

(19)



(11)

EP 2 386 731 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
20.07.2016 Patentblatt 2016/29

(51) Int Cl.:
F01L 1/344 ^(2006.01) **F16K 27/02** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **11159294.5**

(22) Anmeldetag: **22.03.2011**

(54) **Hydraulikventil**

Hydraulic valve

Soupape hydraulique

(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**

(30) Priorität: **03.05.2010 DE 102010019005**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
16.11.2011 Patentblatt 2011/46

(73) Patentinhaber: **Hilite Germany GmbH
97828 Marktheidenfeld (DE)**

(72) Erfinder:
• **Hohmann, Marc
97828 Marktheidenfeld (DE)**

- **Schulze, Dietmar
35394 Gießen (DE)**
- **Selke, André
06618 Naumburg (DE)**
- **Gautier, Patrick
70619 Stuttgart (DE)**
- **Todt, Markus
72622 Nürtingen (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A2- 1 291 563 EP-A2- 2 136 041
WO-A2-2008/067935 DE-A1-102005 041 393
DE-B4-102006 012 775 US-A- 5 657 725
US-B1- 6 505 585**

EP 2 386 731 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 gemäß dem Patentanspruch 1 einen Schwenkmotorversteller mit einem Hydraulikventil.

[0002] Aus der WO 2008/067935 A2 ist bereits ein Schwenkmotornockenwellenversteller mit einem Hydraulikventil bekannt. Das Hydraulikventil weist eine Buchse und einen innerhalb dieser mittels eines Stellgliedes gegen die Kraft einer Schraubendruckfeder axial verschiebbaren Hohlkolben mit einem Kolbenboden auf. An diesem Kolbenboden liegt das Stellglied an. Innerhalb des Hohlkolbens ist eine buchsenfeste Hülse relativ zu diesem verschiebbar angeordnet. Die Wand der Hülse weist einen Durchbruch auf. Der Durchbruch führt zu einer Öffnung des Hohlkolbens. Diese Öffnung kann einen innerhalb der Hülse anliegenden Versorgungsdruck P alternativ zu zwei Druckkammern des Schwenkmotornockenwellenverstellers führen. Die Hülse weist einen den Innenraum des Hohlkolbens verschließenden Hülsenboden auf. Die Hülse ist an deren vom Stellglied abgewandtem Ende fest mit der Buchse verbunden.

[0003] Aus der DE 10 2004 038 252 A1 ist ebenfalls ein Hydraulikventil für einen Schwenkmotornockenwellenversteller bekannt. Das Hydraulikventil weist eine Buchse und einen innerhalb dieser mittels eines Stellgliedes gegen die Kraft einer Schraubendruckfeder axial verschiebbaren Hohlkolben auf. Innerhalb des Hohlkolbens ist eine Hülse vorgesehen. Mittels des Hydraulikventils kann ein Versorgungsdruck P alternativ zu zwei Verbraucheranschlüssen A, B bzw. zwei Druckkammern des Schwenkmotornockenwellenverstellers geführt werden. Es sind zwei Tankanschlüsse T1, T2 vorgesehen. Die Reihenfolge der radialen Anschlüsse ist P-T1-B-A. Darauf folgt der zweite Tankanschluss T2 als axial stirnseitiger Anschluss.

[0004] Aus der DE 10 2005 013 085 B3 ist ein als Cartidgeventil ausgeführtes Hydraulikventil bekannt. Dieses Hydraulikventil weist axial versetzt zueinander drei Anschlüsse B, P, A auf, welche sich als Öffnungen in einer Buchse des Hydraulikventils darstellen. Innerhalb dieser Buchse ist ein bandförmiges Rückschlagventil eingesetzt.

[0005] Aufgabe der Erfindung ist es, einen kostengünstigen und kleinen Schwenkmotornockenwellenversteller mit einer hohen Regelgüte zu schaffen.

[0006] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den Merkmalen von Patentanspruch 1 gelöst.

[0007] Gemäß der Erfindung ist innerhalb des Hohlkolbens des Hydraulikventils eine Hülse relativ verschiebbar angeordnet. Diese Hülse kann jedoch gegenüber einer Buchse, innerhalb derer der Hohlkolben verschiebbar ist, ihre Position beibehalten. Dabei ist ein begrenztes Axialspiel und Radialspiel vorgesehen sein, das ein Verklemmen der gegeneinander beweglichen Teile verhindert bzw. Toleranzen ausgleicht.

[0008] Über ein radiales bzw. axiales Spiel werden somit fertigungsbedingte Toleranzen ausgleichen, so dass

es nicht zum Verklemmen des Hohlkolbens kommen kann.

