

19 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
PARIS

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

2 588 343

21 N° d'enregistrement national :

86 13771

51 Int Cl⁴ : F 16 F 9/50, 9/24; B 60 G 17/08.

12

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

22 Date de dépôt : 2 octobre 1986.

30 Priorité : DE, 3 octobre 1985, n° P 35 35 287.6.

43 Date de la mise à disposition du public de la
demande : BOPI « Brevets » n° 15 du 10 avril 1987.

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

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

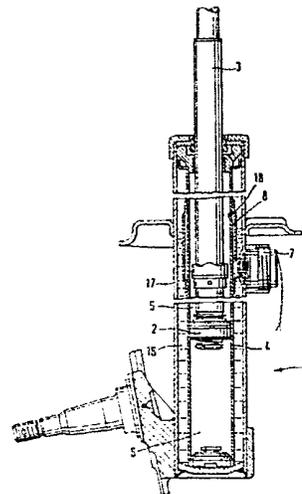
72 Inventeur(s) : Heinz Knecht et Bernd Moser.

73 Titulaire(s) :

74 Mandataire(s) : Cabinet Beau de Loménie.

54 Système d'amortissement d'oscillations avec au moins un amortisseur hydraulique réglable pour véhicules.

57 L'amortisseur de ce système comprend une dérivation 8, entre la chambre de travail supérieure 5 du cylindre 4 et la chambre de compensation 16, dans laquelle est installée une valve d'amortissement 7 à commande électronique. Pour permettre la variation de la force d'amortissement, à la détente comme à la compression, entre deux caractéristiques de bases fixes, l'électro-aimant de la valve d'amortissement 7 est excité par des impulsions de durée variable. Pour obtenir la force d'amortissement désirée à une vitesse déterminée du piston 2 de l'amortisseur, on utilise un rapport cyclique calculé pour l'excitation par impulsions de l'électro-aimant de la valve 7.



FR 2 588 343 - A1

L'invention concerne un système d'amortissement d'oscillations pour véhicules, comprenant au moins un amortisseur hydraulique réglable avec un cylindre de travail partagé par un piston de travail solidaire d'une tige de piston en deux chambres de travail remplies de liquide d'amortissement, ainsi qu'une valve d'amortissement, disposée parallèlement au cylindre de travail dans une dérivation, qui possède un électro-aimant et un clapet commandé, mobile axialement et coopérant avec un passage, la valve étant pilotée par une électronique adaptée et engendrant, suivant sa position, une force d'amortissement supérieure et une force d'amortissement inférieure fonction de la vitesse instantanée du piston.

On connaît des amortisseurs hydrauliques (voir par exemple les documents DE-AS 12 42 945, DE-AS 14 05 781 et le brevet français 11 75 293) dont la caractéristique d'amortissement est réglable par voie électromagnétique par la variation du débit du liquide d'amortissement hydraulique passant par les soupapes d'amortissement. Selon ces documents, on prévoit deux liaisons en dérivation, dont la première sert de manière générale au réglage de la force d'amortissement dans la phase de détente par rapport à la force d'amortissement dans la phase de compression. Pour changer la force d'amortissement, dans la phase de détente, suivant l'état de la route, une deuxième liaison en dérivation contient une soupape à commande électromagnétique. Cette solution a l'inconvénient que la force d'amortissement dans la phase de compression n'est pas réglable. De plus, un électro-aimant, du fait qu'il peut seulement être excité ou désexcité, donc qu'il peut seulement ouvrir ou fermer la soupape, permet seulement d'obtenir une caractéristique de force d'amortissement supérieure et une caractéristique de force d'amortissement inférieure. Il n'est pas possible d'obtenir des valeurs intermédiaires.

On connaît en plus des amortisseurs hydrauliques réglables (voir par exemple le document DE-OS 21 19 531) comprenant un premier élément amortisseur et, en plus, une canalisation équipée d'une soupape de réglage. Dans ce dispositif, une soupape de réglage et un élément amortisseur sont chaque fois disposés séparément dans une boucle fermée. Le réglage de la soupape s'effectue manuellement ou sous l'action d'un des organes du véhicule. Ce dispositif a l'in-

convénient que l'actionnement de la soupape de réglage permet seulement d'obtenir, là encore, une caractéristique de force d'amortissement supérieure et une caractéristique de force d'amortissement inférieure, des valeurs d'amortissement éventuellement désirées entre ces deux valeurs limites n'étant pas réalisables en enclenchant et en coupant simplement la soupape de réglage. En dehors des caractéristiques limites indiquées, il n'y a pas d'autres possibilités de variation.

