré, la tête 210 du tiroir 200 présente une section droite inférieure à celle du reste du tiroir dans lequel est réalisé l'alésage 202 et les perçages 204, 206.

La chambre 110 recevant le tiroir 200 est également étagée de  
20 manière complémentaire de la section du tiroir 200. En d'autres termes, la portion de la chambre 110 adjacente à la chambre de commande 122 présente une section droite plus petite que le reste de la chambre 110. Cette portion de la chambre 110 adjacente à la chambre de commande 122 est complémentaire de la section droite de la tête 210.

25 La tête 210 du tiroir 200 et la portion de la chambre 110 qui l'entoure, adjacente à la chambre de commande 122, ont des sections droites complémentaires sur toute leur longueur.

De même le pied du tiroir 200 et la portion de la chambre 110 qui l'entoure, ont des sections droites complémentaires sur toute leur  
30 longueur pour permettre un coulissement axial selon l'axe O-O du tiroir 200.

Les deuxième et troisième conduits 130, 140 formant entrée principale et entrée secondaire, débouchent dans des gorges annulaires

respectives 132, 142 qui entourent la chambre cylindrique 110 et débouchent dans celle-ci.

De même, le quatrième conduit formant sortie 150 débouche dans une gorge annulaire 152 qui entoure la chambre 110 et débouche dans celle-ci.

Suivant la section du tiroir 200, si le diamètre du tiroir est assez important pour avoir une épaisseur suffisante pour contenir des gorges, malgré l'alésage central 202, les gorges précitées peuvent être ménagées indifféremment sur la surface interne de la chambre 110 du corps et/ou sur la surface externe du tiroir 200. Dans ce cas, il y a une gorge sur le tiroir 200 au niveau du perçage 204 et une gorge au niveau du perçage 206.

La distance séparant les deux gorges 132 et 142 est de l'ordre de grandeur de la course maximale autorisée pour le tiroir 200.

Les perçages radiaux 204 formés sur le tiroir 200 sont positionnés axialement sur le tiroir 200 pour être déplacés entre deux positions extrêmes dans lesquelles les perçages 204 sont placés respectivement en regard ou en communication directe avec l'une des gorges 132 ou 142, c'est-à-dire avec le deuxième conduit 130 relié à la source de pression ou le troisième conduit 140 relié au réservoir à pression faible ou atmosphérique.

En position intermédiaire du tiroir, les perçages 204 sont placés axialement entre ces gorges 132 et 142.

Comme on l'exposera par la suite, il règne dans l'espace ou jeu annulaire défini entre la surface extérieure du tiroir 200 et la surface interne de la chambre 110, entre les deux gorges 132 et 142, un gradient de pression compris entre la pression appliquée sur l'entrée principale 130 et la faible pression ou pression atmosphérique régnant sur l'entrée secondaire 140.

Cet espace ou jeu annulaire formé entre la surface extérieure du tiroir 200 et la surface interne de la chambre 110, pour autoriser le coulissement du tiroir 200, est agrandi sur la figure 4b et illustré sous la

référence 135 pour faciliter la compréhension du fonctionnement de la valve conforme à l'invention.

5 Ainsi la pression régnant dans cet espace ou jeu annulaire 135 en regard des alésages radiaux 204 est appliquée à l'alésage axial interne 202 du tiroir 200 par les alésages radiaux précités 204.

10 Par ailleurs les perçages radiaux 206 de sortie formés sur le tiroir 200 sont positionnés axialement sur le tiroir 200 pour être placés en communication fluïdique avec le conduit de sortie 150. Typiquement la longueur axiale de la gorge 152 couvre toute la plage de déplacement des perçages radiaux 206. Ainsi les perçages radiaux 206 appliquent sur la sortie 150 la pression provenant du volume interne du tiroir 200, quelle que soit la position axiale de ce tiroir 200.

15 Le tiroir 200 est sollicité vers la chambre de commande 122 par un organe élastique tel qu'un ressort 220 travaillant en compression intercalé entre le fond de la chambre 110 et l'extrémité axiale ou pied 211 du tiroir 200 opposé à la tête 210.

20 Plus précisément selon le mode de réalisation illustré sur la figure 2, le ressort 220 est placé entre le pied 211 du tiroir et un bouchon 221 qui obture axialement la chambre 110. Ce bouchon 221 obture axialement la chambre 110 de manière étanche de sorte que la pression régnant dans l'alésage 202 du tiroir 200 est appliqué sans fuite, par l'intermédiaire des alésages 206, au conduit de sortie 150.

La valve V représentée sur les figures annexées comprend en outre un piston 300.

25 Le piston 300 est adapté pour recevoir une force représentative de la charge sur l'essieu et appliquer celle-ci sur le tiroir 200 sous forme d'un tarage représentatif de la charge de l'essieu.

Le piston 300 traverse à cette fin la chambre de commande 122 et s'appuie sur l'extrémité axiale de la tête 210 du tiroir 200.

30 Plus précisément encore, selon le mode de réalisation particulier représenté sur les figures, le piston 300 a la forme d'un champignon possédant une queue 310 et une tête 320.

La queue 310 est formée d'une tige centrée sur l'axe O-O traversant la chambre de commande 122 et en appui sur l'extrémité axiale de la tête 210 du tiroir 200.

5 Une étanchéité est réalisée autour de la queue 310 du piston 300 sur l'extérieur de la chambre de commande 122, c'est-à-dire le côté axial de la chambre de commande 122 opposé au tiroir 200, pour éviter toute fuite à ce niveau du fluide provenant de l'entrée de commande 120. Sur la figure 1 cette étanchéité est assurée par un joint torique 312 placé dans une gorge torique complémentaire formée dans le corps 100.

10 La tête 320 a de préférence, comme illustré sur les figures annexées, la forme d'une calotte concave, par exemple sphérique, placée en regard d'un poussoir 410 adapté pour appliquer sur le piston 300 un effort représentatif de la charge de l'essieu.

Le poussoir 410 appartient par exemple à une boîte à ressort 15 400 intercalée entre la tête 320 du piston 300 et le châssis de l'essieu à freiner.

On observera sur les figures annexées, que le poussoir 410 possède une structure à complément de forme placée en regard de la tête 320 du piston 300, par exemple une cuvette concave 412 placée en 20 regard de la tête convexe 320 du piston 300.

Cette disposition d'une tête sphérique 320 du piston 300 et de la calotte concave 412 en regard du poussoir 410 permet de faciliter le montage de la valve et d'assurer un alignement entre le piston 300 et l'organe de sollicitation formé par la boîte à ressort 400.

25 La disposition inverse peut être prévue dans le cadre de l'invention, c'est-à-dire que la tête 320 du piston 300 peut posséder une cuvette concave et le poussoir 410 peut posséder en regard une tête formée d'une calotte sphérique convexe ou d'un moyen équivalent.

La boîte à ressort 400 peut elle-même faire l'objet de nombreux 30 modes de réalisation.

La fonction de la boîte à ressort 400 est d'appliquer sur le piston 300 un effort représentant la charge de l'essieu.

La boîte à ressort 400 a également pour fonction de permettre un pré réglage de la contrainte élastique appliquée par le piston 300 sur le tiroir 200.

5 Selon le mode de réalisation particulier représenté sur les figures annexées, la boîte à ressort 400 comprend un bouchon ou plot de tête 420 adapté pour recevoir l'effort représentatif de la charge de l'essieu à freiner et le poussoir 410 précité. Le plot 420 est monté à coulissement dans la boîte 400.

