

(19)



(11)

EP 3 014 129 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
24.02.2021 Patentblatt 2021/08

(51) Int Cl.:
F15B 15/14^(2006.01) F16J 15/16^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **14731955.2**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2014/063003

(22) Anmeldetag: **20.06.2014**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2014/206873 (31.12.2014 Gazette 2014/53)

(54) **HYDRAULIKZYLINDER MIT KOLBENSTANGE**

HYDRAULIC CYLINDER WITH PISTON ROD

VÉRIN HYDRAULIQUE AVEC TIGE DE PISTON

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR

(73) Patentinhaber: **Robert Bosch GmbH**
70442 Stuttgart (DE)

(30) Priorität: **26.06.2013 DE 102013212224**

(72) Erfinder: **GERHARD, Oliver**
97225 Zellingen (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
04.05.2016 Patentblatt 2016/18

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A1- 4 242 213 DE-A1-102010 033 869
JP-U- S61 152 805

EP 3 014 129 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft die Führung und Lagerung einer Kolbenstange in einem Hydraulikzylinder und die Abdichtung einer die Kolbenstange umgebenden ringförmigen Druckkammer des Hydraulikzylinders.

[0002] Aus dem Stand der Technik sind Hydraulikzylinder mit einem rohrförmigen Zylindergehäuse, in dem ein Kolben bewegt wird, an dem zumindest einseitig eine Kolbenstange befestigt ist, mit einem Zylinderboden und mit einem Zylinderkopf, durch den hindurch die Kolbenstange nach außen tritt, bekannt. Dabei ist - radial betrachtet - zwischen dem Zylindergehäuse und der Kolbenstange und - axial betrachtet - zwischen dem Kolben und der Stirnseite eine ringförmige Druckkammer angeordnet.

[0003] Im Betrieb des Hydraulikzylinders bewegen sich der Kolben und die Kolbenstange translatorisch, wobei die Kolbenstange im Zylinderkopf des Zylinders geführt und gelagert werden muss, insbesondere wenn Querkräfte auf die Kolbenstange einwirken. Darüber hinausgehend ist zwischen der Kolbenstange und dem Zylinderkopf eine Dichtung nötig, um die unter Arbeitsdruck stehende Druckkammer gegen die Umgebung abzudichten.

[0004] Eine aus der DE 102010033869A1 bekannte Lineareinheit verfügt über einen Kolben mit einem Kolbenkörper und einer auf dem Kolbenkörper sitzenden starren Gleithülse, wobei zwischen der Gleithülse und dem Kolbenkörper ein gummielastischer Stützring angeordnet ist. Die Gleithülse ist über den Stützring beabstandet mit radialem Spiel an dem Kolbenkörper montiert. Auf dieser Weise kann die Gleithülse in Verbindung mit dem Stützring bezüglich des Kolbenkörpers verkippen, wobei der Stützring elastisch reversibel verformt wird. Die nachgiebige Aufhängung der Gleithülse bewirkt eine selbsttätige Anpassung an toleranzbedingte Lageabweichungen zwischen einem Gehäuse und dem Kolbenkörper.

[0005] In der Druckschrift EP 1 110 017 B1 ist ein derartiger Hydraulikzylinder mit einem Zylinderkopf gezeigt, wobei der Zylinderkopf von der Kolbenstange durchdrungen ist. Zur Abdichtung der ringförmigen Druckkammer ist eine als formstabiler Dichtring bezeichnete Spaltpuchse, die mit der Kolbenstange eine Spaltdichtung bildet, spielbehaftet in eine spezielle Führungsbuchse eingesetzt. Die Spaltpuchse hat zur Erfüllung der Dichtfunktion eine gewisse axiale Ausdehnung und eine präzise gefertigte Passung mit der Kolbenstange. Zur Dichtung des Spalts zwischen der Spaltpuchse und der Führungsbuchse, der sich durch das Spiel ergibt, ist eine weitere Dichtung vorgesehen, die in eine Stirnseite der Spaltpuchse eingesetzt ist und an einer radialen Stufe der Führungsbuchse anliegt.

