

①9 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
—
**INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE**
—
COURBEVOIE
—

①1 N° de publication : **3 067 071**
(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)
②1 N° d'enregistrement national : **17 55029**

⑤1 Int Cl⁸ : **F 15 B 15/14** (2017.01), **F 15 B 15/20**

⑫

BREVET D'INVENTION

B1

⑤4 PISTON HYDRAULIQUE A VALVE PORTE-JOINT DE REFROIDISSEMENT ET DE LUBRIFICATION.

②2 Date de dépôt : 06.06.17.

③0 Priorité :

④3 Date de mise à la disposition du public
de la demande : 07.12.18 Bulletin 18/49.

④5 Date de la mise à disposition du public du
brevet d'invention : 19.07.19 Bulletin 19/29.

⑤6 Liste des documents cités dans le rapport de
recherche :

Se reporter à la fin du présent fascicule

⑥0 Références à d'autres documents nationaux
apparentés :

○ Demande(s) d'extension :

⑦1 Demandeur(s) : *RABHI VIANNEY — FR.*

⑦2 Inventeur(s) : *RABHI VIANNEY.*

⑦3 Titulaire(s) : *RABHI VIANNEY.*

⑦4 Mandataire(s) : *COLBERT INNOVATION.*

FR 3 067 071 - B1



PISTON HYDRAULIQUE A VALVE PORTE-JOINT DE REFROIDISSEMENT ET DE LUBRIFICATION

La présente invention est relative à un piston hydraulique à valve porte-joint de
5 refroidissement et de lubrification, ledit piston coopérant avec un cylindre pour
former par exemple la chambre hydraulique de volume variable d'une pompe ou
d'un moteur hydraulique à pistons axiaux ou radiaux.

L'étanchéité des pistons des pompes et moteurs hydrauliques à pistons axiaux ou
10 radiaux est le plus souvent obtenue en laissant un faible jeu diamétral entre lesdits
pistons et le cylindre avec lequel ils coopèrent. A titre d'exemple, ledit jeu peut valoir
de vingt à quarante micromètres pour un piston de vingt millimètres de diamètre.
Un jeu diamétral aussi petit permet d'obtenir des niveaux d'étanchéité acceptables
15 jusqu'à des pressions opérationnelles de l'ordre de trois à cinq cent bars, ceci sous
réserve de prévoir un recouvrement suffisant entre le piston et le cylindre dans
lequel translate ledit piston.

Prévoir un petit jeu diamétral entre le piston et son cylindre forme une solution
d'étanchéité simple et robuste. Le prix de revient en fabrication de ladite solution
20 reste en outre modéré, malgré la précision d'usinage élevée qu'elle requiert.

On remarque que les pistons des pompes et moteurs hydrauliques à pistons axiaux
sont ordinairement terminés par des patins articulés qui glissent sur un plateau
incliné ou inclinable selon que lesdites pompes ou lesdits moteurs sont à cylindrée
25 fixe ou à cylindrée variable. Lorsque ledit plateau est incliné et qu'une pression est
appliquée sur l'un quelconque des pistons par quelque fluide hydraulique que ce
soit – par exemple par de l'huile - l'effort qu'exerce le patin articulé dudit piston sur
ledit plateau produit par réaction un effort radial entre ledit piston et le cylindre avec
lequel il coopère.

30

Ledit effort radial génère une pression de contact entre ledit piston et son cylindre.
Ladite pression s'applique, de première part, au niveau de l'extrémité dudit piston
qui est opposée au patin articulé, et de deuxième part, au niveau de l'extrémité dudit
cylindre qui débouche en direction du plateau incliné.

35

Les pistons des pompes et moteurs hydrauliques tels qu'ils viennent d'être décrits sont responsables de pertes énergétiques de diverses natures qui réduisent l'efficacité énergétique totale desdites pompes et desdits moteurs.

- 5 Parmi lesdites pertes énergétiques, on distingue en premier lieu les fuites de fluide hydraulique. Sous l'effet de la pression, du fluide hydraulique est en effet expulsé de la chambre hydraulique via l'espace que forme le jeu diamétral laissé entre le piston et le cylindre, puis s'échappe au niveau de l'extrémité du cylindre qui débouche en direction du plateau incliné. On note d'ailleurs qu'en effectuant des
10 mouvement de va-et-vient dans son cylindre, le piston produit un effet de pompe au niveau du jeu diamétral laissé entre lui et ledit cylindre, ce qui augmente le débit de fuite hydraulique.

15 Le cisaillement du fluide hydraulique qui est intercalé entre le piston et le cylindre compte aussi parmi lesdites pertes énergétiques. Ledit cisaillement produit un effort résistant qui s'oppose à la rotation de la pompe ou du moteur hydraulique. Cet effort de cisaillement est d'autant plus important que d'une part, le fluide hydraulique est visqueux, et que d'autre part, le jeu diamétral laissé entre le piston et le cylindre est faible.

20 Enfin, lesdites pertes énergétiques proviennent aussi de l'effort qu'exerce le patin de piston sur le plateau incliné. Ledit effort se traduit par des efforts radiaux exercés par le piston sur son cylindre. Conjugués avec le déplacement dudit piston dans ledit cylindre, lesdits efforts radiaux génèrent des pertes énergétiques qui sont le
25 produit desdits efforts par le coefficient de frottement entre le piston et son cylindre, multiplié par la distance parcourue par ledit piston dans ledit cylindre.

30 Comme on le comprend aisément à la lecture de ce qui précède, pour réduire la perte énergétique totale produite par les pistons des pompes et moteurs hydrauliques, il faut au minimum poursuivre le triple objectif de limiter autant que possible les fuites hydrauliques, de réduire au maximum les pertes par cisaillement du fluide hydraulique, et de minimiser les pertes par frottement produites au niveau des contacts entre le piston et son cylindre.

35 Il existe néanmoins diverses contradictions qui s'opposent à la poursuite simultanée de ces trois objectifs.

En effet, en l'état de l'art et de la technique, réduire les fuites de fluide hydraulique ne peut pas se faire en réduisant encore le jeu diamétral laissé entre le piston et son cylindre car les pertes par cisaillement augmenteraient de façon inacceptable.

- 5 En effet, ces pertes par cisaillement augmentées se traduiraient par une quantité de chaleur accrue émise dans un volume plus faible de fluide hydraulique compris dans le jeu diamétral laissé entre le piston et son cylindre. Il résulterait de cette situation que la température dudit fluide augmenterait drastiquement tandis que sa viscosité baisserait. Ledit fluide perdrait une grande partie de ses qualités
 10 lubrifiantes ce qui augmenterait les pertes par frottement qui en retour augmenteraient encore la quantité de chaleur reçue par le fluide hydraulique compris dans le jeu diamétral.

S'ensuivrait alors un emballement des émissions de chaleur et de la hausse de la
 15 température locale du fluide hydraulique, avec au delà d'un certain seuil la destruction par cokéfaction dudit fluide compris dans le jeu diamétral laissé entre le piston et son cylindre. En plus de cela, la température du piston pourrait monter au point que ledit piston se dilate plus vite que le cylindre dans lequel il translate. Ce dernier effet conduirait au grippage dudit piston dans ledit cylindre.

20 Réduire le jeu diamétral laissé entre le piston et son cylindre pour réduire les fuites de fluide hydraulique n'est donc guère possible, et ce d'autant plus que pour réduire les pertes par cisaillement, il faudrait au contraire augmenter ledit jeu. En effet, les pertes par cisaillement augmentent approximativement de façon inversement
 25 proportionnelle audit jeu.

Outre réduire les pertes par cisaillement, augmenter ledit jeu réduirait également les pertes par frottement induites par les efforts radiaux exercés par le piston sur son cylindre. En effet, augmenter raisonnablement le jeu diamétral laissé entre le
 30 piston et le cylindre favoriserait la formation et le maintien d'un régime de lubrification hydrodynamique entre ledit piston et ledit cylindre, notamment parce que le film de fluide hydraulique - s'il s'agit d'huile par exemple - serait plus épais, et parce que ce dernier serait maintenu à plus basse température.

35 Toutefois, augmenter le jeu diamétral entre le piston et son cylindre n'est pas non plus la solution car ceci se ferait au détriment des fuites hydrauliques qui passent entre ces deux pièces, lesquelles augmenteraient drastiquement.

Comme les objectifs qui viennent d'être décrits sont contradictoires dans leur réalisation, le jeu diamétral entre les pistons et les cylindres des pompes et moteurs hydrauliques à pistons axiaux ou radiaux selon l'état de l'art résulte d'un compromis
5 entre les fuites hydrauliques d'une part, et les pertes par cisaillement d'huile et par frottement mécanique d'autre part.

On pourrait imaginer sortir de ce compromis en plaçant un joint d'étanchéité sur le piston soit à l'extrémité dudit piston la plus proche de la chambre hydraulique, soit
10 en son milieu en prenant garde que ledit joint ne puisse jamais sortir du cylindre. Ainsi, il serait possible d'avoir un fort jeu diamétral entre le piston et son cylindre puisque l'étanchéité ne serait plus tributaire du jeu.

