

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 802 327 B1

(12)

FASCICULE DE BREVET EUROPEEN

(45) Date de publication et mention
de la délivrance du brevet:
28.06.2000 Bulletin 2000/26

(51) Int Cl.7: **F04C 15/04**

(21) Numéro de dépôt: **97440038.4**

(22) Date de dépôt: **16.04.1997**

(54) **Pompe à engrenages**

Zahnradpumpe

Gear pump

(84) Etats contractants désignés:
AT DE ES FR GB IT

(30) Priorité: **17.04.1996 FR 9605052**

(43) Date de publication de la demande:
22.10.1997 Bulletin 1997/43

(73) Titulaire: **PIERBURG SARL**
57974 Yutz Cédex (FR)

(72) Inventeur: **Kiefer, Clément**
57110 Yutz (FR)

(74) Mandataire:
Dreiss, Fuhlendorf, Steimle & Becker
Gerokstrasse 6
70188 Stuttgart (DE)

(56) Documents cités:
GB-A- 1 188 977 **US-A- 2 437 791**

EP 0 802 327 B1

Il est rappelé que: Dans un délai de neuf mois à compter de la date de publication de la mention de la délivrance du brevet européen, toute personne peut faire opposition au brevet européen délivré, auprès de l'Office européen des brevets. L'opposition doit être formée par écrit et motivée. Elle n'est réputée formée qu'après paiement de la taxe d'opposition. (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

Description

[0001] La présente invention concerne une pompe à engrenages, de préférence une pompe à engrenages extérieurs, comprenant un corps de pompe dans lequel reposent au moins deux roues dentées, opposées, en engrènement, dont une est raccordée à un entraînement, un cylindre creux, fixé à une des parois latérales de la pompe à engrenages et disposé devant une ouverture de cette paroi latérale, cylindre creux dans lequel repose un piston mobile dans le sens axial des roues dentées, dont la tête de piston, au repos, vient contre la face avant des roues dentées sous l'effet d'un élément élastique. Par commodité de langage, on appellera dans la suite de ce texte par "face avant des roues dentées" la face de l'engrenage, perpendiculaire à l'axe de l'engrenage, faisant face au piston précité.

[0002] Du fait de leur structure assez simple accompagnée d'une précision de refoulement suffisante, les pompes à engrenages sont adaptées à de nombreux entraînements hydrauliques. En particulier, elles sont souvent utilisées comme pompes à huile de lubrification dans les moteurs à combustion interne. La pression d'huile produite par la pompe à engrenages refroidit les têtes de pistons, lubrifie et refroidit la voie de glissement de pistons, les paliers principaux et les coussinets de bielles ainsi que les culbuteurs et alimente les paliers d'arbres à cames. L'entraînement et le refoulement du liquide résulte du fait que celui-ci pénètre dans les entredents libérés des roues dentées engrenant entre elles, se déplace, dans le sens de rotation, à l'extérieur, le long de la paroi du corps de pompe, pour pénétrer dans la zone de pression et est expulsé des entredents en direction de la chambre de pression par l'engrènement mutuel des dents. Etant donné que chaque entredent est, avant le vidage complet, obturé par une dent de la roue dentée opposée, il en résulte ce qu'on appelle un liquide d'écrasement qui, pour éviter les pertes d'énergie et une marche heurtée de la pompe à engrenages, doit être dérivé dans la chambre de pression à travers des alésages ou des rainures.

[0003] Pour réduire les surpressions importantes se produisant au sein du liquide d'écrasement, certaines pompes comportent dans la paroi latérale du corps de pompe faisant face aux faces avant des deux engrenages, et placé en regard de la zone où les deux roues engrènent, un petit piston mobile, qu'un ressort arrière pousse contre les faces avant des roues engrenantes, et qui, sous l'effet de la surpression du liquide d'écrasement peut reculer et laisser s'écouler ce liquide en direction de la chambre d'aspiration. Ce dispositif permet de diminuer les surpressions locales qui peuvent atteindre ou même dépasser 8 à 15 bars. Cependant, la force du ressort doit être élevée, de sorte que lorsqu'il pousse le piston contre les faces avant des deux engrenages, il se crée un frottement d'où résulte une perte d'énergie non-négligeable.