10 Un ressort de tarage 430 est intercalé entre le plot 420 et le poussoir 410.

Le ressort 430 a pour fonction de transmettre au tiroir de régulation 200, l'effort lié à la charge de l'essieu, tout en lui laissant un degré de liberté pour qu'il puisse se déplacer à translation dans la chambre 110. Comme on le comprendra à la lecture de la description  
15 qui va suivre, le tiroir 200 doit en effet pouvoir déplacer le poussoir 410 et se rapprocher du plot 420 si la pression sur la sortie en 150 est élevée, sans pour autant solliciter l'essieu ou plateau de la remorque.

De préférence une vis de réglage 440 relie le poussoir 410 et le plot 420. La vis 440 permet de régler la distance séparant au maximum  
20 le poussoir 410 et le plot 420 et permet par conséquent de régler la contrainte initiale et la raideur du ressort 430 définissant ainsi un tarage minimal.

Un ressort de rappel 450 sollicite le plot 420 en position de repos vers l'extérieur de la valve.

25 Bien entendu, la boîte à ressort 400 n'est pas limitée au mode de réalisation particulier représenté sur la figure 1.

Comme on le voit par exemple sur la figure 2, la boîte à ressort 400 peut comprendre plusieurs ressorts de tarage 430, 432 montés en parallèle entre le poussoir 410 et le plot 420, selon la courbe de réponse  
30 attendue de la boîte à ressort.

Comme on l'a schématisé sur les figures 7a et 7b, le plot 420 est de préférence sollicité par un levier 500 articulé lui-même sollicité par le châssis de l'essieu à freiner.

Le levier 500 est un levier articulé autour d'un pivot 502. Il comprend deux bras 510, 520.

Un premier bras 510 est en appui sur l'extrémité axiale du plot 420.

5 Le deuxième bras 520 est adapté pour être sollicité par le châssis de l'essieu.

Comme on le voit sur les figures 7a et 7b, un organe élastique 550 est de préférence intercalé entre le deuxième bras 520 du levier 500 et le châssis de l'essieu pour autoriser un déplacement relatif entre  
10 le châssis de l'essieu et le levier 500, sans détériorer ce dernier en cas de course importante du châssis de l'essieu, par exemple en cas de charge très importante, ou encore en cas de saut de l'essieu en roulage sur un sol non totalement plan.

De préférence l'organe élastique 550 est à cette fin adapté pour  
15 autoriser une course d'au moins 50mm entre le châssis de l'essieu et le bras 520, voire le cas échéant une course pouvant aller jusqu'à 200mm.

Comme on l'a schématisé sur la figure 7a, la pression appliquée sur l'entrée de commande 120 provient de préférence d'une source modulée en pression, par exemple d'une pompe hydraulique 600  
20 adaptée pour puiser sur commande du fluide dans un réservoir 610, suivie d'une valve de freinage à rétroaction 650.

Un exemple de réalisation d'une telle valve de freinage 650 est illustré schématiquement sur la figure 8.

Cette valve 650 comprend un plongeur ou tiroir 660 monté à  
25 translation dans un cylindre 670.

La valve 650 comprend également un port de sortie 652 adapté pour être relié à des lignes 653 de freinage d'alimentation du tracteur, un port d'entrée 654 connecté à la sortie de la ligne d'alimentation de pression formée par la pompe 600 et un port 656 d'entrée provenant  
30 d'un réservoir à pression faible ou atmosphérique 657.

Le plongeur ou tiroir 660 est adapté pour mettre sélectivement en communication le port de sortie 652 avec l'un des ports d'entrée 654 ou 656, selon le degré d'actionnement d'une pédale de frein 640.

A cette fin, la valve 650 comprend un ressort de charge 651 mis en compression par l'actionnement de la pédale de frein 640 ou plus généralement une commande mécanique progressive. Le ressort de charge 651 tend à déplacer le plongeur 660 pour mettre en communication l'entrée sous pression 654 avec la sortie 652.

La valve 650 comprend également une chambre de contre-réaction 658 comprenant un ressort 659.

Le ressort 659 et la chambre 658 sont positionnés sur le côté opposé au ressort de tarage 651 par rapport au plongeur 660 pour exercer une pression opposée à celle du ressort de charge 651.

Ainsi en absence d'effort sur la pédale 640, le ressort 658 exerce une pression sur le plongeur 660 qui met en communication l'entrée à pression faible ou atmosphérique 656 avec la sortie 652 et ainsi vide la chambre de freinage et relâche les freins.

Au contraire, lors de l'actionnement de la pédale 640, le ressort de charge 651 augmente sa pression sur le plongeur 660 pour mettre en communication la sortie de la pompe 600 avec la sortie 652 et ainsi renforce le freinage et met sous pression la chambre de freinage.

En parallèle, la pression augmente également dans la chambre de contre-réaction 658 puisque celle-ci est reliée à la chambre de freinage via la sortie 652.

La pression dans la chambre de contre-réaction 658 exerce une pression sur le plongeur 660 opposée à la pression du ressort de charge 651 résultant de l'actionnement du frein et tendant à réduire le flux s'écoulant de l'entrée à pression faible ou atmosphérique 656 ou de l'entrée 654 reliée à la sortie de la pompe 600, vers la sortie 652.

Lorsqu'il existe un équilibre entre la pression du ressort de charge 651 d'une part, et la pression exercée par la pression du fluide dans la chambre de contre-réaction 658 d'autre part, le plongeur 660 reste en équilibre et maintient la pression dans la sortie 652 et dans la chambre de freinage, à valeur constante.

La valve 650 délivre alors sur la sortie 652 une pression comprise entre la pression faible ou atmosphérique appliquée sur

l'entrée 656 et la pression de sortie de la pompe 600, appliquée sur l'entrée 654, qui correspond à la pression régnant en regard de l'entrée du plongeur soumise au gradient de pression entre ces deux valeurs extrêmes.

5 L'équilibre dépend des caractéristiques géométriques de la valve 650, notamment du jeu existant entre la surface extérieure du plongeur 660 et la surface interne du cylindre 670, et du calibrage du ressort de charge 651.

10 Ainsi, la valve 650 délivre une pression dans la chambre de freinage 658 et dans la sortie 652, qui est proportionnelle au degré d'actionnement de la pédale 640. Le coefficient de proportionnalité dépend des caractéristiques de la valve et du calibrage du ressort.

15 L'augmentation proportionnelle de pression sur la sortie 652 en fonction de la course de la pédale 640 débute uniquement lorsque le déplacement de la pédale 640 excède « une course morte » pour laquelle la pression exercée par la pédale 640 sur le ressort de charge 651 n'est pas suffisante pour transmettre une force au plongeur 660.

20 Lorsque la pression dans la chambre de contre-réaction 658 du frein excède la pression prescrite correspondant au degré d'actionnement de la pédale 640, la pression additionnelle dans la chambre de contre-réaction 658 pousse le plongeur 660 pour rapprocher la sortie 652 de l'entrée 656 à pression faible ou atmosphérique et réduire la pression dans le frein.

25 La pression sur la sortie 652 et donc dans la ligne de freinage 653 est ainsi régulée quel que soit le niveau de débit circulant à travers les lignes 653 connectées à la sortie 652, tant que la capacité maximale de délivrance de la pompe 600 n'est pas dépassée, c'est-à-dire tant que la pompe peut fournir le débit consommé par le circuit connecté à la sortie 652.

30 Ainsi, la pression dans le trajet des lignes 653 connectées à la sortie 652 et dans la chambre de freinage 658 associée, est contrôlée à tout moment selon le degré d'actionnement de la commande de frein 640.