[0009] Die Hülse weist einen den Innenraum des Hohlkolbens verschließenden Hülsenboden auf. Dieser Hülsenboden ist somit fest gegenüber der Buchse abgestützt, so dass die sich aus dem Druck vom Versorgungsanschluss P ergebenden Kräfte über den Hülsenboden und die Hülse an der Buchse abgestützt sind. Damit wirken diese Kräfte nicht auf den Kolbenboden des Hohlkolbens, welcher der Abstützung für ein Stellglied dient. Da somit der Hohlkolben frei von Axialkräften aus dem Versorgungsdruck ist, ist die Axialstellung des Hohlkolbens vom Stellglied regelbar, ohne dass der Versorgungsdruck berücksichtigt werden muss. Dies ist von besonderem Vorteil, da der Versorgungsdruck je nach Art seiner Bereitstellung schwanken kann. Da üblicherweise eine vom Verbrennungsmotor mechanisch angetriebene Ölpumpe verwendet wird, schwankt der Versorgungsdruck je nach Motordrehzahl und Temperatur bzw. Viskosität des Öls. Auch weitere Verbraucher können eine Rolle spielen.

[0010] Die erfindungsgemäß erreichbare besonders hohe Regelgüte bietet einen besonderen Vorteil, wenn sie mit einem hydraulischen Aufbau kombiniert wird, der die Nockenwellenwechsellmomente zur Unterstützung der Winkerverstellung mittels des Schwenkmotornockenwellenverstellers nutzt. Diese Nutzung stellt nämlich höhere Anforderungen an die Regelung des Hydraulikventils, da diese Nockenwellenwechsellmomente ungleichförmig und schnell wechselnd wirksam sind. Eine solche Funktion zur Nutzung der Nockenwellenwechsellmomente ist aus der DE 10 2006 012 733 B4 und der DE 10 2006 012 775 B4 bereits bekannt. Das erfindungsgemäße Hydraulikventil kann demgemäß derart ausgestaltet sein, dass es in besonders vorteilhafter Weise ermöglicht, Druckschwankungen in den dem ersten Arbeitsanschluss B zugeordneten Druckkammern des Schwenkmotornockenwellenverstellers zu nutzen, um die der entgegen gerichteten Drehrichtung zugeordneten Druckkammern mit ausreichend fluidischen Volumenstrom zu versorgen. Diese Druckschwankungen resultieren aus den Nockenwellenwechsellmomenten, die sich an der Nockenwelle in Reaktion auf die Gaswechselventilkräfte einstellen. Je geringer die Anzahl der Brennräume pro Nockenwelle, desto stärker sind die Nockenwellenwechsellmomente, so dass die Vorteile der Nutzung der Nockenwellenwechsellmomente im besonderen Maße bei Verbrennungsmotoren mit wenigen - beispielsweise drei - Zylindern zum Tragen kommen. Ferner sind Einflussparameter noch die Stärke der Gaswechselventilfedern und die Nockenwellendrehzahl.

[0011] Die Phasenverstellung der Nockenwelle kann somit schnell erfolgen. Überdies ist es infolge der Nutzung von Nockenwellenwechsellmomenten in vorteilhafter Weise möglich, eine Verstellung mit einem relativ geringen Öldruck zu ermöglichen. Eine damit mögliche geringe Dimensionierung der Ölpumpe verbessert den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors. Der eingesparte

Volumenstrom an Hydraulikfluid steht anderen Verbrauchern, wie beispielsweise einer hydraulischen Ventilhubverstellung zur Verfügung.

[0012] Die Nutzung der Nockenwellenwechsellmomente kann für beide Drehrichtungen oder aber nur für die eine Drehrichtung erfolgen. In dem Fall der Nutzung der Nockenwellenwechsellmomente nur in der einen Drehrichtung kann eine Spiralfeder gemäß DE 10 2006 036 052 A1 verwendet werden, die dann die zusätzlichen Verstellkräfte in der einen Drehrichtung kompensiert.

[0013] Die Nutzung der Nockenwellenwechsellmomente erfolgt dabei mittels eines Rückschlagventils, das insbesondere bandförmig ausgeführt sein kann.

[0014] Das Hydraulikventil kann dabei in einer besonders bevorzugten Ausführungsform als Zentralventil ausgeführt sein, wobei der Versorgungsdruck über die Nockenwelle zugeführt wird. Ein solches Zentralventil hat Bauraumvorteile. Das Gegenteil von einem Zentralventil sind die externen Hydraulikventile zur Betätigung des Schwenkmotornockenwellenverstellers. Beim externen Hydraulikventil verlaufen die Hydraulikkanäle zur Nockenwellenverstellung vom Schwenkmotornockenwellenversteller zu einem gesonderten Steuertriebsdeckel mit dem dort eingeschraubten Hydraulikventil oder aber zum Zylinderkopf mit dem dort eingeschraubten Hydraulikventil. Das ebenfalls hydraulische Zentralventil ist hingegen radial innerhalb der Rotornabe des Schwenkmotornockenwellenverstellers angeordnet. Beim Zentralventil kommt das in der eingangs genannten DE 10 2006 012 733 B4 und die DE 10 2006 012 775 B4 aufgeführte Verfahren zur schnelleren Verstellung des Schwenkmotornockenwellenverstellers besonders zum Tragen, da das Hydraulikfluid von den der einen Drehrichtung zugeordneten Kammern in die der anderen Drehrichtung zugeordneten Kammern einen kurzen Weg hat. Würde das Hydraulikfluid hingegen einen langen Weg von der Rotornabe zu einem externen Hydraulikventil haben, so würden die Leitungsverluste den Vorteil mit zunehmender Leitungslänge aufzehren. Allerdings gehen mit der direkten Einwirkung der Nockenwellenwechsellmomente über ein Zentralventil anstelle über eine Dämpfungsstrecke die regelungstechnischen Herausforderungen einher, welche dem druckausgeglichenen Hohlkolben gemäß der Erfindung einen besonderen Vorteil verschaffen.