Le but de l'invention est de piloter électroniquement la soupape ou valve de dérivation d'un amortisseur de manière que l'on puisse obtenir toute force d'amortissement désirée et variable, tant dans la phase de détente que dans la phase de compression, entre deux caractéristiques de base fixes et définies, par l'excitation électrique de l'électro-aimant, et de manière que, en plus, grâce à la conformation du clapet, des temps de commutation courts soient obtenus.

A cet effet, selon l'invention, la force d'amortissement produite, comprise entre une force d'amortissement supérieure obtenue quand la valve d'amortissement ou valve de dérivation est coupée et une force d'amortissement inférieure obtenue quand cette valve est enclenchée, est réglable par la variation du rapport cyclique correspondant au rapport du temps d'enclenchement de la valve à une durée constante ou durée de cycle relativement courte, la force d'amortissement produite étant égale à la force d'amortissement supérieure, moins la différence entre les forces d'amortissement supérieure et inférieure, multipliée par le rapport cyclique.

Cette réalisation a l'avantage que la force d'amortissement peut être variée par la modulation de la durée de l'impulsion d'enclenchement de la valve d'amortissement dans le canal de dérivation. Cela signifie que par le changement du rapport entre l'ouverture et la fermeture du clapet de la valve, la force d'amortissement peut être variée de manière efficace entre deux caractéristiques de base fixes et définies. Ces caractéristiques de base de la force d'amortissement sont déterminées par les composants mécaniques, de la valve ou des valves d'amortissement par exemple et par la section de la dérivation. Le rapport cyclique correspond au rapport du temps d'enclenchement de l'électro-aimant à une période constante ou durée de cycle.

Au cas où l'on désire une force d'amortissement qui, à une vitesse déterminée du piston, se situe géométriquement exactement au milieu entre la caractéristique supérieure et la caractéristique inférieure, il faut tenter d'obtenir un rapport cyclique de 50%, ce qui signifie que dans une durée constante déterminée, le clapet de la valve doit rester ouvert la moitié du temps et doit fermer le passage l'autre moitié du temps. La précision de réglage pour les forces d'amortissement effectives désirées, comprises entre les valeurs limites, dépend dans une certaine mesure de la fréquence d'excitation de l'électro-aimant. Autrement dit, la définition sera d'autant meilleure que la durée de cycle réalisable est courte.

Selon une autre caractéristique essentielle de l'invention, au moins deux valves d'amortissement sont montées en parallèle dans la dérivation. Cette disposition procure l'avantage que l'écart entre la valeur limite supérieure et la valeur limite inférieure de la force d'amortissement peut être réduite. En cas d'utilisation de deux valves d'amortissement, par exemple, avec leurs pilotages électroniques respectifs, la plage de réglage, obtenue par la modulation de la durée des impulsions, peut être divisée en trois plages partielles avec des écarts réduits entre les différentes valeurs de la force d'amortissement. Ces trois plages partielles sont définies par quatre caractéristiques possibles pour la force d'amortissement. Ces quatre caractéristiques résultent des combinaisons possibles des positions des deux valves d'amortissement : valves fermées toutes deux ; première valve ouverte et deuxième valve fermée ; deuxième valve ouverte et première valve fermée et, enfin, positions ouvertes des clapets des deux valves d'amortissement. Ces différentes combinaisons procurent les caractéristiques correspondantes pour la force d'amortissement, laquelle peut ainsi être réglée dans les trois plages mentionnées par la commande d'une seule valve ou des deux valves à la fois.

Un perfectionnement de l'invention prévoit que le clapet possède une petite surface d'obturation.

Selon un mode de réalisation particulièrement avantageux, la surface d'obturation est annulaire et possède un diamètre intérieur qui est plus petit que le diamètre extérieur du clapet. On peut

prévoir en plus que le diamètre extérieur de la surface d'obturation est plus grand que le diamètre extérieur du clapet.