[0004] Le document US-A-2437791, sur lequel se ba-

se le préambule de la revendication 1, décrit une pompe à engrenages d'une construction analogue, dans laquelle les charges axiaux des roues dentées sont soulagés par déplacement axial d'une paroi latérale d'étanchéité.

[0005] Les pompes à engrenages fonctionnant selon le principe volumétrique présentent la propriété selon laquelle le refoulement et la pression de liquide augmentent proportionnellement quand la vitesse de rotation augmente. Par conséquent, en l'absence de régulation, la pression de marche permanente admissible - pour une utilisation économique et une durée de vie suffisante - est dépassée. Pour pouvoir maintenir constant le refoulement quand la vitesse de rotation de la pompe à engrenages augmente et pour pouvoir ainsi maintenir constante la pression de marche permanente, on sait aussi prévoir, dans la conduite de pression raccordée à la chambre de pression de la pompe à engrenages, une soupape de détente qui s'ouvre en cas de dépassement d'une pression de marche permanente prédéterminée ; la pression est abaissée et le refoulement de liquide en excès est renvoyé dans le réservoir de liquide depuis la conduite de pression en passant par une conduite de retour. Mais cette technique de régulation est accompagnée de façon désavantageuse d'une dissipation de puissance non négligeable de la pompe à engrenages, qui peut atteindre par exemple environ 1300 W pour un refoulement de 10 litres/minute ; quand le débit augmente, la dissipation de puissance ne diminue que relativement peu.

[0006] A cela s'ajoute le fait que le débit de liquide qui reflue entraîne la formation de mousse dans le réservoir de liquide et que de la mousse peut par conséquent être aspirée.

[0007] Un objectif de la présente invention consiste à configurer la pompe à engrenages décrite au début de façon à obtenir une réduction sensible de la dissipation de puissance et à empêcher la formation de mousse.

[0008] Un autre but de l'invention est de diminuer les forces de frottement entre les roues engrenantes et le dispositif réducteur de surpression.

[0009] C'est également un but de l'invention que de réduire le bruit de fonctionnement de la pompe.

[0010] Ces buts sont atteints grâce à une pompe du type défini ci-dessus dans laquelle la tête de piston recouvre complètement la face avant d'une des roues dentées, que les points centraux de la tête de piston et du cercle de tête des dents de ladite roue dentée sont situés sur un même axe, et dans laquelle la face arrière du piston est soumise à la pression hydraulique régnant dans la chambre de pression par l'intermédiaire d'un conduit d'alimentation entre la chambre de pression et ladite face arrière.

[0011] Grâce à la disposition co-axiale entre le piston et une roue dentée, il est possible d'augmenter le jeu entre la tête de piston et la face avant des engrenages et donc de diminuer les forces de frottement.

[0012] De préférence, l'élément élastique peut être

constitué d'un ressort hélicoïdal inséré entre la face arrière de la tête de piston et la face interne du couvercle du cylindre creux.

[0013] Selon un mode d'exécution préféré, la face de la tête de piston qui fait face à la roue dentée présente une partie centrale évidée, dont le diamètre est légèrement inférieur au diamètre du fond des entredents alors que le diamètre total de la tête de piston est légèrement supérieur au diamètre du cercle de tête de la roue dentée. De la sorte, seule la surface de la face avant de la roue correspondant à la couronne de dents peut se trouver en contact avec la tête de piston. Les forces de frottement s'en trouvent considérablement diminuées. De plus, le piston est allégé et son inertie diminue.