[0006] Wenn der Druck in der ringförmigen Druckkammer zunimmt, ergibt sich eine zunehmende radiale Belastung der Spaltpuchse nach außen. Um eine entsprechende Aufweitung der Spaltpuchse und damit eine Ver-

größerung der präzise gefertigten Passung zu vermeiden, muss die Spaltpuchse sehr formstabil sein. Dies lässt sich nur durch Materialien mit großem E-Modul oder durch eine große radiale Ausdehnung beziehungsweise Dicke der Spaltpuchse erreichen.

[0007] Dem gegenüber liegt der Erfindung die Aufgabe zu Grunde, einen Hydraulikzylinder mit Kolbenstange zu schaffen, dessen ringförmige Druckkammer mit einer Spaltpuchse abgedichtet ist, wobei der vorrichtungstechnische Aufwand minimiert ist. Es soll dabei ein Dichtungssystem geschaffen werden, das eine nur geringe und druckunabhängige Reibung zwischen der Kolbenstange und den diese führenden und lagernden Bauteilen mit sich bringt.

[0008] Diese Aufgabe wird gelöst durch einen Hydraulikzylinder mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1.

[0009] Der beanspruchte Hydraulikzylinder hat eine Kolbenstange, die von einer ringförmigen Druckkammer umgeben ist, und die in einer Durchgangsausnehmung des Hydraulikzylinders geführt ist. Eine Spaltpuchse bildet durch eine präzise Passung mit der Kolbenstange über eine gewisse axiale Länge eine Spaltdichtung mit der Kolbenstange, Dadurch werden die Funktionen Lagerung der Kolbenstange und Druckabbau des Kammerdrucks in der Spaltdichtung baulich getrennt. Die Spaltpuchse ist mit Radialspiel in den Hydraulikzylinder, insbesondere in das Zylindergehäuse eingesetzt, so dass am Außenumfang der Spaltpuchse ein erster kreiszylindrischer Ringspalt gebildet ist, der mit der Druckkammer fluidisch verbunden ist. Erfindungsgemäß ist am Außenumfang der Spaltpuchse eine Dichtung angeordnet, die einen axialen Abstand zu einer der Druckkammer zugewandten ersten Stirnseite der Spaltpuchse hat und der axiale Abstand der Dichtung von der Stirnseite ist derart gewählt, dass die Spaltpuchse in radialer Richtung druckkraftkompensiert ist. Dadurch kann der Arbeitsdruck der Druckkammer an einem sich von der Druckkammer bis zur Dichtung erstreckendem Abschnitt des Außenumfangs radial nach innen gerichtete Gegenkräfte auf die Spaltpuchse erzeugen, die den in der Spaltdichtung zwischen der Kolbenstange und der Spaltpuchse durch den dortigen Druck an der Spaltpuchse erzeugten und radial nach außen gerichteten Kräften entgegenwirken. Die Position der Dichtung wird dabei in Abhängigkeit von verschiedenen Parametern der Spaltpuchse, zum Beispiel in Abhängigkeit von der Breite, Dicke und E-Modul gewählt. Dann ergeben sich in der Summe keine Radialkräfte an der Spaltpuchse, so dass diese mechanisch optimal entlastet ist. Die mechanisch entlastete Spaltpuchse kann relativ einfach ausgeführt werden. Vorzugsweise ist die Spaltpuchse kreiszylindrisch. Vorzugsweise ist die Dichtung in eine äußere Umfangsnut der Spaltpuchse eingesetzt.

[0010] Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den abhängigen Patentansprüchen beschrieben.

[0011] Vorzugsweise ist zwischen der Kolbenstange und der Durchgangsausnehmung ein zweiter Ringspalt

gebildet, dessen radiales Maß kleiner ist, als das radiale Maß des ersten Ringspalts. Dadurch ist die Kolbenstange spielbehaftet in der Durchgangsausnehmung aufgenommen. Sie kann durch Querkräfte entsprechende Abweichungen von der konzentrischen Lage aufweisen und sich erfindungsgemäß an der Durchgangsausnehmung abstützen. Dabei verbleibt am Außenumfang der Spaltbuchse stets ein Rest des ersten Ringspalts, der mit der Druckkammer verbunden ist, so dass radial kein Kontakt zwischen der Spaltbuchse und dem Teil auftreten kann, in das die Spaltbuchse eingesetzt ist. Üblicherweise ist die Spaltbuchse dabei in das Zylindergehäuse eingesetzt, insbesondere bleibt bei axialem Abstand der Dichtung von der Stirnseite stets die Druckkraftkompensation der Spaltbuchse erhalten.

