

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

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

2 561 188

(21) N° d'enregistrement national : **85 03769**

(51) Int Cl⁴ : B 60 T 13/14.

(12)

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

(22) Date de dépôt : 14 mars 1985.

(30) Priorité : DE, 14 mars 1984, n° P 34 09 290.0.

(43) Date de la mise à disposition du public de la demande : BOPI « Brevets » n° 38 du 20 septembre 1985.

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

(71) Demandeur(s) : *Société dite : ROBERT BOSCH GMBH.*
— DE.

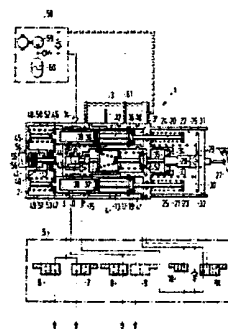
(72) Inventeur(s) : Heinz Leiber.

(73) Titulaire(s) :

(74) Mandataire(s) : Cabinet Beau de Loménie.

(54) Servomécanisme de freinage hydraulique pour véhicule automobile.

(57) L'invention propose un servomécanisme de freinage hydraulique 1 où, grâce à une action particulière sur les maîtres-cylindres 3 et 4, en cas de défaut de l'alimentation sous pression, il reste encore une course suffisante de la pédale de frein 27 pour actionner les freins, tout en évitant une course à vide de la pédale de frein 27. Ces avantages sont réalisés moyennant une faible dépense.



FR 2 561 188 - A1

D

L'invention part d'un servomécanisme de freinage hydraulique pour une installation de freinage de véhicule, comprenant un dispositif d'alimentation sous pression constitué essentiellement d'une pompe et d'un
5 accumulateur, de même qu'un robinet de commande, commandant à la fois une liaison du dispositif d'alimentation sous pression avec au moins un maître-cylindre ou un circuit de frein et une liaison du maître-cylindre ou du circuit de frein avec un point de décharge, une plaque d'actionnement
10 mue par la pédale de frein et espacée normalement d'une extrémité d'un piston de maître-cylindre, ainsi qu'un piston de commande à pression d'accumulateur, auquel est appliquée la pression de l'accumulateur.

Un tel servomécanisme de freinage est connu
15 (demande de brevet allemand DE-OS 28 25 087). Il est équipé d'un dispositif antiblocage intégré, de sorte que le servomécanisme de freinage a une double fonction : l'amplification de l'effort de freinage et la modulation de la pression pour la protection contre le blocage des roues du véhicule
20 au freinage. Pour la modulation de la pression, on utilise dans ce cas un système de vannes particulier en combinaison avec un type spécial de servomécanisme de freinage, où le maître-cylindre est utilisé pour la modulation de pression.

Il existe cependant aussi des solutions qui
25 travaillent selon le principe de l'injection de pression directe à partir du dispositif d'alimentation sous pression (demande de brevet allemand DE-OS 32 37 959).

Les appareils connus travaillant selon ce principe comportent des dispositifs au moyen desquels le
30 piston du maître-cylindre est maintenu à une position déterminée en cas de défaillance du dispositif d'alimentation sous pression, afin d'obtenir ainsi une plage de sécurité pour la course du piston.

L'invention vise notamment à éviter les
35 inconvénients de l'art antérieur.

Selon l'invention, un servomécanisme tel que défini au début est caractérisé en ce que le maître-cylindre est pourvu, de façon en soi connue, d'une douille dans laquelle est disposé coulissant le piston de maître-cylindre, et que la douille est exposée à une force de positionnement qui peut être fournie en direction de la plaque d'actionnement par une force de rappel et en direction contraire par le piston de commande à pression d'accumulateur.

10 Un servomécanisme de freinage ainsi réalisé a l'avantage, notamment, qu'en cas de défaillance du dispositif d'alimentation sous pression, le maître-cylindre est poussé par une force élastique à une position de départ à partir de laquelle le frein peut être mis en action
15 complètement, sans force auxiliaire toutefois. Le servomécanisme de freinage possède ainsi une conception de base qui est en soi à sécurité intrinsèque. Il s'y ajoute que l'on évite une course à vide de la pédale de frein dans le cas d'un défaut; autrement dit, la caractéristique de
20 la pédale de frein est une caractéristique continue dans tous les cas.