Cette disposition procure l'avantage d'une position de fermeture stable de la valve d'amortissement, position pour le
5 maintien de laquelle la pression de travail de l'amortisseur fournit une faible force d'assistance. Lorsque son clapet est ouvert, la pression déterminée par la valve d'amortissement de la dérivation agit sur le côté extérieur du clapet et assiste ainsi à la fermeture du clapet. Les dimensions géométriques du clapet permettent des
10 temps de commutation très courts. L'adaptation mutuelle des différentes parties de la surface d'obturation du clapet renferme la possibilité d'exercer hydrauliquement un effet favorable sur les temps de commutation. De surcroît, cette assistance hydraulique permet d'utiliser un ressort de rappel, pour le clapet, produisant une très
15 petite force de rappel. Cela se traduit par l'augmentation - importante pour le temps de commutation de l'électro-aimant - de la force libre ou disponible sur l'armature de l'électro-aimant, lequel est un élément essentiel de la valve d'amortissement.

D'autres caractéristiques et avantages de la présente invention
20 ressortiront plus clairement de la description qui va suivre d'un exemple de réalisation préféré mais nullement limitatif, ainsi que des dessins annexés, sur lesquels :

La figure 1 représente un amortisseur hydraulique avec une valve d'amortissement, en partie en coupe ;

25 La figure 2 montre séparément, en coupe axiale, la valve d'amortissement avec son électro-aimant ;

La figure 3 représente un diagramme force d'amortissement/vitesse du piston d'un amortisseur réglable équipé d'une telle valve d'amortissement ou de dérivation ;

30 La figure 4 est un diagramme du réglage de la force d'amortissement pour la vitesse V_x du piston de l'amortisseur ; et

La figure 5 est un autre diagramme force/vitesse avec quatre caractéristiques de base différentes, définissant entre elles trois plages de réglage partielles.

35 Le système d'amortissement d'oscillations représenté sur la figure 1 est formé par une jambe de force du type bitube. Le principe de l'invention est cependant applicable aussi à d'autres types

d'amortisseurs, tels que des amortisseurs monotube, des amortisseurs à pression de gaz ou analogues. La jambe de force 1 représentée sur la figure 1 se compose pour l'essentiel d'un piston de travail 2, d'une tige de piston 3 et d'un cylindre de travail 4. Le piston 2
5 divise l'intérieur du cylindre 4 en une chambre de travail supérieure 5 et une chambre de travail inférieure 6. Le piston de travail 2 est équipé, en outre, de soupapes d'amortissement (non représentées). Le fond du cylindre de travail 4 contient d'autres soupapes (non
10 représentées) à travers desquelles le volume de liquide et d'amortissement refoulé par le piston 4 et sa tige 3 pénètre dans la chambre de compensation 16. Cette dernière est délimitée par la paroi du cylindre 4 et la paroi interne du tube enveloppe 17.

La chambre de travail supérieure 5 peut communiquer à travers un orifice 18, une dérivation 8, de même que la valve de dérivation
15 ou d'amortissement 7 qui y est installée, avec la chambre de compensation 16. Dans cette liaison, la valve 7 commande une circulation de liquide variable.

La figure 2 représente séparément et à titre d'exemple une valve d'amortissement 7. A partir du canal de dérivation 8, le liquide
20 d'amortissement traverse un passage 9, s'écoule devant un clapet 10, traverse des orifices 19 et passe par une soupape 20 à disques à ressort pour s'écouler dans la chambre de compensation 16. Le clapet 10 constitue en même temps l'armature d'un électro-aimant 11. Sur son côté dirigé vers le passage 9, le clapet 10 présente une surface
25 d'obturation 12 qui, en position fermée, s'applique de façon étanche contre la pièce définissant le passage 9. Le clapet 10 présente un perçage 21 qui assure également l'établissement de la pression de travail à l'arrière du clapet, sur le côté extrême 22. La surface d'obturation 12, de forme annulaire, présente un diamètre intérieur
30 13 définissant une face utile qui est plus petite que la face utile sur le côté arrière 22, si bien que la pression de travail de l'amortisseur exerce une faible force d'assistance dans le sens de la fermeture sur le clapet 10. Le dimensionnement adéquat de la face utile sur le côté arrière 22 par rapport à la face utile définie par le diamètre
35 intérieur 13 permet d'influer favorablement, par voie hydraulique, sur les temps de commutation de l'électro-aimant. Cette assistance hydrau-

lique dans les déplacements du clapet 10 permet, en outre, d'employer pour ce clapet un ressort de rappel 23 d'une très faible force de rappel. Il s'ensuit que la force magnétique disponible sur l'armature (clapet 10) de la valve 7 est plus élevée ; or, cette force est importante pour obtenir un temps de commutation court.

