

A1

**DEMANDE  
DE BREVET D'INVENTION**

(21)

**N° 80 16744**

---

(54) Système de servocommande, en particulier pour aéronef ou astronef.

(51) Classification internationale (Int. Cl. <sup>3</sup>). F 15 B 13/06; B 64 C 27/54; F 15 B 20/00.

(22) Date de dépôt..... 29 juillet 1980.

(33) (32) (31) Priorité revendiquée : RFA, 3 août 1979, n° P 29 31 533.1.

(41) Date de la mise à la disposition du  
public de la demande..... B.O.P.I. — « Listes » n° 7 du 13-2-1981.

---

(71) Déposant : Société dite : MESSERSCHMITT-BOLKOW-BLOHM GESELLSCHAFT MIT BESCHRANKTER HAFTUNG, résidant en RFA.

(72) Invention de : Herbert Fischer, Joachim Hartmann et Klaus Szczeponik.

(73) Titulaire : *Idem* (71)

(74) Mandataire : Bureau D. A. Casalonga,  
8, av. Percier, 75008 Paris.

Systeme de servocommande, en particulier pour aeronef ou astronef.

---

5           La presente invention se rapporte à un systeme de servo-  
commande compose d'un premier secteur de servocommande et d'un  
deuxieme agissant en cas de defaillance de celui-ci, secteurs  
comportant chacun une source d'agent de pression et une servo-  
valve reliee à cette derniere et, du cote de sa sortie, à  
10 un servomoteur commande par elle.

          Les systemes de servocommande hydrauliques de ce genre  
connus, par exemple d'après le brevet allemand en publication  
formelle n° 2 108 545, et utilises surtout pour des commandes  
d'aéro- et astronefs, sont realises, pour des raisons de sé-  
15 curité, sous forme redondante en sorte qu'en regime normal,  
des deux servomoteurs couplés généralement en tandem, seul  
celui du premier secteur de servocommande soit hydrauliquement  
active et que celui du deuxieme secteur soit au contraire  
branche sous pression et soit entraîne en attente, y compris  
20 son servomoteur et la source d'agent de pression associee.  
C'est en cas de perturbation seulement que la commande hydrau-  
lique du deuxieme servomoteur est liberee et que le premier secteur  
est mis hors circuit sous deverrouillage hydraulique de son  
servomoteur. Mais de tels systemes de servocommande equipes  
25 en double, ou davantage, de leurs principaux composants neces-  
sitent un grand nombre d'elements individuels accordés entre  
eux hydrauliquement ou mecaniquement, sont de construction  
complexe et leur devis d'encombrement et de poids est plus  
que double, ce qui, surtout pour des aéro- et astronefs, est  
30 un grave inconvenient.

          L'invention a au contraire pour objet un systeme de servo-  
commande du genre annonce qui, en depit d'une construction re-  
dondante et assuree à un degre eleve contre les risques de  
perturbations, reduise le nombre des elements necessaires en  
35 plusieurs exemplaires pour le cas de perturbation et diminue  
considerablement les dimensions de construction, et particu-  
lièrement le poids, de l'ensemble du systeme.

          Ce systeme de servocommande est caracterise par le fait

qu'un seul servomoteur est associé en commun aux deux servovalves des secteurs de servocommande et qu'entre celui-ci et les sorties des servovalves est placée une valve commutatrice qui, en cas de défaillance du premier secteur, est permutable d'une position de repos reliant le servomoteur à la première servovalve et la séparant de la deuxième à une position de travail isolant ce même servomoteur de la première servovalve et le branchant sur la deuxième.

Dans le système de servocommande selon l'invention, l'équipement multiple qui est en général usuel est remplacé par un mode de construction de toute sûreté échelonné et, par suite de la disposition d'un seul servomoteur et de la liaison fonctionnelle spéciale, permutée en cas de perturbation, de celui-ci avec les deux servovalves, seuls les organes les plus sujets à perturbation, à savoir la source d'agent de pression et la servovalve, sont rendus redondants. Dans sa partie dynamiquement renforcée, c'est-à-dire le servomoteur, le système n'est au contraire équipé qu'en simple, si bien que, dans l'ensemble, il en résulte une simplification considérable de la construction et, avant tout, une forte réduction de poids et d'encombrement. En même temps, le risque d'une défaillance totale reste extrêmement faible, car celui d'une défaillance du servomoteur est en pratique insignifiant par rapport à celui d'une perturbation de la partie redondante, c'est-à-dire avant tout d'un coincement, ou blocage, d'un corps de servovalve ou d'une défaillance de l'alimentation en agent de pression et, d'autre part, il est certain, grâce à la disposition particulière de la valve commutatrice, qu'en cas de perturbation, c'est-à-dire de passage sur le deuxième secteur de servocommande, non perturbé, entraîné jusque-là en attente, la première servovalve et la première source d'agent de pression seront complètement séparées du servomoteur, qui ne pourra par conséquent aucunement être à son tour l'objet d'une quelconque perturbation telle, par exemple, qu'un court-circuit hydraulique ou pneumatique de ses chambres de travail à travers la première servovalve bloquée en position de retour. Tout en renonçant à un équipement multiple dans sa partie dynamiquement renforcée, le système de servocommande

selon l'invention est hautement assuré contre toute perturbation et, par suite de sa construction simple, plus légère et moins encombrante, il se prête parfaitement à la servocommande d'aéro- et astronefs, c'est-à-dire par exemple à la commande  
5 du pas des pales du rotor principal d'un hélicoptère.