Le problème de quelque joint ou segment d'étanchéité que ce soit, c'est que le
15 piston n'est plus assez lubrifié dans son cylindre car trop peu d'huile est introduite dans l'espace formé par le jeu diamétral laissé entre le piston et son cylindre.

En outre, ladite huile doit être renouvelée en permanence pour évacuer la chaleur émise par les fuites, les pertes par cisaillement, et les pertes par frottement résiduelles. Installer un joint étanche sur les pistons des pompes et moteurs
20 hydrauliques à pistons axiaux ou radiaux conduit donc inmanquablement au séchage du cylindre et au grippage du piston dans ledit cylindre, et à un vieillissement prématuré du fluide hydraulique localement soumis à des températures excessives.

En outre, on remarquera que certaines pompes ou certains moteurs hydrauliques comportent des pièces mécaniques qui sont positionnées à l'opposé de la chambre hydraulique et qui sont lubrifiées et/ou refroidies grâce au débit de fuite passant entre le piston et le cylindre. Empêcher toute fuite de fluide hydraulique entre le
30 piston et son cylindre conduirait à devoir lubrifier lesdites pièces par un apport d'huile volontaire via un injecteur par exemple.

C'est pour résoudre ces différents problèmes que le piston hydraulique à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification selon l'invention permet, en fonction
35 de son mode de réalisation :

- 5 • Le montage d'un joint ou segment d'étanchéité entre le piston et son cylindre qui jugule les fuites de fluide hydraulique passant dans le jeu diamétral laissé entre le piston et son cylindre lorsque une pression élevée règne dans la chambre hydraulique de la pompe hydraulique ou du moteur hydraulique qui le reçoit ;
- 10 • De laisser passer un débit de fuite d'huile de lubrification et de refroidissement important au niveau du jeu diamétral entre le piston et son cylindre seulement lorsque une pression basse règne dans la chambre hydraulique de la pompe hydraulique ou du moteur hydraulique qui le reçoit ;
- 15 • D'optimiser le jeu diamétral laissé entre le piston et son cylindre pour minimiser les pertes par cisaillement et par frottement en n'augmentant que très marginalement les pertes énergétiques liées aux fuites de fluide hydraulique passant par le jeu diamétral laissé entre le piston et son cylindre ;
- 20 • D'augmenter significativement le rendement toute pompe hydraulique ou moteur hydraulique qui le reçoit ;
- 20 • De n'augmenter que très marginalement le prix de revient en fabrication de la pompe ou du moteur hydraulique qui le reçoit.

25 Il est entendu qu'outre son application aux pompes hydrauliques et aux moteurs hydrauliques à pistons axiaux ou radiaux, le piston hydraulique à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification suivant l'invention peut s'appliquer à toute autre pompe, moteur, moteur-pompe ou vérin, que ces organes soient hydrauliques ou pneumatiques, et dès lors que la configuration desdits organes permet avantageusement d'exploiter ledit piston suivant l'invention.

30 Les autres caractéristiques de la présente invention ont été décrites dans la description et dans les revendications secondaires dépendantes directement ou indirectement de la revendication principale.

35 Le piston hydraulique comprend un corps cylindrique logé à faible jeu dans un cylindre, ledit piston pouvant translater dans ledit cylindre avec lequel il forme une chambre hydraulique de volume variable, une première extrémité dudit piston présentant une face de compression débouchant dans la chambre hydraulique pour

Le piston hydraulique suivant la présente invention comprend un ressort de rappel de valve qui est en tout ou partie logé à l'intérieur de la chambre intermédiaire de sortie de fluide.

5

Le piston hydraulique suivant la présente invention comprend des moyens d'étanchéité qui sont constitués d'au moins un segment à coupe logé dans une gorge de segment aménagée dans la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification ou rapportée en tout ou partie sur ladite valve, ladite gorge débouchant au niveau de la surface cylindrique externe de valve.

10

Le piston hydraulique suivant la présente invention comprend des moyens d'étanchéité qui sont constitués d'au moins un joint circulaire souple logé dans une gorge de segment aménagée dans la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification ou rapportée en tout ou partie sur ladite valve, ladite gorge débouchant au niveau de la surface cylindrique externe de valve.

15

Le piston hydraulique suivant la présente invention comprend un corps cylindrique qui présente une gorge de dégagement anti-cisaillement.

20

Le piston hydraulique suivant la présente invention comprend un diamètre de l'extrémité axiale du corps cylindrique située du côté de la face de compression qui se réduit graduellement sur une certaine longueur pour former une dépouille de portance.

25

Le piston hydraulique suivant la présente invention comprend un diamètre de l'extrémité axiale du cylindre située à l'opposé de la chambre hydraulique qui augmente graduellement sur une certaine longueur pour former un épanouissement de portance.

30

Le piston hydraulique suivant la présente invention comprend une liaison-butée de valve qui est constituée d'un axe de liaison-butée qui émerge solidairement de la face de compression pour d'une part, traverser de part en part la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification via un orifice de liaison-butée aménagé dans ladite valve et pour d'autre part, dépasser de la face axiale de valve côté chambre pour exposer à ladite face une butée de valve.

35

Le piston hydraulique suivant la présente invention comprend un orifice de calibrage de débit qui est constitué du jeu laissé entre l'axe de liaison-butée et l'orifice de liaison-butée.

- 5 Le piston hydraulique suivant la présente invention comprend une liaison-butée de valve qui est constituée d'un prolongateur de valve de liaison-butée qui émerge solidairement de la face axiale de valve côté piston pour d'une part, pénétrer dans le corps cylindrique via un puits de liaison-butée aménagé dans ledit corps et d'autre part, exposer une butée de prolongateur qui coopère avec une butée de puits
10 qu'expose le puits de liaison-butée.

Le piston hydraulique suivant la présente invention comprend une butée de prolongateur qui est constituée d'au moins une griffe souple qui s'encliquète dans une gorge de butée qui forme la butée de puits.

15

Le piston hydraulique suivant la présente invention comprend un ressort de rappel de valve qui est en tout ou partie logé dans un évidement de prolongateur aménagé axialement dans le prolongateur de valve de liaison-butée.

- 20 La description qui va suivre en regard des dessins annexés et donnés à titre d'exemples non limitatifs permettra de mieux comprendre l'invention, les caractéristiques qu'elle présente, et les avantages qu'elle est susceptible de procurer :

- 25 Figure 1 est une vue en coupe schématique d'une pompe hydraulique à pistons axiaux à cylindrée variable équipée de pistons hydrauliques à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification selon l'invention.

- 30 Figure 2 est une vue en coupe schématique du piston hydraulique à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification selon l'invention, la liaison-butée de valve étant constituée d'un axe de liaison-butée tandis qu'un segment à coupe forme les moyens d'étanchéité.

- 35 Figure 3 est une vue en coupe schématique du piston hydraulique à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification selon l'invention, la liaison-butée de valve étant constituée d'un prolongateur de valve de liaison-butée qui expose une butée

de prolongateur constituée de griffes souples qui s'encliquètent dans une gorge de butée, cependant qu'un joint circulaire souple forme les moyens d'étanchéité.

5 Figures 4 et 5 sont des vues rapprochées en coupe schématique de la variante du piston hydraulique à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification selon l'invention représentée en figure 2, lesdites figures 4 et 5 illustrant respectivement le fonctionnement de ladite variante quand la pression qui règne dans la chambre hydraulique est basse, puis haute.

10 Figure 6 est une vue tridimensionnelle en écorché de la variante représentée en figure 2 du piston hydraulique à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification selon l'invention, ledit piston étant assemblé.

15 Figure 7 est une vue tridimensionnelle éclatée de la variante représentée en figure 2 du piston hydraulique à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification selon l'invention.

20 Figure 8 est une vue tridimensionnelle en écorché de la variante représentée en figure 3 du piston hydraulique à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification selon l'invention, ledit piston étant assemblé.

25 Figure 9 est une vue tridimensionnelle éclatée de la variante représentée en figure 3 du piston hydraulique à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification selon l'invention.

DESCRIPTION DE L'INVENTION :

30 On a montré en figures 1 à 9 le piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2, divers détails de ses composants, ses variantes, et ses accessoires.

35 Comme on le voit particulièrement en figures 1 à 4, le piston hydraulique 1 est constitué d'un corps cylindrique 6 logé à faible jeu dans un cylindre 4. Ledit piston 1 peut translater dans ledit cylindre 4 avec lequel il forme une chambre hydraulique 5 de volume variable.

Les figures de 1 à 9 montrent clairement qu'une première extrémité dudit piston 1 présente une face de compression 10 débouchant dans la chambre hydraulique 5 pour recevoir la pression d'un fluide 11 tandis que l'autre extrémité dudit piston 3 présente une face d'appui de piston 8 pour exercer un effort sur des moyens de transmission 9.