5 Lorsque le clapet 10 est en position d'ouverture, la pression déterminée par la soupape 20 de la valve 7 agit dans le sens de son soutien sur le mouvement de fermeture du clapet 10, par son effet sur la face utile définie par le diamètre extérieur 14, 15 du clapet 10.

10 La figure 3 est un diagramme représentant la force d'amortissement en fonction de la vitesse du piston de la jambe de force illustrée sur la figure 1. La courbe I représente la caractéristique de base de l'amortisseur lorsque le clapet 10 est fermé. La courbe II a été enregistrée avec le clapet 10 ouvert. Entre les courbes I et II se trouve une plage de réglage qui recouvre des forces d'amortissement pouvant être obtenues par l'excitation adéquate de l'électro-aimant 11.
15 Par exemple, s'il faut obtenir une force d'amortissement F_x à la vitesse de piston V_x , il faut établir un rapport cyclique T_v adéquat selon la figure 4.

20 La figure 4 montre un exemple pour la variation de la force d'amortissement à la vitesse de piston V_x . Pour permettre une représentation plus claire, il est supposé que la vitesse V_x reste constante sur un temps t relativement long. La ligne avec la force d'amortissement F_{0x} correspond à un point de la caractéristique de base I de la figure 3. La force d'amortissement F_{ux} représente, à la même
25 vitesse de piston V_x , un point de la caractéristique de base II de la figure 3. Dans le diagramme de la figure 4, le rapport cyclique est un critère important. Ce rapport est défini par

$$T_v = \frac{t_a}{t_0}$$

30 Exprimée en pourcentage : $T_v (\%) = \frac{t_a}{t_0} \cdot 100$

Avec un rapport cyclique de 100%, on obtient la caractéristique de base I puisque le clapet 10 ferme la dérivation. Le temps de fermeture est de 100% pendant une durée constante correspondant à la durée de cycle t_0 . Avec un rapport cyclique de 0, le clapet 10 maintient le
35 canal de dérivation 8 ouvert pendant toute la durée du cycle, ce qui correspond à la caractéristique de base inférieure II. Lorsque,

par exemple, il s'agit d'obtenir une valeur située géométriquement exactement au milieu entre la caractéristique de base supérieure I et la caractéristique de base inférieure II, il faut un rapport cyclique de 50%. Avec un tel rapport, le clapet 10 est fermé pendant la moitié de la durée de cycle et il est ouvert pendant l'autre moitié.

Il découle de la figure 4 que la force d'amortissement F_x peut être variée entre F_{o_x} et F_{u_x} par le choix du rapport cyclique T_v . Cette variation s'effectue selon la formule

$$F_x = F_{o_x} - (F_{o_x} - F_{u_x}) \cdot T_v$$

où :

F_x = la force d'amortissement à obtenir

F_{o_x} = la force d'amortissement supérieure à la vitesse de piston V_x

F_{u_x} = la force d'amortissement inférieure à la vitesse de piston V_x

T_v = le rapport cyclique.

D'après cette formule, on peut obtenir toutes autres caractéristiques désirées entre ces caractéristiques de base limites, en appliquant la formule au rapport cyclique et en utilisant la valeur obtenue pour piloter l'électro-aimant 11. On peut alors constater que la précision de réglage ou de commande de l'électro-aimant pour obtenir la valeur désirée - comprise entre la limite supérieure et la limite inférieure - de la force d'amortissement effective F_x , dépend de la fréquence d'excitation de l'électro-aimant.

La forme idéalisée illustrée sur la figure 4 de la variation de la force F en fonction du temps t n'existe pas dans une application pratique car les éléments de fixation de l'amortisseur côté carrosserie et côté essieu, les pneumatiques, des paliers et des éléments analogues, produisent une allure arrondie en raison de leur comportement élastique.

Le diagramme force/vitesse de la figure 5 comporte des caractéristiques créées, par exemple, en cas d'utilisation de deux valves d'amortissement 7. Le but d'un tel mode de réalisation est de réduire l'écart entre la force d'amortissement F_o et la force d'amortissement F_u . Si l'on utilise deux valves d'amortissement 7, la plage de réglage par modulation de la durée d'impulsions peut être divisée en trois plages partielles avec des écarts réduits entre les forces d'amortissement limites. Les courbes I à IV correspondent aux caractéristiques

de base obtenues par différentes combinaisons de positions des valves d'amortissement 7.