[0012] Besonders gut kann sich die Dichtung an verschiedenen breite Ringspalten anpassen, wenn sie einen äußeren Dichtring (z.B. Kolbendichtring) und einen inneren O-Ring hat. Letzterer ist in seinem Querschnitt zusammengedrückt und spannt damit den Dichtring nach außen gegen den Hydraulikzylinder. Dadurch ergibt sich bei der Dichtung eine "Aufgabenteilung" zwischen der Dichtfunktion und der elastischen Kraftbeaufschlagung radial nach außen.

[0013] Falls der Hydraulikzylinder einen Zylinderkopf hat, der an einem zum Beispiel rohrförmigen Zylindergehäuse des Hydraulikzylinders befestigt ist und in dem die Durchgangsausnehmung für die Kolbenstange gebildet ist, wird es besonders bevorzugt, wenn die Spaltbuchse mit einer zweiten Stirnseite an dem Zylinderkopf anliegt. Die zweite Stirnseite kann dabei geschliffen oder mit einer Beschichtung zum Beispiel aus Kunststoff versehen sein, um die Reibung zwischen der Spaltbuchse und dem Zylinderkopf gering zu halten und eine leichte radiale Verschiebbarkeit der Spaltbuchse zu gewährleisten.

[0014] Dabei kann die Spaltbuchse vorrichtungstechnisch einfach zwischen dem Zylinderkopf und einem radialen Vorsprung oder einer radialen Stufe an der Innenseite des Zylindergehäuses aufgenommen sein.

[0015] Die erste Stirnseite der Spaltbuchse kann die ringförmige Druckkammer begrenzen.

[0016] Ein Arbeitsanschluss der Druckkammer sollte benachbart zum radialen Vorsprung beziehungsweise zur radialen Stufe in die Druckkammer münden, damit der Kolben sich dem Vorsprung beziehungsweise der Stufe maximalen annähern kann und der Arbeitsbereich des erfindungsgemäßen Hydraulikzylinders maximiert ist.

[0017] Alternativ zur direkten Lagerung der Kolbenstange in der Durchgangsausnehmung des Zylinderkopfs kann ein gesondertes Gleitlager für die Kolbenstange in der Durchgangsausnehmung vorgesehen sein.

[0018] Im Folgenden wird anhand der Figuren ein Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Hydraulikzylinders mit Kolbenstange detailliert beschrieben.

Es zeigen

[0019]

5 Figur 1 einen Ausschnitt des Ausführungsbeispiels in einem Längsschnitt und
Figur 2 einen Ausschnitt der Figur 1.

[0020] In Figur 1 erkennbar ist ein Abschnitt eines rohrförmigen Zylindergehäuses 1 des erfindungsgemäßen Hydraulikzylinders. Stirnseitig am Zylindergehäuse 1 ist ein Zylinderkopf 2 befestigt, dessen Radialbund 4 derart in das Zylindergehäuse 1 hineinragt, dass die beiden Teile 1 und 2 zentriert sind.

10 **[0021]** Im Inneren des Zylindergehäuses 1 ist eine ringförmige Druckkammer 6 vorgesehen, die - radial betrachtet - durch das Zylindergehäuse 1 und eine Kolbenstange 8 begrenzt ist, während sie - axial betrachtet - von einer Spaltbuchse 10 und von einem (nicht gezeigten) Kolben begrenzt ist. Bei Beaufschlagung der Druckkammer 6 über einen Arbeitsanschluss 12 mit Druckmittel bewegt sich der Kolben (in Figur 1) nach rechts und nimmt dabei die daran befestigte Kolbenstange 8 mit. Die Kolbenstange fährt ein. Vom Zylinderkopf 2 aus gesehen jenseits des Kolbens befindet sich eine nicht näher dargestellte zweite Druckkammer. Wenn dieser Druckmittel zugeführt wird, fährt die Kolbenstange aus.