Les figures de 1 à 9 illustrent que le piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 suivant l'invention comprend au moins une valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 positionnée du côté de la face de compression 10 et dans le prolongement du corps cylindrique 6 par rapport auquel elle peut se mouvoir en translation longitudinale sur une faible course.

La valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 comprend de première part, une face axiale de valve côté piston 23 qui présente une portée circulaire de fermeture de débit 24 définissant une ligne de contact circulaire 25 qui peut entrer en contact avec une surface de contact de valve 26 aménagée sur la face de compression 10 le diamètre de ladite ligne 25 étant inférieur à celui du cylindre 4.

En outre et de deuxième part, la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 présente une surface cylindrique externe de valve 14 qui expose des moyens d'étanchéité 16 qui peuvent entrer en contact étanche avec le cylindre 4 ladite surface cylindrique 14 étant logée avec un jeu diamétral dans ledit cylindre 4.

Pour finir et de troisième part, la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 comprend une face axiale de valve côté chambre 15 qui fait face à la chambre hydraulique 5.

On note que selon un mode particulier de réalisation du piston hydraulique 1 suivant l'invention, les moyens d'étanchéité 16 peuvent être simplement constitués d'un jeu diamétral très faible laissé entre la surface cylindrique externe de valve 14 et le cylindre 4.

En figures 2 à 6 et en figure 8, on remarquera que le piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 suivant l'invention présente au moins une chambre intermédiaire de sortie de fluide 29 notamment formée - à l'intérieur de la ligne de contact circulaire 25 - par la face axiale de valve côté piston 23 et par la face de compression 10.

On remarquera aussi en figures 2 à 8 que le piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 suivant l'invention présente au moins un orifice de calibrage de débit 27 qui traverse la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 de part en part principalement dans le sens axial, la chambre hydraulique 5 communiquant avec la chambre intermédiaire de sortie de fluide 29 via ledit orifice 27.

Sur les figures 2 à 9, il est particulièrement visible que le piston hydraulique 1 suivant l'invention comprend au moins une liaison-butée de valve 3 qui relie la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 au corps cylindrique 6, ladite liaison-butée 3 permettant à ladite valve 2 de se rapprocher dudit corps 6 au point que la portée circulaire de fermeture de débit 24 entre en contact avec la surface de contact de valve 26, cependant que ladite liaison-butée 3 interdit à ladite valve 2 de s'éloigner dudit corps 6 de plus d'une certaine distance.

On note que selon un mode particulier de réalisation du piston hydraulique 1 suivant l'invention, la liaison-butée de valve 3 peut autoriser une légère excentration et/ou un léger pivotement et/ou une rotation autour de son axe longitudinal de la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 par rapport au corps cylindrique 6.

Enfin, les figures 1 à 9 montrent que le piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 suivant l'invention comporte au moins un ressort de rappel de valve 30 qui tend à éloigner la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 du corps cylindrique 6, ledit ressort pouvant être de tout type connu de l'homme de l'art, et fait de toute matière élastique sans restriction aucune.

Comme le montrent les figures 1 à 6 et la figure 8, le ressort de rappel de valve 30 peut être en tout ou partie logé à l'intérieur de la chambre intermédiaire de sortie de fluide 29.

En figures 1 et 2 et en figures 4 à 7, on voit que les moyens d'étanchéité 16 peuvent être constitués d'au moins un segment à coupe 17 logé dans une gorge de segment 18 aménagée dans la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 ou rapportée en tout ou partie sur ladite valve 2, ladite gorge 18 débouchant au niveau de la surface cylindrique externe de valve 14.

On notera que le profil dudit segment 17 peut être bombé ou de quelque géométrie que ce soit tandis que la surface externe dudit segment 17 peut être maintenue plaquée sur la paroi interne du cylindre 4 sous l'effet de la pression du fluide 11 que
5 contient la chambre hydraulique 5.

Pour une étanchéité accrue, plusieurs segments à coupe 17 peuvent être logés dans la même gorge de segment 18. En ce cas, avantageusement, les coupes desdits segments 18 peuvent être angulairement décalées pour former un barrage
10 plus efficace à l'écoulement de tout fluide 11 de fuite au niveau desdits segments 18.

A titre de variante de réalisation du piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 suivant l'invention, on a montré en figure 3 et en
15 figures 8 et 9 que les moyens d'étanchéité 16 peuvent être constitués d'au moins un joint circulaire souple 19 logé dans une gorge de segment 18 aménagée dans la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 ou rapportée en tout ou partie sur ladite valve 2, ladite gorge 18 débouchant au niveau de la surface cylindrique externe de valve 14.

20 On note que le joint circulaire souple 19 peut par exemple être fait d'un tore en élastomère, ou être de type composite notamment constitué d'un joint torique en élastomère qui coopère avec une bague en matière plastique chargée ou non de particules antifriction et/ou anti-abrasion.

25 On voit en figures 1 à 9 que le corps cylindrique 6 peut présenter une gorge de dégagement anti-cisaillement 20 qui est axialement aménagée dans une zone qui n'est soumise à aucune pression de contact significative entre ledit corps 6 et le cylindre 4 pendant le fonctionnement du piston hydraulique 1.

30 Ladite gorge de dégagement anti-cisaillement 20 permet notamment de réduire l'effort résistant de cisaillement que génère le fluide 11 compris dans le jeu diamétral laissé entre le corps cylindrique 6 et le cylindre 4 lorsque le piston hydraulique 1 se déplace, ce qui a pour effet d'améliorer le rendement énergétique total du piston
35 hydraulique 1 suivant l'invention.

Les figures 4 à 9 en particulier montrent que le diamètre de l'extrémité axiale du corps cylindrique 6 située du côté de la face de compression 10 peut se réduire graduellement sur une certaine longueur pour former une dépouille de portance 21 qui, lorsque le piston hydraulique 1 remonte dans le cylindre 4 en direction de la chambre hydraulique 5, force du fluide 11 à pénétrer entre ladite extrémité axiale du corps cylindrique 6 et le cylindre 4 au niveau du contact entre ladite extrémité et ledit cylindre 4, ceci pour favoriser l'établissement d'un régime de lubrification hydrodynamique au niveau dudit contact et à réduire les pertes par frottement générées par le déplacement du piston hydraulique 1 dans le cylindre 4.

10

En figures 2 et 3, on remarque d'ailleurs que le diamètre de l'extrémité axiale du cylindre 4 située à l'opposé de la chambre hydraulique 5 peut quant à lui augmenter graduellement sur une certaine longueur pour former un épanouissement de portance 12 qui, lorsque le piston hydraulique 1 remonte dans le cylindre 4 en direction de la chambre hydraulique 5, force du fluide 11 à pénétrer entre le corps cylindrique 6 et ladite extrémité axiale du cylindre 4 au niveau du contact entre ladite extrémité et ledit cylindre 4, ceci pour favoriser l'établissement d'un régime de lubrification hydrodynamique au niveau dudit contact et à réduire les pertes par frottement générées par le déplacement du piston hydraulique 1 dans le cylindre 4.

20

Les figures 1 et 2 et les figures 4 à 7 montrent que selon une variante du piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 suivant l'invention, la liaison-butée de valve 3 peut être constituée d'un axe de liaison-butée 13 qui émerge solidairement de la face de compression 10 pour d'une part, traverser de part en part la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 via un orifice de liaison-butée 22 aménagé dans ladite valve 2 et pour d'autre part, dépasser de la face axiale de valve côté chambre 15 pour exposer à ladite face 15 une butée de valve 28 qui détermine la distance maximale d'éloignement de la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 du corps cylindrique 6.

30

On note que l'axe de liaison-butée 13 peut être rapporté sur le corps cylindrique 6 ou être réalisé dans le même lopin de matière que ledit corps 6. On note aussi que l'orifice de calibrage de débit 27 peut être constitué du jeu laissé entre l'axe de liaison-butée 13 et l'orifice de liaison-butée 22, ledit jeu pouvant le cas échéant être complété d'une encoche axiale aménagée dans l'orifice de liaison-butée 22, ladite encoche étant par exemple réalisée par brochage.

35

Selon une autre variante du piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 suivant l'invention montrée en figure 3 et en figures 8 et 9, la liaison-butée de valve 3 peut être constituée d'un prolongateur de valve de liaison-butée 31 qui émerge solidairement de la face axiale de valve côté piston 23 pour d'une part, pénétrer dans le corps cylindrique 6 via un puits de liaison-butée 32 aménagé dans ledit corps 6 et d'autre part, exposer une butée de prolongateur 33 qui coopère avec une butée de puits 34 qu'expose le puits de liaison-butée 32, les deux dites butées 33, 34 déterminant - lorsqu'elles sont au contact l'une de l'autre - la distance maximale d'éloignement de la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 par rapport au corps cylindrique 6.