Sur les figures 7a et 8 on a schématisé sous la référence 655 les freins dynamiques du véhicule tracteur actionnés par la ligne 653. Ces freins dynamiques peuvent être du type frein à disques ou frein à tambour. La structure de tels frein à disques ou frein à tambour est bien connue de l'homme de l'art et ne sera pas décrite en détail par la suite. On rappelle cependant que de tels freins dynamiques comprennent un vérin hydraulique activé par la pression régnant dans les lignes 653 pour contrôler le déplacement d'une garniture mobile, disque ou tambour, en appui sous effort contrôle contre un élément en regard statique.

La ligne de sortie 653 en communication avec la sortie 652 de la valve 650 est en communication avec l'entrée de commande 120 de la valve V.

On va maintenant décrire le fonctionnement général de la valve de freinage V illustrée sur la figure 1.

Pour cet exposé l'on supposera que l'entrée de commande 120 est reliée à la sortie 652 de la valve proportionnelle 350, l'entrée principale d'alimentation 130 est reliée à la sortie d'une pompe et l'entrée secondaire 140 est reliée à la pression faible ou atmosphérique.

L'homme de l'art comprendra que le tiroir 200 conforme à l'invention est sollicité par a) la pression appliquée sur l'entrée de commande 120, par l'intermédiaire de la chambre de commande 122, b) une rétroaction de la pression régnant sur la sortie 150 et appliquée sur le pied 211 du tiroir 200 et c) l'effort provenant du piston 300 qui s'appuie sur le tiroir et génère un tarage représentatif de la charge de l'essieu.

On observera par ailleurs, qu'il règne dans la chambre 110 autour du tiroir 200, entre la gorge 132 reliée à l'entrée principale 130 et la gorge 142 reliée à l'entrée secondaire 140, un gradient de pression compris entre la pression faible ou atmosphérique provenant de l'entrée secondaire 140 et la pression régnant sur l'entrée principale 130.

La série de perçages 204 est placée en regard de la zone 135 de la chambre 110 située entre ces deux gorges 142 et 132. Elle est donc soumise au gradient de pression précité.

De ce fait, le tiroir 200 coulisse dans la chambre 110 du corps sur une plage comprise entre deux positions extrêmes correspondant respectivement à une première position extrême dans laquelle le tiroir 200 relie par l'intermédiaire des perçages 204, de l'alésage 202 et des perçages 206, la sortie 150 à l'entrée secondaire 140 et une seconde position extrême dans laquelle le tiroir 200 relie la sortie 150 à l'entrée principale 130.

Grâce à la structure de la valve V conforme à l'invention, la pression en sortie 150 est donc asservie à la charge de l'essieu contrôlée par le piston 300 tout en étant proportionnelle à la pression sur l'entrée de commande 122 selon un rapport égal au rapport entre les surfaces des faces du tiroir 200 soumises respectivement à la pression appliquée sur l'entrée de commande 120 et à la pression régnant sur la sortie 150, c'est-à-dire au rapport de section entre la tête 210 et le pied 211 du tiroir 200.

Ce fonctionnement est schématisé sur les figures 4a, 4b et 4c, ainsi que sur les graphes des figures 5a, 5b et 5c.

Les figures 4a, 4b et 4c représentent le tiroir 200 respectivement dans trois positions correspondant à une première position extrême dans laquelle les perçages 204 prélèvent une pression correspondant à la pression faible ou atmosphérique qui règne sur l'entrée secondaire 140, une position intermédiaire dans laquelle les perçages 204 prélèvent une pression intermédiaire entre la pression faible ou atmosphérique de l'entrée secondaire 140 et la pression d'alimentation de l'entrée principale 130, et une deuxième position extrême dans laquelle les perçages 204 prélèvent une pression correspondant à la pression qui règne d'alimentation de l'entrée principale 130.

Le graphe 5a représente l'évolution de la pression sur la sortie 150 à vide. On voit sur la figure 5a que la pression sur la sortie 150 évolue dans ce cas proportionnellement à l'évolution de la pression sur l'entrée de commande 120 avec un rapport correspondant au rapport des surfaces du piston 200 soumises à la pression régnant dans la

chambre de commande 122 et à la pression régnant sur la sortie 150 comme indiqué précédemment.

La figure 5b représente l'évolution de la pression en cas de charge intermédiaire appliquée au tiroir 200 par le piston 300.

5 Comme on le voit sur la figure 5b, dans un premier temps le tarage imposé au tiroir 200 par le piston 300 sollicite le tiroir 200 vers une position extrême dans laquelle les perçages 204 sont proches de la gorge 132 et par conséquent la pression sur la sortie 150 suit la pression appliquée sur l'entrée d'alimentation 130, jusqu'à un seuil. Puis  
10 la pression sur la sortie 150 évolue proportionnellement à l'évolution de la pression sur l'entrée de commande 120 grâce à la rétroaction provenant de la sortie 150.

Comme on le voit sur la figure 5c, en charge forte, le tarage appliqué par le piston 300 sur le tiroir 200 impose un déplacement du  
15 tiroir 200 tel que les perçages 204 sont proches de la gorge 132 et la pression sur la sortie 150 suit alors la pression sur l'entrée d'alimentation 130.

En pleine charge on obtient ainsi le freinage maximal.

20 Les figures 6a et 6b représentent symboliquement la valve de pilotage de freinage V conforme à l'invention.

On aperçoit sur les figures 6a et 6b l'asservissement du à la pression régnant sur l'entrée de commande 120, la rétroaction appliquée par la sortie 150 et le tarage provenant du piston 300.

25 L'on peut considérer que la pression régnant sur la sortie 150 correspond au minimum des deux lois définies par d'une part le tarage généré par le piston 300 avec la division de pression opérée par la structure du tiroir 200 et d'autre part la pression en entrée 130.

Ainsi, la pression sur la sortie 150 peut être définie par la plus faible des deux lois précitées qui devient la loi de réponse, soit :

30  $P_2 = \text{Min} (1/n (P_1+X) ; P_1)$ , en appelant « P2 » la pression sur la sortie 150, « P1 » la pression appliquée sur l'entrée de commande 120, « X » le tarage appliqué par le piston 300 sur le tiroir 200 et « n » le rapport de section entre le pied 211 et la tête 210 du tiroir 200.

- La loi de réponse de la valve V peut également être ainsi définie :
- . si le tarage X appliqué par le piston 300 sur le tiroir 200 est inférieur à un premier seuil, la pression P2 sur la sortie 150 est proportionnelle à la pression sur l'entrée 120, avec le rapport de proportionnalité  $1/n$ ,
  - 5 . si le tarage X est compris entre le premier seuil et le deuxième seuil, la pression P2 sur la sortie 150 suit la pression sur l'entrée de commande 120 jusqu'à un seuil intermédiaire imposé par le tarage du piston 300, puis la pression P2 sur la sortie 150 est proportionnelle à la pression sur l'entrée 120, avec le rapport de proportionnalité  $1/n$ , et
  - 10 . si le tarage X est supérieur au deuxième seuil, le tarage du piston 300 impose une pression P2 sur la sortie 150 qui suit la pression sur l'entrée de commande 120.