Afin qu'une défaillance de pression de la première source d'agent de pression déclenche, par une construction simple et une voie directe, un passage en permutation à la deuxième source et à la deuxième servovalve, la valve commutatrice est  
10 de préférence commandée par pression et munie de deux branches de pression de commande à actions opposées reliées respectivement, celle qui agit en direction de la position de repos à la première source d'agent de pression et celle qui agit en direction de la position de travail à la deuxième source.  
15 Il est avantageux, en ce cas, que la valve commutatrice comporte un piston de commande du type différentiel dont la surface d'attaque la plus faible soit soumise, dans la chambre de pression de commande agissant en direction de la position de travail, à la pression de la deuxième source d'agent de pression afin d'être assuré que la valve commutatrice ne passe  
20 à sa position de travail que lorsque la première source d'agent de pression sera défaillante. Egalement pour des raisons de sécurité, il est préférable que la valve commutatrice soit soumise à une précontrainte élastique en direction  
25 de sa position de repos et que, dans sa position de travail, la liaison établie pour l'agent de pression entre la première source d'agent de pression et la chambre de pression de commande correspondante soit interrompue. On aura ainsi l'assurance qu'en cas de fonctionnement irrégulier de la première source  
30 d'agent de pression, la valve de permutation sera mise définitivement en position de travail dès l'apparition de ce cas de perturbation et s'y maintiendra même si, ensuite, cette première source redonne pour peu de temps la pleine pression de travail. Le système comporte avantageusement aussi une  
35 valve de surveillance actionnée en cas de défaillance de la première servovalve et faisant passer la valve commutatrice à sa position de travail en sorte qu'une perturbation de la servovalve déclenche le passage sur le deuxième secteur de

servocommande de la même façon qu'une défaillance de l'alimentation en agent de pression.

5 Afin que, par un mode de construction simple, le signal de perturbation de la source d'agent de pression et celui de la servovalve ou de la valve de surveillance puissent parvenir à la valve commutatrice par une seule et même entrée de signaux de perturbation et que, néanmoins, chacun des deux signaux de perturbation provoque séparément, comme dans une porte OU, une commutation à la position de travail, il est  
10 bon que la chambre de pression de commande agissant dans la valve commutatrice, en direction de la position de repos, soit reliée à la première source d'agent de pression à travers un point d'étranglement et que la valve de surveillance soit placée dans une dérivation commençant en aval dudit point  
15 d'étranglement et normalement fermée par la valve de surveillance, mais ouverte au contraire vers un retour en cas d'actionnement de celle-ci. Dans ces conditions, même si seule répond la valve de surveillance, la première source d'agent de pression continue néanmoins à fournir la pleine pression de travail, tandis que la chambre de pression de commande reliée à celle-  
20 ci dans la valve commutatrice est déchargée de la pression et que ladite valve commutatrice est assurément mise à sa position de travail.

La première servovalve peut comporter, comme entrée de  
25 signaux de commande, au moins un servomoteur auxiliaire commandé par valve. Dans ce cas, on utilise la grandeur de la pression différentielle dans le servomoteur auxiliaire comme critère simple du bon fonctionnement de la servovalve en ce sens qu'en cas de dépassement d'une pression différentielle  
30 du servomoteur auxiliaire prédéterminée, que l'on n'atteint pas tant que le tiroir de la servovalve reste déplaçable aisément dans l'alésage de valve correspondant, la valve de surveillance est actionnée.

En cas d'agencement en système hydraulique, la servocommande selon l'invention est de préférence logée dans  
35 un carter individuel formant un retour hydraulique, ce qui apporte une autre simplification de la construction ainsi qu'une autre économie de place et, surtout, de poids par rapport aux systèmes hydrauliques redondants traditionnels

comportant plusieurs servomoteurs couplés en tandems qu'il faut chaque fois placer dans des carters individuels séparés.

L'invention sera mieux comprise à l'aide de la description détaillée de deux modes de réalisation pris comme exemples  
5 non limitatifs et illustrés schématiquement par le dessin annexé, sur lequel :

la figure 1 représente un système de servocommande redondant selon ladite invention;

la figure 2 représente de la même façon une forme de réalisation modifiée en ce qui concerne les servovalves et le  
10 trajet de signaux de perturbation correspondant.