[0015] Die Buchse eines Zentralventils kann in besonders vorteilhafter Weise mit einem Gewinde zur Verschraubung des Rotors mit der Nockenwelle ausgeführt sein, so dass sich eine sogenannte Zentralschraube bildet.

[0016] Der Versorgungsdruck muss aber nicht axial stirnseitig in die Buchse eingeführt werden. Es ist auch möglich, den Versorgungsanschluss radial vorzusehen, so dass der Versorgungsdruck auch radial in das Hydraulikventil hinein erfolgt. Die Zuführung des Versorgungsdruckes muss aber nicht stirnseitig in die Hülse erfolgen. Es ist auch möglich, den Druck über eine Querbohrung in die Buchse einzuleiten, die dann in den In-

nenraum der Hülse führt. Dabei kann die Zuführung in die Hülse in deren stirnseitige Öffnung oder aber in einen Öffnung in der besagten Wand der Hülse erfolgen.

[0017] Die Hülse muss erfindungsgemäß fest gegenüber der Buchse sein. Das bedeutet, dass die Hülse fest gegenüber der Buchse abgestützt ist. Dabei erfolgt die Abstützung der Druckentlastungshülse vorzugsweise nur in axialer Richtung. Hingegen weist die Hülse in einer vorteilhaften Ausgestaltung ein radiales Spiel auf, damit die Gängigkeit des Hydraulikkolbens gewährleistet ist. Um trotz eines großen Radialspiels zwischen der Buchse und der Hülse eine Dichtheit zu gewährleisten, die es verhindert, dass Hydraulikfluid vom Versorgungsanschluss an der Buchse außen vorbei gelangen kann, ist in besonders vorteilhafter Weise im Bereich dieses Radialspiels ein Dichtring vorgesehen, der das Radialspiel kompensiert.

[0018] Wenn der Versorgungsdruck im normalen Betrieb des Hydraulikventils ständig am Hülsenboden anliegt, dann kann auch eine Abstützung ausschließlich in diese Richtung ausreichen, da eine Verschiebung der Hülse in der vom Stellglied hinfert weisenden Richtung dann vom Versorgungsdruck verhindert wird. Dies gilt umso mehr, wenn die Hülse in der Buchse mit einer Passung aufgenommen ist, so dass auch noch Reibkräfte zwischen der Hülse und der Buchse wirken. Diese Reibkräfte sind demzufolge mittels entsprechender Materialpaarungen, Toleranzen, Bauteiloberflächen und konstruktiver Maßnahmen gering zu halten.

[0019] Der Hohlkolben ist in besonders vorteilhafter Weise komplett druckausgeglichen. Es ist jedoch auch möglich, den Hohlkolben mit geringfügig variierenden Außendurchmessern auszuführen. In diesem Fall leider zwar die Regelbarkeit ein wenig. Im Gegenzug vereinfacht sich die Montage, da der Hohlkolben vorzugsweise derart ausgestaltet ist, dass sein zunächst einzuführender Bereich einen kleineren Durchmesser aufweist, als sein daraufhin einzuführender Bereich. Die Wahrscheinlichkeit der Beschädigung der Funktionsflächen/Dichtflächen bei der Montage wird insbesondere bei manueller Montage verringert.

[0020] Weitere Vorteile der Erfindung gehen aus den weiteren Patentansprüchen, der Beschreibung und der Zeichnung vor.

[0021] Die Erfindung ist nachfolgend anhand von zwei Ausführungsbeispielen näher erläutert.

[0022] Dabei zeigen

Fig. 1 einen Schwenkmotornockenwellenversteller in einer geschnittenen Ansicht, Fig. 2 in einer ersten Ventilstellung in einem Halbschnitt ein Hydraulikventil zur Verstellung eines Schwenkmotornockenwellenverstellers gemäß Fig. 1,

Fig. 3 das Hydraulikventil aus Fig. 2 in einer zweiten Ventilstellung zur Verstellung in die andere Drehrichtung,

Fig. 4 das Hydraulikventil aus Fig. 2 und Fig. 3 in einer Sperr-Mittelstellung und

Fig. 5 in einer weiteren Ausführungsform ein Hydraulikventil zur Verstellung eines Schwenkmotornockenwellenverstellers gemäß Fig. 1.

