



(11) Numéro de publication : **0 284 482 B1**

(12)

## FASCICULE DE BREVET EUROPEEN

(45) Date de publication du fascicule du brevet :  
**08.01.92 Bulletin 92/02**

(51) Int. Cl.<sup>5</sup> : **H01H 33/34**

(21) Numéro de dépôt : **88400574.5**

(22) Date de dépôt : **11.03.88**

(54) **Vérin hydraulique différentiel pour la commande de disjoncteurs électriques.**

(30) Priorité : **25.03.87 FR 8704134**

(73) Titulaire : **Gratzmuller, Claude Alain**  
**30, avenue Georges Mandel**  
**F-75116 Paris Cédex (FR)**

(43) Date de publication de la demande :  
**28.09.88 Bulletin 88/39**

(72) Inventeur : **Gratzmuller, Claude Alain**  
**30, avenue Georges Mandel**  
**F-75116 Paris Cédex (FR)**

(45) Mention de la délivrance du brevet :  
**08.01.92 Bulletin 92/02**

(84) Etats contractants désignés :  
**AT BE CH DE ES FR GB GR IT LI LU NL SE**

(74) Mandataire : **Levy, David et al**  
**c/o S.A. Fedit-Loriot 38, avenue Hoche**  
**F-75008 Paris (FR)**

(56) Documents cités :  
**EP-A- 0 250 619**  
**FR-A- 1 378 068**  
**FR-A- 1 462 924**  
**FR-A- 2 317 532**

**EP 0 284 482 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

La présente invention concerne un vérin hydraulique différentiel pour la commande de disjoncteurs électriques, du type dans lequel la chambre annulaire du vérin, définie par la surface intérieure du cylindre du vérin et par la surface extérieure de la tige sortante du piston, est reliée en permanence à une source hydraulique haute-pression.

La tige sortante du vérin est attelée au contact mobile du disjoncteur et un orifice d'alimentation/purge, ménagé dans le fond de la chambre principale du vérin, peut être raccordé sélectivement à ladite source haute pression (position "Alimentation") pour repousser le piston, ou bien à un réservoir basse pression (position "Purge") pour laisser le piston revenir à sa position initiale sous l'effet de la haute pression  $P$  régnant dans la chambre annulaire.

La première manoeuvre fait sortir la tige de piston et amène le disjoncteur en position enclenchée ou fermée, tandis que la deuxième manoeuvre fait rentrer la tige dans le cylindre et amène le disjoncteur en position déclenchée ou ouverte.

De telles commandes hydrauliques de disjoncteur, à vérin différentiel, sont bien connues et ont été décrites par exemple dans le brevet français FR-A-2.317.532 (ou brevet U.S.-A-4.026.523).

La réalisation des vérins différentiels, pour cette application, présente des difficultés constructives, notamment du fait qu'ils doivent garantir une étanchéité permanente et absolue, pendant de très longues durées, malgré les pressions hydrauliques de service  $P$  très élevées, de l'ordre de 300 à 400 bar et des vitesses élevées de l'ordre de 10 à 15 mètres/seconde. Ces vérins doivent donc comporter au moins, comme il est représenté sur le brevet antérieur précité, une première garniture d'étanchéité au passage de la tige sortante à travers le fond du cylindre et une deuxième garniture d'étanchéité sur le piston.

La première de ces garnitures est relativement facile à réaliser pour obtenir une étanchéité absolue. En effet, cette garniture est fixe et il est facile d'obtenir une tige de piston rectifiée et polie qui n'use pas la garniture. D'autre part, la tige de piston, qui est pleine, ne varie pas de diamètre sous l'effet de la pression et la garniture n'est pratiquement pas soumise à des variations de pression puisque la chambre annulaire est toujours soumise à la pression permanente  $P$  fournie par un accumulateur oléo-pneumatique constituant la source de fluide hydraulique sous pression.

La deuxième de ces garnitures, c'est-à-dire celle assurant l'étanchéité entre le piston et le cylindre, doit supporter des conditions de fonctionnement beaucoup plus difficiles.

En effet cette garniture, montée sur le piston, est mobile et est soumise à de fortes accélérations et à des chocs du fait que les manoeuvres sont effectuées en

des temps très courts, inférieurs à quelques 1/100e secondes ; elle est soumise à de fortes variations de pression entre les positions enclenchée et déclenchée ; le cylindre se dilate sous l'influence de la pression (de l'ordre de 300 à 400 bar) ; la surface intérieure du cylindre doit être parfaitement rectifiée et polie pour préserver l'intégrité de la garniture ; enfin, à la fin de course de déclenchement, la garniture peut être soumise à des surpressions considérables (plusieurs milliers de bar) qui sont préjudiciables à la tenue de la garniture si on ne prend pas certaines précautions, lesquelles conduisent à des complications structurelles.