25 **[0022]** Die Kolbenstange 8 durchdringt eine Durchgangsausnehmung 14 des Zylinderkopfs 2, wobei zwischen der Kolbenstange 8 und der Durchgangsausnehmung 14 etwas Spiel vorgesehen ist. Damit kann sich die Kolbenstange 8 in engen Grenzen in eine exzentrische Position bezogen auf eine Längsachse 16 des Hydraulikzylinders bewegen. Da der Zylinderkopf 2 aus einem Werkstoff mit guten Gleiteigenschaften, zum Beispiel aus einem Sphäroguss, gefertigt ist, sind die Führung und eine Lagerung 18 der Kolbenstange direkt in der Durchgangsausnehmung 14 ausgebildet. In der Lagerung 18 ist über den Umfang der Durchgangsausnehmung eine Spiralnut eingebracht, die in einen aus Figur 1 ersichtlichen, jedoch nicht näher bezeichneten Leckageanschluss am Zylinderkopf 2 mündet. Durch das durch die Spiralnut strömende Leckageöl wird die Lagerung gespült und dadurch auch gekühlt. Mit Bezug zur Druckkammer 6 außen ist am Zylinderkopf 2 weiterhin ein druckentlastetes Dichtungspaket vorgesehen, das in den Zylinderkopf 2 eingesetzt ist und an der Kolbenstange 8 anliegt. Genauer gesagt handelt es sich um eine Stangendichtung 20, die an der Kolbenstange 8 anliegt und die über einen O-Ring in Richtung zur Kolbenstange 8 gespannt ist. Weiterhin ist ein an der Kolbenstange 8 anliegender Abstreifer 22 in den Zylinderkopf 2 eingesetzt.

40 **[0023]** Auch wenn die Kolbenstange 8 mit Bezug zur Längsachse 16 eine etwas exzentrische Lage einnimmt, bleiben die Stangendichtung 20 und der Abstreifer 22 in Anlage mit dieser. Wenn die Kolbenstange 8 eine etwas exzentrische Lage zur Längsachse 16 einnimmt, wird da-

bei die Spaltbuchse 10 von der Kolbenstange 8 mitgenommen. Dies wird ermöglicht, da das Radialspiel an einem Außenumfang 26 der Spaltbuchse 10 größer ist, als das Radialspiel der Kolbenstange 8 in der Durchgangsausnehmung 14.

[0024] Figur 2 zeigt einen vergrößerten Ausschnitt der Figur 1. Die Spaltbuchse 10 bildet durch ihre passgenaue Anlage mit der Kolbenstange 8 eine Spaltdichtung 24. Am Innenumfang sind in der Spaltbuchse 10 über deren gesamte Länge mehrere umlaufende und axial beabstandete Nuten eingebracht, um einen Druckausgleich über den Innenumfang zu gewährleisten. Am Außenumfang 26 der Spaltbuchse 10 verbleibt auch bei maximaler Lageabweichung der Kolbenstange 8 von der Längsachse 16 stets ein gewisser Abstand zum Zylindergehäuse 1 des Hydraulikzylinders. Da die Spaltbuchse 10 auch mit etwas Axialspiel zwischen dem Radialbund 4 des Zylinderkopfs 2 und eine radiale Stufe 28 des Zylindergehäuses 1 aufgenommen ist, verbleibt auch ein Spalt 30 zwischen einer ersten Stirnseite 38 der Spaltbuchse 10 und der Stufe 28. Somit dringt im Betrieb des erfindungsgemäßen Hydraulikzylinders stets unter Arbeitsdruck p stehendes Druckmittel aus der Druckkammer 6 über den Spalt 30 in den Ringspalt am Außenumfang 26 der Spaltbuchse 10 ein. Dieser Effekt ist in seiner axialen Ausdehnung begrenzt durch eine Kolbendichtung 32, die zusammen mit einem O-Ring 34 in eine Nut am Außenumfang 26 der Spaltbuchse 10 eingesetzt ist. Der O-Ring 34 spannt die Kolbendichtung 32 radial nach außen gegen das Zylindergehäuse 1 des erfindungsgemäßen Hydraulikzylinders vor. Dabei sind deren Elastizitäten derart ausgelegt, dass die Kolbendichtung 32 auch dann in Anlage mit dem Zylindergehäuse 1 bleibt, wenn die Kolbenstange 8 maximal exzentrisch beziehungsweise gekippt gegenüber der Längsachse 16 (vgl. Figur 1) ist. Somit kann am Außenumfang 26 der Spaltbuchse 10 der Arbeitsdruck p über den axialen Abstand 36 stets auf die Spaltbuchse 10 einwirken, während der Arbeitsdruck p über die Spaltdichtung 24 auch am Innenumfang der Spaltbuchse wirkt, allerdings von der ersten Stirnseite 38 über die gesamte Länge der Spaltbuchse 10 zu einer zweiten Stirnseite 40 abnehmend. Dadurch ergeben sich am Innenumfang der Spaltbuchse 10 im Idealfall linear abnehmende reduzierte Arbeitsdrücke p_1 .