Selon un mode de réalisation avantageux, le piston de commande à pression d'accumulateur est monté sur ressort, de sorte que ce piston dispose d'une course
25 supplémentaire pour l'actionnement d'interrupteurs ou de commutateurs au moyen desquels il est possible d'indiquer une pression d'accumulateur abaissée et de produire une décharge de l'accumulateur.

D'autres caractéristiques et avantages de
30 l'invention ressortiront plus clairement de la description qui va suivre de plusieurs exemples de réalisation non limitatifs, ainsi que des dessins annexés, sur lesquels :
- la figure 1 représente schématiquement
un servomécanisme de freinage hydraulique avec deux maîtres-
35 cylindres dans une disposition jumelée et deux circuits de frein fermés;

- la figure 2 est une représentation analogue d'un servomécanisme de freinage hydraulique avec un circuit de frein fermé et un circuit de frein ouvert;

5 - la figure 3 représente un détail, en coupe axiale et à plus grande échelle, d'une variante de réalisation dans la région du poussoir de la pédale de frein; et

- la figure 4 montre une variante de réalisation du servomécanisme de freinage selon la figure 2.

Le servomécanisme de freinage 1 représenté
10 sur la figure 1 possède un corps 2 dans lequel sont disposés parallèlement deux maîtres-cylindres 3 et 4; il s'agit par conséquent d'une disposition dite "jumelée". Au servomécanisme de freinage 1 est associé un dispositif antiblocage 5
15 qui comprend un bloc de distribution contenant des vannes réglables individuelles 6, 7, 8, 9, 10 et 11 pour empêcher le blocage des roues du véhicule lors du freinage et pour l'alimentation sous pression.

Les maîtres-cylindres 3 et 4 comprennent chacun un piston de maître-cylindre 12 ou 13 et une douille
20 14 ou 15 dans laquelle peut coulisser ce piston. Les douilles 14 et 15 sont elles-mêmes déplaçables axialement sur une certaine distance dans le corps 2 et possèdent, dans la région d'évidements du corps, des percées radiales qui restent en communication avec les évidements du corps sur
25 toute la course des douilles 14 et 15. L'extrémité arrière 16 ou 17 de chacun des pistons 12, 13 est appliquée, à la position normale représentée, contre une paroi extrême radiale 18 ou 19 de la douille 14 ou 15 concernée et porte une tige 20 ou 21 avec une tête 22 ou 23 et un ressort de
30 rappel 24 ou 25 agissant sur cette tête.

Les tiges 20, 21, les têtes 22, 23 et les ressorts 24, 25 sont situés dans une cavité 26 du corps 2, dans laquelle fait saillie un poussoir de pédale 28
solidaire d'une pédale de frein 27. Sur le poussoir 28 est
35 articulée une plaque d'actionnement 29 qui est chargée par un ressort 30 et dont les extrémités 31 et 32 sont destinées

à coopérer avec les têtes de tige 22 et 23 en cas de défaillance du dispositif d'alimentation sous pression.

Le poussoir de pédale 28 présente un épaulement 33 situé habituellement à une certaine distance d'un piston annulaire 34. Celui-ci délimite en tant que paroi mobile une chambre de travail 35 dans laquelle est établie lors du freinage une pression déterminée au moyen d'un robinet de commande 39. Le poussoir 28 contient en outre un ressort de course 36 servant d'élément simulateur de course. Le ressort simulateur de course 36 est combiné avec un ressort intermédiaire 57 qui transmet l'effort exercé sur la pédale de frein au ressort simulateur 36. Ce ressort intermédiaire ou ressort de surpression 57 est prévu pour des raisons de sécurité, afin que le mouvement de la pédale puisse être transmis directement aux pistons des maîtres-cylindres en cas de blocage du ressort simulateur de course 36 par exemple. Le poussoir incorporant le ressort simulateur 36 agit par une extrémité 37 sur un tiroir 38 qui forme le robinet de commande 39 du servomécanisme de freinage en combinaison avec des embouchures radiales de perçages dans le corps 2.