Comme on l'a schématisé sur la figure 10, dans le cas où la référence de basse pression appliquée sur l'entrée 140 de la valve V est  
15 formée d'un accumulateur R à basse pression, par exemple de l'ordre de 5 bar, placé sur une remorque, dans la mesure où il n'existe généralement par de ligne de retour permettant une décharge de cet accumulateur vers la pression atmosphérique, par exemple le réservoir à pression atmosphérique 657 présent sur le véhicule tracteur, l'on  
20 prévoit selon l'invention que le retour de fluide en provenance de l'accumulateur R se fasse en flux inverse dans la ligne de freinage 653, par le relâchement de la pédale de frein 640 du véhicule tracteur.

L'accumulateur R permettant le délestage de la valve V de remorque et servant de « relais basse pression » se vide dans le  
25 réservoir 657 à pression atmosphérique du véhicule tracteur lorsque le freinage sur le véhicule tracteur est relâché, c'est-à-dire lorsque la pédale de frein 640 est relâchée.

Bien entendu, la présente invention n'est pas limitée aux modes  
30 de réalisation particuliers qui viennent d'être décrits, mais s'étend à toute variante conforme à son esprit.

On a représenté sur la figure 2, un mode de réalisation particulier de la valve de pilotage de freinage conforme à l'invention.

La figure 2 ne sera pas décrite dans le détail, dans la mesure où elle ne correspond qu'à un mode de réalisation particulier susceptible de faire l'objet de nombreuses variantes.

5 La figure 2 permet essentiellement de montrer que le corps 100 peut faire l'objet de détails pratiques de réalisation et/ou usinage.

La base de la chambre 110 logeant le ressort 220 peut ainsi être obturée par un bouchon 221 après avoir débouché sur l'extrémité axiale du corps 100 opposée à la boîte à ressort 400, le piston 300 peut être guidé par un bloc intermédiaire 222 rapporté dans la chambre interne  
10 du corps 100. De même la tête 210 du tiroir 200 peut être guidée par un fourreau 224 rapporté à l'intérieur du corps et la boîte à ressort 400 elle-même peut être guidée par un fût 225 rajouté sur l'extrémité axiale du corps 100.

Bien entendu la valve V comporte tous les joints nécessaires  
15 pour assurer l'étanchéité des zones requises.

Comme on l'a représenté sur la figure 3, dans une variante on peut prévoir une liaison entre l'entrée de commande 120 et l'entrée principale 130.

Dans ce cas, les pressions sont identiques dans la chambre de  
20 commande 122 et dans la gorge 132.

De préférence, la liaison 123 ainsi définie entre l'entrée de commande 120 et l'entrée principale 130 et illustrée schématiquement à l'extérieur du corps 100 sur la figure 3, est formée d'un conduit interne au corps 100.

25 On a représenté sur la figure 9, une autre variante de réalisation selon laquelle la surface de la face du tiroir 200 soumise à la pression appliquée sur l'entrée de commande 120, soit la tête 210, est supérieure à la surface de la face du tiroir soumise à la pression régnant sur la sortie 150, soit le pied 211, de sorte que la valve V opère un effet multiplicateur entre la pression régnant sur l'entrée de commande 120  
30 et la pression appliquée sur la sortie 150. Dans ce cas l'entrée principale 130 doit être séparée de l'entrée de commande 120 et être reliée à une source de pression spécifique permettant d'atteindre la pression de

sortie recherchée, multiple de la pression reçue sur l'entrée de commande 120.

La présente invention s'applique en particulier aux remorques.

5 Cependant, l'invention peut également s'appliquer aux véhicules comprenant différents essieux, en permettant un freinage spécifique de chaque essieu.

10 Selon une autre caractéristique, la boîte à ressort 400 illustrée sur les figures annexées, peut être remplacée par un moyen appliquant un effort pneumatique ou hydraulique, par exemple un piston pneumatique ou hydraulique.

15 D'une manière générale la valve de pilotage de freinage V conforme à la présente invention est adaptée pour appliquée sur la sortie 150 une pression égale à  $1/n$  fois la pression appliquée sur l'entrée de commande 120,  $n$  représentant le rapport de section entre le pied 211 et la tête 210 du tiroir 200. Ce rapport  $n$  peut évoluer. Dans le cadre de l'invention il est par exemple compris entre 2 et 3.

20 Les freins placés sur l'essieu à freiner et actionnés par la sortie 150 de la valve V peuvent être formés de tous freins dynamiques appropriés du type frein à disques ou frein à tambour. Comme indiqué précédemment en regard des figures 7 et 8 la structure de tels frein à disques ou frein à tambour est bien connue de l'homme de l'art et ne sera donc pas décrite en détail par la suite. On rappelle cependant à nouveau que de tels freins dynamiques comprennent un vérin hydraulique activé par la pression régnant sur la sortie 150 pour  
25 contrôler le déplacement d'une garniture mobile, disque ou tambour, en appui sous effort contrôle contre un élément en regard statique.

L'homme de l'art comprendra que l'invention permet d'améliorer notablement l'état de la technique puisque la valve de pilotage V conforme à l'invention permet :

30 a) que l'essieu piloté, notamment un essieu de remorque, soit freiné à une pression divisée de la pression de consigne de freinage appliquée à un essieu principal ou véhicule tracteur,

- b) que la pression de freinage de l'essieu piloté, notamment un essieu de remorque, soit proportionnelle à la pression de consigne de freinage appliquée à un essieu principal ou véhicule tracteur, et
  - c) que la pression de freinage de l'essieu piloté, notamment un essieu
- 5 de remorque, soit proportionnelle à la charge de l'essieu freiné.

## **REVENDICATIONS**

1. Procédé de pilotage de freinage d'un essieu de véhicule,  
5 notamment d'un essieu de remorque, comprenant les étapes consistant à :
- soumettre le tiroir (200) monté à translation dans une chambre (110) d'un corps (100) de valve (V) aux sollicitations exercées par :
    - . la pression appliquée sur une entrée de commande (120)  
10 destinée à être reliée à un conduit de commande principale de freinage,
    - . une rétroaction de la pression régnant sur une sortie (150) destinée à être reliée au frein de l'essieu (800), et
    - . un piston (300) recevant une force représentative de la charge sur l'essieu et appliquant sur le tiroir (200) un tarage représentatif de la  
15 charge de l'essieu,
- le tiroir (200) coulissant dans la chambre (110) du corps sur une plage comprise entre deux positions extrêmes correspondant respectivement à une première position extrême dans laquelle le tiroir (200) relie la sortie (150) à une entrée secondaire (140) destinée à être reliée à un  
20 réservoir ou accumulateur à faible pression (R) et une seconde position extrême dans laquelle le tiroir (200) relie la sortie (150) à une entrée principale d'alimentation (130) destinée à être reliée à une source de pression de freinage (600), de sorte que la pression en sortie (150) est asservie à la charge de l'essieu tout en étant proportionnelle à la  
25 pression sur l'entrée de commande (120) selon un rapport égal au rapport entre les surfaces des faces du tiroir (200) soumises respectivement à la pression appliquée sur l'entrée de commande (120) et à la pression régnant sur la sortie (150).
2. Valve de pilotage de freinage d'un essieu de véhicule,  
30 notamment d'un essieu de remorque, comprenant un corps (100) qui comporte :
- un moyen (300) définissant une commande de tarage représentative de la charge sur l'essieu,

- une entrée de commande (120) destinée à être reliée à un conduit de commande principal de freinage,
- une entrée principale d'alimentation (130) destinée à être reliée à une source de pression de freinage,
- 5 - une entrée secondaire (140) destinée à être reliée à un réservoir ou accumulateur à faible pression ou à pression atmosphérique (R)
- une sortie (150) destinée à être reliée au frein de l'essieu,
- un piston (300) recevant une force représentative de la charge sur l'essieu, et
- 10 - un tiroir (200) monté à translation dans une chambre (110) du corps (100) et sollicité par :
  - . la pression appliquée sur l'entrée de commande (120),
  - . une rétroaction de la pression régnant sur la sortie (150), et
  - .le piston (300) appliquant sur le tiroir (200) un tarage
- 15 représentatif de la charge de l'essieu,  
le tiroir (200) coulissant dans la chambre (110) du corps (100) sur une plage comprise entre deux positions extrêmes correspondant respectivement à une première position extrême par laquelle le tiroir (200) relie la sortie (150) à l'entrée secondaire (140) et une seconde
- 20 position extrême dans laquelle le tiroir (200) relie la sortie (150) à l'entrée principale (130), de sorte que la pression en sortie est asservie à la charge de l'essieu tout en étant proportionnelle à la pression sur l'entrée de commande (120) selon un rapport égal au rapport entre les surfaces des faces du tiroir (200) soumises respectivement à la pression
- 25 appliquée sur l'entrée de commande (120) et à la pression régnant sur la sortie (150).