Jusqu'à présent, les garnitures de piston n'ont pu être réalisées de façon satisfaisante que sous des formes relativement compliquées (au sujet desquelles de nombreux brevets ont été déposés) et coûteuses. De préférence, on utilise des garnitures dites "à ressort" qui sont formées d'un ou plusieurs anneaux de matière élastique maintenus comprimés par un ressort. Un exemple d'une telle garniture à ressort est représenté à la figure 2 du brevet antérieur précité. De toutes façons, de telles garnitures de piston ne peuvent coopérer qu'avec une surface de cylindre parfaitement polie.

Mis à part l'inconvénient de la difficulté de réalisation des garnitures de piston et de l'état de surface du cylindre, les vérins différentiels présentent encore l'inconvénient qu'on doit prévoir un conduit ou passage de grande section permettant un transfert rapide, à grand débit, entre la chambre principale et la chambre annulaire du vérin. En effet, les manoeuvres d'enclenchement ou de déclenchement du disjoncteur (c'est-à-dire la course aller ou la course retour du piston du vérin) doivent s'effectuer en un temps très court, de l'ordre de quelques centièmes de seconde, ce qui impose d'éviter tout freinage par une circulation ralentie d'huile.

Jusqu'à présent, on a le plus souvent réalisé ce passage de transfert de grande section au moyen d'une chemise entourant le cylindre du vérin, l'intervalle annulaire entre le vérin et la chemise constituant lui-même ce passage. Un exemple d'un tel mode de réalisation, qui complique encore la construction du vérin différentiel, est représenté sur la figure 3 du brevet antérieur précité.

La présente invention a pour but de remédier aux inconvénients des vérins hydrauliques différentiels connus jusqu'à présent et de permettre une construction beaucoup plus simple et économique tout en assurant une fiabilité encore meilleure grâce à la réduction du nombre des constituants.

Dans le texte qui suit on utilisera le terme de "course d'enclenchement" pour désigner le déplacement du piston depuis le fond de la chambre principale vers le fond de la chambre annulaire et le terme "course de déclenchement" pour désigner le déplacement de retour du piston en sens inverse.

L'invention a pour objet un vérin hydraulique différentiel du type défini dans ce qui précède dans lequel le piston est dépourvu de garniture d'étanchéité coopérant avec la surface intérieure du cylindre du vérin, et dans lequel le piston est associé mécaniquement avec un clapet assurant la fermeture étanche permanente de l'orifice alimentation/purge de la chambre principale du vérin lorsque le piston est en position de fin de course de déclenchement, et dans lequel le corps du cylindre est réalisé sous la forme d'une pièce de fonderie.

Suivant cette disposition, la surface cylindrique extérieure du piston est en contact de glissement sensiblement direct, métal sur métal, avec la surface intérieure du cylindre. En l'absence de toute garniture d'étanchéité, il se produit bien entendu une fuite d'huile entre le piston et le cylindre, mais l'inventeur a découvert que cette fuite était négligeable pendant les mouvements du piston, dans un sens ou dans l'autre, qui ne durent que quelques centièmes de seconde.

En position "enclenchée", les pressions (P) sont identiques sur les deux faces du piston, donc il ne se produit pas de fuite de part et d'autre du piston.

En position "déclenchée", la pression P régnant sur la face annulaire du piston gagne la face opposée du piston, du fait de la fuite existant entre le piston et le cylindre, mais elle est arrêtée ensuite par la fermeture étanche du clapet qui a été actionné par le piston à la fin de sa course de déclenchement. On évite ainsi tout écoulement permanent d'huile en position déclenchée, ce qui serait inacceptable sur une commande de disjoncteur.

Suivant une solution simple, le clapet est solidaire de la face opposée précitée du piston et le siège de clapet est formé à la périphérie de l'orifice alimentation/purge de la chambre principale.

Comme on le verra dans ce qui suit cette disposition du piston dépourvu de garniture procure d'autres avantages importants, notamment la possibilité de réaliser le cylindre sous la forme d'une pièce de fonderie ne nécessitant qu'un usinage simple, ce qui serait incompatible avec une garniture de piston. Par ailleurs il est possible de faire venir directement de fonderie le canal de transfert de forte section entre la chambre principale et la chambre annulaire du vérin, ce qui réduit considérablement le nombre des pièces constitutives du vérin.

L'invention sera mieux comprise à la lecture de la description qui suit et à l'examen des dessins annexés sur lesquels :

La figure 1 est une représentation schématique d'un vérin différentiel suivant l'art antérieur et d'une commande hydraulique de disjoncteur connue dans laquelle est incorporé ce vérin.

La figure 2 est une vue en coupe d'un vérin différentiel selon la présente invention.

Les figures 3 et 4 sont des vues partielles mon-

trant deux autres formes de réalisation du clapet de fermeture actionné par le piston.

La figure 5 est une vue en coupe axiale d'un vérin différentiel suivant l'invention avec bloc cylindre venu de fonderie.

La figure 6 est une vue en coupe suivant la ligne 6-6 de la figure 5.

On a représenté sur la figure 1, pour situer l'art antérieur, le schéma hydraulique connu d'une commande de disjoncteur à vérin différentiel.