[0014] Grâce à la liaison entre chambre de pression et face arrière du piston, qui génère sur l'arrière du piston une contre-pression de plusieurs bars, la force du ressort d'appui peut être considérablement diminuée, ce qui non seulement diminue les forces de frottement entre tête de piston et face avant de roue dentée mais encore permet un fonctionnement beaucoup plus silencieux de la pompe.

[0015] Selon un premier mode de réalisation de la présente invention, la face arrière du piston sur laquelle s'exerce l'effet du ressort et qui constitue une chambre de contre-pression est simplement relié à la chambre de pression de la pompe par un conduit d'alimentation pouvant, notamment, passer à travers de la tête de piston ou passer par la paroi du corps de pompe.

[0016] Selon un deuxième mode de réalisation préféré de l'invention, la chambre de contre-pression est également munie d'un deuxième conduit de retour vers la chambre d'aspiration. Ce conduit de retour vers la chambre d'aspiration est muni d'un clapet taré.

[0017] Selon un troisième mode de réalisation préféré de la présente invention, la chambre de contre-pression est munie d'un conduit menant vers l'extérieur de la pompe, notamment un conduit permettant le retour vers un réservoir du fluide transporté par la pompe.

[0018] Dans les deux cas, on prévoit un diamètre du conduit de retour supérieur au diamètre du conduit d'alimentation de la chambre de contre-pression.

[0019] La pompe à engrenages selon l'invention est représentée à titre illustratif sur le dessin et est décrite ci-dessous. Sur le dessin :

La figure 1 est une représentation générale dans l'espace des éléments constitutifs de la pompe à engrenages ;

La figure 2 est une représentation dans l'espace de la pompe à engrenages avec une coupe partielle ;

La figure 3 montre une vue schématique, en coupe verticale dans le plan de l'axe du cylindre creux, du premier mode de réalisation de l'invention.

La figure 4 montre une vue schématique, en coupe verticale dans le plan de l'axe du cylindre creux, d'un deuxième mode de réalisation préféré de l'invention.

La figure 5 montre une vue schématique, en coupe verticale dans le plan de l'axe de cylindre creux, d'un troisième mode de réalisation préféré de l'invention.

[0020] Des pièces identiques ou équivalentes portent les mêmes numéros de référence dans l'ensemble des figures.

[0021] Dans la pompe à engrenages (1), le refoulement du liquide s'effectue de telle façon que le liquide pénètre, côté aspiration, dans la chambre d'aspiration (2) de la pompe, dans les entredents libérés des roues dentées (4, 5) en engrènement, disposées dans le corps de pompe (3) ; il se déplace, par l'extérieur, le long de la paroi du corps de pompe, dans le sens de rotation des roues, en direction du côté refoulement de la pompe et est expulsé des entredents par l'engrènement mutuel des dents. Etant donné que chaque entredent, avant le vidage complet, est fermé par la dent correspondante de la roue dentée opposée, il en résulte ici ce qu'on appelle un liquide d'écrasement qui est dérivé dans la chambre de pression (6) à travers des alésages non représentés afin d'éviter des pertes d'énergie et une marche heurtée des roues dentées. Les roues dentées, dont l'une, par exemple la roue (4) est raccordée à un élément d'entraînement (20), non représenté sur les figures 1 et 2, tournent avec un jeu des plus réduits dans le sens radial et axial entre elles et le corps de pompe. Dans la paroi latérale (7) du corps de pompe, opposée au côté entraînement de la pompe à engrenages, se trouve un trou de passage (8) disposé de façon coaxiale par rapport à la roue dentée, trou dont la surface est semblable à la surface du cercle de tête des dents de la roue dentée. Sur le côté extérieur de la paroi (7) du corps de pompe, devant le trou de passage, est disposé de façon coaxiale un cylindre creux (9) solidaire de la paroi (7) du corps de pompe. Le cylindre (9) et la paroi (7) peuvent être constitués de deux pièces distinctes solidaires. Comme représenté sur les figures 3, 4, 5, le corps du cylindre et la paroi (7) sont venus d'une pièce et le fond du cylindre est obturé par un couvercle. Le diamètre intérieur du cylindre creux coïncide avec le diamètre du trou de passage. Dans l'alésage du cylindre creux repose de façon mobile un piston (10), qui, dans le mode d'exécution illustré figures 1 et 2, présente la forme d'un cylindre creux dont la tête (11) de piston plane, au repos, vient contre la face avant de la roue dentée. Etant donné que la surface de la tête de piston est semblable à la surface du cercle de tête des dents de la roue dentée, la face avant de celle-ci est entièrement recouverte par la tête de piston. Entre la face interne du piston et la paroi de fond du cylindre creux, ou le couvercle du cylindre, est inséré un ressort de pression hélicoïdal cylindrique (12) dont la force de ressort presse, dans le sens axial et contre la face avant de la roue dentée, la tête de piston qui recouvre totalement cette face avant de la roue dentée.