5 Avec la caractéristique de base I, les deux clapets 10 des valves sont fermés ; avec la caractéristique II, un premier clapet 10 est ouvert et le second est fermé. Avec la caractéristique III, le second clapet 10 est ouvert et le premier est au contraire fermé. Avec la caractéristique de base IV, les deux clapets 10 sont ouverts. La combinaison de différentes positions des valves permet ainsi d'utiliser les caractéristiques des différentes plages de réglage par-
10 tielles.

La plage partielle 1 est couverte par la commande électronique de l'électro-aimant 11 de la première valve d'amortissement 7, tandis que la deuxième valve 7 reste fermée. La deuxième plage partielle 2 est couverte par l'actionnement des deux valves d'amortissement 7 par
15 leurs électro-aimants 11, les signaux respectifs étant mutuellement inversés. Pour la plage de réglage partielle 3, la deuxième valve 7 est ouverte, tandis que l'électro-aimant de la première valve 7 actionne son clapet 10. Dans ce diagramme également, on obtient la force d'amortissement désirée F_x , à la vitesse de piston V_x , par
20 la formule précitée :

$$F_x = F_{0_x} - (F_{0_x} - F_{u_x}) \cdot T_v$$

De cette manière, les forces d'amortissement peuvent être réglées chaque fois dans une plage de réglage partielle et les variations importantes de la force d'amortissement peuvent être évitées.

Liste des références

- 1 - Amortisseur
- 2 - Piston de travail
- 3 - Tige de piston
- 4 - Cylindre de travail
- 5 - Chambre de travail supérieure
- 5 6 - Chambre de travail inférieure
- 7 - Valve d'amortissement
- 8 - Dérivation
- 9 - Passage
- 10 - Clapet
- 10 11 - Electro-aimant
- 12 - Surface d'obturation du clapet
- 13 - Diamètre intérieur de la surface d'obturation
- 14 - Diamètre extérieur du clapet
- 15 - Diamètre extérieur de la surface d'obturation
- 15 16 - Chambre de compensation
- 17 - Tube enveloppe
- 18 - Orifice
- 19 - Orifice
- 20 - Soupape à disques à ressort
- 20 21 - Perçage
- 22 - Côté extrême
- 23 - Ressort de rappel

RENDICATIONS

1. Système d'amortissement d'oscillations pour véhicules, comprenant au moins un amortisseur hydraulique réglable avec un cylindre de travail partagé par un piston de travail solidaire d'une tige de piston en deux chambres de travail remplies de liquide d'amortissement, ainsi qu'une valve d'amortissement, disposée parallèlement au cylindre de travail dans une dérivation, qui possède un électro-aimant et un clapet commandé, mobile axialement et coopérant avec un passage, la valve étant pilotée par une électronique adaptée et engendrant, suivant sa position, une force d'amortissement supérieure et une force d'amortissement inférieure fonction de la vitesse instantanée du piston,

caractérisé en ce que la force d'amortissement (F_x) produite, comprise entre une force d'amortissement supérieure (F_o) obtenue quand la valve d'amortissement (7) est coupée ou fermée et une force d'amortissement inférieure (F_u) obtenue quand cette valve est enclenchée, est réglable par la variation du rapport cyclique (T_v) correspondant au rapport du temps d'enclenchement de la valve à une durée constante ou durée de cycle relativement courte et que la force d'amortissement produite (F_x) est égale à la force d'amortissement supérieure (F_{o_x}), moins la différence entre les forces d'amortissement supérieure (F_{o_x}) et inférieure (F_{u_x}), multipliée par le rapport cyclique (T_v).

2. Système d'amortissement selon la revendication 1, caractérisé par la disposition en parallèle d'au moins deux valves d'amortissement (7) dans la dérivation (8).

3. Système d'amortissement selon la revendication 1, caractérisé en ce que le clapet (10) possède une petite surface d'obturation (12).

4. Système d'amortissement selon la revendication 3, caractérisé en ce que le diamètre intérieur (13) de la surface d'obturation (12) est plus petite que le diamètre extérieur (14) du clapet (10).

5. Système d'amortissement selon la revendication 3, caractérisé en ce que le diamètre extérieur (15) de la surface d'obturation (12) est plus grand que le diamètre extérieur (14) du clapet (10).