[0025] Erfindungsgemäß ist die Dichtung der Spaltbuchse 10, die aus der Kolbendichtung 32 und dem O-Ring 34 besteht, am Außenumfang 26 der Spaltbuchse 10 an derjenigen Stelle angeordnet, an der sich der am Außenumfang 26 wirkende Arbeitsdruck p mit dem am Innenumfang wirkenden Arbeitsdrücken p_1 in ihren resultierenden Kräften kompensieren. Diese Stelle ist mit dem axialen Abstand 36 gekennzeichnet, der sich auf die erste Stirnseite 38 der Spaltbuchse 10 bezieht, die der Ringkanal 6 zugewandt ist.

[0026] Bei einem linearen Verlauf des reduzierten Drucks p_1 am Innenumfang der Spaltbuchse 10 kann der axiale Abstand 36 zum Beispiel der halben Länge der Spaltbuchse 10 entsprechen.

[0027] Abweichend vom gezeigten Ausführungsbeispiel kann in der Durchgangsausnehmung 14 ein Gleitlager eingesetzt oder eine Beschichtung zum Beispiel aus Kunststoff aufgebracht sein, um die Kolbenstange 8 besonders reibungsarm zu führen.

[0028] Offenbart ist ein Hydraulikzylinder mit einer Kolbenstange, die von einer ringförmigen Druckkammer umgeben ist, und die in einer Durchgangsausnehmung des Hydraulikzylinders geführt ist. Eine Spaltbuchse bildet über eine bestimmte axiale Länge und eine präzise Passung mit der Kolbenstange eine Spaltdichtung mit der Kolbenstange. Am Außenumfang der Spaltbuchse ist ein erster kreiszylindrischer Ringspalt gebildet, wodurch die Spaltbuchse mit Radialspiel in den Hydraulikzylinder eingesetzt ist. Der Ringspalt ist mit der Druckkammer fluidisch verbunden. Am Außenumfang der Spaltbuchse ist eine Dichtung angeordnet und hat einen axialen Abstand zu einer der Druckkammer zugewendeten ersten Stirnseite der Spaltbuchse. Dadurch kann der Arbeitsdruck der Druckkammer über einem sich von der Druckkammer bis zur Dichtung erstreckendem Abschnitt des Außenumfangs radial nach innen gerichtete Gegenkräfte auf die Spaltbuchse aufbringen, die den in der Spaltdichtung entstehenden radial nach außen gerichteten Kräften entgegenwirken. So wird die Spaltbuchse mechanisch entlastet.