[0022] Lorsque, en fonctionnement, on dépasse un

refoulement déterminé, le piston est, malgré la force du ressort de pression hélicoïdal, poussé à l'intérieur du cylindre creux, de sorte qu'une fente s'ouvre entre la tête de piston et la face avant de la roue dentée, que le refoulement en excès peut s'écouler, par le biais de cette dérivation, directement vers le côté aspiration, vers la chambre d'aspiration de la pompe à engrenages, et qu'il se produit une baisse de pression. De ce fait, la dissipation de puissance diminue d'une façon sensible et une quantité de liquide plus faible doit être entraînée dans le circuit. N'est aspirée que la quantité de liquide qui est effectivement utile. Par exemple, dans le cas d'une pompe à engrenages classique, sans piston mobile, et pour une vitesse de rotation de 3000 tours/minute, si la dissipation de puissance est de 1240 W pour un refoulement de 20 litres/minute, l'utilisation de la pompe à engrenages réalisée avec un piston mobile selon l'invention réduit à 960 W la dissipation de puissance. En outre, cela empêche le liquide de mousser.

[0023] Comme on peut le voir sur la figure 2, ou encore sur les figures 3, 4, 5, le diamètre du piston (11) est légèrement supérieur à l'alésage du corps de pompe (3) dans lequel repose la roue dentée (4) qui lui fait face. Dans ce mode d'exécution, le cylindre vient en butée contre le bord de cet alésage. Si l'engrenage n'est pas à fleur, mais en très léger retrait, il en résulte un très faible jeu qui diminue avantageusement les forces de frottement.

[0024] Cet agencement avantageux n'est pas possible dans les pompes où un petit piston de contre-pression est disposé en regard de la zone d'engrènement, entre les axes des deux roues.

[0025] Dans les modes de réalisation représentés sur les figures 3, 4, 5, la tête de piston présente une zone centrale évidée E, dont le diamètre est légèrement inférieur au diamètre de la roue, au fond des entredents. Il n'y a donc ni contact ni frottement entre la partie centrale du piston et la partie centrale des engrenages ou pignons.

[0026] Comme on peut le voir par exemple sur la figure 3, grâce au conduit d'aspiration (13), lorsque la pression augmente dans la chambre de pression (6), la pression augmente de façon concomitante dans la partie du cylindre (9) à l'arrière du piston (10), qui forme une chambre de contre-pression 14. La fonction essentielle du ressort 12 dans cette configuration est alors de maintenir le piston 10 au démarrage de la pompe contre la roue dentée 4 afin de garantir une bonne étanchéité.

[0027] A titre d'exemple, pour une pompe dans laquelle la pression dans la chambre de pression doit être régulée à 5 bars, et équipée d'une roue de diamètre 34 mm, en l'absence du conduit (13) permettant l'élévation de pression dans la chambre (14), le ressort devrait fournir un effort de l'ordre de 30 daN. Par contre, grâce à la contre-pression établie dans la chambre 14, le ressort n'a plus qu'à fournir un effort de l'ordre de 5 daN. La taille du ressort et donc son prix s'en trouvent nettement diminués et son montage est également grande-

ment facilité.