1/4

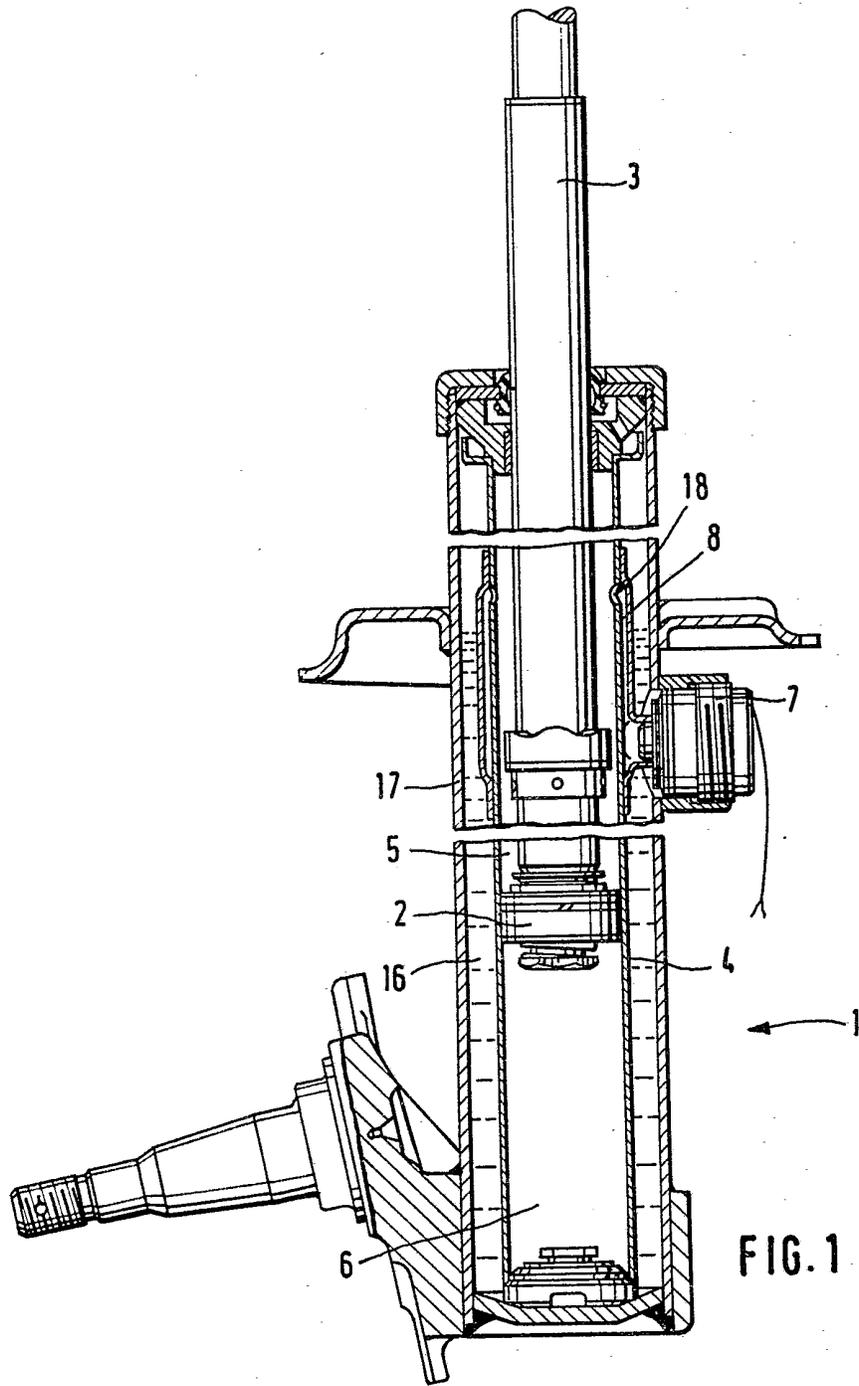


FIG. 1

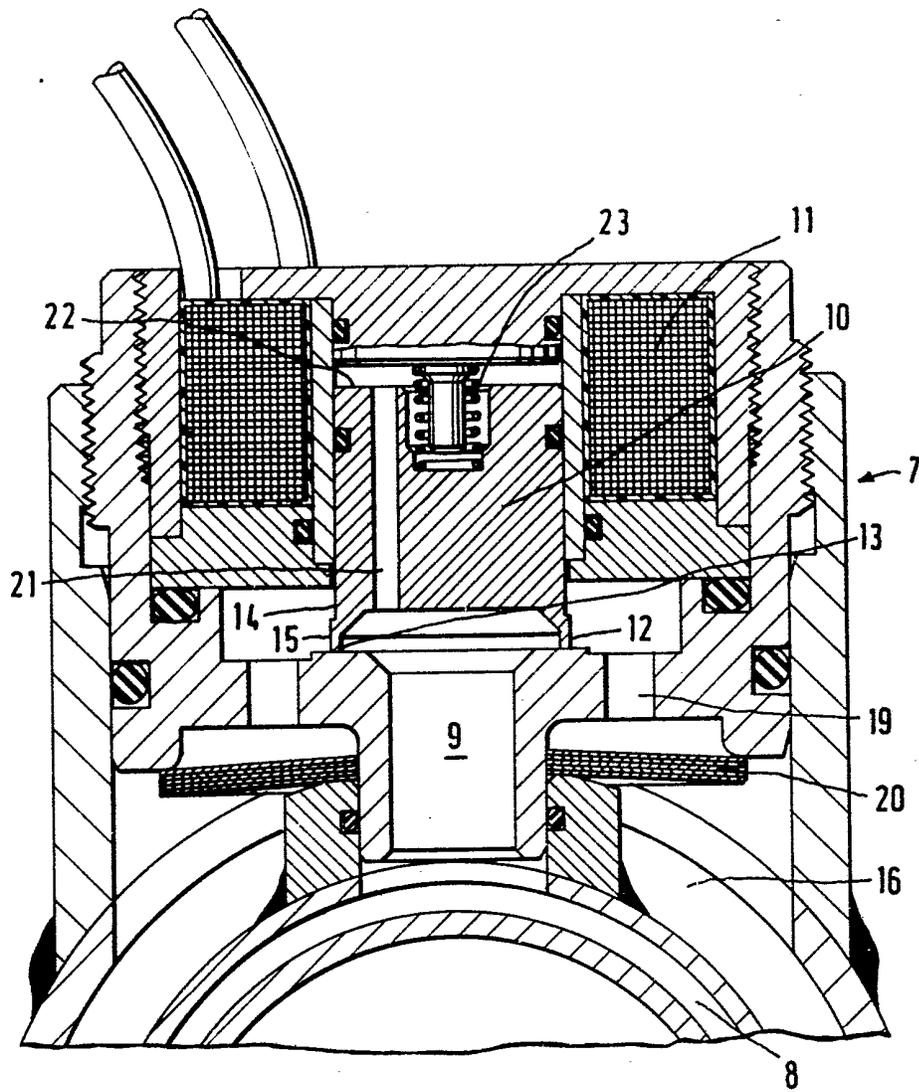