Cette commande comprend un vérin différentiel 2 comportant un cylindre 4, un piston 6, une tige de piston sortante 8 qui est attelée au contact mobile 10 d'un disjoncteur pour établir ou couper le circuit entre les contacts fixes 12-12' du disjoncteur. La position représentée sur la figure 1 est la position déclenchée du disjoncteur (contacts ouverts), dans laquelle le piston 6 est proche de sa position basse dans le cylindre.

La chambre annulaire 14 du vérin située au-dessus du piston 6 et entourant la tige de piston 8 est reliée en permanence, par une canalisation 15, à un accumulateur oléopneumatique haute-pression 18 (par exemple 300 à 400 bar), la pression dans cette chambre 14 tendant à ramener en permanence le disjoncteur en position déclenchée.

Dans la chambre principale 20 du vérin est ménagé un passage ou orifice 28 qui peut être relié selectivement, par une canalisation d'alimentation/purge 22, sur laquelle est interposée une vanne à trois voies 24, soit, par l'intermédiaire d'une canalisation 22' et d'une canalisation de transfert 16, à l'accumulateur 18 soit, par l'intermédiaire d'une canalisation 25, à une réserve de purge à base pression 26 (position représentée sur la figure 1).

Le fonctionnement est suffisamment connu pour qu'il suffise d'indiquer que la mise en position d'alimentation de la vanne 24 établit la HP dans la chambre 20 sur la grande surface du piston 6. Celui-ci est donc repoussé vers le haut à l'encontre de la force plus réduite exercée par le même HP sur sa surface annulaire, ce qui amène le disjoncteur en position enclenchée.

Le déclenchement est obtenu par la mise en position purge de la vanne 24 (position de la figure 1). La HP régnant en permanence dans la chambre annulaire 13, repousse le piston 6 vers le bas, l'huile contenue dans la chambre principale 20 du vérin étant purgée rapidement à grand débit, grâce au fait que l'orifice alimentation/purge 28 et les organes hydrauliques associés 24-25 ont de fortes sections, ce qui permet d'effectuer la manoeuvre de déclenchement dans un temps très bref, de quelques centièmes de seconde.

Une commande hydraulique à vérin différentiel, pour disjoncteur, du type ci-dessus a été décrite par exemple dans le brevet français 2.317.532 (ou brevet US 4.026.523) et représentée à la figure 3 de ces documents.

Les vérins différentiels connus, comme celui représenté sur la figure 1, comportent une garniture d'étanchéité 30 au passage de la tige sortante 8 à travers le fond 32 du vérin et, également, une garniture d'étanchéité 34 sur le piston 6 pour assurer l'étanchéité entre le piston et la surface intérieure du cylindre 4. Cette garniture a été représentée sous la forme connue d'une garniture à ressort du genre représenté à la figure 2 du brevet antérieur précité et elle doit assurer l'étanchéité permanente de la chambre 14, sous la pression d'environ 300 à 400 bar, dans la position déclenchée représentée.

La figure 2 annexée est une vue en coupe d'un vérin différentiel suivant l'invention, tous les éléments déjà décrits portant le même chiffre de référence.

Comme on peut le voir une garniture d'étanchéité 30 est prévue au passage de la tige de piston 8 à travers le fond visé 32 du cylindre 4, mais le piston 6 du vérin est dépourvu de toute garniture assurant l'étanchéité entre le piston 6, en métal, et le cylindre 4, en métal. Il en résulte que la surface cylindrique extérieure 36 du piston 6 coulisse sensiblement directement, métal sur métal, sur la surface intérieure 38 du cylindre 4, mais sans assurer l'étanchéité entre ces deux surfaces et sans que la surface 38 présente un usinage particulièrement précis.

Le piston 6 porte, sous sa face inférieure 40, une partie en saillie formant un clapet tronconique 42 adapté à obturer, en fin de course de déclenchement (position représentée sur la figure 2) l'orifice d'alimentation/purge 28, lequel se trouve à la basse pression dans la position de fin de course de déclenchement représentée en traits pleins sur la figure 2.

Le clapet 42 peut s'adapter de façon étanche sur un siège de clapet tronconique 44 formé, sur le bord de l'orifice 28, dans le fond vissé 46 du cylindre. Bien entendu, le siège de clapet 44 peut être constitué par une pièce rapportée, en matériau de dureté appropriée à celle du clapet, dans le fond du cylindre 46.

Dans la position enclenchée du disjoncteur, le passage alimentation/purge 28 du vérin est raccordé à l'accumulateur 18 par les canalisations 22-22'-16 et par la valve 24 en position d'alimentation. Le piston 6 est donc repoussé vers le haut dans le cylindre et occupe la position représentée en traits interrompus sur la figure 2 où le piston est désigné par la référence 6' et le clapet qu'il porte par la référence 42'. La même pression P régnant sur les deux faces du piston la force  $F_1$  exercée vers le haut sur le cylindre pour maintenir le disjoncteur fermé est :

$$F_1 = P \cdot S_1 - P(S_1 - s) = P \cdot s$$

( $S_1$  étant la surface du piston et  $s$  la surface ou section de la tige 8) comme il est usuel sur un vérin différentiel.