[0028] Dans la forme d'exécution montrée sur la figure 4, la chambre de contre-pression (14) est reliée à la chambre d'aspiration par un conduit de retour d'aspiration (19) dont le diamètre est supérieur au diamètre du conduit d'aspiration (13). Le conduit de retour (19) est obturé par un clapet à bille, comprenant une bille d'étanchéité (15), sur laquelle pousse un ressort de clapet (16), une butée (18) formant bouchon. Ce mode d'exécution permet une circulation, étanche vis à vis de l'extérieur, de l'huile entre la chambre de pression (6), la chambre de contre-pression (14) et la chambre d'aspiration (2) : il s'agit d'un circuit interne étanche. Ce mode d'exécution convient particulièrement à une pompe placée à l'extérieur d'un carter moteur.

[0029] Dans le mode d'exécution illustré par la figure 5, la chambre de contre-pression (14) est reliée vers l'extérieur par un conduit de retour (17). Ce conduit (17) est lui-même obturable au moyen d'un clapet taré comprenant une bille (15), un ressort de clapet (16) et une butée (18). Ce mode d'exécution présentant un circuit ouvert entre chambre de pression (6) - chambre de contre-pression (14) et sortie du conduit (17), convient particulièrement à une pompe placée dans le réservoir de fluide, par exemple à l'intérieur d'un carter moteur.

[0030] Dans les deux modes d'exécution représentés sur les figures 4 et 5, l'utilisation du clapet taré supplémentaire limite la contre-pression et ainsi facilite le déplacement et le dégagement du piston, ce qui permet une régulation plus franche. Le ressort du clapet est choisi de telle manière à ce que le clapet s'ouvre à la pression de régulation voulue.

Revendications

1. Une pompe à engrenages, comprenant un corps de pompe (3) dans lequel reposent au moins deux roues dentées (4, 5) opposées, en engrènement, dont une est raccordée à un entraînement (20), caractérisé en ce que un cylindre creux (9), fixé à une des parois latérales (7) de la pompe à engrenages (1) et disposé devant une ouverture (8) de la paroi latérale (7), cylindre creux (9) dans lequel repose un piston (10) mobile dans le sens axial des roues dentées (4, 5), dont la tête de piston (11), au repos, vient contre la face avant des roues dentées (4, 5), sous l'effet d'un élément élastique et en ce que la tête de piston (11) recouvre complètement la face avant d'une des roues dentées (4, 5), que les points centraux de la tête de piston (11) et du cercle de tête des dents de ladite roue dentée sont situés sur un même axe, et en ce que la face arrière du piston est soumise à la pression hydraulique régnant dans la chambre de pression (6) par l'intermédiaire d'un conduit d'alimentation (13) entre ladite chambre de pression (6) et ladite face arrière, pour former une chambre de contre-pression (14).

2. Pompe à engrenages selon la revendication 1 caractérisée en ce que ledit élément élastique est un ressort hélicoïdal (12) inséré entre la face arrière de la tête de piston (11) et la face interne du couvercle du cylindre creux (9).

5

3. Pompe à engrenages selon l'une des revendications 1 ou 2 caractérisée en ce que la tête de piston présente face à la face avant de la roue dentée une partie centrale évidée E dont le diamètre est sensiblement égal ou inférieur au diamètre du fond des entredents de ladite roue dentée et en ce que le diamètre extérieur de la tête de piston est sensiblement égal ou supérieur au diamètre du cercle de tête de ladite roue dentée.

10

15

4. Pompe à engrenages selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que la chambre de contre-pression (14) est reliée seulement à la chambre de pression (6) par un conduit d'alimentation passant à travers la tête de piston.