Patentansprüche

1. Hydraulikzylinder mit einer Kolbenstange (8), die von einer ringförmigen Druckkammer (6) umgeben ist, mit einer Spaltbuchse (10), die eine Spaltdichtung (24) mit der Kolbenstange (8) bildet, und die an ihrem Außenumfang (26) Radialspiel hat, wodurch ein erster Ringspalt gebildet ist, der mit der Druckkammer (6) fluidisch verbunden ist, wobei an der Spaltbuchse (10) eine Dichtung angebracht ist, wobei die Dichtung am Außenumfang (26) der Spaltbuchse (10) angeordnet ist und einen axialen Abstand (36) zu einer der Druckkammer (6) zugewendeten ersten Stirnseite (38) der Spaltbuchse (10) hat, **dadurch gekennzeichnet, dass** der axiale Abstand (36) derart gewählt ist, dass die Spaltbuchse (10) in radialer Richtung druckkraftkompensiert ist, und wobei die Kolbenstange (8) in einer Durchgangsausnehmung (14) des Hydraulikzylinders geführt ist, an der sie sich abstützt.
2. Hydraulikzylinder nach Anspruch 1 **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen der Kolbenstange (8) und der Durchgangsausnehmung (14) ein zweiter Ringspalt gebildet ist, dessen radiales Maß kleiner ist, als das radiale Maß des ersten Ringspalts.
3. Hydraulikzylinder nach einem der vorhergehenden Ansprüche **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dichtung einen äußeren Dichtring (32) und einen in-

neren O-Ring (34) hat.

4. Hydraulikzylinder nach einem der vorhergehenden Ansprüche mit einem Zylinderkopf (2), der an einem Zylindergehäuse (1) des Hydraulikzylinders befestigt ist, und in dem die Durchgangsausnehmung (14) gebildet ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Spaltbuchse (10) mit einer zweiten Stirnseite (40) an dem Zylinderkopf (2) anliegt.
5. Hydraulikzylinder nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Spaltbuchse (10) zwischen dem Zylinderkopf (2) und einer radialen Stufe (28) oder einem radialen Vorsprung der Innenseite des Hydraulikzylinders aufgenommen ist.
6. Hydraulikzylinder nach einem der vorhergehenden Ansprüche **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Stirnseite (38) der Spaltbuchse (10) die Druckkammer (6) begrenzt.
7. Hydraulikzylinder nach Anspruch 5 oder 6 mit einem Arbeitsanschluss (12) der Druckkammer (6) **dadurch gekennzeichnet, dass** der Arbeitsanschluss (12) benachbart zur Stufe (28) oder zum Vorsprung in die Druckkammer (6) mündet.
8. Hydraulikzylinder nach einem der vorhergehenden Ansprüche **dadurch gekennzeichnet, dass** in der Durchgangsausnehmung (14) ein Gleitlager oder eine Beschichtung zur Führung der Pleuellstange (8) vorgesehen ist.

Claims

1. Hydraulic cylinder with a piston rod (8) which is surrounded by an annular pressure chamber (6), with a split bushing (10) which forms a split seal (24) with the piston rod (8) and which has radial play at its outer circumference (26), as a result of which a first annular gap is formed which is fluidically connected to the pressure chamber (6), wherein a seal is fitted on the split bushing (10), wherein the seal is arranged on the outer circumference (26) of the split bushing (10) and is at an axial distance (36) from a first end side (38) of the split bushing (10), the end side facing the pressure chamber (6), **characterized in that** the axial distance (36) is selected in such a manner that the split bushing (10) has compensation in the radial direction for a compressive force, and wherein the piston rod (8) is guided in a through-aperture (14) of the hydraulic cylinder, on which through-aperture said piston rod is supported.
2. Hydraulic cylinder according to Claim 1, **characterized in that** a second annular gap, the radial size of which is smaller than the radial size of the first an-

nular gap, is formed between the piston rod (8) and the through-aperture (14).

3. Hydraulic cylinder according to either of the preceding claims, **characterized in that** the seal has an outer sealing ring (32) and an inner O ring (34).
4. Hydraulic cylinder according to one of the preceding claims with a cylinder head (2) which is fastened to a cylinder housing (1) of the hydraulic cylinder and in which the through-aperture (14) is formed, **characterized in that** the split bushing (10) lies with a second end side (40) on the cylinder head (2).
5. Hydraulic cylinder according to Claim 4, **characterized in that** the split bushing (10) is accommodated between the cylinder head (2) and a radial step (28) or a radial projection of the inner side of the hydraulic cylinder.
6. Hydraulic cylinder according to one of the preceding claims, **characterized in that** the first end side (38) of the split bushing (10) delimits the pressure chamber (6).
7. Hydraulic cylinder according to Claim 5 or 6 with a working connection (12) of the pressure chamber (6), **characterized in that** the working connection (12) opens adjacent to the step (28) or to the projection into the pressure chamber (6).
8. Hydraulic cylinder according to one of the preceding claims, **characterized in that** a plain bearing or a coating for guiding the piston rod (8) is provided in the through-aperture (14).