La servocommande hydraulique selon la figure 1 sert au réglage d'une gouverne mobile 2 d'un aéronef, par exemple à la commande du pas des pales du rotor principal d'un hélicoptère,  
15 et comporte comme élément hydraulique principal un servomoteur 4 sous la forme d'une unité de piston et cylindre à double effet actionnée hydrauliquement qui renferme deux chambres de travail 6 et 8 et dont le piston de travail 10, accouplé à la gouverne 2 par l'intermédiaire d'une tige de piston 12 et d'une  
20 liaison mécanique 14 simplifiée sur la figure, fournit l'énergie nécessaire au déplacement de ladite gouverne. Le servomoteur 4 est commandé par un premier secteur de servocommande 16A et, en cas de perturbation de celui-ci, par un deuxième 16B, l'un et l'autre renfermant chacun une source d'agent de pression 18A,  
25 18B sous la forme d'une pompe hydraulique et, reliée à cette dernière, une servovalve 20A, 20B. Le passage du premier au deuxième secteur de servocommande en cas de perturbation se fait par une valve commutatrice 22 qui est intercalée dans les liaisons hydrauliques entre les deux servovalves 20A, 20B et  
30 les chambres de travail 6, 8 du servomoteur 4.

La servovalve 20A renferme un piston de commande 24 guidé en glissement de translation dans un alésage de valve 26 par plusieurs éléments de piston et est reliée, du côté de sortie, à des conduites de commande 28A et 30A qui, en la position de  
35 repos représentée de la valve commutatrice 22, sont en communication ouverte avec les chambres de travail 6 et 8 du servomoteur 4. La servovalve 20B est de construction identique, mais les conduites de commande 28B, 30B qui lui sont associées sont fermées en direction des chambres de travail 6, 8 du servo-

moteur 4 dans la position de repos de la valve commutatrice 22. Aussi, tant que ladite valve commutatrice 22 reste dans la position représentée, le servomoteur 4 est-il complètement séparé du secteur de servocommande 16B et celui-ci, y compris la pompe hydraulique  $P_B$ , est-il entraîné uniquement en attente, sans que la pression hydraulique règne chaque fois dans les conduits de commande 28B et 30B par la servovalve 20B puisse influencer le comportement de travail du servomoteur 4.

Les servovalves 20A, 20B sont réglées mécaniquement par un organe d'entrée 32 actionné, par exemple, par le manche à balai du pilote et attaquant l'une des extrémités d'un levier d'articulation 34 à deux bras qui est articulé, à son autre extrémité sur une deuxième tige de piston 36 du servomoteur 4 et, entre ses extrémités, par une bielle 38, sur une tige de commande 40 déplaçable en translation qui règle, à travers des organes élastiques 42A, 42B, la position des pistons de commande 24 des servovalves 20A, 20B dans l'alésage 26 correspondant de celles-ci en fonction de celle de l'organe d'entrée 32 et de la position, retransmise par la tige de piston 36 et le levier d'articulation 34, du servomoteur 4. La rigidité des organes élastiques 42A, 42B est calculée en sorte qu'ils ne se déforment pas tant que le piston de commande 24 reste déplaçable aisément, c'est-à-dire sans coincement ni blocage, dans l'alésage 26.

Dans la position médiane neutre, représentée, du piston de commande 24 de la servovalve 20A, les conduites de commande 28A et 30A conduisant de celle-ci aux chambres de travail 6,8 du servomoteur 4 sont fermées par les éléments médians. Si l'on déplace par contre le piston de commande 24 vers la gauche, par rapport au dessin, les conduites de commande 28A et 30A s'ouvrent de plus en plus fort respectivement vers la pompe hydraulique  $P_A$  et vers une sortie 44 servant au retour R. Inversement, si l'on déplace le piston de commande 24 vers la droite, à partir de sa position médiane neutre, on relie ainsi de plus en plus la conduite de commande 30A à la pompe hydraulique  $P_A$  et en même temps la conduite de commande 28A à une autre sortie 46 menant au retour. Lorsque le piston de commande 24 de la servovalve 20A est ainsi écarté de sa position médiane par l'organe d'entrée 32, en la position de repos de la valve