20

5. Pompe à engrenages selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que la chambre de contre-pression (14) est reliée seulement à la chambre de pression (6) par un conduit d'alimentation passant à travers la paroi du corps de pompe.

25

6. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que la chambre de contre-pression (14) est munie d'un conduit de retour (19) reliant ladite chambre de contre-pression et la chambre d'aspiration (2) et en ce que ledit conduit de retour (19) est muni d'un clapet taré (15, 16, 18).

30

35

7. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que la chambre de contre-pression (14) est muni d'un conduit (17) reliant ladite chambre de contre-pression (14) à l'extérieur de la pompe et en ce que ledit conduit menant vers l'extérieur est muni d'un clapet taré (15, 16, 18).

40

8. Pompe à engrenages selon l'une des revendications 6 ou 7, caractérisée en ce que ledit conduit de retour (17, 19) présente un diamètre supérieur au diamètre du conduit d'alimentation (13).

45

50

Claims

1. A gear pump, comprising a pump body (3) in which at least two opposed, meshing gear wheels (4, 5) are located, one of which is connected to a drive (20), characterized in that a hollow cylinder (9), [lacuna] fixed to one of the lateral walls (7) of the gear pump (1) and arranged in front of an opening (8) in

55

the lateral wall (7), in which hollow cylinder (9) a piston (10) movable in the axial direction of the gear wheels (4, 5) is located, the piston head (11) of which, at rest, comes against the front face of the gear wheels (4, 5) under the effect of an elastic element and in that the piston head (11) completely covers the front face of one of the gear wheels (4, 5), that the central points of the piston head (11) and of the addendum circle of the teeth of the said gear wheel are situated on one and the same axis, and in that the rear face of the piston is subjected to the hydraulic pressure prevailing in the pressure chamber (6) via a supply conduit (13) between the said pressure chamber (6) and the said rear face, so as to form a counterpressure chamber (14).

2. Gear pump according to Claim 1, characterized in that the said elastic element is a helical spring (12) inserted between the rear face of the piston head (11) and the inner face of the cover of the hollow cylinder (9).

3. Gear pump according to one of Claims 1 and 2, characterized in that the piston head has, facing the front face of the gear wheel, a recessed central part E, the diameter of which is substantially equal to or less than the diameter of the bottom of the tooth spaces of the said gear wheel and in that the outside diameter of the piston head is substantially equal to or greater than the diameter of the addendum circle of the said gear wheel.

4. Gear pump according to one of Claims 1 to 3, characterized in that the counterpressure chamber (14) is only connected to the pressure chamber (6) via a supply conduit passing through the piston head.

5. Gear pump according to one of Claims 1 to 3, characterized in that the counterpressure chamber (14) is only connected to the pressure chamber (6) via a supply conduit passing through the wall of the pump body.

6. Gear pump according to any one of Claims 1 to 3, characterized in that the counterpressure chamber (14) is provided with a return conduit (19) connecting the said counterpressure chamber and the suction chamber (2) and in that the said return conduit (19) is provided with a calibrated valve (15, 16, 18).

7. Gear pump according to any one of Claims 1 to 3, characterized in that the counterpressure chamber (14) is provided with a conduit (17) connecting the said counterpressure chamber (14) to the outside of the pump and in that the said conduit leading to the outside is provided with a calibrated valve (15, 16, 18).

8. Gear pump according to one of Claims 6 and 7, characterized in that the said return conduit (17, 19) has a diameter greater than the diameter of the supply conduit (13).