Revendications

1. Vérin hydraulique avec une tige de piston (8) qui est entourée par une chambre de pression annulaire (6), avec une douille fendue (10) qui forme un joint d'étanchéité à fente (24) avec la tige de piston (8), et qui présente un jeu radial au niveau de sa périphérie extérieure (26), de sorte qu'une première fente annulaire soit formée, laquelle est en liaison fluide avec la chambre de pression (6), un joint d'étanchéité étant monté sur la douille fendue (10), le joint d'étanchéité étant disposé au niveau de la périphérie extérieure (26) de la douille fendue (10) et présentant un espacement axial (36) par rapport à un premier côté frontal (38) de la douille fendue (10) tourné vers la chambre de pression (6), **caractérisé en ce que** l'espacement axial (36) est choisi de telle sorte que la douille fendue (10) présente une compensation de la force de pression dans la direction radiale, et la tige de piston (8) étant guidée dans un évidement

de passage (14) du vérin hydraulique contre lequel elle s'appuie.

2. Vérin hydraulique selon la revendication 1, **caracté-
risé en ce qu'**entre la tige de piston (8) et l'évidement
de passage (14) est formée une deuxième fente an- 5
nulaire dont la dimension radiale est inférieure à la
dimension radiale de la première fente annulaire.
3. Vérin hydraulique selon l'une quelconque des reven- 10
dications précédentes, **caractérisé en ce que** le
joint d'étanchéité présente une bague d'étanchéité
extérieure (32) et un joint torique intérieur (34).
4. Vérin hydraulique selon l'une quelconque des reven- 15
dications précédentes, comprenant une culasse (2)
qui est fixée au niveau d'un boîtier de vérin (1) du
vérin hydraulique, et dans laquelle est formé l'évide-
ment de passage (14), **caractérisé en ce que** la 20
douille fendue (10) s'applique avec un deuxième cô-
té frontal (40) contre la culasse (2).
5. Vérin hydraulique selon la revendication 4, **caracté-
risé en ce que** la douille fendue (10) est reçue entre 25
la culasse (2) et un étage radial (28) ou une saillie
radiale du côté intérieur du vérin hydraulique.
6. Vérin hydraulique selon l'une quelconque des reven-
dications précédentes, **caractérisé en ce que** le 30
premier côté frontal (38) de la douille fendue (10)
délimite la chambre de pression (6).
7. Vérin hydraulique selon la revendication 5 ou 6, com-
prenant un raccord de travail (12) de la chambre de 35
pression (6), **caractérisé en ce que** le raccord de
travail (12) débouche dans la chambre de pression
(6) à côté de l'étage (28) ou de la saillie.
8. Vérin hydraulique selon l'une quelconque des reven-
dications précédentes, **caractérisé en ce qu'**un pa- 40
lier lisse ou un revêtement est prévu dans l'évide-
ment de passage (14) pour le guidage de la tige de
piston (8).