**3.** Valve selon la revendication 2, caractérisée par le fait que la surface de la face du tiroir (200) soumise à la pression appliquée sur l'entrée de commande (120) est inférieure à la surface de la face du

30 tiroir (200) soumise à la pression régnant sur la sortie (150) de sorte que la valve opère un effet démultiplicateur entre la pression régnant sur l'entrée de commande (120) et la pression appliquée sur la sortie (150).

**4.** Valve selon la revendication 2, caractérisée par le fait que la surface de la face du tiroir (200) soumise à la pression appliquée sur l'entrée de commande (120) est supérieure à la surface de la face du tiroir (200) soumise à la pression régnant sur la sortie (150) de sorte  
5 que la valve opère un effet multiplicateur entre la pression régnant sur l'entrée de commande (120) et la pression appliquée sur la sortie (150).

**5.** Valve selon l'une des revendications 2 à 4, caractérisée par le fait qu'elle comprend un ensemble mécanique (400, 500) intercalé entre l'essieu et le piston (300) de sorte que la force représentative de la  
10 charge sur l'essieu appliquée au piston (300) provient d'un signal mécanique.

**6.** Valve selon l'une des revendications 2 à 4, caractérisée par le fait que la force représentative de la charge sur l'essieu appliquée au piston (300) provient d'un signal pneumatique ou hydraulique.

**7.** Valve selon l'une des revendications 2 à 6, caractérisée par le fait que le tiroir (200) est formé d'une navette possédant un alésage longitudinal et axial borgne (202) et au moins deux perçages radiaux traversant (204, 206) reliant la face externe (201) du tiroir (200) au volume interne de l'alésage longitudinal (202).  
15

**8.** Valve selon l'une des revendications 2 à 7, caractérisée par le fait que le corps (100) possède deux gorges (132, 142) qui communiquent respectivement avec l'entrée principale (130) et l'entrée secondaire (140), la distance séparant les deux gorges (132, 142) étant de l'ordre de grandeur de la course maximale du tiroir (200).  
20

**9.** Valve selon les revendications 7 et 8 prises en combinaison, caractérisée par le fait que des perçages radiaux (204) formés sur le tiroir (200) sont positionnés axialement sur le tiroir (200) pour être déplacés entre deux positions extrêmes dans lesquelles les perçages (204) sont placés respectivement en regard ou en communication  
25 directe avec l'une des gorges (132 ou 142), et en position intermédiaire du tiroir, les perçages (204) sont placés axialement entre ces gorges (132 et 142) pour être soumises à un gradient de pression compris  
30 entre la pression appliquée sur l'entrée principale (130) et la pression

faible ou atmosphérique régnant sur l'entrée secondaire (140), qui règne dans l'espace ou jeu annulaire défini entre la surface extérieure du tiroir (200) et la surface interne de la chambre (110), entre les deux gorges (132, 142).

5           **10.** Valve selon l'une des revendications 2 à 9, caractérisée par le fait qu'il comprend un moyen d'étanchéité (312) autour du piston (300).

**11.** Valve selon l'une des revendications 2 à 10, caractérisée par le fait qu'elle comprend une boîte à ressort (400) sollicitée  
10 mécaniquement par l'essieu disposée en amont du piston.

**12.** Valve selon la revendication 11, caractérisée par le fait que la boîte à ressort (400) comprend un plot de tête (420) adapté pour recevoir un effort représentatif de la charge de l'essieu à freiner, un poussoir (410), un ressort de tarage (430) intercalé entre le plot (420)  
15 et le poussoir (410), de préférence une vis de réglage (440) qui relie le poussoir (410) et le plot (420) pour régler la distance séparant au maximum le poussoir (410) et le plot (420) et régler la contrainte initiale et la raideur du ressort de tarage (430), et un ressort de rappel (450) qui sollicite le plot (420) en position de repos vers l'extérieur de la  
20 valve.

**13.** Valve selon l'une des revendications 2 à 12, caractérisée par le fait qu'il comprend une liaison (123) entre l'entrée de commande (120) et l'entrée principale (130).

**14.** Valve selon la revendication 13, caractérisée par le fait que  
25 la liaison (123) définie entre l'entrée de commande (120) et l'entrée principale (130) est formée d'un conduit interne au corps (100).

**15.** Système de freinage d'un essieu de véhicule comprenant une valve de pilotage de freinage (V) conforme à l'une des revendications 2 à 14.

30           **16.** Système selon la revendication 15, caractérisé par le fait qu'il comprend une pompe hydraulique (600) suivie d'une valve de freinage à rétroaction (650), disposées en amont de l'entrée principale d'alimentation (130) et/ou de l'entrée de commande (120).

**17.** Véhicule équipé d'une valve de pilotage de freinage ou d'un système de freinage conformes à l'une des revendications 2 à 16, notamment véhicule comprenant une remorque équipée d'une telle valve de pilotage de freinage ou du système de freinage.