Patentansprüche

1. Getriebepumpe, umfassend einen Pumpenkörper (3), in dem zumindest zwei entgegengesetzt ge-
zahnnte Räder (4, 5) angeordnet sind, die sich in Ein-
griff befinden, von denen eines mit einem Antrieb
(20) verbunden ist, gekennzeichnet durch einen
Hohlzylinder (9), der an einer der seitlichen Wände
(7) der Getriebepumpe (1) fixiert ist und vor einer
Öffnung (8) der seitlichen Wand (7) angeordnet ist,
wobei in dem Hohlzylinder (9) ein Kolben (10) ruht,
der sich in axialer Richtung der Zahnräder (4, 5) be-
wegen kann, wobei der Kolbenkopf (11) in Ruhe-
stellung gegen die Vorderseite der Zahnräder (4, 5) 20
anliegt, unter dem Effekt eines elastischen Elemen-
tes; und dadurch, daß der Kopf des Kolbens (11)
die Vorderseite eines der Zahnräder (4, 5) vollstän-
dig abdeckt, daß die Mittelpunkte des Kolbenkopfes
(11) und des Kopfkreises der Verzahnung des 25
Zahnrades auf derselben Achse angeordnet sind,
und dadurch, daß die Rückseite des Kolbens unter
einem hydraulischen Druck steht, welcher in der
Druckkammer (6) herrscht, mittels einer Versor-
gungsleitung (13) zwischen der Druckkammer (6) 30
und der Rückseite, um eine Gegendruckkammer
(14) zu bilden.
2. Getriebepumpe nach Anspruch 1, dadurch gekenn-
zeichnet, daß das elastische Element eine Spiral- 35
feder (12) ist, die zwischen die Rückseite des Kol-
benkopfes (11) und die Innenseite der Abdeckung
des Hohlzylinders (9) eingefügt ist.
3. Getriebepumpe nach einem der Ansprüche 1 oder 2, 40
dadurch gekennzeichnet, daß der Kolbenkopf
Seite an Seite vor dem Zahnrad einen mittleren
ausgesparten Bereich E aufweist, dessen Durch-
messer im wesentlichen gleich oder kleiner ist als
der Durchmesser des Grundkreises des Zahnra- 45
des, und dadurch, daß der Außendurchmesser des
Kolbenkopfes im wesentlichen gleich oder größer
als der Kopfkreis des Zahnrades ist.
4. Getriebepumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, 50
dadurch gekennzeichnet, daß die Gegendruckkam-
mer (14) mit der Druckkammer (6) ausschließlich
durch eine Versorgungsleitung verbunden ist, die
durch den Kolbenkopf geht.
5. Getriebepumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, 55
dadurch gekennzeichnet, daß die Gegendruckkam-
mer (14) mit der Druckkammer (6) ausschließlich

durch eine Versorgungsleitung verbunden ist, die
durch eine Wand des Pumpenkörpers hindurch-
geht.

- 5 6. Getriebepumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3,
dadurch gekennzeichnet, daß die Gegendruckkam-
mer (14) mit einer Rückkehrleitung (19) versehen
ist, die die Gegendruckkammer und die Belüftungs-
kammer (2) verbindet, und dadurch, daß die Rück-
kehrleitung (19) mit einem geeichten Sperrventil
(15, 16, 18) versehen ist.
7. Getriebepumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3,
dadurch gekennzeichnet, daß die Gegendruckkam-
mer (14) mit einer Leitung (17) versehen ist, die die
Gegendruckkammer (14) mit der Außenseite der
Pumpe verbindet, und dadurch, daß diese Leitung
nach außen führt und mit einem geeichten Sperr-
ventil (15, 16, 18) versehen ist.
8. Getriebepumpe nach einem der Ansprüche 6 oder
7, dadurch gekennzeichnet, daß die Rückkehrlei-
tung (17, 19) einen Durchmesser aufweist, der grö-
ßer ist als der Durchmesser der Versorgungsleitung
(13).