[0023] Mit einem Schwenkmotornockenwellenversteller 14 gemäß Fig. 1 wird während des Betriebes eines Verbrennungsmotors die Winkellage an der Nockenwelle verändert. Durch Verdrehen der Nockenwelle werden die Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Gaswechselventile so verschoben, dass der Verbrennungsmotor bei der jeweiligen Drehzahl seine optimale Leistung bringt. Der Schwenkmotornockenwellenversteller 14 ermöglicht dabei eine stufenlose Verstellung der Nockenwelle relativ zur Kurbelwelle. Der Schwenkmotornockenwellenversteller 14 weist einen zylindrischen Stator 1 auf, der drehfest mit einem Antriebsrad 2 verbunden ist. Im Ausführungsbeispiel ist das Antriebsrad 2 ein Kettenrad, über das eine nicht näher dargestellte Kette geführt ist. Das Antriebsrad 2 kann aber auch ein Zahnriemenrad sein, über das eine Antriebsriemen als Antriebselement geführt ist. Über dieses Antriebselement und das Antriebsrad 2 ist der Stator 1 mit der Kurbelwelle antriebsverbunden.

[0024] Der Stator 1 umfasst einen zylindrischen Statorgrundkörper 3, an dessen Innenseite radial nach innen in gleichen Abständen Stege 4 abstehen. Zwischen benachbarten Stegen 4 werden Zwischenräume 5 gebildet, in die, über ein in Fig. 2 näher dargestelltes Hydraulikventil 12 gesteuert, Druckmedium eingebracht wird. Zwischen benachbarten Stegen 4 ragen Flügel 6, die radial nach außen von einer zylindrischen Rotornabe 7 eines Rotors 8 abstehen. Diese Flügel 6 unterteilen die Zwischenräume 5 zwischen den Stegen 4 jeweils in zwei Druckkammern 9 und 10.

[0025] Die Stege 4 liegen mit ihren Stirnseiten dichtend an der Außenmantelfläche der Rotornabe 7 an. Die Flügel 6 ihrerseits liegen mit ihren Stirnseiten dichtend an der zylindrischen Innenwand des Statorgrundkörpers 3 an.

[0026] Der Rotor 8 ist drehfest mit der nicht näher dargestellten Nockenwelle verbunden. Um die Winkellage zwischen der Nockenwelle und der Kurbelwelle zu verändern, wird der Rotor 8 relativ zum Stator 1 gedreht. Hierzu wird je nach gewünschter Drehrichtung das Druckmedium in den Druckkammern 9 oder 10 unter Druck gesetzt, während die jeweils anderen Druckkammern 10 oder 9 zum Tank hin entlastet werden. Um den Rotor 8 gegenüber dem Stator 1 entgegen dem Uhrzeigersinn in die dargestellte Stellung zu verschwenken, werden vom Hydraulikventil 12 radiale Nabenbohrungen 11 in der Rotornabe 7 unter Druck gesetzt. Um den Rotor 8 hingegen im Uhrzeigersinn zu verschwenken, werden vom Hydraulikventil 12 weitere radiale Nabenbohrungen 13 in der Rotornabe 7 unter Druck gesetzt. Diese weiteren radialen Nabenbohrungen 13 sind axial und um-

fangsmäßig versetzt zu den erstgenannten Nabenbohrungen 11 angeordnet. Das Hydraulikventil 12 ist als sogenanntes Zentralventil in die Rotornabe 7 eingesteckt und mit der dahinter liegenden Nockenwelle verschraubt.

[0027] Der Rotor 8 ist in zeichnerisch nicht dargestellter Weise mittels einer als Kompensationsfeder wirkenden Spiralfeder gegen den Stator 1 drehelastisch vorgespannt.

[0028] Fig. 2 zeigt dabei das Hydraulikventil 12. Dieses weist eine schraubenförmige Buchse 52 mit einem axialen Versorgungsanschluss P auf, von dem aus der von einer nicht näher dargestellten Ölpumpe kommende Hydraulikdruck wechselweise auf einen ersten Arbeitsanschluss A oder einen zweiten Arbeitsanschluss B leitbar ist. Diese beiden Arbeitsanschlüsse A, B führen dabei in Ringnuten 31, 32 in der Rotornabe 7. Der erste Arbeitsanschluss A führt dabei über die diesem zugeordnete erste Ringnut 31 in die besagten radialen Nabenbohrungen 11. Hingegen führt der zweite Arbeitsanschluss B über die diesem zugeordnete 32 Ringnut in die weiteren Nabenbohrungen 13.

[0029] In die dem ersten Arbeitsanschluss A zugeordnete erste Ringnut führt noch ein der Nutzung von Nockenwellenwechsellmomenten zugeordneter Anschluss A1, der von einer Querbohrung 21 in der Buchse 52 gebildet wird.

[0030] Zudem weist die Buchse 52 noch zwei radiale Tankanschlüsse T1, T2 und einen axialen Tankanschluss T3 auf. Die ersten beiden radialen Tankanschlüsse T1, T2 sind axial benachbart zueinander neben den beiden Arbeitsanschlüssen A, B angeordnet. Dabei ist die Reihenfolge der radialen Anschlüsse vom Verbrennungsmotor zu einem Stellglied 43 aufeinanderfolgend T1-T2-A-A1-B. Der axiale bzw. dritte Tankanschluss T3 führt hingegen an einem Schraubenkopf 49 der schraubenförmig ausgeführten Buchse 52 aus dem Hydraulikventil 12 heraus.