commutatrice 22, l'une des chambres de travail du servomoteur 4 se trouve ouverte de plus en plus fortement vers la pompe hydraulique  $P_A$  et l'autre vers le retour R, si bien que, sous l'action de la pression différentielle s'établissant entre les  
5 chambres 6 et 8, le piston de travail 10 se déplace, à une vitesse de réglage correspondante, en sens opposé de l'organe d'entrée 32 et fait pivoter la gouverne 2. Le mouvement du piston de travail 10 réagit, par la tige de piston 36, le levier d'articulation 34, la bielle 38, la tige de commande 40 et l'organe élastique 42A, sur la servovalve 20A en sens  
10 opposé de l'écartement initial par l'organe d'entrée 32 et se poursuit jusqu'à ce que la servovalve 20A retourne à sa position neutre, après quoi le servomoteur 4, alors en sa nouvelle position, est de nouveau verrouillé hydrauliquement par les  
15 éléments de piston de la servovalve 20A. Ainsi, dans toute la gamme de réglage, une position déterminée du piston de travail 10 et par conséquent aussi de la gouverne mobile 2 correspond-elle à chaque position de l'organe d'entrée 32 sans que la charge appliquée au servomoteur 4, ou à la gouverne mobile 2,  
20 réagisse sur ledit organe d'entrée 32. De la même façon, les conduites de commande 28B, 30B de la servovalve 20B, réglée synchroniquement avec la servovalve 20A, s'ouvrent plus ou moins largement vers la pompe hydraulique  $P_B$  et le retour R, mais, dans la position de repos de la valve commutatrice 22,  
25 cela n'influe en rien sur le fonctionnement du servomoteur 4.

Si, en revanche, la valve commutatrice 22 passe de gauche à droite par rapport au dessin, de sa position de repos à sa position de travail, les conduites de commande 28A et 30A de la servovalve 20A se ferment par l'effet des éléments 48,50  
30 du piston 52 de ladite valve commutatrice, tandis que les conduites de commande 28B, 30B de la servovalve 20B s'ouvrent en direction des chambres de travail 6,8 du servomoteur 4, si bien que ce dernier tombe sous la commande exclusive du deuxième secteur de servocommande 16B.

35 Mais tant que le premier secteur de servocommande 16A fonctionne sans perturbation, la valve commutatrice 22 est maintenue en sa position de repos, cela, d'une part, par un ressort de compression 54 relativement faible et, d'autre part, du fait que l'une des faces frontales 56 du piston 52 de ladite



valve, placée dans une chambre de pression de commande 60 qui agit en direction de la position de travail de cette même valve commutatrice 22 et qui est soumise à la pression de travail de la pompe  $P_B$  à travers une conduite sous pression 58, est de plus petites dimensions que l'autre face frontale 62, limitant une chambre de pression de commande 64 qui agit en direction de la position de repos et qui est soumise à la pression de travail de la première pompe hydraulique  $P_A$  à travers un étranglement 66, une chambre de soupape 68 et une conduite sous pression 70 ouverte vers cette dernière en la position de repos de la valve commutatrice. Les pressions de travail des deux pompes hydrauliques étant au même niveau dans le fonctionnement non perturbé, la valve commutatrice 22 est donc précontrainte à sa position de repos, dans laquelle le premier secteur de servocommande 16A l'emporte sur le deuxième 16B.

Si cependant la pression de travail de la première pompe hydraulique  $P_A$  fait défaut, on en vient, par la conduite 70, la chambre de soupape 68 et l'étranglement 66, à une absence de pression dans la chambre de pression de commande 64 et le piston de commande 52 de la soupape commutatrice 22 passe à la position de travail sous l'action de la pression de travail de la deuxième pompe hydraulique  $P_B$  dans la chambre de pression de commande 60 et à l'encontre de la force du ressort 54. En même temps, la conduite sous pression 70 se trouve fermée en direction de la chambre de soupape 68 par l'élément de piston 72 et celle-ci ouverte vers le retour R par l'élément 74. Cela garantit que même en cas de fonctionnement irrégulier de la première pompe hydraulique  $P_A$ , c'est-à-dire si celle-ci, après une perte initiale de pression, fournit à nouveau pour peu de temps la pleine pression de travail, la chambre de pression de commande 64 restera sans pression et que la valve commutatrice 22 ne retournera pas à la position de repos, mais mettra définitivement hors circuit le premier secteur de servocommande 16A, perturbé, et en circuit le deuxième secteur 16B, non perturbé.

Un autre cas de perturbation réside dans le fait que le piston de servovalve 24 du premier secteur de servocommande, prioritaire, 16 se coince dans l'alésage de soupape 26 correspondant ou, pour une autre raison, n'obéit plus aux mou-