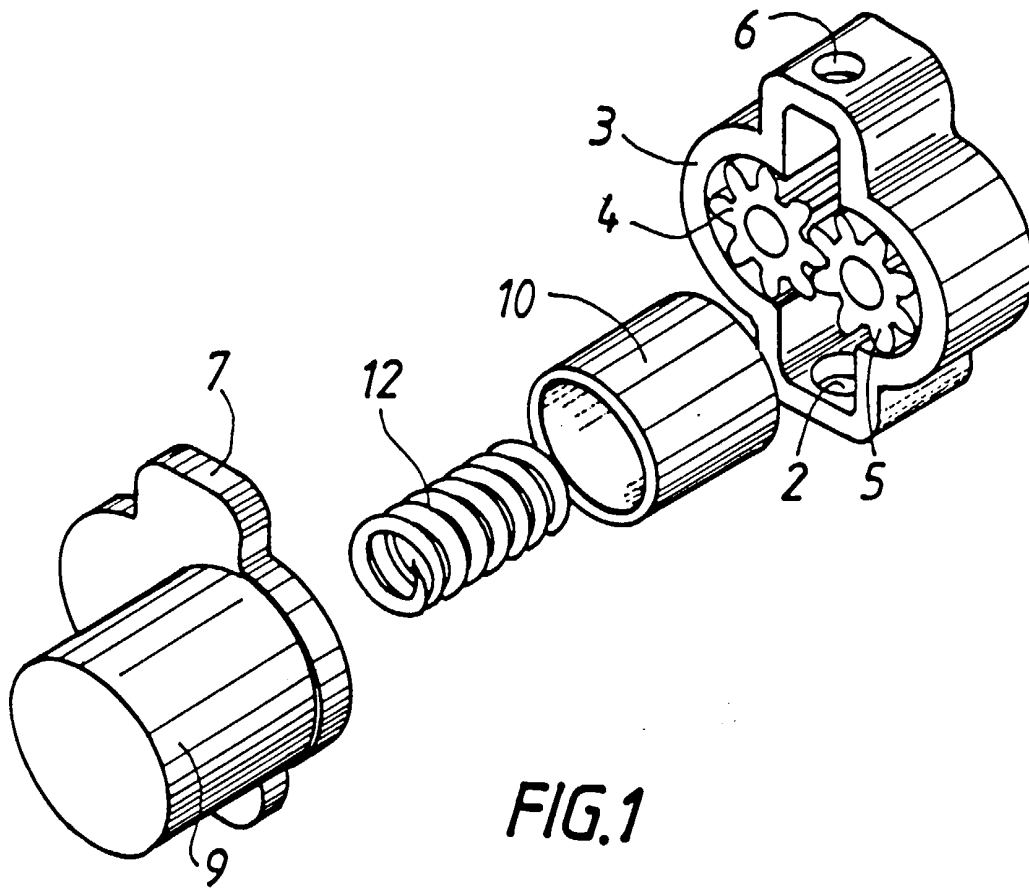


FIG. 1

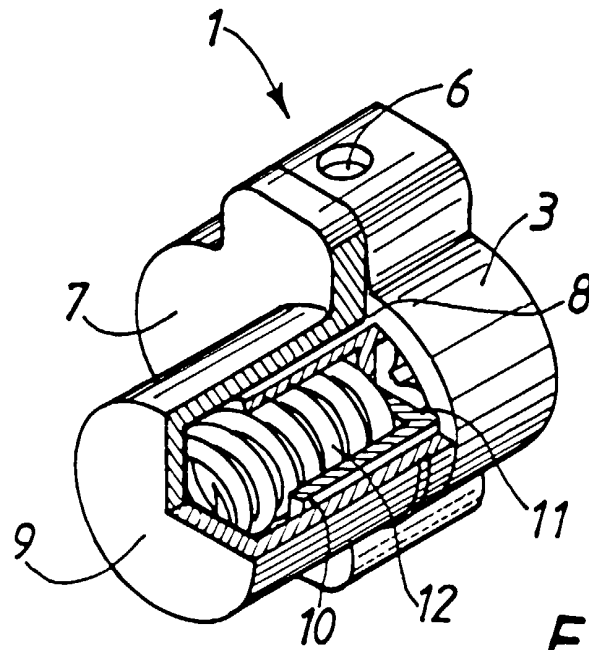


FIG. 2