Du côté du servomécanisme 1 se trouvant à l'opposé de la pédale de frein 27, le corps 2 forme un cylindre de travail 40 pour un piston de commande à pression d'accumulateur 41. Le piston 41 porte une tige 42 qui fait saillie du cylindre de travail 40 et est pourvue d'une tête 43 et d'un ressort intermédiaire 44 situé sous cette tête. La tête 43 et le ressort intermédiaire 44 sont appuyés sur un palonnier 45 dont les deux extrémités 46 et 47 sont reliées rigidement aux douilles 14 et 15 des maîtres-cylindres 3 et 4. Des ressorts de rappel 48 et 49 sont prévus dans la région des extrémités 46 et 47 pour pousser les douilles 14 et 15 en direction de la pédale de frein 27.

Deux chevilles de butée 50 et 51 sont disposées à l'intérieur du corps 2 et sont entourées concentri-

quement par les ressorts de rappel 48 et 49, constitués par des ressorts de compression. Les extrémités des douilles 14 et 15 - solidaires des bouts 46 et 47 du palonnier - sont normalement appliquées contre les extrémités libres 5 52 et 53 des chevilles de butée. A ce moment, les chambres de travail à pression de servomécanisme 3' et 4', situées aux autres extrémités des douilles 14 et 15 dans les maîtres-cylindres 3 et 4 et délimitées par les pistons de maître-cylindre 12 et 13, possèdent leur plus grande dimension.

10 Le palonnier 45 est maintenu à la position représentée par la pression d'accumulateur agissant normalement dans une chambre de travail 54 à droite du piston de commande à pression d'accumulateur 41. Derrière le piston 41 se trouve un commutateur 55 qui présente trois 15 positions 0, I et II correspondant à des positions du piston, la transmission étant assurée par une cheville 56.

Le dispositif d'alimentation sous pression 58 comporte une pompe 59 commandée par un moteur, un accumulateur 60 et un réservoir de liquide. Ce dernier est prévu 20 dans un réservoir nourricier 61 à plusieurs chambres, plus précisément dans la chambre représentée à droite, dont le niveau est surveillé par un interrupteur à niveau.

Fonctionnement

Pendant le freinage normal, le robinet de 25 commande 39 est manoeuvré pour l'application de pression du dispositif d'alimentation sous pression 58 à travers les chambres de travail à pression de servomécanisme 3' et 4' situées derrière les pistons de maître-cylindre 12 et 13. Ces pistons sont déplacés vers la gauche, de sorte 30 que les circuits de frein I et II sont alimentés en fluide de pression pour le freinage. La pression de freinage ainsi appliquée agit également dans la chambre de travail 35, tandis que la pression du dispositif d'alimentation sous pression 58 continue à régner dans la chambre de 35 travail 54. Le palonnier 45 avec les extrémités des douilles

reste ainsi appliqué contre les chevilles de butée 50 et 51. La course du poussoir de pédale 28 dans le sens du serrage des freins est terminée lorsque le tiroir du robinet de commande 39 a été déplacé au maximum. L'épaule 33 du poussoir s'applique alors contre le piston annulaire 34; ce dernier sert donc de limiteur de course en cas d'application de la pression de freinage maximale. Si la pression de freinage agissant dans les cylindres de frein prévus en aval est si forte que les roues risquent de se bloquer, le dispositif antiblocage 5 commence à travailler, en ce sens que les vannes 6 à 10 empêchent la poursuite de l'augmentation de la pression de freinage et que la vanne 11 produit la décharge du servomécanisme de freinage côté primaire.

Si l'apport d'énergie par le dispositif d'alimentation sous pression 58 fait défaut, le piston annulaire 34 n'est plus sous pression sur le côté intérieur, ce qui aurait pour conséquence, sans les mesures prévues par l'invention, que le poussoir de pédale 28 pourrait pénétrer davantage dans le corps 2 du servomécanisme de freinage 1 et que la plaque d'actionnement 29 pourrait s'appliquer contre les têtes 22, 23 des tiges 20 et 21, pour l'actionnement direct des pistons 12 et 13 des maîtres-cylindres 3 et 4 par la pédale de frein 27 en vue de l'établissement d'une pression de freinage. Cela produirait cependant une course à vide de la pédale 27, de sorte que la caractéristique effort/course de cette pédale serait modifiée.