Selon cette dernière variante, la butée de prolongateur 33 peut être constituée d'au moins une griffe souple 42 qui s'encliquète dans une gorge de butée 43 qui forme la butée de puits 34. On note que selon cette configuration particulière, lors de l'assemblage du piston hydraulique 1 suivant l'invention et plus précisément, lors de l'introduction du prolongateur de valve de liaison-butée 13 dans le puits de liaison-butée 32, la griffe souple 42 est prévue pour se tordre dans le domaine élastique du matériau qui la constitue pour pénétrer dans le puits de liaison-butée 32 jusqu'à dépasser la gorge de butée 43 dans laquelle elle se détend pour s'encliqueter de sorte que la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 se retrouve définitivement reliée au corps cylindrique 6 dont elle ne peut plus sortir.

La figure 3 et les figures 8 et 9 montrent que le ressort de rappel de valve 30 peut être en tout ou partie logé dans un évidement de prolongateur 44 aménagé axialement dans le prolongateur de valve de liaison-butée 13.

FONCTIONNEMENT DE L'INVENTION :

Le fonctionnement du piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 selon l'invention se comprend aisément au vu des figures 1 à 9.

La figure 1 montre le piston hydraulique 1 appliqué à une pompe hydraulique à pistons axiaux à cylindrée variable 35 connue en soi.

Lorsqu'un arbre de transmission 36 que possède ladite pompe 35 est mis en rotation par une source motrice non-représentée, ledit arbre 36 entraîne à son tour un barillet 37 en rotation, ce dernier étant solidaire dudit arbre 36.

Lorsqu'un plateau inclinable 38 que comporte ladite pompe 35 s'incline, concomitamment, les pistons hydrauliques 1 de ladite pompe 35 se mettent à effectuer des allers et retours dans le cylindre 4 avec lequel ils coopèrent. Il résulte desdits allers et retours que lesdits pistons 1 aspirent du fluide 11 dans un conduit d'admission 39 qui est alimenté en dit fluide 11 sous une pression basse de par exemple vingt bars, puis expulsent ledit fluide 11 dans un conduit de refoulement 40 dans lequel ledit fluide 11 est porté à une pression de par exemple quatre cents bars.

10

On supposera ici que le jeu diamétral laissé entre le corps cylindrique 6 du piston hydraulique 1 suivant l'invention et le cylindre 4 avec lequel il coopère est à titre d'exemple non-limitatif de l'ordre de quatre-vingt à cent micromètres, soit significativement supérieur à celui de l'ordre de vingt à quarante micromètres ordinairement laissé entre le piston et le cylindre 4 des pompes hydrauliques à pistons axiaux à cylindrée variable 35 selon l'art antérieur. En effet, selon le piston hydraulique 1 suivant l'invention, ledit jeu diamétral n'est plus déterminé sur des critères d'étanchéité - au contraire une certaine perméabilité est recherchée, mais principalement sur des critères de qualité de guidage générant le moins possible de pertes par frottement et d'usure.

20

On supposera également ici que, comme illustré en figures 1, 2 et 4 à 7, la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 que comporte chaque piston hydraulique 1 expose des moyens d'étanchéité 16 constitués d'un segment à coupe 17 logé dans une gorge de segment 18 aménagée dans ladite valve 2 et débouchant au niveau de la surface cylindrique externe de valve 14.

25

On remarque sur lesdites figures 1, 2 et 4 à 7 le profil bombé dudit segment 17 et plus précisément de la surface externe dudit segment 17 qui est ici prévue pour être maintenue plaquée sur la paroi interne du cylindre 4 sous l'effet de la pression du fluide 11 que contient la chambre hydraulique 5.

30

Ainsi, ledit segment à coupe 17 passe successivement de l'état « parqué » lorsque la pression régnant dans la chambre hydraulique 5 avec laquelle il coopère est de vingt bars, à l'état « en contact étanche » avec le cylindre 4 lorsque la pression régnant dans ladite chambre 5 est de quatre cents bars.

35

L'étanchéité poussée que le segment à coupe 17 réalise avec le cylindre 4 lorsque la pression régnant dans la chambre hydraulique 5 est de quatre cents bars ne laisse fuir que très peu de fluide 11 entre ledit segment 17 et ledit cylindre 4. De même, quand la pression régnant dans la chambre hydraulique 5 n'est que de vingt bars, bien que ledit segment 17 soit parqué, le faible jeu laissé entre ledit segment 17 et le cylindre 4 ne laisse que peu de fluide 11 s'échapper de la chambre hydraulique 5 via le jeu laissé entre la surface cylindrique externe de valve 14 de la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 d'une part, et le cylindre 4 d'autre part.

10

Pourtant, pour convenablement refroidir et lubrifier le corps cylindrique 6 au niveau de son ou de ses contacts avec le cylindre 4, plus de fluide 11 peut être nécessaire que n'en laisse passer le segment à coupe 17. C'est pourquoi - comme ceci est clairement illustré en figure 4 - lorsque la pression régnant dans la chambre hydraulique 5 est basse, le piston hydraulique 1 suivant l'invention permet à du fluide 11 supplémentaire de passer directement de la chambre hydraulique 5 à l'espace que constitue le jeu laissé entre le corps cylindrique 6 du piston hydraulique 1 et le cylindre 4, en contournant le segment à coupe 17.

20

Comme on le voit en figure 4, selon le piston hydraulique 1 suivant l'invention, ledit fluide 11 supplémentaire peut en effet passer d'abord via l'orifice de calibrage de débit 27 qui traverse la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 de part en part dans le sens axial la chambre hydraulique 5 communiquant avec la chambre intermédiaire de sortie de fluide 29 via ledit orifice 27, puis via la chambre intermédiaire de sortie de fluide 29, et enfin via le jeu laissé entre la portée circulaire de fermeture de débit 24 et la surface de contact de valve 26.

25

On remarque que ce dernier jeu n'existe que lorsque la pression régnant dans la chambre hydraulique 5 est basse, c'est-à-dire au voisinage de vingt bars selon l'exemple non-limitatif illustré ici.

30

En effet, comme on le déduit aisément de la figure 4, lorsque la pression régnant dans la chambre hydraulique 5 est de seulement vingt bars, l'effort qu'exerce la pression du fluide 11 sur la face axiale de valve côté chambre 15 est inférieur à l'effort qu'exerce le ressort de rappel de valve 30 sur la face axiale de valve côté piston 23.

35

En conséquence, la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 reste éloignée du corps cylindrique 6 ce qui laisse un jeu entre la portée circulaire de fermeture de débit 24 et la surface de contact de valve 26, ledit jeu laissant passer un débit de fluide 11 qui refroidit et à lubrifie ledit corps 6 au niveau de son ou de ses contacts avec le cylindre 4.

On note que le diamètre et la longueur de l'orifice de calibrage de débit 27 sont prévus pour produire la perte de charge nécessaire à l'obtention à basse pression - qui est selon cet exemple de vingt bars - du débit de fluide 11 recherché passant au travers du jeu laissé entre le corps cylindrique 6 et le cylindre 4.

On notera aussi que l'effort qu'exerce le fluide 11 sur la face axiale de valve côté chambre 15 correspond approximativement au produit de la pression dudit fluide 11 par l'aire de la section du cylindre 4 minorée de la section que définit l'intérieur de la portée circulaire de fermeture de débit 24. Ceci est vrai si la pression régnant dans la chambre hydraulique 5 est identique à la pression régnant dans la chambre intermédiaire de sortie de fluide 29 d'une part, et que la pression dans le jeu laissé entre le corps cylindrique 6 et le cylindre 4 est nulle d'autre part, ce qui n'est pas exactement le cas en pratique.

Ainsi, la pression régnant dans la chambre hydraulique 5 au-dessus de laquelle la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 est fermée - c'est à dire au-dessus de laquelle la portée circulaire de fermeture de débit 24 est au contact de la surface de contact de valve 26 - dépend du rapport existant entre la tare et la raideur du ressort de rappel de valve 30 d'une part, et l'aire que définit l'intérieur de la portée circulaire de fermeture de débit 24 d'autre part. A cela doivent s'ajouter les différentes pertes de charge qui sont placées en série sur le parcours du fluide 11, et qui sont détaillées plus loin.

Si le piston hydraulique 1 selon l'invention est prévu pour que l'effort qu'exerce la pression du fluide 11 sur la face axiale de valve côté chambre 15 devienne supérieur à l'effort qu'exerce le ressort de rappel de valve 30 sur la face axiale de valve côté piston 23 à partir d'une pression de vingt-cinq bars régnant dans la chambre hydraulique 5 et que, tenant compte de la raideur du ressort de rappel de valve 30, la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 est totalement fermée à trente-cinq bars, alors, du fluide 11 destiné à refroidir et à lubrifier le corps

cylindrique 6 passera par l'orifice de calibrage de débit 27 dès lors que la pression régnant dans la chambre hydraulique 5 sera inférieure à trente-cinq bars.

5 Aussi, le rapport entre le débit de fluide 11 de refroidissement et de lubrification et la pression régnant dans la chambre hydraulique 5 est bien fixé d'une part, par la perte de charge que constitue l'orifice de calibrage de débit 27 à laquelle s'ajoute la somme des pertes de charges rencontrées sur son parcours par le fluide 11 débitant entre la chambre hydraulique 5 et le débouché du cylindre 4 opposé à ladite chambre 5, et d'autre part, par l'effort que produit le ressort de rappel de valve 30.