Dans cette position, qui est la position normale de service du disjoncteur et qui peut durer des semaines,

l'absence de garniture d'étanchéité sur le piston est sans inconvénient puisque la même pression P règne au-dessous du piston (dans la chambre principale 20) et au-dessus du piston (dans la chambre annulaire 14).

Pour déclencher le disjoncteur, on met le passage alimentation/purge à la purge, au moyen de la valve 24 et le piston est repoussé vers le bas par la force  $F_2 = P(SD_1 - s)$ , la pression de purge  $P_0$  sous le piston étant sensiblement la pression atmosphérique, au moins pendant le début de l'accélération du piston. En fin de course de déclenchement, position en traits pleins représentée sur la figure 2, le clapet 42 s'applique sur son siège 44 et ferme de façon étanche le passage 48, ce qui détermine en même temps une butée de fin de course du piston. La pression P régnant de façon permanente dans la chambre annulaire 14 ne peut donc s'échapper par le passage de purge et il n'y a donc pas de circulation permanente d'huile qui devrait être compensée par une pompe (non représentée) rechargeant l'accumulateur 18.

La pression P régnant dans la chambre annulaire 14 peut tout au plus gagner, par la fuite existant entre le piston 6 et le cylindre, la face inférieure du piston 6, c'est-à-dire le volume, à ce moment réduit, de la chambre principale 20. Le piston 6 est donc soumis à la pression P à la fois sur sa surface annulaire supérieure " $S_1 - s$ " et sur sa surface annulaire inférieure " $S_1 - S_2$ ",  $S_2$  étant la section du clapet 42.

Pour obtenir un effort d'application, suffisant pour assurer une bonne étanchéité du clapet 42 sur son siège, la section  $S_2$  du clapet doit être notablement supérieure à la section  $s$  de la tige, par exemple de l'ordre de 50%. De bons résultats ont été obtenus avec des valeurs comprises entre 25% et 100%.

Pendant les courses d'enclenchement ou de déclenchement du piston, qui ne durent que quelques centièmes de seconde, les fuites d'huile qui se produisent entre le piston et le cylindre ne représentent qu'un volume négligeable qui ne ralentit pas les manoeuvres du vérin.

On voit donc que la combinaison constituée par un piston dépourvu de garniture d'étanchéité et par un clapet, actionné mécaniquement par le piston, pour fermer l'orifice d'alimentation/purge en fin de course de déclenchement, permet de remplir toutes les conditions de fonctionnement et de sécurité d'une commande hydraulique de disjoncteur.

Non seulement on élimine une garniture d'étanchéité de piston, de réalisation délicate, mais encore, comme on l'a indiqué à propos du cylindre 4 sur la figure 2 et comme on le verra plus en détail à propos des figures 5 et 6, on élimine tout usinage précis (rodage) de la surface intérieure 38 du cylindre.

On a représenté sur la figure 2 un clapet tronconique 42 lié au piston, mais on peut choisir tout autre type de clapet, par exemple un clapet du genre clapet à bille dans lequel l'organe obturateur est une sphère

ou une portion de sphère 48 (figure 3) ou bien un clapet plan (figure 4) constitué par la face supérieure 50 du fond 46 du cylindre contre laquelle vient s'appliquer une lèvre circulaire 52 usinée dans la surface inférieure 54 du piston 6. Bien entendu, la disposition inverse, dans laquelle la lèvre d'étanchéité serait portée par la face supérieure 50 du fond du cylindre pourrait être aussi utilisée. On peut prévoir, pour coopérer avec la lèvre 52, une garniture annulaire 56 en matériau approprié.

Il faut noter que, même avec un clapet plan, l'étanchéité à la fermeture du clapet est facile à réaliser grâce au fait que, dans la position basse de déclenchement du piston 6, le guidage de ce piston est assuré en deux points éloignés (d'une part, la garniture 30 de la tige 8 et, d'autre part, le contact entre le piston et le cylindre). Ainsi, le parallélisme de la face d'appui du clapet est reproduit avec fidélité à chaque manoeuvre.

Le clapet peut être solidaire, ou faire partie intégrante, du piston 6, comme représenté sur les figures 2 et 4, ou bien il peut présenter un certain degré de liberté, comme il est représenté sur la figure 3 où le clapet hémisphérique 48 est engagé dans un logement 58, ménagé dans le piston 6, où il est retenu par une bague élastique 60. Enfin, on peut prévoir, comme sur la figure 3, un ressort 62 interposé entre le clapet 48 et le piston 6 de façon que le clapet se ferme sur son siège 44 un peu avant la fin de course du piston afin de limiter le choc de fin de course sur le clapet.

Enfin, suivant une autre variante, non représentée, le clapet (42 ou 48), au lieu d'être directement porté par le piston, peut être actionné par ce dernier, à sa fin de course, par un organe, par exemple une tige de commande, porté par le piston.