Selon l'invention, la chute de pression dans la chambre 35 s'accompagne d'une chute de pression dans la chambre de travail 54 du piston de commande à pression d'accumulateur 41. La force des ressorts de rappel précontraints 48 et 49 prédomine à ce moment, de sorte que le palonnier 45 et les douilles 14 et 15 sont déplacés vers la pédale de frein 27. La course à vide de cette dernière est donc évitée et la pédale conserve la même caractéristique effort/course.

Comme le piston de commande 41 est appuyé en plus par le ressort intermédiaire 44 par rapport au palonnier 45, ce piston peut être employé également pour manoeuvrer le commutateur 55. A ses positions I et II, 5 qui sont atteintes à environ 140 et 100 bars, celui-ci déclenche un dispositif d'avertissement et la mise en marche du moteur de la pompe 59. La repoussée des douilles 14 et 15 ne s'effectue, par contre, qu'à une pression résiduelle de 60 bars.

10 Il est à noter qu'en cas de défaillance de l'alimentation sous pression, les pistons de maître-cylindre 12 et 13 sont déplacés par les ressorts de rappel 48 et 49 à la position de départ à tous les stades du fonctionnement, par exemple au début d'un freinage et 15 lors d'une action du dispositif antiblocage, position de départ où la plaque d'actionnement 29 articulée sur le poussoir de pédale 28 vient en contact avec les pistons de maître-cylindre 12 et 13. La conception du servomécanisme de freinage 1 avec le ressort simulateur de course 36 20 permet de prévoir de plus petites faces utiles sur les pistons de maître-cylindre 12 et 13 parce que ces derniers - à la différence avec la disposition dans les servomécanismes conventionnels - ne sont pas accouplés directement au poussoir de pédale 28. Ceci permet de réaliser le 25 "saut de transmission" connu, qui a pour conséquence qu'en cas de défaillance de l'alimentation en énergie, des efforts relativement faibles sur la pédale de frein permettent d'obtenir une pression plus élevée.

Le dimensionnement plus petit des pistons 12 30 et 13 procure en outre des avantages dans le dimensionnement des ressorts de rappel 48 et 49 puisque ceux-ci peuvent être prévus pour des pressions plus petites parce que les efforts pouvant être exercés par un conducteur normal sur la pédale de frein ne se traduisent pas par des 35 pressions de freinage plus élevées. Par exemple, le législateur prescrit, dans le cas d'une défaillance comme celle

dont il est question ici, un effet de freinage auxiliaire de presque 30%, ce qui demande des pressions de freinage d'environ 40 bars sur des véhicules de poids moyen. L'effet de freinage auxiliaire précité correspond à un effort sur

5 la pédale de 500 N selon les prescriptions européennes. Le déplacement des pistons de maître-cylindre 12 et 13 alors que l'alimentation sous pression est intacte a pour conséquence que ces pistons sont extraits à l'action du

10 poussoir de pédale 28 dans le cas d'une modulation de la pression pour l'action antiblocage. En cas de double emploi des pistons de maître-cylindre 12 et 13 à la fois pour l'établissement de pression dans les circuits de frein I et II et pour la variation de la pression dans le but d'éviter le blocage

15 des roues, la fonction antiblocage demande la plus faible dépense. Dans cet exemple, le fluide de freinage pour les circuits de frein I et II et pour le dispositif d'alimentation sous pression 58 est le même, mais il est possible également d'utiliser différents fluides.

Travail du dispositif antiblocage

20 La pression de freinage P envoyée par le robinet de commande 39 est appliquée à travers le dispositif antiblocage 5, la vanne 11 à trois voies et deux positions et la vanne 10 à deux voies et deux positions au côté primaire des pistons de maître-cylindre 12 et 13.