[0031] Der erste radiale Tankanschluss T1 dient dabei nicht der Abfuhr von Öl aus den jeweils zu entlastenden Druckkammern 9 bzw. 10. Stattdessen dient dieser erste Tankanschluss T1 als Volumenausgleich bzw. zur Entlüftung.

[0032] Die Buchse 52 endet motorseitig mit einem Außengewinde 53, welches in ein Innengewinde der nicht näher dargestellten Nockenwelle eingeschraubt ist und den Rotor 8 gegen die Nockenwelle reibschlüssig drehfest verspannt. Dazu liegt die Rotornabe 7 einerseits über eine dünne Reibscheibe an dem stirnseitigen Ende der Nockenwelle und andererseits an dem Schraubenkopf 49 der Buchse 52 an. Eine solche Reibscheibe - jedoch mit Ölführungen - ist beispielsweise Gegenstand der DE 10 2009 050 779.5.

[0033] Innerhalb der Buchse 52 ist ein Hohlkolben 54 verschiebbar. Dazu liegt ein nur in Fig. 2 ansatzweise dargestellter Stößel 48 eines elektromagnetischen linearen Stellglieds 43 an einem Kolbenboden 51 des Hohlkolbens 54 an. In dem dargestellten stromlosen Zustand des Stellglieds wird der von einem axialen Versor-

gungsanschluss P kommende hydraulische Druck auf einen zweiten Arbeitsanschluss B geführt. Von diesem zweiten Arbeitsanschluss B werden die in Fig. 1 gezeigten Druckkammern 9 über die Nabenbohrungen 13 mit Hydraulikdruck beaufschlagt. Das damit zwangsläufig aus den entgegen gerichteten Druckkammern 10 über die Nabenbohrungen 11 auf den ersten Arbeitsanschluss A geführte Hydraulikfluid ist vom Hydraulikventil 12 auf den zweiten Tankanschluss T2 ableitbar.

[0034] Der von einer Ölpumpe des Verbrennungsmotors beispielsweise über die Nockenwelle kommende Versorgungsanschluss P ist axial. Eine topfförmig geschlossene Hülse 55 ist in den in Form eines Sackloches 56 ausgehöhlten Hohlkolben 54 eingesetzt. Deren Hülseboden 50 verhindert, dass ein Druck des Versorgungsanschlusses P auf den Sacklochgrund 57 wirkt und damit den Hohlkolben 54 zusätzlich zu einer Schraubendruckfeder 58 mit einer Kraft beaufschlagt. Damit muss das den Stößel 48 ausrückende elektromagnetische linear wirksame Stellglied 43 nicht eine Kraft gegen den variierenden Druck des Versorgungsanschlusses P aufbringen. Die Ansteuerung bzw. Regelgüte des Zentralventils ist damit sehr gut. Der Hülseboden 50 ist dazu über eine Wand 23 der Hülse 55 an der Buchse 52 abgestützt. Demzufolge ist die gesamte Hülse 55 buchsenfest. Die Hülse 55 weist auf deren von dem Stößel 48 abgewandter Seite einen radial nach außen kragenden Bund 25 auf, der auf seiner der Stößel 48 zugewandter Seite 26 an einem Absatz 24 der Buchse 52 anliegt. Auf der anderen Seite 27 der Buchse 52 liegt ein Axialsicherungsring 29 an, der in eine Innenringnut der Buchse 52 eingesetzt ist. Damit ist die Hülse 55 in beiden Richtungen gegen eine axiale Verschiebung entlang einer Zentralachse 22 gesichert.

[0035] Die Hülse 55 ist mit länglichen Schlitzfenstern 59 versehen, die so lang sind, dass sie in sämtlichen axialen Stellungen des gegenüber der axialfesten Hülse 55 verschiebbaren Hohlkolbens 54 einen Zufluss zu Querböhrungen 60 im Hohlkolben 54 ermöglichen. Radial außerhalb dieser Querböhrungen 60 ist ein bandförmiges Rückschlagventil 61 vorgesehen, das radial auf dem Hohlkolben 54 anliegt und dabei die Querböhrungen 60 verdeckt. Dieses radial außen anliegende Rückschlagventil 61 hat dabei die Funktion eines Pumpenrückschlagventils. Damit kann ein hydraulischer Druck vom axialen Versorgungsanschluss P durch die Schlitzfenster 59 und das Rückschlagventil 61 in einen Ringraum 62 radial außerhalb des Rückschlagventils 61 gelangen. Hingegen wird ein Rückfluss aus diesem Ringraum

[0036] 62 zum Versorgungsanschluss P verhindert, indem ein Innendruck, der über dem Druck am Versorgungsanschluss P liegt, vom Rückschlagventil 61 gesperrt wird.