2/10

FIG. 2

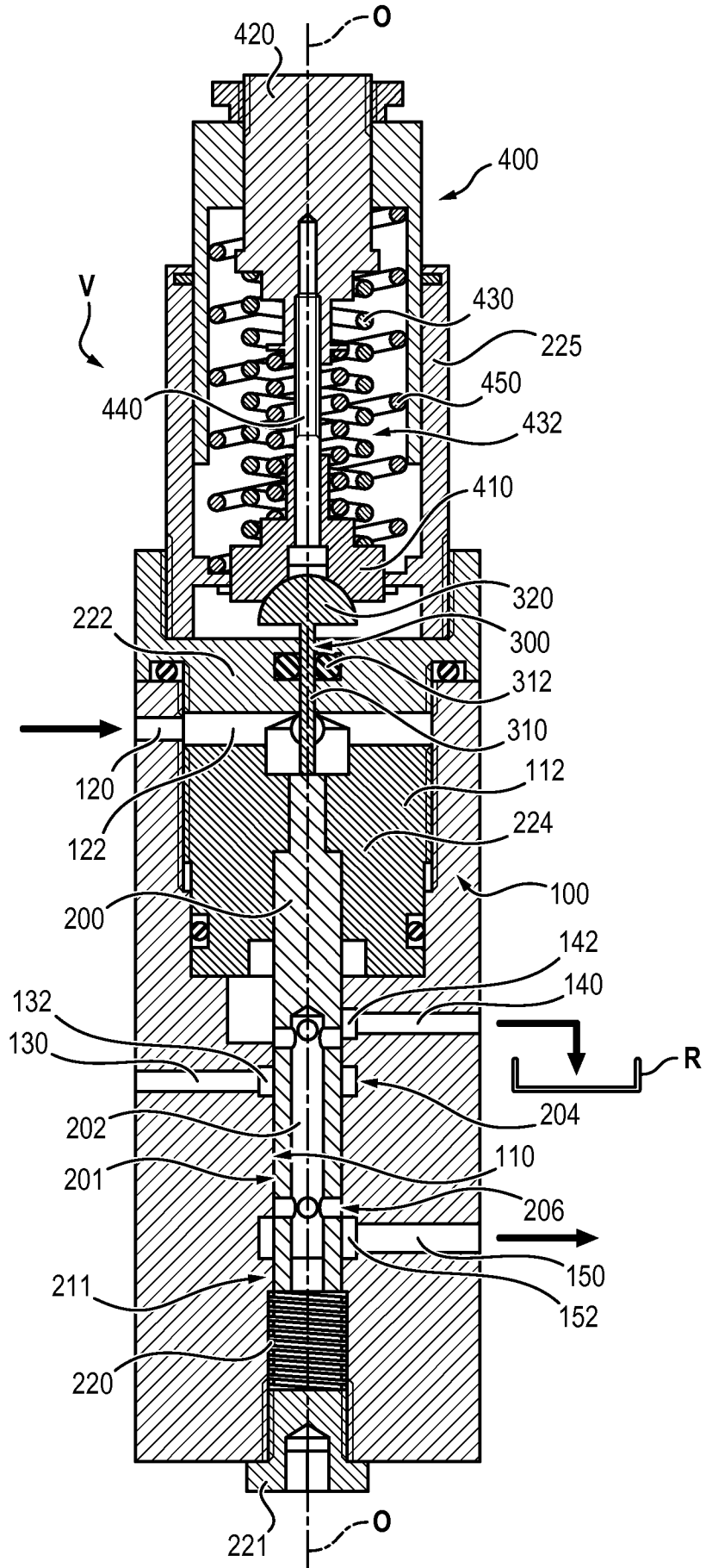


FIG. 3

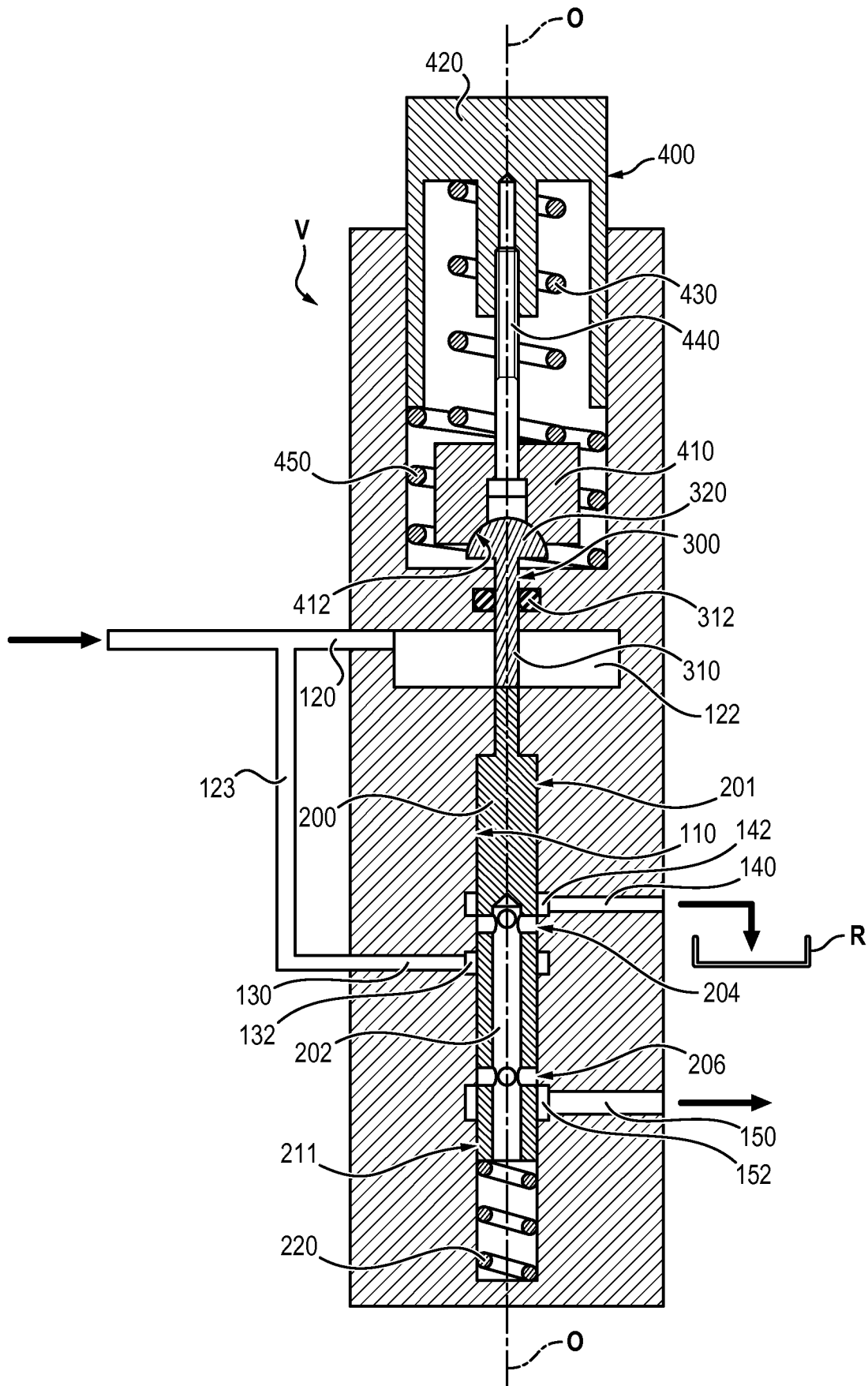


FIG. 4c

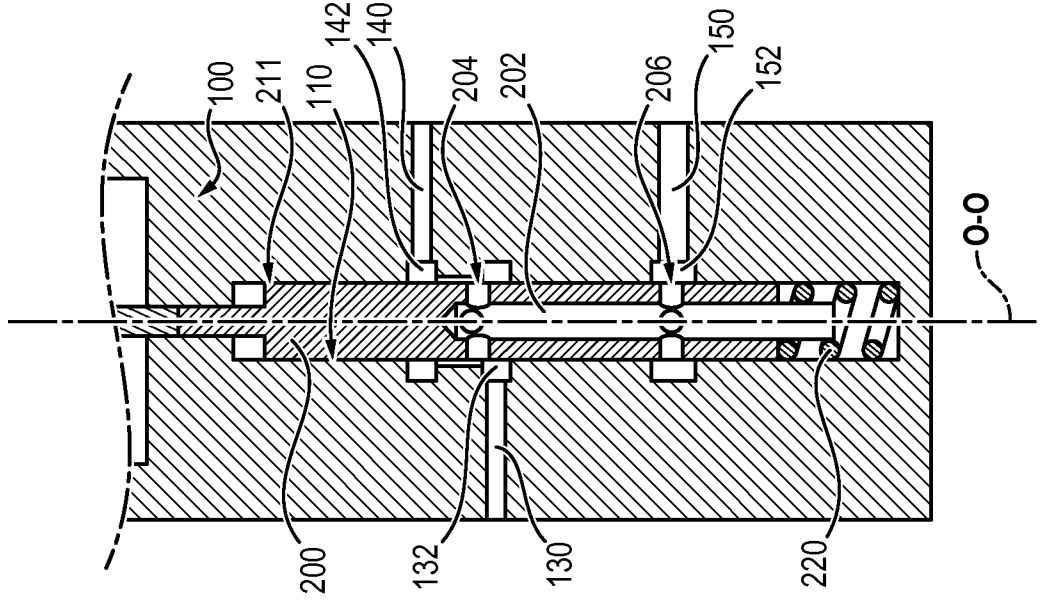


FIG. 4b

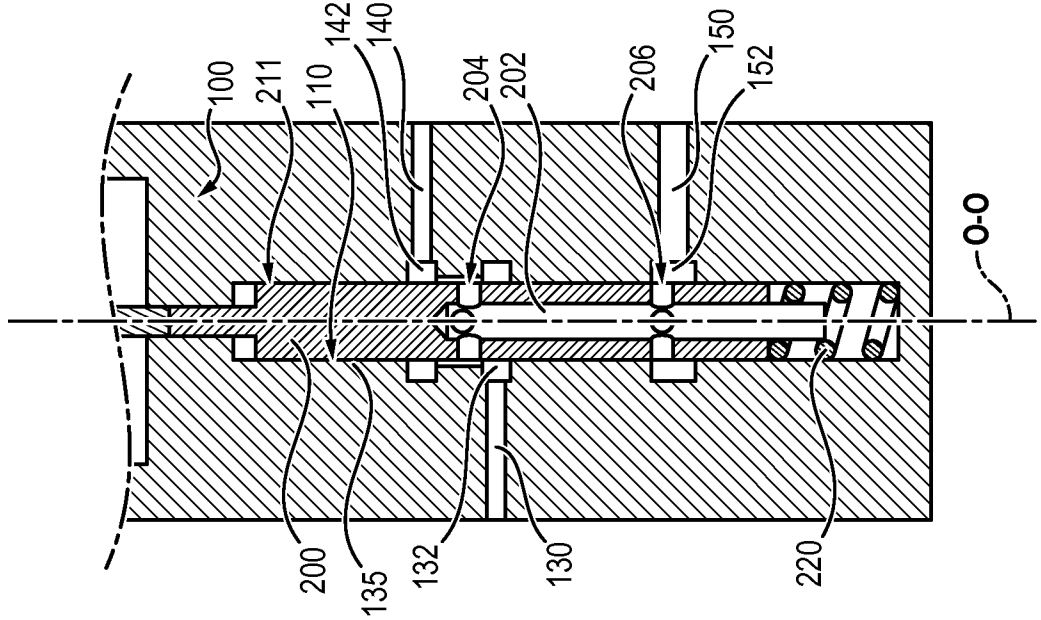