25 Les vannes 6, 7 respectivement 8, 9 à deux voies et deux positions sont installées chaque fois du côté secondaire dans les circuits de frein fermés I et II. L'établissement de la pression s'effectue à travers la vanne 11 à trois voies et deux positions, installée du côté primaire,

30 qui laisse s'écouler du fluide de pression des chambres de commande dans le retour. La vanne 10 à deux voies et deux positions, branchée en parallèle, est fermée pendant le travail du dispositif antiblocage. Le passage d'écoulement de la vanne 11 à trois voies et deux positions étant

35 étranglé, la pression s'élève plus rapidement au début

d'un freinage qu'en cas d'action du dispositif anti-blocage, du fait que les sections d'écoulement sont plus grandes. Ceci correspond à la "commutation de gradient de pression". Les vannes 6, 7 respectivement 8, 9 à
5 deux voies et deux positions, installées du côté secondaire, ont chacune une fonction de maintien de la pression. Entre les vannes 10 et 11 se trouve encore une soupape antiretour qui permet la réduction rapide de la pression de freinage lorsque le conducteur réduit la pression de
10 freinage pendant le fonctionnement du dispositif anti-blocage.

Le robinet de commande 39 du servomécanisme de freinage 1 est géométriquement dimensionné de manière qu'il se déplace en direction de sa butée en cas de défaillance de l'alimentation sous pression, en reliant les
15 canaux à fluide hydraulique exposés à la pression de commande P au retour.

Le servomécanisme de freinage 62 représenté sur la figure 2 est de construction analogue à celle du
20 servomécanisme selon la figure 1, sauf qu'il est combiné dans ce cas avec un circuit de frein II ouvert, lequel est alimenté directement par le robinet de commande 39. Des éléments identiques portent par conséquent les mêmes références. Le circuit de frein I est un circuit fermé,
25 comme dans l'exemple de réalisation selon la figure 1, avec la configuration de maître-cylindre qui y est utilisée.

La figure 3 représente une disposition particulière du piston annulaire 34 décrit en relation avec
30 les modes de réalisation selon la figure 1. Ce piston porte ici la référence 64 et sa fonction est de limiter la course du poussoir de la pédale de frein lorsque l'alimentation sous pression s'effectue convenablement. Le poussoir de pédale 65 doit pouvoir être arrêté sous
35 des efforts aussi élevés que possible sur la pédale de frein et jusqu'au niveau relativement bas de 60 bars de

la pression d'accumulateur, ce qui demande une face utile relativement grande sur le piston annulaire 64. Ceci présente des avantages pour l'utilisation de l'accumulateur 60 et, en fin de compte, pour éviter des pressions trop élevées dans cet accumulateur. D'un autre côté, une trop grande face utile supprimerait de nouveau - sans mesures supplémentaires - l'avantage précédemment décrit du saut de transmission, puisque le volume de fluide refoulé par le piston annulaire 64 en cas de défaillance de l'alimentation sous pression parvient sur le côté arrière des pistons de maître-cylindre 12 et 13.

Le mode de réalisation selon la figure 3 comporte, en tant que soupape de décharge, une soupape à bille 66 qui est installée de l'autre côté d'une chambre de travail 70 et qui est déplacée proportionnellement à la pression de commande par son montage sur un ressort Belleville 67. Si la pression de commande est limitée par suite d'une faible pression d'accumulateur, ce déplacement est insuffisant, ce qui a pour conséquence qu'un prolongement 68 du poussoir de pédale 65, après avoir couvert une course L1, ouvre la soupape en repoussant sa bille 66, ce qui a pour résultat que la pression de commande tombe parce que la chambre 69 située en aval est reliée au retour. Cette ouverture de la soupape s'effectue à une pression $P < 100$ bars.

L'emploi de cette soupape à bille 66 supplémentaire exige toutefois la disposition de l'élément simulateur de course 36 à l'extérieur, contrairement à la disposition selon la figure 1, parce que le piston annulaire 34 et l'élément simulateur de course 36 y sont situés sur le même axe.

La figure 4 représente une variante du mode de réalisation selon la figure 2. Cette variante utilise un simple accumulateur à piston 71, lequel peut agir par un piston de commande à pression d'accumulateur 72 sur un poussoir 73, de manière que, en cas de défaillance de

la pression d'accumulateur du dispositif d'alimentation sous pression, la douille de maître-cylindre 14 soit poussée à sa position extrême représenté à droite, où la tige 20 s'applique par sa tête 22 contre une plaque d'actionnement 29'.