10

On note que l'énergie totale perdue du fait dudit débit de fluide 11 volontairement généré par le piston hydraulique 1 suivant l'invention reste dans tous les cas faible car la pression à laquelle s'opère ledit débit est basse, inférieure à trente-cinq bars.

15

Ainsi, le piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 selon l'invention permet-il d'assurer au corps cylindrique 6 un refroidissement et une lubrification additionnels significatifs à moindre coût énergétique, sans remettre en cause l'étanchéité produite par le segment à coupe 17 pris ici à titre d'exemple non-limitatif comme moyen d'étanchéité 16.

20

Il est donc bien possible grâce au piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 selon l'invention de prévoir un joint circulaire souple 19 ou un segment à coupe 17 sur les pistons hydrauliques 1 des pompes et moteurs hydrauliques étanches à haute pression, tout en générant à basse pression un débit de fuite d'huile de lubrification et de refroidissement important au niveau du jeu diamétral entre lesdits pistons 1 et le cylindre 4 avec lequel ils coopèrent, ceci au prix d'une réduction minimale du rendement volumétrique et énergétique de la pompe hydraulique ou du moteur hydraulique qui reçoit lesdits pistons 1.

25

30

Ceci permet bien de sortir du compromis imposé par les pistons hydrauliques selon l'état de l'art et dont résulte le jeu diamétral usuellement laissé entre lesdits pistons et leur cylindre 4. En effet, selon l'état de l'art, ledit jeu doit être suffisamment important pour laisser passer suffisamment de fluide 11 pour lubrifier et refroidir lesdits pistons et pour limiter les pertes par cisaillement et par frottement, mais pas trop important pour ne pas laisser fuir trop de fluide 11. Il en résulte un dilemme qui est éliminé par le piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 selon l'invention.

35

On remarque d'ailleurs que parmi les nouvelles opportunités offertes par le piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 selon l'invention, le corps cylindrique 6 peut présenter une gorge de dégagement anti-cisaillement 20. Cette configuration particulière montrée en figure 1 à 9 est permise
 5 puisque l'étanchéité du piston hydraulique 1 n'est plus assurée par un faible jeu laissé entre ledit piston 1 et le cylindre 4 avec lequel il coopère, mais pas des moyens d'étanchéité 16 qui peuvent être par exemple un segment à coupe 17 comme montré en figures 1, 2 et 4 à 7, ou un joint circulaire souple 19 comme illustré
 10 en figures 3, 8 et 9, et ceci, sans compromettre la bonne lubrification et le bon refroidissement dudit piston 1.

Ladite configuration permet de fortement réduire les pertes par cisaillement que génère le fluide 11 compris dans le jeu diamétral laissé entre le corps cylindrique 6
 15 et le cylindre 4 lorsque le piston hydraulique 1 se déplace.

On note que ladite gorge de dégagement anti-cisaillement 20 est axialement aménagée dans une zone qui n'est soumise à aucune pression de contact significative entre le corps cylindrique 6 et le cylindre 4 pendant le fonctionnement
 20 du piston hydraulique 1, et qu'elle a pour effet d'améliorer le rendement énergétique total du piston hydraulique 1 suivant l'invention.

Pour encore améliorer ledit rendement, on remarque - particulièrement en figures 4 et 5 - que le diamètre de l'extrémité axiale du corps cylindrique 6 située du côté de
 25 la face de compression 10 se réduit graduellement sur une certaine longueur pour former une dépouille de portance 21 qui, lorsque le piston hydraulique 1 remonte dans le cylindre 4 en direction de la chambre hydraulique 5, force du fluide 11 à pénétrer entre ladite l'extrémité axiale du corps cylindrique 6 et le cylindre 4 au niveau du contact entre ladite l'extrémité et ledit cylindre 4. Cette configuration
 30 particulière du piston hydraulique 1 suivant l'invention favorise l'établissement d'un régime de lubrification hydrodynamique au niveau dudit contact et de réduit les pertes par frottement générées par le déplacement du piston hydraulique 1 dans le cylindre 4.

35 Dans le même objectif - particulièrement en figures 2 et 3 - on voit que le diamètre de l'extrémité axiale du cylindre 4 située à l'opposé de la chambre hydraulique 5 augmente graduellement sur une certaine longueur pour former un épanouissement

de portance 12 qui, lorsque le piston hydraulique 1 remonte dans le cylindre 4 en direction de la chambre hydraulique 5, force du fluide 11 à pénétrer entre le corps cylindrique 6 et ladite extrémité axiale du cylindre 4 au niveau du contact entre ladite extrémité et ledit cylindre 4.

5

Les possibilités du piston hydraulique 1 à valve porte-joint de refroidissement et de lubrification 2 selon l'invention ne s'en limitent pas aux applications qui viennent d'être décrites et il doit d'ailleurs être entendu que la description qui précède n'a été donnée qu'à titre d'exemple et qu'elle ne limite nullement le domaine de ladite invention dont on ne sortirait pas en remplaçant les détails d'exécution décrits par tout autre équivalent.