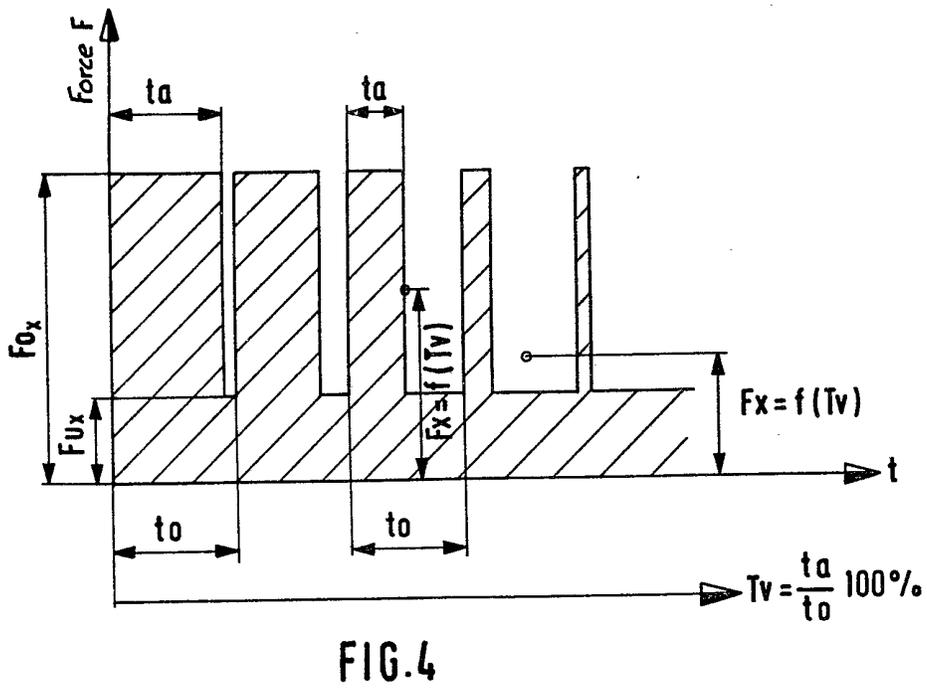
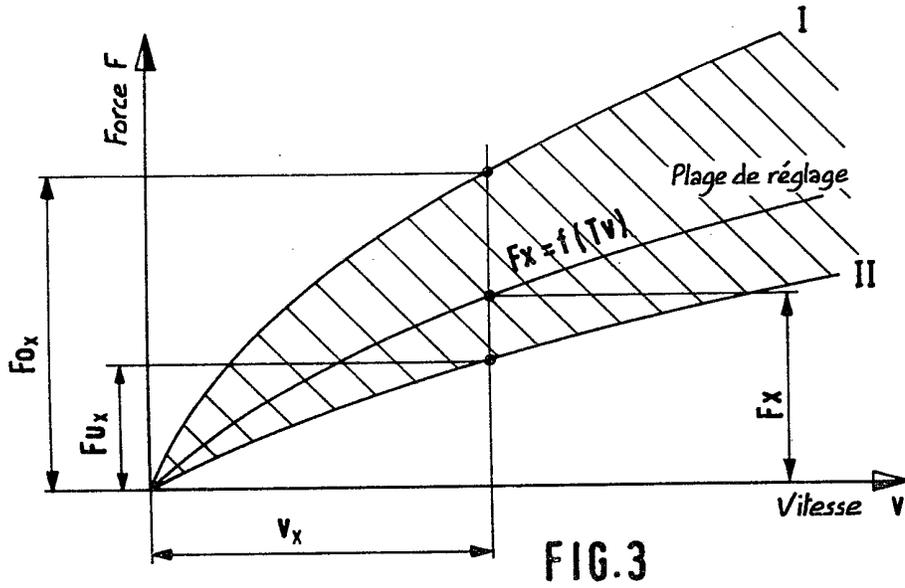