[0037] In der in Fig. 2 dargestellten ersten Ventilstellung des Hohlkolbens 54 gegenüber der Buchse 52 wird somit Hydraulikfluid von der Ölpumpe über den Versorgungsanschluss P und das Rückschlagventil 61 zum zweiten Arbeitsanschluss B gefördert. Dabei werden die

Druckkammern 9 über die Nabenbohrungen 13 aufgedrückt, so dass der Rotor 8 gegenüber dem Stator 1 in die eine Drehrichtung verschwenkt. Die sich dabei zwangsläufig verkleinernden Druckkammern 10 drücken das Hydraulikfluid über den Nabenbohrungen 11 zum ersten Arbeitsanschluss A. Von dort gelangt das Hydraulikfluid über eine Ringnut 16 am Hohlkolben 54 zum Tankanschluss T2. Der von der Ölpumpe im Ringraum 62 eingebrachte Druck wird von dem als Pumpenrückschlagventil arbeitenden Rückschlagventil 61 und einem weiteren Rückschlagventil 33 eingesperrt, so dass dieser Druck nur über einen Spalt 38 in die Druckkammern 9 hinein entlastet werden kann. Dieser Druck im Ringraum 62 verhindert gemeinsam mit dem weiteren Rückschlagventil 33 das Eindringen von Hydraulikfluid aus der Querböhrung 21, welche über den Anschluss A1 mit den Druckkammern 10 in Verbindung steht. Das Hydraulikfluid aus den Druckkammern 10 wird demzufolge abschließend über den ersten Arbeitsanschluss A zum zweiten Tankanschluss T2 geführt, solange der Innendruck in den Druckkammern 10 bzw. der Querböhrung 21 nicht über den Druck im Ringraum 62 ansteigt.

[0038] Sobald die Nockenwelle infolge von deren Wechsellagern bestrebt ist, in die zu verstellende Richtung zu drehen, erhöht sich der Druck in den Druckkammern 10 und der Querböhrung 21 schlagartig und stark. Sobald dieser Druck so weit über dem Druck im Ringraum 62 erhöht ist, dass Verluste an dem ersten Arbeitsanschluss A und dem vorgespannten weiteren Rückschlagventil 33 überwunden sind, stellt der Ringraum 62 über den zweiten Arbeitsanschluss B den Hydraulikfluid "saugenden" Druckräumen 9 ausreichend Volumenstrom für eine schnelle Verstellung zur Verfügung, wie es die Ölpumpe alleine nicht bereitzustellen vermag. Dieser Zusammenhang ist auch in der DE 10 2006 012 775 A1 näher erläutert.

[0039] Die besagte Ringnut 16 am Hohlkolben 54 wird beiderseits von jeweils einem Führungssteg 36 bzw. 30 begrenzt. Der zweite Führungssteg 30 bildet gemeinsam mit einem weiteren Führungssteg 28 eine weitere Ringnut 47, welche die radial innere Begrenzung des Ringraumes 62 bildet. Damit weist der Hohlkolben 54 in der vom Verbrennungsmotor auf das lineare Stellglied 43 weisenden Richtung drei axial aufeinander folgende Führungsstege 36, 30, 28 auf, mit denen der Hohlkolben 54 innerhalb der Buchse 52 geführt ist. Der erste Führungssteg 36 ist damit motorseitig vom mittigen bzw. zweiten Führungssteg 30 angeordnet. Hingegen ist der dritte Führungssteg 28 stellgliedseitig vom mittigen bzw. zweiten Führungssteg 30 angeordnet. Die vom Versorgungsanschluss P kommende Querböhrung 60 im Hohlkolben 54 ist axial zwischen dem zweiten Führungssteg 30 und dem dritten Führungssteg 28 angeordnet. Die Funktion der letztgenannten beiden Führungsstege 30, 28 ist folgende:

[0040] Wird das lineare Stellglied 43 maximal bestrahlt, so wird der Hohlkolben 54 gegen die Kraft der Schraubendruckfeder 58 in seine Endstellung verscho-

ben, die zudem die zweite Ventilstellung ist. Dabei schließt der dritte Führungssteg 28 den Spalt 38 und gibt entsprechen Fig. 3 einen Spalt 37 auf seiner dem linearen Stellglied 43 zugewandten Seitenfläche 39 frei. Mit diesem dann geöffneten Spalt 37 ist der zuvor durch einen Dichtspalt 41 verschlossene Zugang zum Ringraum 62 geschaffen. Somit kann der vom Versorgungsanschluss P kommende Versorgungsdruck zum ersten Arbeitsanschluss A geleitet werden. Der Rotor 8 schwenkt dabei in der entgegen gesetzten Drehrichtung. Der zweite Arbeitsanschluss B wird dabei gegen den dritten Tankanschluss T3 entlastet. Dazu gibt der dritte Führungssteg 28 an einer Querbohrung 35 des zweiten Arbeitsanschlusses B einen Spalt 34 frei. Von dort fließt das Hydraulikfluid außen entlang dem Hohlkolben 54 zum dritten Tankanschluss T3. Dabei ist der Hohlkolben 54 an diesem Ende mit einer Querbohrung 46 versehen, die mehrere Funktionen hat. Zum einen kann das bei axialer Verschiebung des Hohlkolbens 54 von dem Hülsenboden 50 verdrängte Volumen von Hydraulikfluid durch die Querbohrung 46 zum dritten Tankanschluss T3 abfließen. Zum anderen wirkt der geringfügige Druck des vom zweiten Arbeitsanschluss B zum dritten Tankanschluss T3 abfließenden Hydraulikfluids beidseitig des Kolbenbodens 51, so dass der Hohlkolben 54 auch diesbezüglich druckausgeglichen ist.