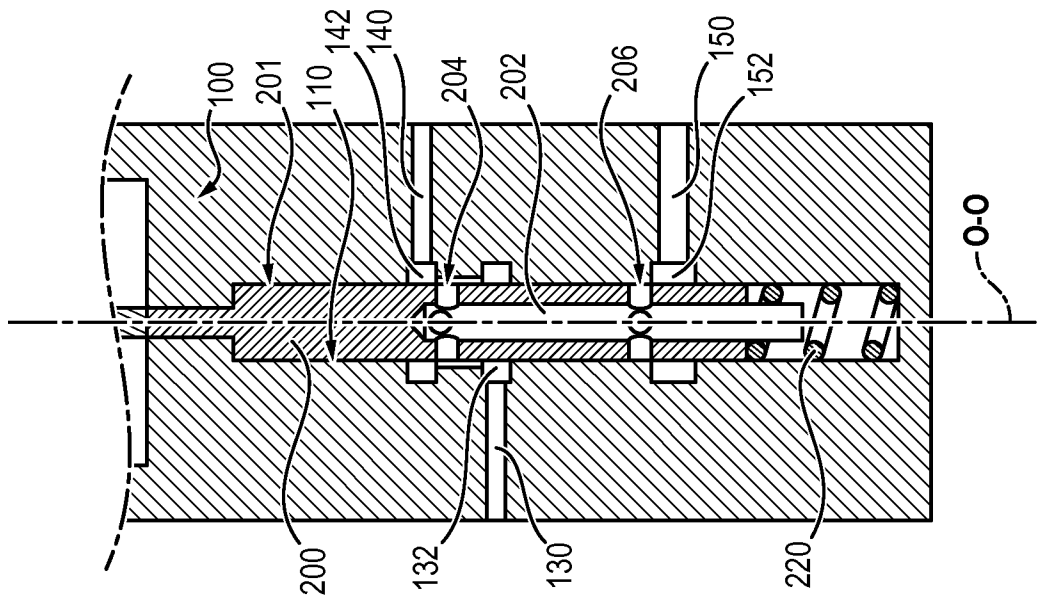


FIG. 4a



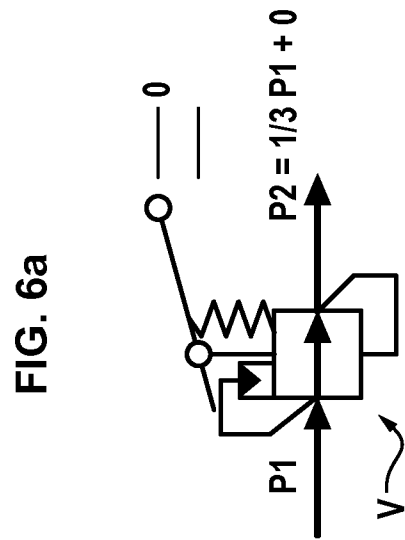
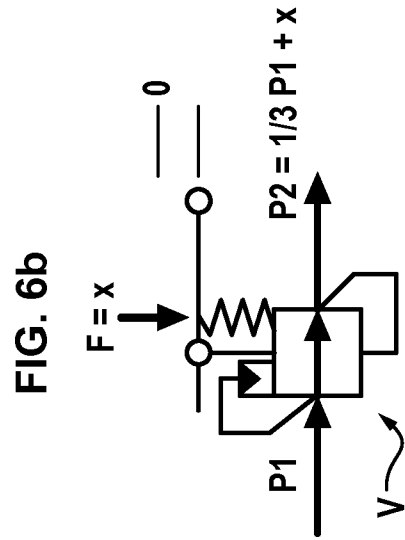
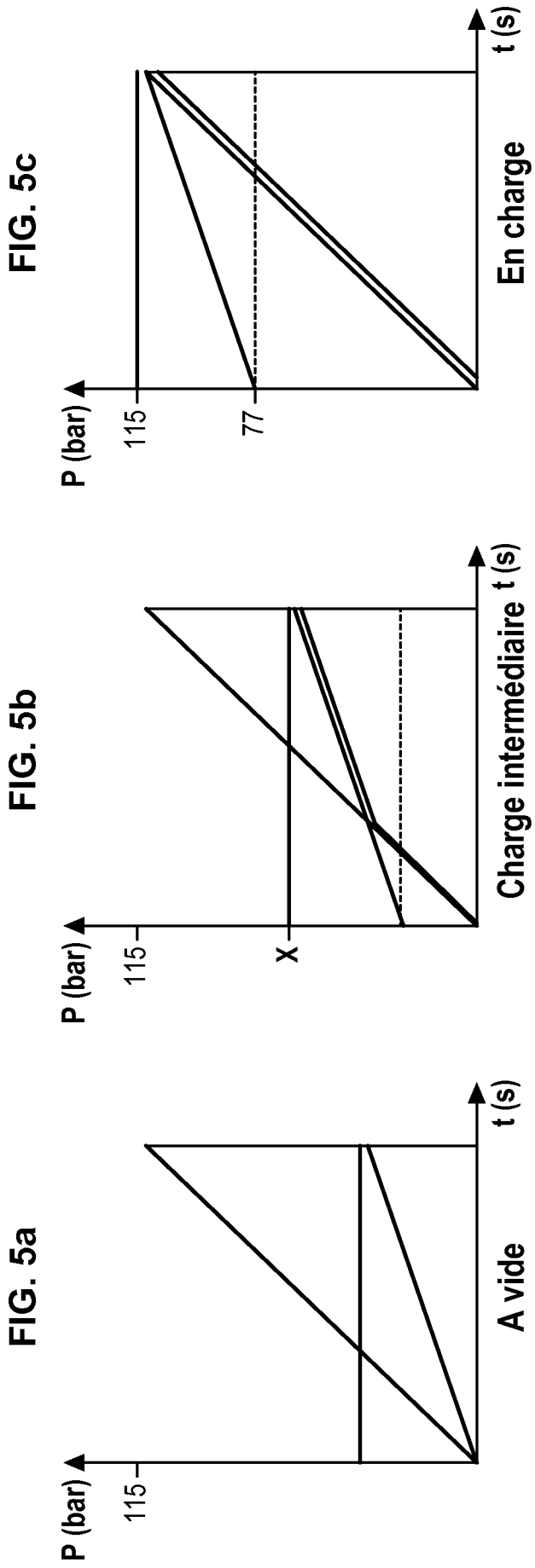