Il faut rappeler ici que, sur le schéma de la figure 2, la canalisation 16, qui est raccordée à l'orifice 64 débouchant dans la chambre annulaire 14 du cylindre 4, doit être une canalisation de forte section pour permettre un transfert rapide de l'huile entre les deux chambres 14 et 20.

La figure 5 est une vue en coupe d'un mode de réalisation préféré de l'invention dans lequel le cylindre 4 du vérin est une pièce venue de fonderie et non pas un tube d'acier.

Sur cette figure on a représenté, dans la partie gauche, le piston 6 en position haute (position enclenchée) et, dans la partie droite, le piston 6 en position basse (position déclenchée). Le piston 6 porte, sur sa face inférieure, un clapet tronconique 42 qui coopère avec un siège tronconique 44 taillé, sur le bord de l'orifice alimentation/purge 28 dans le bouchon 46 formant le fond du cylindre.

Dans la pièce de fonte formant le cylindre 8, on fait venir de fonderie le canal de transfert 16', de forte section, qui n'a donc plus besoin d'être raccordé à l'orifice 64 de la chambre annulaire 14 en tant que

constituant séparé. La figure 6 montre, en coupe transversale suivant la ligne 6-6 de la figure 5, le canal de transfert 16' à l'intérieur du bloc de fonderie 4.

La surface cylindrique intérieure 38 du bloc cylindre n'a besoin de subir qu'un usinage simple et économique, sans rodage ni polissage, puisqu'aucune garniture sur le piston 6 ne risque d'être endommagée par un usinage imparfait du cylindre.

On arrive ainsi à une solution constructive beaucoup moins couteuse que celle des vérins différentiels connus jusqu'à présent, tout en conservant les qualités de sécurité et fiabilité exigées pour la commande des disjoncteurs électriques.

## Revendications

1. Vérin hydraulique différentiel, pour commande oléopneumatique de disjoncteur électrique qui comprend un cylindre (4), un piston (6) et une tige sortante de piston (8) définissant, dans le cylindre, une chambre annulaire (14) d'un côté du piston et une chambre principale (20) de l'autre côté du piston, ladite tige sortante (8) étant attelée au contact mobile (10) du disjoncteur, ladite chambre annulaire (14) étant reliée en permanence à une source (18) de fluide hydraulique haute pression et ladite chambre principale (20) comportant, dans le fond correspondant (46) du cylindre un orifice d'alimentation/purge (28) de ladite chambre (20), ledit vérin différentiel étant caractérisé en ce que :

— la surface cylindrique extérieure (36) du piston (6) est sensiblement en contact de glissement direct non étanche, métal sur métal, avec la surface intérieure (38) du cylindre (4), ledit piston étant dépourvu de garniture d'étanchéité avec le cylindre ;

— le piston est associé mécaniquement à un clapet (42) assurant la fermeture étanche de l'orifice (28) précité à la fin de la course de retour du piston (6) vers le fond (46) précité du cylindre ;

— et le corps du cylindre (4) est réalisé sous la forme d'une pièce de fonderie.

2. Vérin hydraulique suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la pièce de fonderie constituant le corps du cylindre comporte également, venue de fonderie, une canalisation de transfert (16'), de grande section, débouchant dans la chambre annulaire (14) du vérin.

3. Vérin suivant l'une des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que la surface intérieure (38) du bloc cylindre (4) venue de fonderie ne subit qu'un usinage simplifié, sans rodage ni polissage.

4. Vérin suivant l'une des revendications précédentes caractérisé en ce que la surface  $S_2$  du clapet (42) est de l'ordre de 50% supérieure à la section  $S_1$  de la tige (8) du piston (6).

5. Vérin suivant l'une des revendications précé-

dentes caractérisé en ce que le clapet (42-48-52) est porté par le piston (6) est fait saillie en-dessous de la surface principale du piston tournée vers la chambre principale (20).

6. Vérin suivant l'une des revendications précédentes caractérisé en ce que le clapet (42-52) est solide du piston (6).

7. Vérin suivant l'une des revendications précédentes caractérisé en ce que le clapet (42-48-52) coopère avec un siège prévu dans le fond (46) du cylindre autour du bord de l'orifice (28) d'alimentation/purge, ledit siège constituant une butée de fin de course pour le piston (6).

8. Vérin suivant l'une des revendications précédentes caractérisé en ce que le clapet (42) est un clapet tronconique qui coopère avec un siège tronconique (44).

9. Vérin suivant l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que le clapet (48) est une pièce distincte du piston et est retenue dans un logement (58) ménagé dans le piston.

10. Vérin suivant la revendication 9, caractérisé en ce que des moyens élastiques (62) sont interposés entre le clapet (48) et le piston (6).