[0041] Eine Nutzung der Nockenwellenwechsellomente ist im Gegensatz zur Ventilstellung gemäß Fig. 2 nicht vorgesehen. Spitzendrücke infolge von Nockenwellenwechsellomenten werden unmittelbar vom zweiten Arbeitsanschluss B zum dritten Tankanschluss T3 geleitet.

[0042] Fig. 4 zeigt eine zwischen den beiden dargestellten extremen Ventilstellungen des Hohlkolbens 54 liegende Sperr-Mittelstellung. In dieser Sperr-Mittelstellung werden die beiden Arbeitsanschlüsse A, B von den beiden Führungsstegen 28, 30 verschlossen. Damit wird das Hydraulikfluid in den beiden Drehrichtungen zugeordneten Druckkammern 9, 10 eingesperrt. Allenfalls ein geringer Volumenstrom drängt sich aus dem Ringraum 62 an den Führungsstegen 28, 30 vorbei zu den beiden Arbeitsanschlüssen A, B und gleicht Leckageverluste aus und sorgt für ein gedämpftes Verschwenken des Rotors 8 entsprechend der DE 198 23 619 A1.

[0043] Das Hydraulikfluid fließt von den Tankanschlüssen T1, T2, T3 in den Steuertriebkasten. Insbesondere wenn dieser Steuertrieb mit einer Kette ausgeführt ist, schmirt das Hydraulikfluid zugleich den Steuertrieb. Es sind zudem nasse Riementriebe bekannt.

[0044] Am stellgliedseitigen Ende weist die Buchse 52 eine innenseitige Ringnut auf, in die ein Axialsicherungsring 40 gesetzt ist. Diese Axialsicherungsring 40 dient bei unbestromten Stellglied 43 als Axialanschlag für die Ventilstellung gemäß Fig. 2. In einer alternativen Ausgestaltung könnte sich das Rückschlagventil 61 auch vom zweiten Führungssteg 30 zum dritten Führungssteg 28 erstrecken, wobei dann eine weitere Axialsicherung 42 nicht vorgesehen ist.

[0045] Zwischen dem zweiten Führungssteg 30 und dem dritten Führungssteg 28 ist eine sich ringförmig vom Hohlkolben 54 radial nach außen erstreckende Axialsicherung 42 vorgesehen. Damit sichert diese Axialsicherung 42 einerseits und der dritte Führungssteg 28 andererseits die Rückschlagfeder 61 axial. Damit wird verhindert, dass die Rückschlagfeder 61 so weit verschoben werden kann, dass sie nicht mehr die Querbohrung 60 ausreichend abdeckt.

[0046] Die Ringnut 16 ist gegenüber einer auf den Versorgungsanschluss P weisenden Stirnseite 44 des Hohlkolbens 54 über einen Dichtspalt 45 abgedichtet. Das Hydraulikventil 12 würde zwar grundsätzlich auch ohne den Bereich des Hohlkolbens 54 funktionieren, der sich nach dem mittigen Führungssteg 30 bis zum ersten Führungssteg 36 erstreckt. In diesem Fall würde die Schraubendruckfeder 58 axial am Führungssteg 30 anliegen. Jedoch ermöglicht die in Fig. 2 bis Fig. 4 dargestellte Formgebung des Hohlkolbens 54 mit dem ersten Führungssteg 36 eine besonders hohe Regelgüte. So ist insbesondere in Fig. 2 ersichtlich, dass der vom ersten Arbeitsanschluss A zum zweiten Tankanschluss T2 fließende Hydraulikstrom auf die ersten beiden Führungsstege 36, 30 in den axial entgegen gesetzten Richtungen die gleiche Kraft aufbringt. D.h. der Hohlkolben 54 ist auch diesbezüglich druckausgeglichen. Ein Druck in der Ringnut 16 kann sich dabei aufbauen, da der zweite Tankanschluss T2 mit abnehmender Durchflussquerschnitt eine Drosselstelle bildet. Würde auf den ersten Führungssteg 36 verzichtet, so könnte der zu den ersten beiden Tankanschlüssen T1, T2 fließende stirnseitig des Hohlkolbens 54 anliegen und eine Kraft in die auf das Stellglied 43 weisende Richtung bewirken.

[0047] Die Schraubendruckfeder 58 ist in einem ringförmigen Raum 64 radial außerhalb der Hülse 55 angeordnet, welcher über eine Öffnung 63 in der Buchse 52 zu einem Tankanschluss T1 führt.