45

50

55

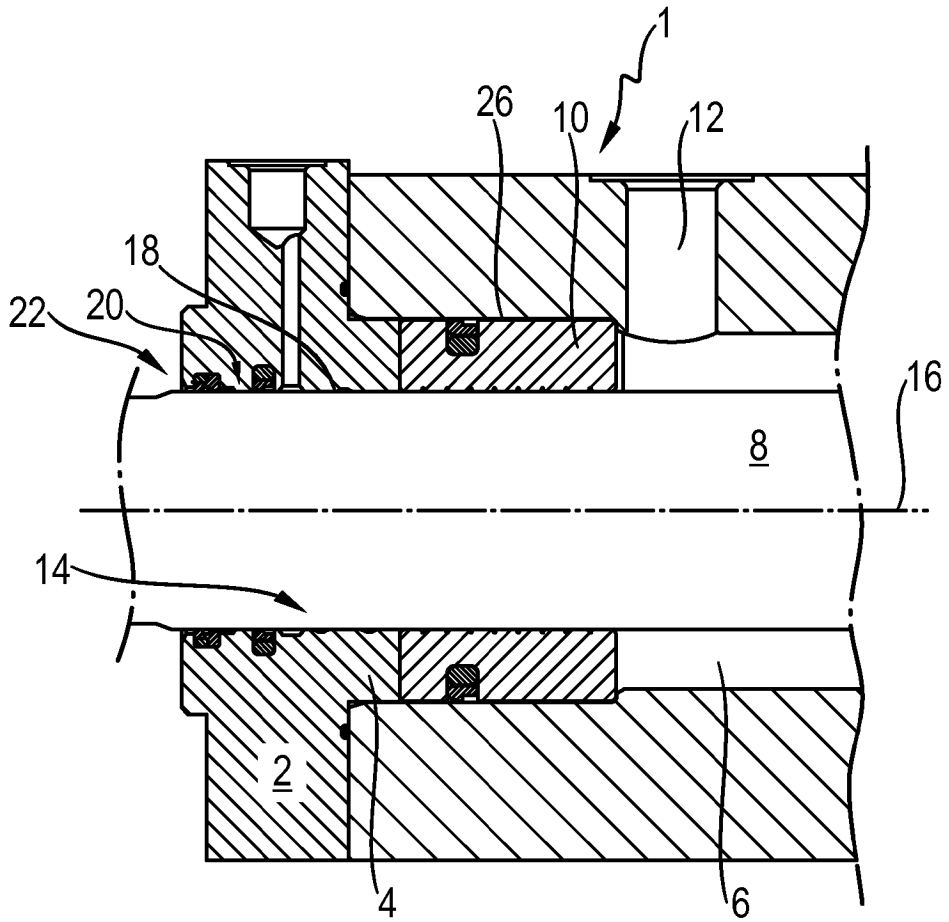


Fig. 1

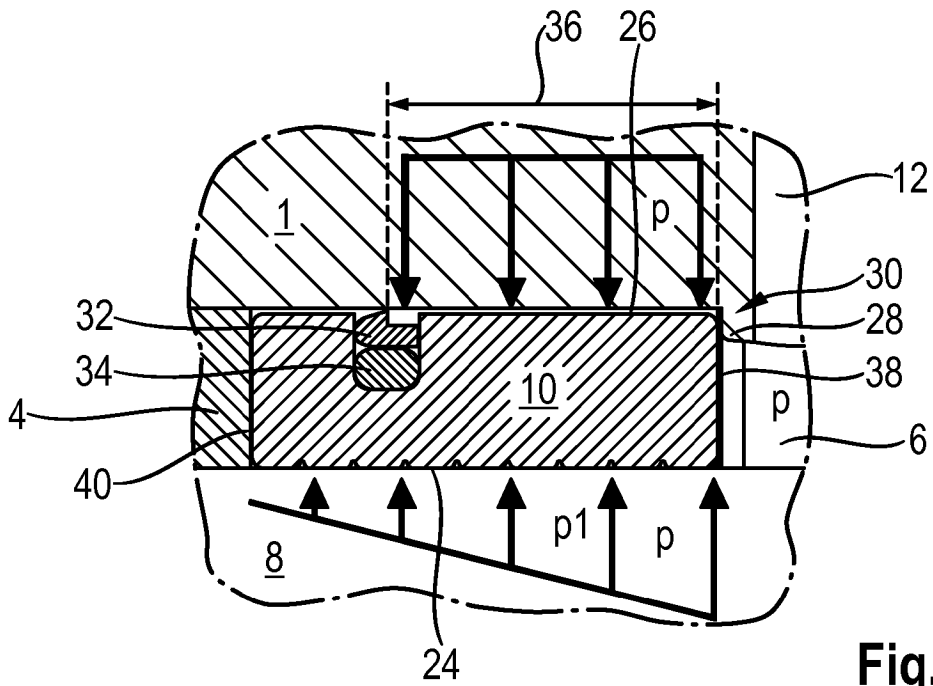


Fig. 2

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 102010033869 A1 **[0004]**
- EP 1110017 B1 **[0005]**