## Patentansprüche

1. Hydraulisches Differential-Stellglied zur Öl-Druckluft-Steuerung eines elektrischen Unterbrechungsschalters, mit einem Zylinder (4), einem Kolben (6) und einer herausführenden Kolbenstange (8), die im Zylinder eine Ringkammer (14) auf der einen Seite des Kolbens sowie eine Hauptkammer (20) auf der anderen Seite des Kolbens bilden, wobei die herausführende Stange (8) mit dem beweglichen Kontakt (10) des Unterbrechungsschalters gekoppelt ist und die Ringkammer (14) ständig an eine Quelle (18) für hydraulisches Hochdruck-Strömungsmittel angeschlossen ist sowie die Hauptkammer (20) am entsprechenden Zylinderboden (46) eine Einspeisungs-/Ablauföffnung (28) der genannten Kammer (20) aufweist, dadurch **gekennzeichnet**, daß

- die äußere zylindrische Fläche (36) des Kolbens (6) im wesentlichen in unmittelbarer und nichtabgedichteter Metall-auf-Metall-Gleitberührung mit der Innenoberfläche (38) des Zylinders (4) steht, wobei der Kolben zum Zylinder hin keine Dichtungsanordnung aufweist,
- der Kolben mechanisch einer Ventilklappe (42) zugeordnet ist, die die Abdichtung der oben genannten Öffnung (28) am Ende der Rücklaufbewegung des Kolbens (6) zum oben genannten Boden (46) des Zylinders sicherstellt, und
- der Körper des Zylinders (4) als Gußteil ausgeführt ist.

2. Hydraulisches Stellglied nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, daß das Gußteil, das den

Zylinderkörper bildet, in gleicher Weise eingegossen einen Übertragungskanal (16') mit großem Querschnitt aufweist, der in die Ringkammer (14) des Stellgliedes einmündet.

3. Stellglied nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Innenoberfläche (38) des gegossenen Zylinderblocks (4) ohne Schleif- oder Poliervorgang nur einfach bearbeitet ist.

4. Stellglied nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Oberfläche  $S_2$  der Ventilklappe (42) in einer Größenordnung liegt, daß sie um 50% größer ist als der Schnitt  $s$  der Stange (8) des Kolbens (6).

5. Stellglied nach jedem der vorangehenden Ansprüche, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Ventilklappe (42-48-52) vom Kolben (6) getragen ist und nach unten über die Hauptfläche des Kolbens übersteht, die der Hauptkammer (20) zugewandt ist.

6. Stellglied nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Ventilklappe (42-52) einstückig mit dem Kolben (6) ausgebildet ist.

7. Stellglied nach jedem der vorangehenden Ansprüche, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Ventilklappe (42-48-52) mit einem Sitz zusammenwirkt, der im Boden (46) des Zylinders rund um den Rand der Einspeisungs-/Ablauföffnung (28) vorgesehen ist, wobei der Sitz einen Endanschlag für den Hub des Kolbens (6) bildet.

8. Klappenventil nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Ventilklappe (42) eine kegelstumpfförmige Ventilklappe ist, die mit einem kegelstumpfförmigen Sitz (44) zusammenwirkt.

9. Stellglied nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Ventilklappe (48) ein vom Kolben getrenntes Teil ist und in einer Aufnahme (58) gehalten ist, die in den Kolben eingebracht ist.

10. Stellglied nach Anspruch 9, dadurch **gekennzeichnet**, daß elastische Mittel (62) zwischen der Ventilklappe (48) und dem Kolben (6) angeordnet sind.

## Claims

1. A differential hydraulic jack for oleopneumatic control of electric circuit-breakers, comprising a cylinder (4), a piston (6) and an emergent piston-rod (8) which defines within the cylinder an annular chamber (14) on one side of the piston and a main chamber (20) on the other side of the piston, said emergent piston-rod (8) being coupled with the moving contact (10) of the circuit-breaker, said annular chamber (14) being continuously connected to a source of hydraulic fluid under high pressure and said main chamber (20) being provided in the corresponding end (46) of the

cylinder with a supply/drain orifice (28) for said chamber (20), characterised in that :

- the external cylindrical surface (36) of the piston (6) is substantially in direct metal-to-metal sliding and non-leaktight contact with the internal surface (38) of the cylinder (4), no provision being made on said piston for any packing seal forming a tight seal with the cylinder, 5
- said piston is associated mechanically with a valve (42) for effecting leak tight closure of the orifice (28) aforesaid at the end of the return travel of the piston (6) towards the aforesaid cylinder end (46), 10
- and wherein the body of the cylinder (4) is a casting. 15

2. A jack according to claim 1, characterised in that the casting which constitutes the cylinder body is cast in one piece with a large-section transfer duct (16') which opens into the annular chamber (14) of said jack. 20

3. A jack according to claims 1 or 2, characterised in that the internal surface (38) of the cylinder body (4) made of a casting undergoes only a simplified machining operation, without any grinding or lapping.