L'accumulateur à piston 71 sert donc directement d'organe de rappel pour la douille 14 dans ce mode de réalisation.

R E V E N D I C A T I O N S

1. Servomécanisme de freinage hydraulique pour une installation de freinage de véhicule, comprenant un dispositif d'alimentation sous pression constitué essentiellement d'une pompe et d'un accumulateur, de même qu'un robinet de commande, commandant à la fois une liaison du dispositif d'alimentation sous pression avec au moins un maître-cylindre ou un circuit de frein et une liaison du maître-cylindre ou du circuit de frein avec un point de décharge, une plaque d'actionnement mue par la pédale de frein et espacée normalement d'une extrémité d'un piston de maître-cylindre, ainsi qu'un piston de commande à pression d'accumulateur, auquel est appliquée la pression de l'accumulateur, caractérisé en ce que le maître-cylindre (3, 4) est pourvu, de façon en soi connue, d'une douille (14, 15) dans laquelle est disposé couissant le piston de maître-cylindre (12, 13), et que la douille (14, 15) est exposée à une force de positionnement qui peut être fournie en direction de la plaque d'actionnement (29) par une force de rappel (48, 49) et en direction contraire par le piston de commande à pression d'accumulateur (41, 72).

2. Servomécanisme selon la revendication 1, caractérisé en ce que la douille (14, 15) recevant le piston de maître-cylindre (12, 14) est maintenue contre une butée (52, 53) dans le corps (2) du maître-cylindre sous la force de rappel du piston de commande à pression d'accumulateur (41).

3. Servomécanisme selon la revendication 2, caractérisé en ce que la butée (52, 53) est formée par l'extrémité libre d'une cheville de butée (50, 51) qui est disposée dans le corps (2) du servomécanisme de freinage (1) et qui est entourée concentriquement par le ressort de rappel (48, 49).

4. Servomécanisme selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce qu'il comporte deux maîtres-cylindres (2, 3), conjugués chacun à un circuit de frein (I, II) fermé, et en ce que le même
- 5 fluide de freinage est utilisé pour les circuits de frein (I, II) et pour le dispositif d'alimentation sous pression (58) (figure 1).
5. Servomécanisme selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce qu'il comporte
- 10 deux maîtres-cylindres (2, 3), conjugués chacun à un circuit de frein (I, II) fermé, et en ce que des fluides de freinage différents sont utilisés pour les circuits de frein (I, II) et pour le dispositif d'alimentation sous pression (58).
- 15 6. Servomécanisme selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce qu'il comporte deux maîtres-cylindres, dont l'un est contenu dans un circuit de frein fermé et l'autre dans un circuit de frein ouvert (figure 2).
- 20 7. Servomécanisme selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que le piston de commande à pression d'accumulateur (41) est combiné avec un ressort intermédiaire (44) dont la compression permet une course supplémentaire du piston de commande (41).
- 25 8. Servomécanisme selon la revendication 7, caractérisé en ce qu'un trajet de travail du piston de commande à pression d'accumulateur (41) contient un commutateur (55) branché dans un circuit de commutation (position I ou II) du dispositif d'alimentation sous pression
- 30 (58) et/ou dans un circuit d'un dispositif d'avertissement.
9. Servomécanisme selon l'une quelconque des revendications 1 à 8 et comprenant un élément simulateur de course, caractérisé en ce que la pédale de frein (27) agit, outre sur la plaque d'actionnement (29), sur un
- 35 poussoir de pédale (28), et en ce qu'un ressort de surpression (57) est intercalé entre le poussoir de pédale (28) et l'élément simulateur de course (36).