vements de réglage de la tige de commande 40. L'organe élastique 42A se trouve alors comprimé ou détendu, ce qui, par suite du guidage en translation parallèle de la tige de commande 40, reste sans effet sur la deuxième servovalve 20B, si bien que celle-ci continue à se régler exactement et en synchronisme avec les mouvements longitudinaux de la bielle 38 et de la tige de commande 40. A l'extrémité supérieure de cette dernière est fixée un bras d'actionnement 76 qui, à l'état non perturbé de la servovalve 20A, c'est-à-dire tant que l'organe élastique 42A ne se déforme pas, si ce n'est imperceptiblement, coopère avec le bec de commande d'un micro-interrupteur 78 monté sur le piston de servovalve 24. En cas de perturbation de la première servovalve 20A, c'est-à-dire de mouvement relatif entre la tige de commande 40 et le piston de servovalve 24 avec charge de traction ou de compression de niveau correspondant de l'organe élastique 42A, le bras d'actionnement 76 libère le bec de commande du micro-interrupteur 78, si bien que ce dernier commute et que s'ouvre une valve de surveillance 80 actionnée électriquement et placée dans une dérivation 82 qui conduit de la chambre de pression de commande 64 au retour R. Etant donné que seule une quantité limitée d'agent hydraulique peut s'écouler de la pompe hydraulique  $P_A$  vers la chambre de pression de commande 64 par l'étranglement 66, celle-ci subit, à l'état ouvert de la valve de surveillance 80, un manque de pression, si bien qu'en cas de perturbation de la première servovalve 20A, la valve commutatrice 22 passe à sa position de travail et y demeure même si la servovalve 20A vient à fonctionner de nouveau régulièrement pour peu de temps et si, en conséquence, la valve de surveillance vient à se fermer de nouveau, car, dans ce cas aussi, la chambre de pression de commande 64 reste déchargée de la pression par la chambre de soupape 68, fermée vers la conduite sous pression 70 par l'élément de piston 72 et ouverte en direction du retour R par l'élément 74, et ne peut plus rétablir la position de repos à l'encontre de la pression de travail de la deuxième pompe hydraulique  $P_B$  régnant dans la chambre de pression de commande 60. En cas de perturbation de la pompe hydraulique  $P_A$  et/ou de la servovalve 20A du secteur

de servocommande prioritaire 16A, le servomoteur 4 est donc définitivement séparé dudit secteur 16A et commute sur le deuxième secteur de servocommande 16B. Les deux secteurs de servocommande 16A, 16B ainsi que le servomoteur 4 et tous les  
5 raccords hydrauliques sont logés dans un carter individuel, non représenté, qui forme le retour R et ramène l'agent hydraulique, à l'inclusion de fuites hydrauliques éventuelles, aux pompes hydrauliques.

Le système de servocommande selon la figure 2 concorde  
10 dans une large mesure avec l'exemple de réalisation selon la figure 1 et ses éléments correspondants à ceux de ce dernier portent les mêmes références numériques, additionnées cependant uniformément du nombre 100.

Pour permettre d'imposer à la servovalve 120A, par une  
15 deuxième entrée appropriée, d'autres signaux de commande en plus, et indépendamment, de ceux que le pilote introduit par l'organe d'entrée 132, il est inséré entre l'alésage de valve 126 et le piston de servovalve 124 une douille de commande 184 guidée en translation longitudinale et comportant plusieurs  
20 orifices de commande qui communiquent constamment, les deux extérieurs avec les sorties 144, 146 du carter, celui du milieu avec la pompe hydraulique  $P_A$  et les deux latéraux avec les conduites de commande 128A, 130A. La position de la servovalve est donc fonction, d'une part, de celle du piston de servovalve  
25 140 commandé mécaniquement par la tige de commande 40 et l'organe d'entrée 132 et, d'autre part, de celle de la douille de commande 184 par rapport à l'alésage de valve 126. Le déplacement de la douille de commande 184 dans ledit alésage 126 est commandé par une deuxième entrée de signaux de com-  
30 mande qui est formée par la tige de piston 186A d'un servomoteur hydraulique auxiliaire 188A associé à la douille de commande 184. Les signaux de commande agissant par l'intermédiaire de l'entrée de commande 132 sur le piston de valve 124, d'une part, et par l'intermédiaire de la tige de piston 186A sur la douille de com-  
35 mande 184, d'autre part, sont additionnés dans la servovalve et déterminent ensemble le sens, la grandeur et la vitesse du déplacement relatif entre le piston de valve 124 et la douille de commande 184 et par conséquent aussi, dépendante de ce

déplacement, la commande de pression du servomoteur 104.

La douille de commande 184, l'entrée de signaux de commande 186A et le servomoteur auxiliaire 188A assurent avantageusement l'introduction de signaux automatiques de commande

5 ou de correction qui sont produits par un régulateur de vol, non représenté, pour la correction des écarts dus aux rafales, la limitation de l'accélération du vol ou toute autre correction automatique, généralement de courte durée et faible, des ordres arbitraires du pilote donnés par l'intermédiaire de l'organe

10 d'entrée 132, lesdits signaux étant amenés par voie électrique à une servovalve auxiliaire 190A qui est raccordée hydrauliquement à la pompe hydraulique par une dérivation 192A et au retour R par une sortie 194A ainsi qu'aux chambres de travail du servomoteur auxiliaire 188A par des conduits de commande

15 196A, 198A et qui commande le mouvement de réglage du servomoteur auxiliaire 188A en fonction des signaux automatiques de correction. Si l'on écarte, l'un par rapport à l'autre, le piston de valve 124 et la douille de commande 184 de leur position médiane neutre représentée en sorte que le servomoteur