FIG. 7b

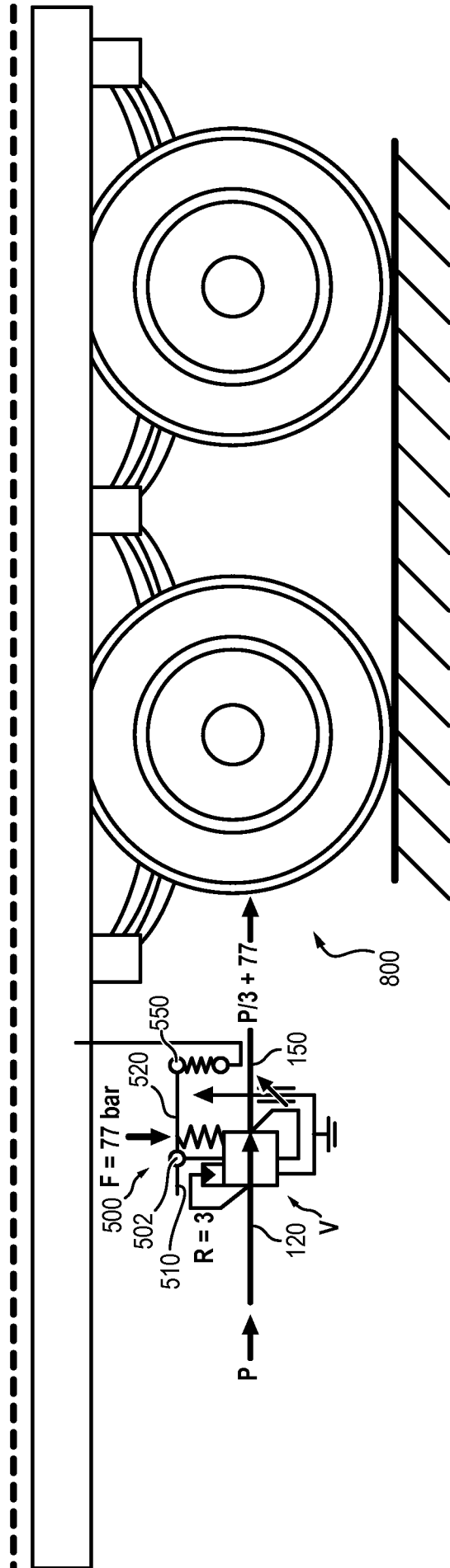
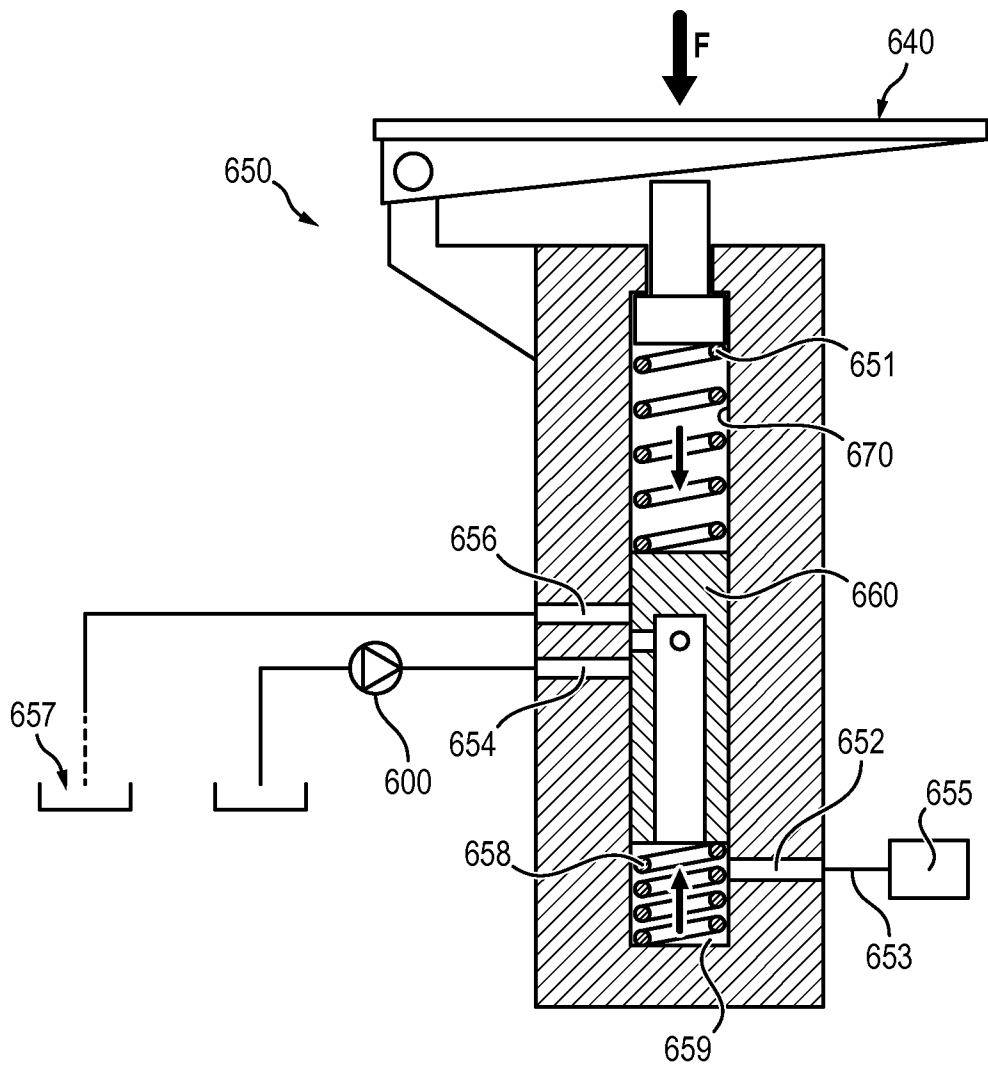


FIG. 8



9/10

FIG. 9