10

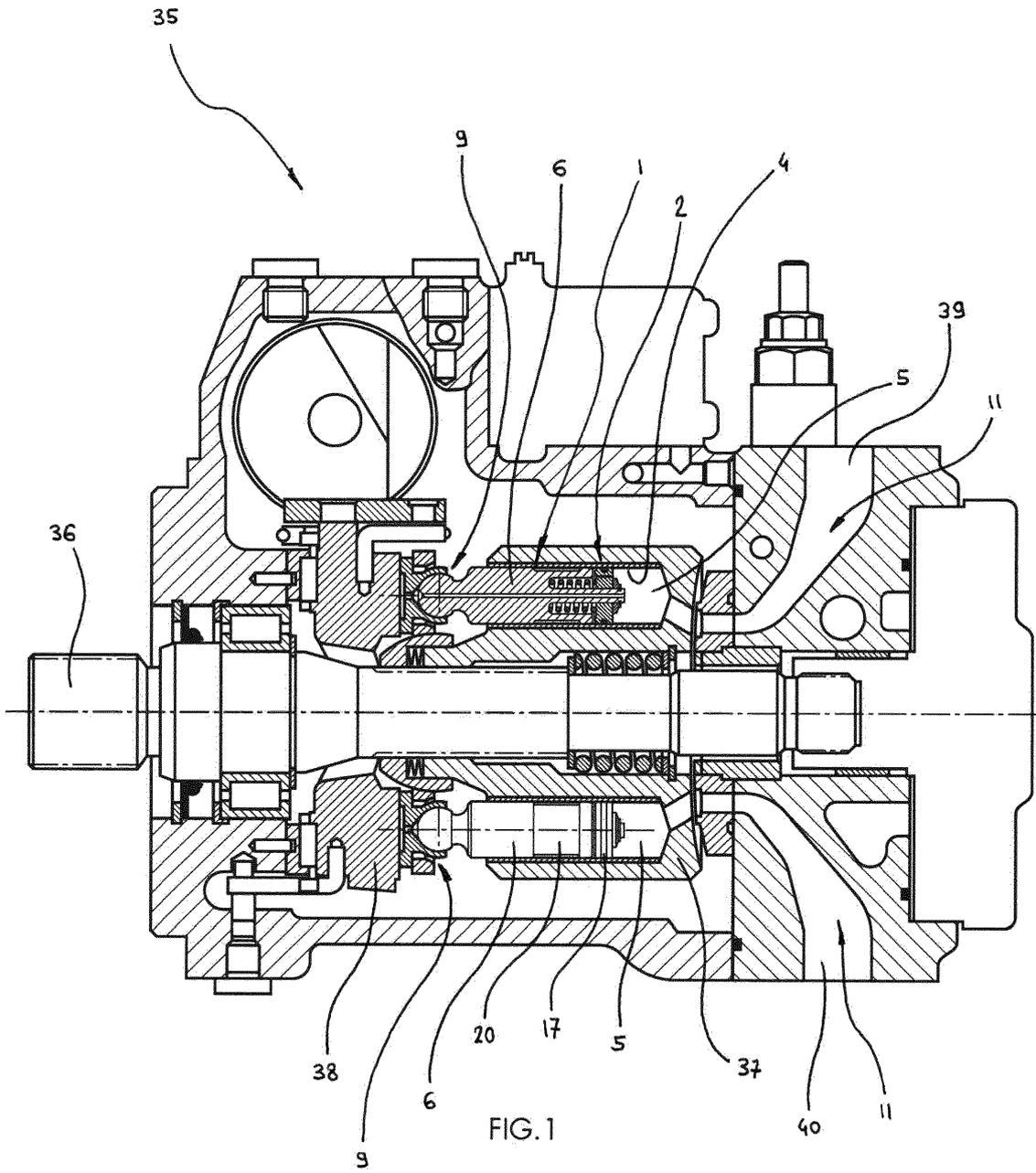
REVENDICATIONS

1. Piston hydraulique (1) constitué d'un corps cylindrique (6) logé à faible jeu dans un cylindre (4), ledit piston (1) pouvant translater dans ledit cylindre (4) avec lequel il forme une chambre hydraulique (5) de volume variable, une première extrémité dudit piston (1) présentant une face de compression (10) débouchant dans la chambre hydraulique (5) pour recevoir la pression d'un fluide (11) tandis que l'autre extrémité dudit piston (3) présente une face d'appui de piston (8) pour exercer un effort sur des moyens de transmission (9), ledit piston (1) étant **caractérisé en ce qu'il** comprend :
- Au moins une valve porte-joint de refroidissement et de lubrification (2) positionnée du côté de la face de compression (10) et dans le prolongement du corps cylindrique (6) par rapport auquel elle peut se mouvoir en translation longitudinale sur une faible course, ladite valve (2) comprenant de première part, une face axiale de valve côté piston (23) qui présente une portée circulaire de fermeture de débit (24) qui peut entrer en contact avec une surface de contact de valve (26) aménagée sur la face de compression (10), ladite valve (2) présentant de deuxième part, une surface cylindrique externe de valve (14) qui expose des moyens d'étanchéité (16) qui peuvent entrer en contact étanche avec le cylindre (4), ladite valve (2) comprenant de troisième part, une face axiale de valve côté chambre (15) qui fait face à la chambre hydraulique (5) ;
 - Au moins une chambre intermédiaire de sortie de fluide (29) formée - à l'intérieur de la portée circulaire de fermeture de débit (24) - par la face axiale de valve côté piston (23) et par la face de compression (10) ;
 - Au moins un orifice de calibrage de débit (27) qui traverse la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification (2) de part en part principalement dans le sens axial, la chambre hydraulique (5) communiquant avec la chambre intermédiaire de sortie de fluide (29) via ledit orifice (27) ;
 - Au moins une liaison-butée de valve (3) qui relie la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification (2) au corps cylindrique (6), ladite liaison-butée (3) permettant à ladite valve (2) de se rapprocher dudit corps (6) au point que la portée circulaire de fermeture de débit (24) entre en contact avec

la surface de contact de valve (26), cependant que ladite liaison-butée (3) interdit à ladite valve (2) de s'éloigner dudit corps (6) de plus d'une certaine distance ;

- 5 • Au moins un ressort de rappel de valve (30) qui tend à éloigner la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification (2) du corps cylindrique (6).
2. Piston hydraulique suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** le ressort de rappel de valve (30) est en tout ou partie logé à l'intérieur de la chambre intermédiaire de sortie de fluide (29).
- 10
3. Piston hydraulique suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** les moyens d'étanchéité (16) sont constitués d'au moins un segment à coupe (17) logé dans une gorge de segment (18) aménagée dans la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification (2) ou rapportée en tout ou partie sur ladite valve (2), ladite gorge (18) débouchant au niveau de la surface cylindrique externe de valve (14).
- 15
4. Piston hydraulique suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** les moyens d'étanchéité (16) sont constitués d'au moins un joint circulaire souple (19) logé dans une gorge de segment (18) aménagée dans la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification (2) ou rapportée en tout ou partie sur ladite valve (2), ladite gorge (18) débouchant au niveau de la surface cylindrique externe de valve (14).
- 20
5. Piston hydraulique suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** le corps cylindrique (6) présente une gorge de dégagement anti-cisaillement (20).
- 25
6. Piston hydraulique suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** le diamètre de l'extrémité axiale du corps cylindrique (6) située du côté de la face de compression (10) se réduit graduellement sur une certaine longueur pour former une dépouille de portance (21).
- 30
7. Piston hydraulique suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** le diamètre de l'extrémité axiale du cylindre (4) située à l'opposé de la chambre hydraulique (5) augmente graduellement sur une certaine longueur pour former un épanouissement de portance (12).
- 35

8. Piston hydraulique suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** la liaison-butée de valve (3) est constituée d'un axe de liaison-butée (13) qui émerge solidairement de la face de compression (10) pour d'une part, traverser de part
5 en part la valve porte-joint de refroidissement et de lubrification (2) via un orifice de liaison-butée (22) aménagé dans ladite valve (2) et pour d'autre part, dépasser de la face axiale de valve côté chambre (15) pour exposer à ladite face (15) une butée de valve (28).
- 10 9. Piston hydraulique suivant la revendication 8, **caractérisé en ce que** l'orifice de calibrage de débit (27) est constitué du jeu laissé entre l'axe de liaison-butée (13) et l'orifice de liaison-butée (22).
- 15 10. Piston hydraulique suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** la liaison-butée de valve (3) est constituée d'un prolongateur de valve de liaison-butée (31) qui émerge solidairement de la face axiale de valve côté piston (23) pour d'une part, pénétrer dans le corps cylindrique (6) via un puits de liaison-butée (32) aménagé dans ledit corps (6) et d'autre part, exposer une butée de prolongateur (33) qui coopère avec une butée de puits (34) qu'expose le puits
20 de liaison-butée (32).
- 25 11. Piston hydraulique suivant la revendication 10, **caractérisé en ce que** la butée de prolongateur (33) est constituée d'au moins une griffe souple (42) qui s'encliquète dans une gorge de butée (43) qui forme la butée de puits (34).
- 30 12. Piston hydraulique suivant la revendication 10, **caractérisé en ce que** le ressort de rappel de valve (30) est en tout ou partie logé dans un évidement de prolongateur (44) aménagé axialement dans le prolongateur de valve de liaison-butée (13).