20 104 soit hydrauliquement déverrouillé et se déplace sous l'effet de la pression différentielle entre ses chambres de travail, le mouvement de ce dernier se répercute également, par l'intermédiaire de la tige de piston 136, du levier d'articulation 134, de la bielle 138, de la tige de commande 140 et de l'organe

25 élastique 142A, sur le piston de valve 124 en sens contraire de la commande initiale de la servovalve 120A jusqu'à ce que celle-ci atteigne de nouveau sa position médiane neutre, et cela qu'elle en ait été écartée, aussi bien, à travers l'entrée de signaux mécaniques 132 ou l'entrée de signaux hydrauliques

30 constituée par le servomoteur auxiliaire 188A ou l'une et l'autre entrées à la fois. La deuxième servovalve 120B est établie à l'identique de la servovalve 120A et renferme également un servomoteur auxiliaire qui, servovalve auxiliaire 190B comprise, fonctionne en synchronisme, et simultanément, avec l'in-

35 troduction électrique des signaux de commande sur la première servovalve 120A dans la marche non perturbée.

Pour contrôler le bon fonctionnement de la première servovalve 120A, il est adjoint au servomoteur auxiliaire 188A, une valve de surveillance 200 qui répond en cas de dépassement d'une

pression différentielle prédéterminée entre les chambres de travail du servomoteur auxiliaire 188A et renferme un piston de réglage 202 muni de deux éléments de même diamètre et maintenu élastiquement dans la position de blocage représentée, dans laquelle ses éléments de piston forment en direction du retour R une dérivation 182 venant de la chambre de pression de commande 164. Si cependant une pression différentielle prédéterminée agit, à partir des chambres de travail du servomoteur auxiliaire 188A, sur les éléments du piston de réglage 202, celui-ci s'écarte de la position de blocage représentée, à l'encontre de la force d'un ressort, vers la droite ou vers la gauche, selon le signe de cette pression différentielle, de sorte que la dérivation 182 s'ouvre en direction du retour R et que, de la même façon que pour l'ouverture de la valve de surveillance 80 selon la figure 1, la valve commutatrice 122 passe à sa position de travail.

Normalement, la douille de commande 184 et le piston de valve 124 sont très aisément mobiles, une force d'environ 3N suffisant à les déplacer. La pression différentielle nécessaire au déplacement du servomoteur auxiliaire 188A est faible dans la même proportion. En cas d'entrave au déplacement de la douille de commande 184 due par exemple à un blocage de celle-ci sur le piston de valve 124, cette pression différentielle accuse cependant une montée abrupte lorsque la servovalve auxiliaire 190A est ouverte dans un sens ou dans l'autre par un signal automatique de commande, à la suite de quoi la valve de surveillance 200 répond. Cependant, même si la servovalve auxiliaire 190A n'est pas actionnée, c'est-à-dire si les conduites de commande 196A et 198A sont barrées, et que seul le piston de soupape 124 doit être déplacé à partir de l'organe d'entrée 132, mais se trouve bloqué dans la douille de commande 184, il s'établit entre les chambres de travail du servomoteur auxiliaire 188A, par l'intermédiaire du piston de valve 124, de la douille de commande 184 et de la tige de piston 186A, une pression différentielle située au-dessus de la plage de travail normale et la valve commutatrice 122 se met en position de travail en sorte que le servomoteur 104 se sépare également du premier secteur de servocommande et est placé sous commande du

deuxième secteur, non perturbé, entraîné jusque-là lui aussi en attente.

REVENDICATIONS

1. Système de servocommande composé d'un premier secteur de servocommande et d'un deuxième agissant en cas de défaillance de celui-ci, secteurs comportant chacun une source d'agent de pression et une servovalve reliée à cette dernière et, du côté de sa sortie, à un servomoteur commandé par elle, système caractérisé par le fait qu'un seul servomoteur (4,104) est associé en commun aux deux servovalves (20A,B,120A,B) des secteurs de commande (16A,B,116A,B) et qu'entre celui-ci et les sorties des servovalves est placée une valve commutatrice (22,122) qui, en cas de défaillance du premier secteur, est permutable d'une position de repos reliant le servomoteur à la première servovalve (20A, 120A) et le séparent de la deuxième (20B,120B) à une position de travail isolant ce même servomoteur de la première servovalve et le branchant sur la deuxième.

2. Système de servocommande selon la revendication 1 caractérisé par le fait que la valve commutatrice (22,122) est commandée par pression et munie de deux chambres de pression de commande (60,64,160,164) à actions opposées reliées respectivement, celle qui agit en direction de la position de repos (64,164) à la première source d'agent de pression (18A, 118A) et celle qui agit en direction de la position de travail (60, 160) à la deuxième source (18B,118B).