4. A jack according to one of the preceding claims, characterised in that the surface area  $S_2$  of said valve (42) is approximately 50% larger than the cross-sectional area  $S$  of said piston-rod (8). 25

5. A jack according to one of the preceding claims, characterised in that the valve (42-48-52) is carried by the piston (6) and projects beneath the principal piston surface which is directed towards the main chamber (20). 30

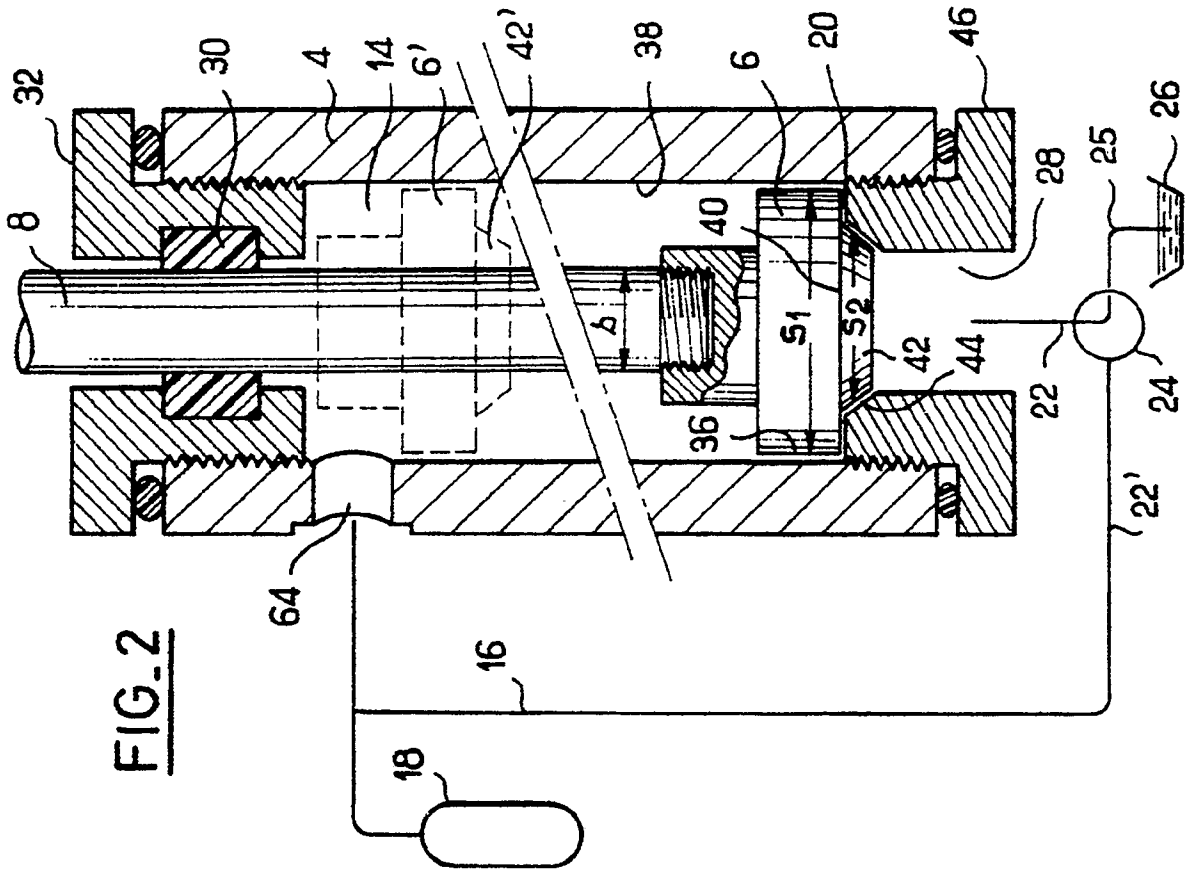
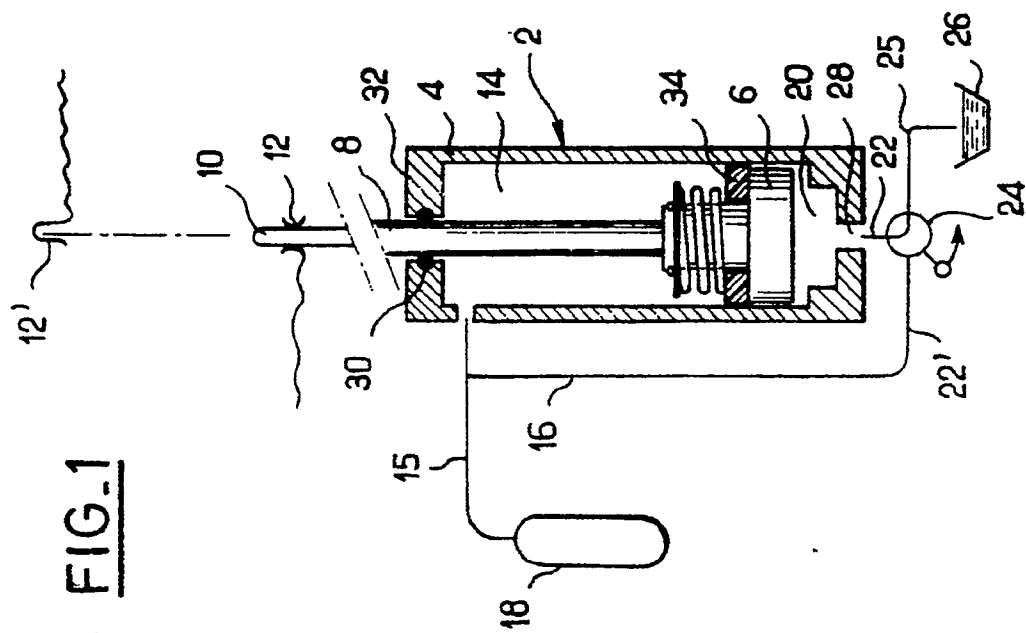
6. A jack according to one of the preceding claims, characterised in that the valve (42-52) is rigidly fixed to the piston (6). 35