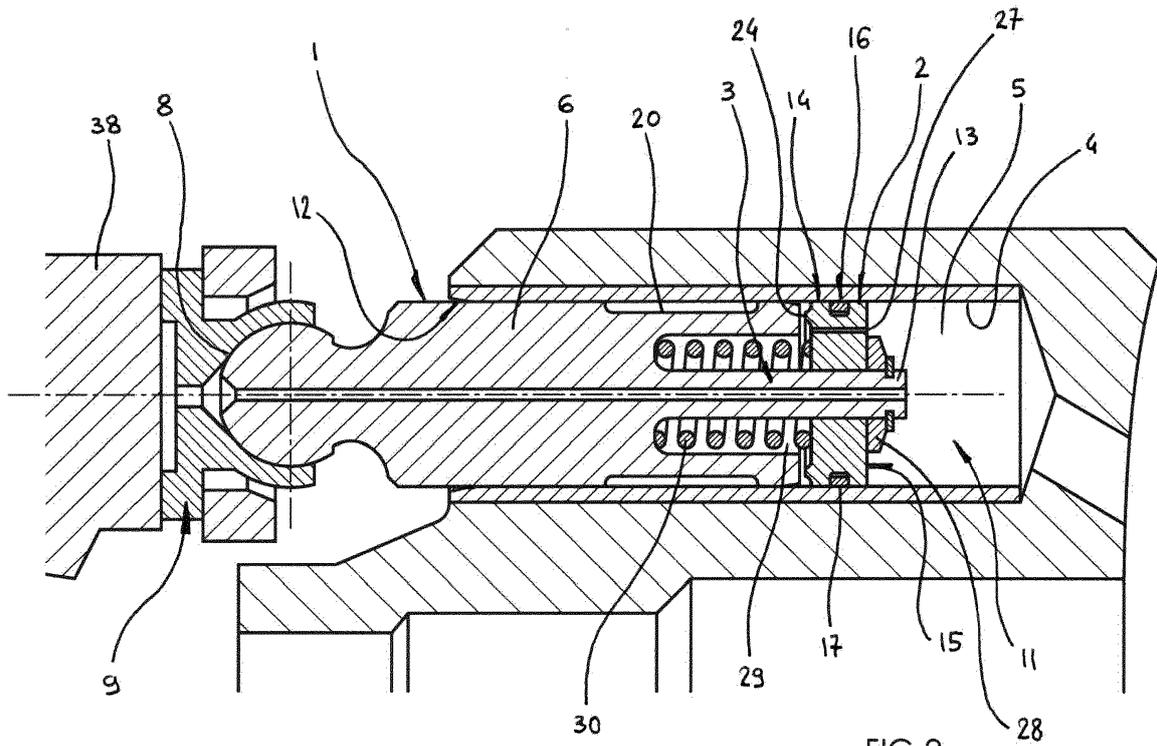


FIG. 2

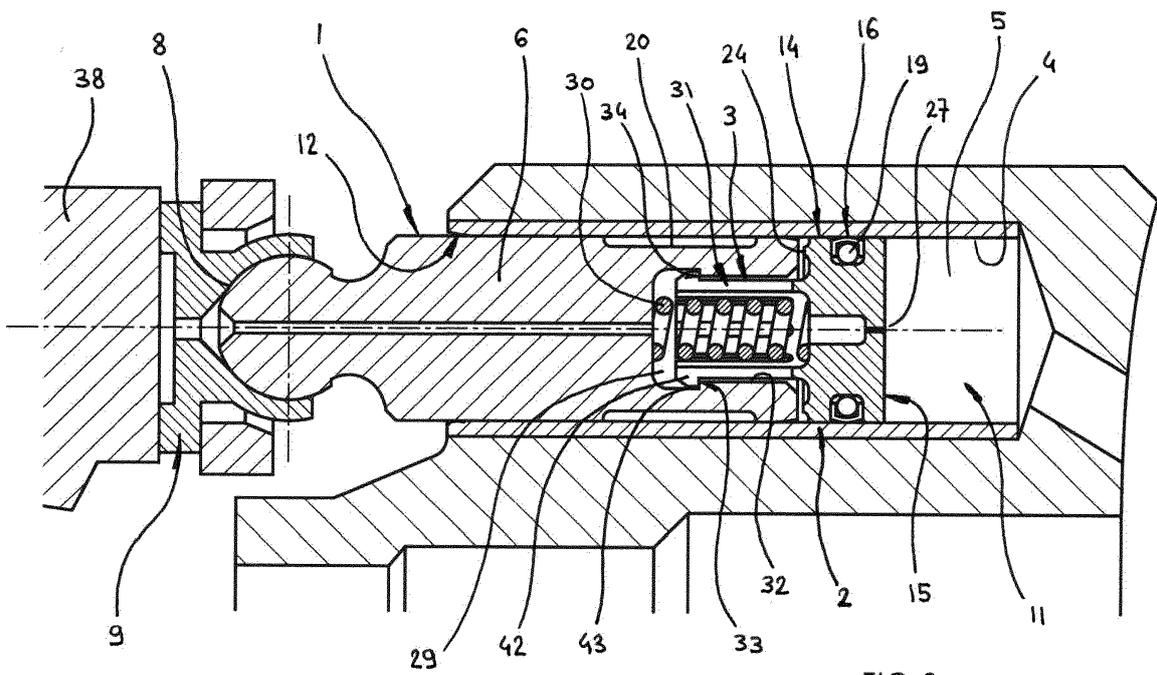


FIG. 3

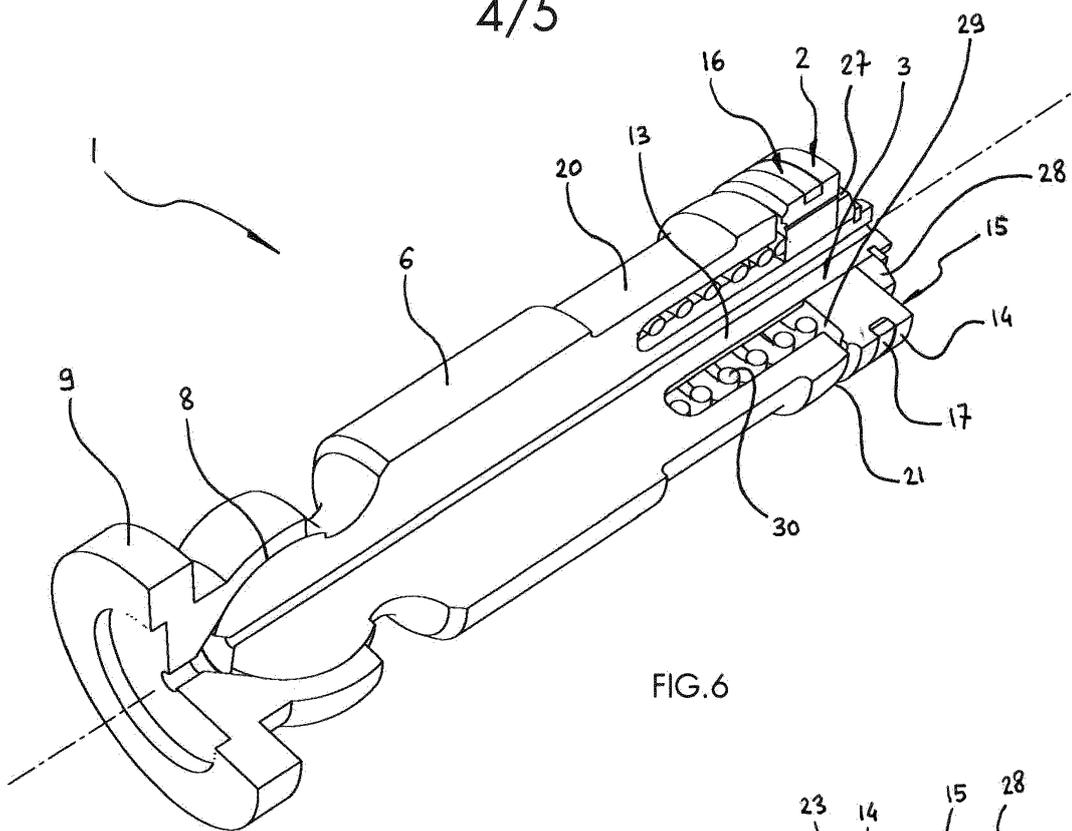


FIG. 6

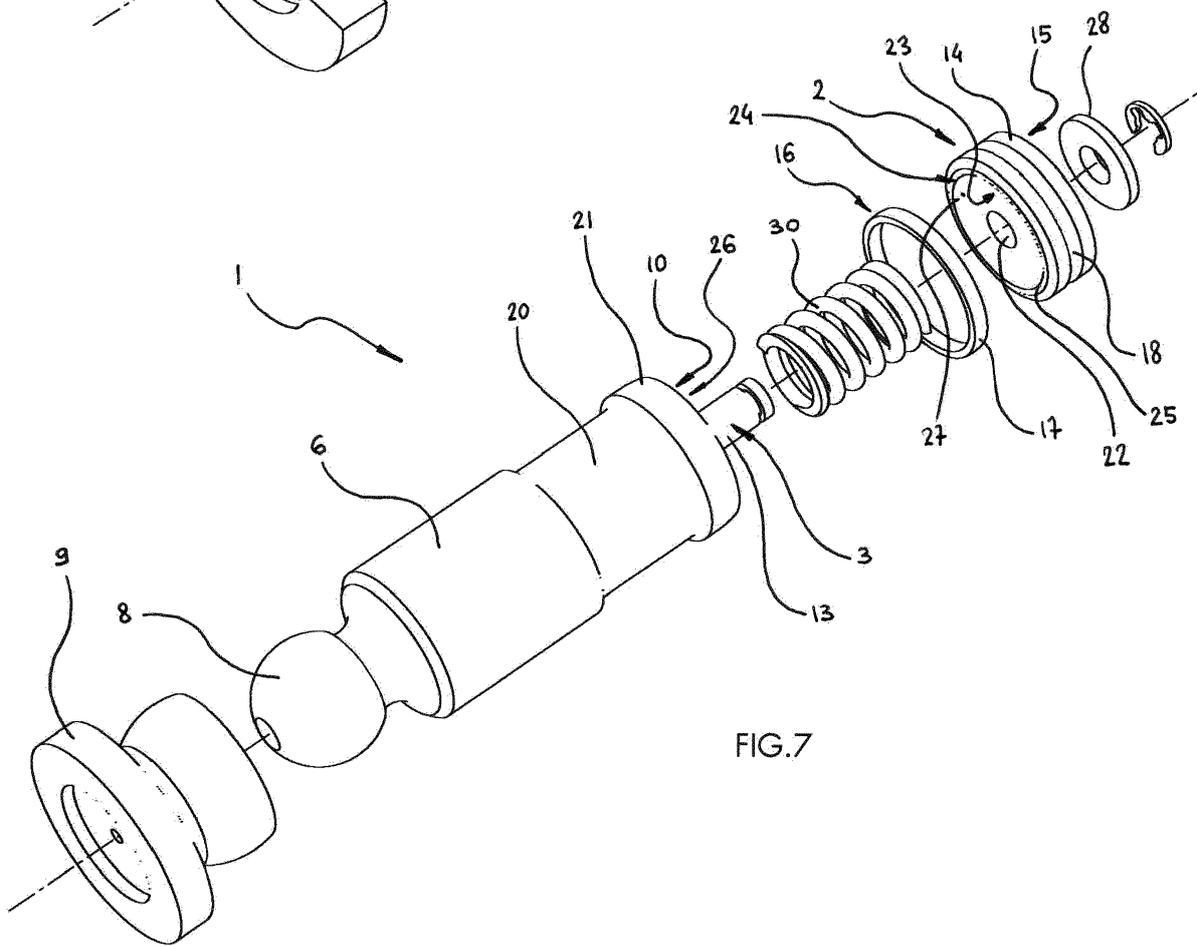


FIG. 7

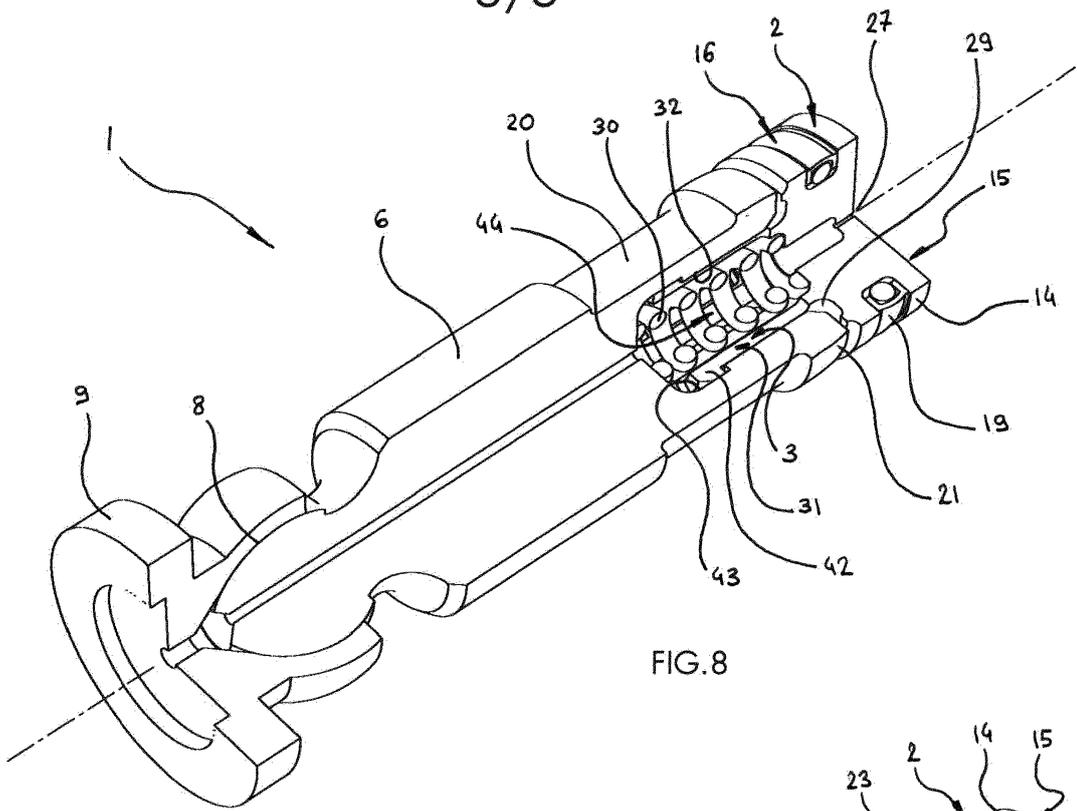


FIG. 8

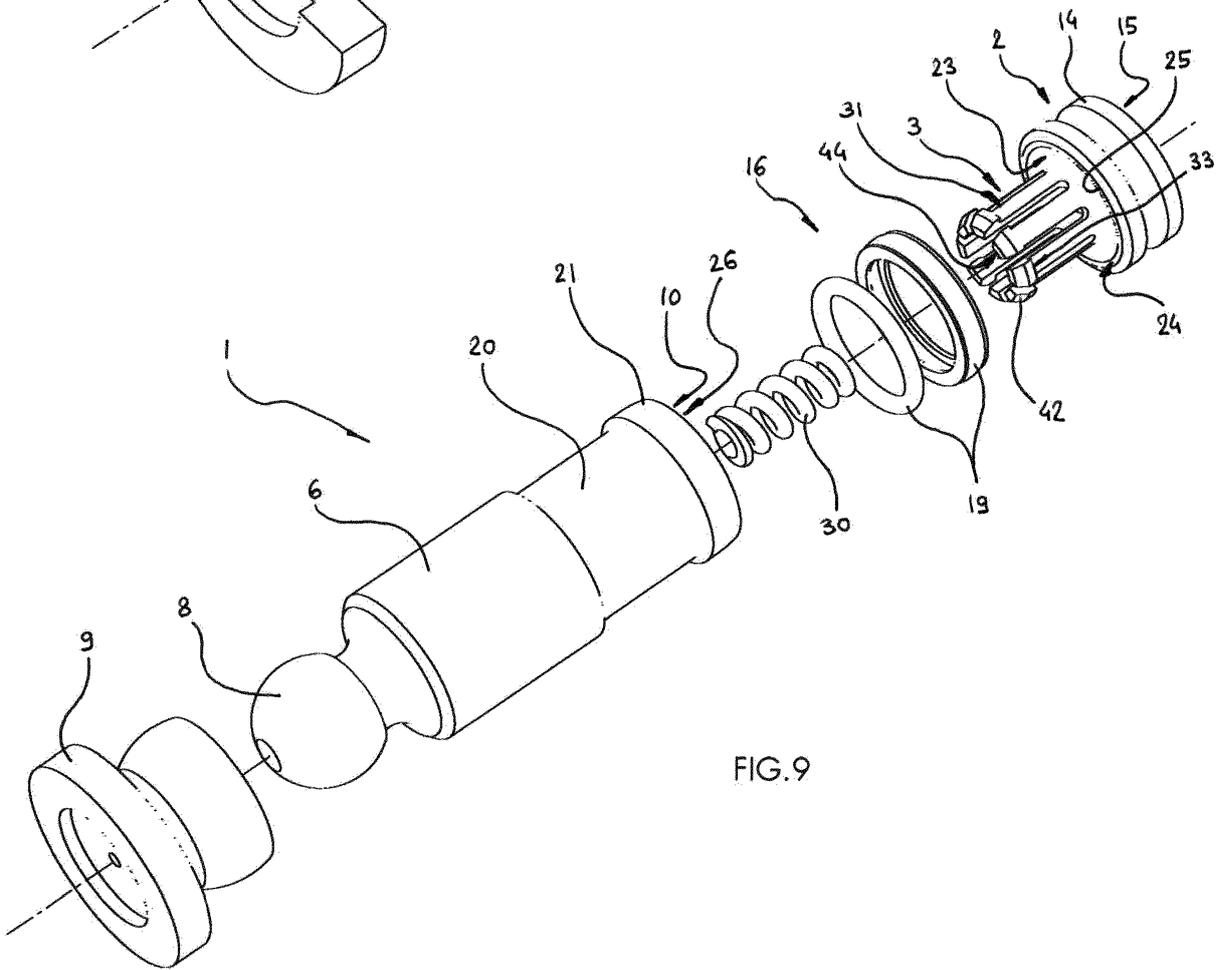


FIG. 9

RAPPORT DE RECHERCHE

articles L.612-14, L.612-53 à 69 du code de la propriété intellectuelle

OBJET DU RAPPORT DE RECHERCHE

L'I.N.P.I. annexe à chaque brevet un "RAPPORT DE RECHERCHE" citant les éléments de l'état de la technique qui peuvent être pris en considération pour apprécier la brevetabilité de l'invention, au sens des articles L. 611-11 (nouveau) et L. 611-14 (activité inventive) du code de la propriété intellectuelle. Ce rapport porte sur les revendications du brevet qui définissent l'objet de l'invention et délimitent l'étendue de la protection.

Après délivrance, l'I.N.P.I. peut, à la requête de toute personne intéressée, formuler un "AVIS DOCUMENTAIRE" sur la base des documents cités dans ce rapport de recherche et de tout autre document que le requérant souhaite voir prendre en considération.

CONDITIONS D'ETABLISSEMENT DU PRESENT RAPPORT DE RECHERCHE

Le demandeur a présenté des observations en réponse au rapport de recherche préliminaire.

Le demandeur a maintenu les revendications.

Le demandeur a modifié les revendications.