3. Système de servocommande selon la revendication 2 caractérisé par le fait que la valve commutatrice (22,122) comporte un piston de commande (52,152) du type différentiel dont la surface d'attaque la plus faible (56,156) est soumise, dans la chambre de pression de commande (60,160) agissant en direction de la position de travail, à la pression de la deuxième source d'agent de pression (18B,118B).

4. Système de servocommande selon l'une quelconque des revendications 2 ou 3 caractérisé par le fait que la valve commutatrice (22,122) est soumise à une précontrainte élastique en direction de sa position de repos et que, dans sa position

de travail, la liaison établie pour l'agent de pression (68, 70,168,170) entre la première source d'agent de pression (18A,118A) et la chambre de pression de commande correspondante (64,164) est interrompue.

5

5. Système de servocommande selon l'une quelconque des revendications 1 à 4 caractérisé par le fait qu'il comporte une valve de surveillance (80,200) actionnée en cas de défaillance de la première servovalve (20A,120A) et faisant passer la valve commutatrice (22,122) à sa position de travail.

10

6. Système de servocommande selon la revendication 5 caractérisé par le fait que la chambre de pression de commande (64,164) agissant, dans la valve commutatrice (22,122), en direction de la position de repos est reliée à la première source d'agent de pression (18A,118A) à travers un point d'étranglement (66,166) et la valve de surveillance (80,200) est placée dans une dérivation (82,182) commençant en aval dudit point d'étranglement et normalement fermée par la valve de surveillance, mais ouverte au contraire vers un retour (R) en cas d'actionnement de celle-ci.

15

20

7. Système de servocommande selon l'une quelconque des revendications 5 ou 6 caractérisé par le fait que la première servovalve (120A) comporte, comme entrée de signaux de commande, au moins un servomoteur auxiliaire (188A) commandé par valve et la valve de surveillance (200) est actionnée en cas de dépassement d'une pression différentielle du servomoteur auxiliaire prédéterminée.

25

8. Système de servocommande selon l'une quelconque des revendications 1 à 7 caractérisé par le fait qu'il est agencé en système hydraulique enfermé dans un carter individuel formant un retour hydraulique (R).