FIG. 2



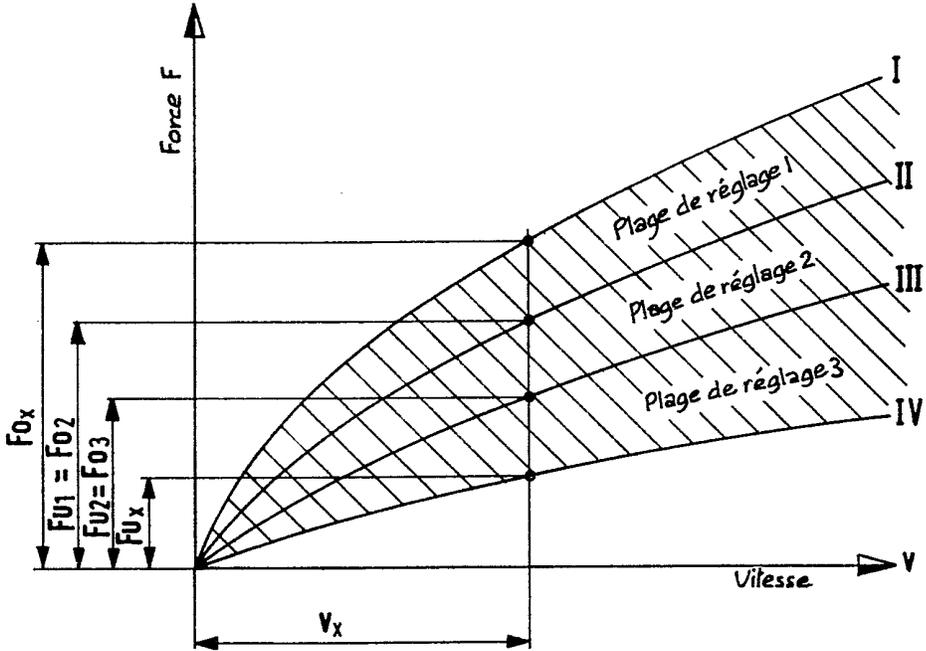


FIG.5