Le demandeur a modifié la description pour en éliminer les éléments qui n'étaient plus en concordance avec les nouvelles revendications.

Les tiers ont présenté des observations après publication du rapport de recherche préliminaire.

Un rapport de recherche préliminaire complémentaire a été établi.

DOCUMENTS CITES DANS LE PRESENT RAPPORT DE RECHERCHE

La répartition des documents entre les rubriques 1, 2 et 3 tient compte, le cas échéant, des revendications déposées en dernier lieu et/ou des observations présentées.

Les documents énumérés à la rubrique 1 ci-après sont susceptibles d'être pris en considération pour apprécier la brevetabilité de l'invention.

Les documents énumérés à la rubrique 2 ci-après illustrent l'arrière-plan technologique général.

Les documents énumérés à la rubrique 3 ci-après ont été cités en cours de procédure, mais leur pertinence dépend de la validité des priorités revendiquées.

Aucun document n'a été cité en cours de procédure.

1. ELEMENTS DE L'ETAT DE LA TECHNIQUE SUSCEPTIBLES D'ETRE PRIS EN CONSIDERATION POUR APPRECIER LA BREVETABILITE DE L'INVENTION

NEANT

2. ELEMENTS DE L'ETAT DE LA TECHNIQUE ILLUSTRANT L'ARRIERE-PLAN TECHNOLOGIQUE GENERAL

EP 3 025 060 A1 (RABHI VIANNEY [FR]) 1 juin 2016 (2016-06-01)

DE 10 2011 106920 A1 (NOORD JAN [NL]) 12 janvier 2012 (2012-01-12)

US 2007/296154 A1 (MELCHIOR JEAN F [FR]) 27 décembre 2007 (2007-12-27)

3. ELEMENTS DE L'ETAT DE LA TECHNIQUE DONT LA PERTINENCE DEPEND DE LA VALIDITE DES PRIORITES

NEANT