7. A jack according to one of the preceding claims, characterised in that the valve (42-48-52) is adapted to cooperate with a seat formed in the cylinder end (46) around the edge of the supply/drain orifice (28), said valve-seat forming an end-of-travel stop for the piston (6). 40

8. A jack according to one of the preceding claims, characterised in that the valve (42) is a frusto-conical valve which is adapted to cooperate with a frusto-conical valve-seat (44). 45

9. A jack according to one of claims 1 to 5, characterised in that the valve (48) is a part which is separate from the piston and retained within a recess (58) formed in said piston. 50

10. A jack according to claim 9, characterised in that resilient means (62) are interposed between the valve (48) and the piston (6). 55





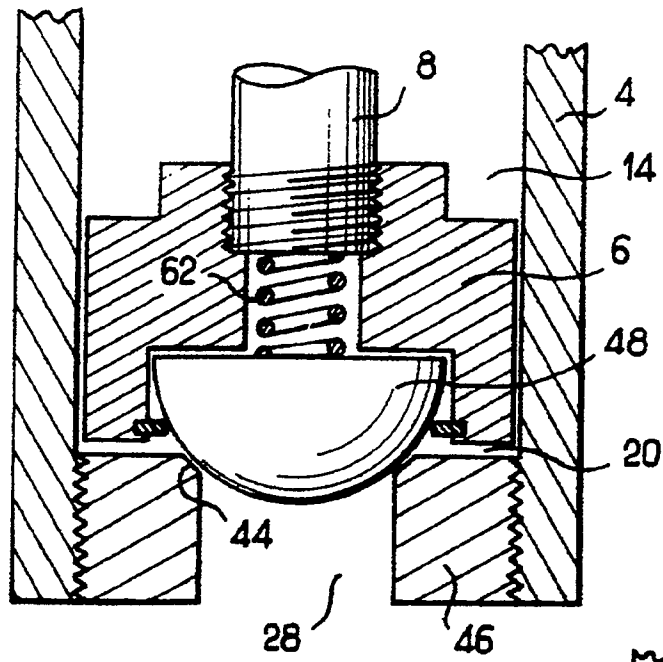


FIG. 3

FIG. 4

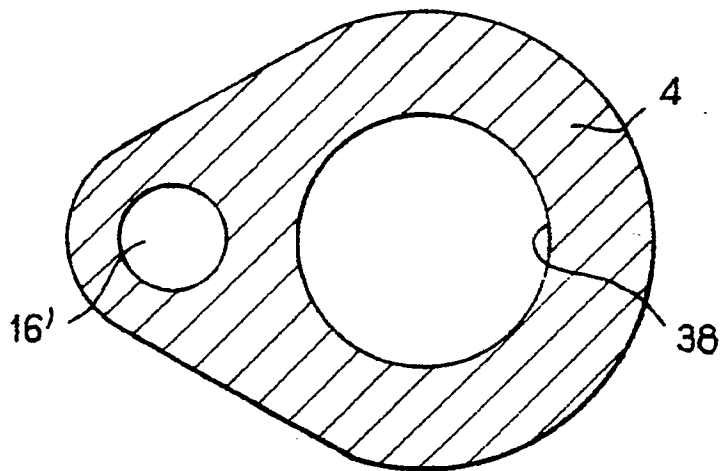
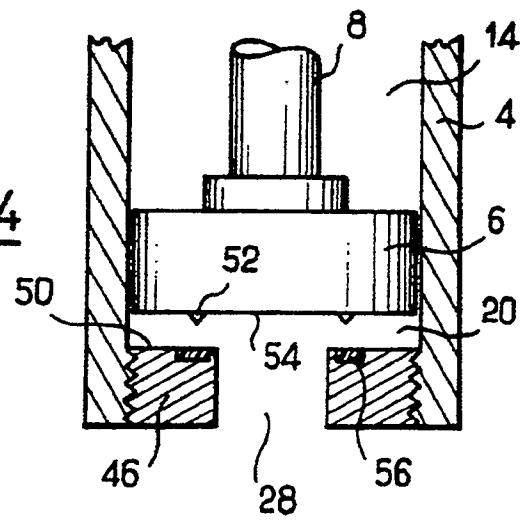


FIG. 6