30



1-2

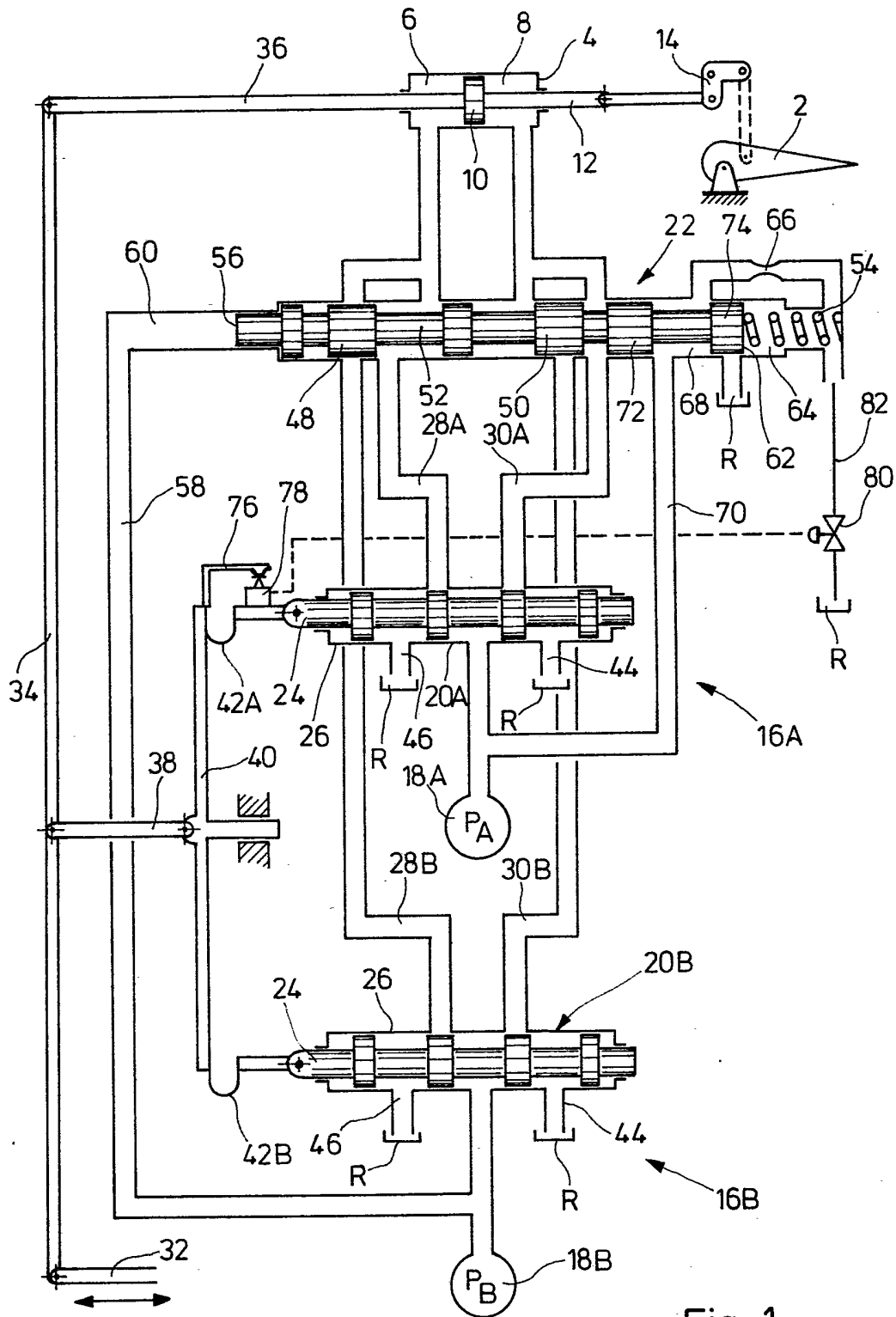


Fig. 1

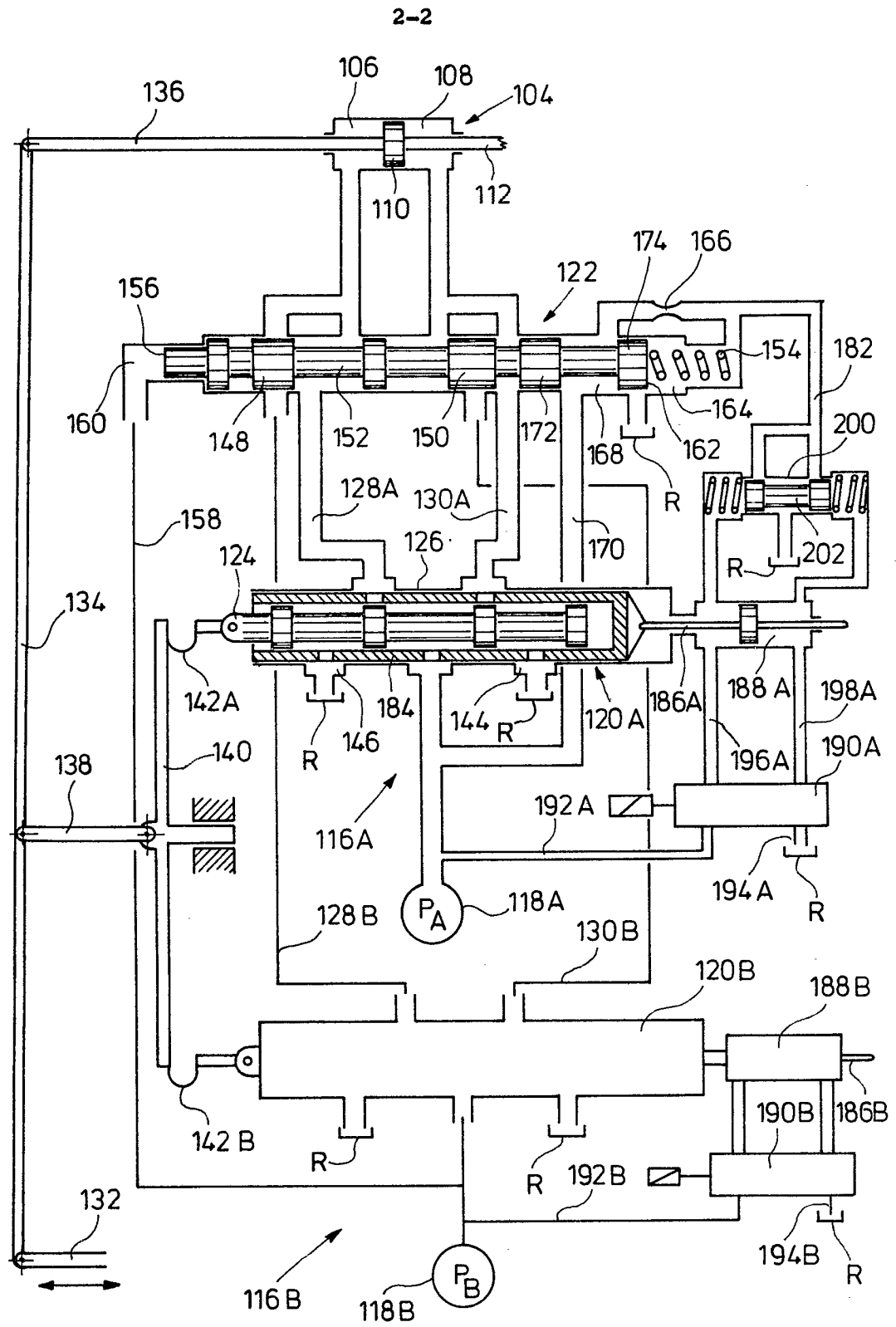


Fig. 2