10. Servomécanisme selon la revendication 8, caractérisé en ce que le poussoir de pédale (28, 65) porte une butée (épaulement 33) pour un piston annulaire (34, 64), au moyen de laquelle la course de la pédale de frein (27) peut être limitée lorsque l'alimentation sous pression est intacte.
11. Servomécanisme selon la revendication 10, caractérisé en ce que le piston annulaire (64) délimite en tant que paroi mobile une chambre de travail (60) qui est exposée à la pression de freinage et en ce que cette chambre de travail présente une soupape de décharge (soupape à bille 66) qui peut être ouverte, après une certaine course (L1), par un prolongement (68) du poussoir de pédale (65) (figure 3).
12. Servomécanisme selon la revendication 11, caractérisé en ce que la course pour ouvrir la soupape de décharge (66) peut être produite sous une pression $P < 100$ bars.
13. Servomécanisme selon la revendication 1, caractérisé en ce que le piston de commande à pression d'accumulateur (72) est le piston d'un accumulateur à piston (71) qui fournit directement la force de rappel pour la douille (14) (figure 4).

FIG. 1

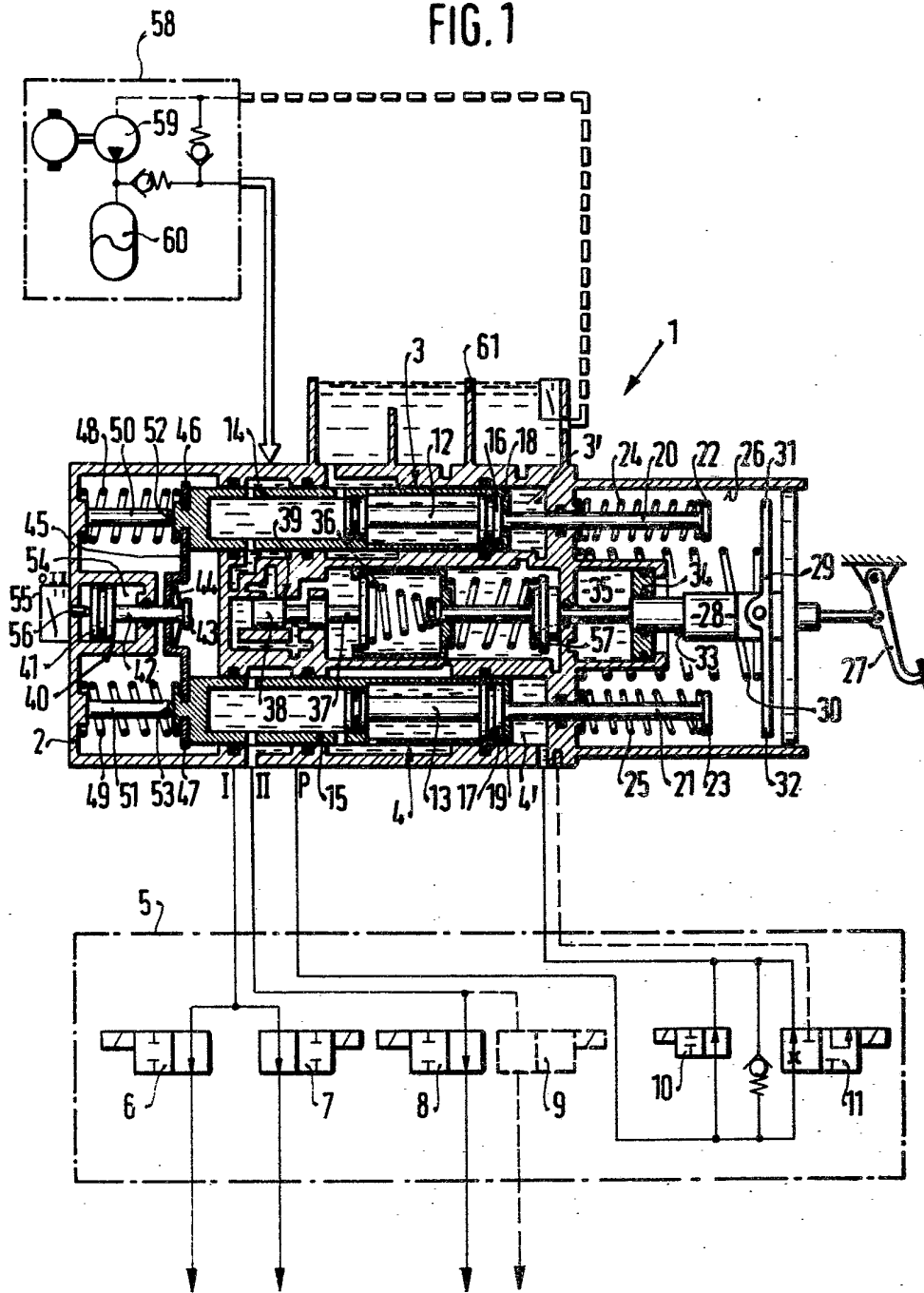


FIG. 2

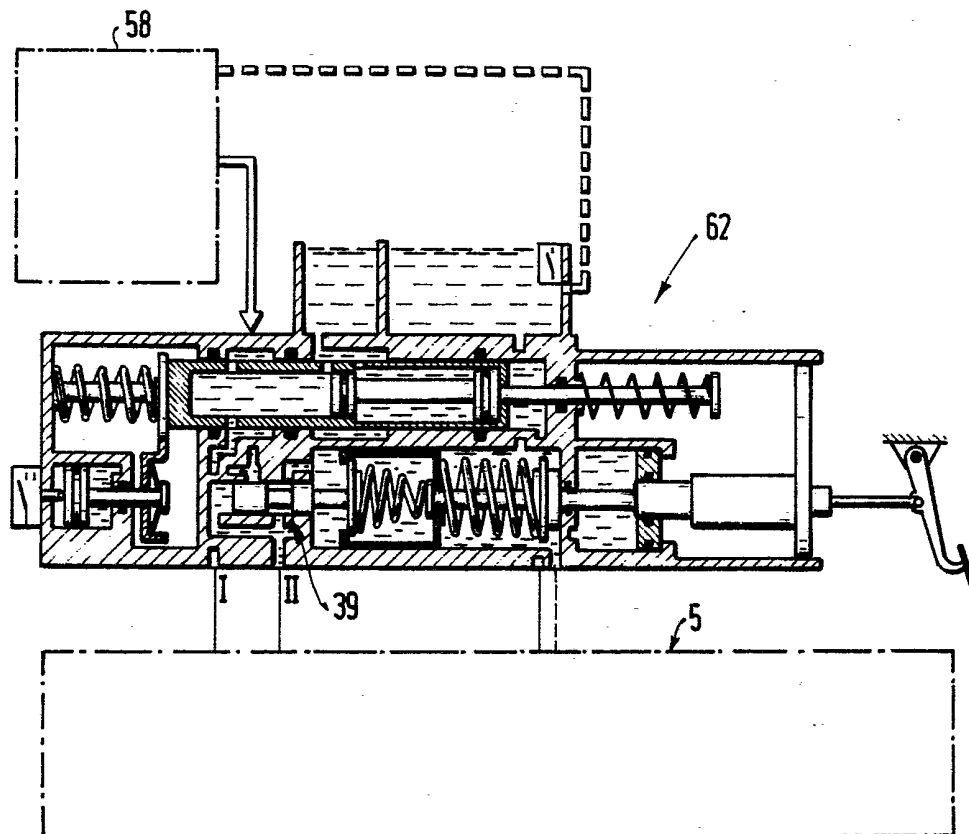


FIG. 3

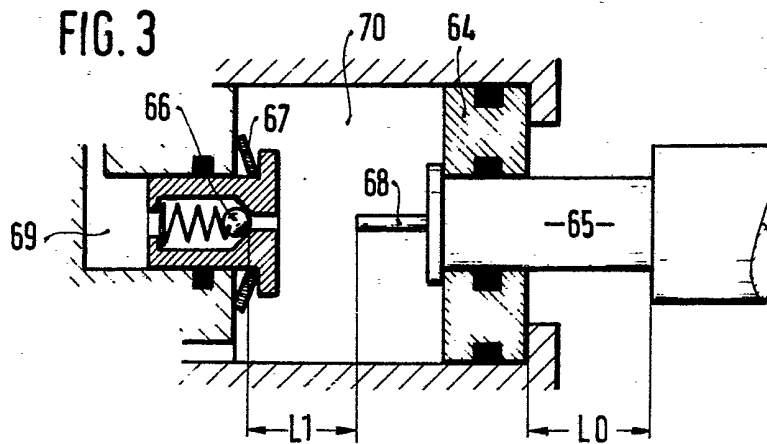


FIG. 4