[0048] Fig. 5 zeigt ein Hydraulikventil 112 in einer weiteren Ausführungsform. Dabei ist kein zusätzlicher Anschluss zur besonderen Nutzung von Nockenwellenwechsellomenten vorgesehen. Der Hohlkolben 154 schlägt in der auf das Stellglied weisenden Richtung an einem gelochten Deckel 76 an, der an der Buchse 152 befestigt ist. Anstelle der aus Blech tiefgezogenen Hülse 55 der vorangegangenen Ausführungsform ist die Hülse 155 als Drehteil mit einer Längsbohrung 74 und einer Querbohrung 75 ausgeführt. Der Hohlkolben 154 ist nicht einteilig mit einem Kolbenboden 151 ausgeführt, sondern als Einsatz 65 axialfest in den durchgehend gebohrten Hohlkolben 154 eingepresst. Dieser Einsatz 65 ist außerhalb der Zentralachse 122 mit Bohrungen 146 durchbohrt, welche analog den Querbohrungen 46 der vorangegangenen Ausführungsform einen Raum 66 zwischen dem Kolbenboden 151 und dem Hülsenboden 150 zum zweiten Tankabfluss T2 hin entlastet. Diese Entlastung ist notwendig, da es infolge der Relativverschiebung zwischen dem Hohlkolben 154 und der Hülse 155 zur Volumenänderung des Raumes 66 kommt, die durch die

Bohrungen 146 mit Öl und/oder Luft ausgeglichen werden muss.

[0049] Die Hülse 155 weist an deren vom Stellglied abgewandten Ende 67 eine Ringnut 69 auf, in der ein als O-Ring ausgeführter Dichtring 68 aufgenommen ist. Der Außendurchmesser der Hülse 155 an diesem Ende 67 weist ein großes radiales Spiel zur zugehörigen Aufnahmebohrung 70 der Buchse 152 auf. Dieses große Spiel wird durch den Dichtring 68 ausgeglichen, so dass Öl trotz dieses Spiels keine hydraulische Leckageverbindung zwischen

- dem Versorgungsanschluss P und
- dem ersten Tankabfluss T1 bzw. sogar dem ersten Arbeitsanschluss A besteht. Das relativ große radiale Spiel ermöglicht dabei neben einem axialen Spiel, dass der Hohlkolben 154 im geringen Maße gekippt und parallel zur Zentralachse 122 versetzt werden kann. Damit werden fertigungsbedingte bzw. toleranzbedingte Koaxialitätsfehler zwischen der Hülse 155, dem Hohlkolben 154 und der Buchse 152 ausgeglichen, so dass es nicht zum Verklemmen des Hohlkolbens 154 kommen kann. Um das axiale Spiel zu ermöglichen - aber auch zu begrenzen - weist das Ende 67 der Hülse 155 analog dem Bund 25 der vorangegangenen Ausführungsform an den beiden voneinander hinfort weisenden Richtungen Anschläge 71, 72 auf. Der eine Anschlag 71 kann dabei an einem Absatz 124 der Buchse 152 zur Anlage kommen. Hingegen kann der andere Anschlag 72 an einer in die Buchse 152 fest eingesetzte Anschlaghülse 73 zur Anlage kommen.

[0050] Wie in dieser Ausführungsform kann auch in der vorangegangenen Ausführungsform ein Dichtring 68 zum Ausgleich von fertigungsbedingten Toleranzen Anwendung finden. Die Ringnut 69 zur Aufnahme des Dichtringes 68 kann sowohl in der Hülse 55 bzw. 155 als auch in der Buchse 52 bzw. 152 vorgesehen sein.

[0051] Die Rückschlagventile können mit oder ohne Überlappung ausgeführt sein. Aus der EP 1 703 184 B1 ist bereits eine Ausgestaltungsalternative eines bandförmigen Rückschlagventils bekannt. Anstelle der in dieser Europäischen Patentschrift beanspruchten unsymmetrischen Verteilung der vom Rückschlagventil zu verschließenden Durchgangsöffnungen ist es auch möglich, auf eine Überlappung zu verzichten und eine Verdrehsicherung am Rückschlagventil vorzusehen.

[0052] Bei den beschriebenen Ausführungsformen handelt es sich nur um beispielhafte Ausgestaltungen. Eine Kombination der beschriebenen Merkmale für unterschiedliche Ausführungsformen ist ebenfalls möglich. Weitere, insbesondere nicht beschriebene Merkmale der zur Erfindung gehörenden Vorrichtungsteile, sind den in den Zeichnungen dargestellten Geometrien der Vorrichtungsteile zu entnehmen.

Bezugszeichenliste

[0053]

5	1	Stator
	2	Antriebsrad
	3	Statorgrundkörper
	4	Stege
	5	Zwischenräume
10	6	Flügel
	7	Rotornabe
	8	Rotor
	9	Druckkammern
	10	Druckkammern
15	11	Nabenbohrungen
	12	Hydraulikventil
	13	Nabenbohrung
	14	Schwenkmotornockenwellenversteller
	15	Ringnut
20	16	Ringnut
	17	Ringnut
	18	Ringnut
	19	Querboreung
	20	Querboreung
25	21	Querboreung
	22	Zentralachse
	23	Wand
	24	Absatz
	25	Bund
30	26	Seite
	27	andere Seite
	28	dritter Führungssteg
	29	Axialsicherungsring
	30	zweiter Führungssteg
35	31	Ringnut
	32	Ringnut
	33	Rückschlagventil
	34	Spalt
	35	Querboreung
40	36	erster Führungssteg
	37	Spalt
	38	Spalt
	39	Seitenfläche
	40	Axialsicherungsring
45	41	Dichtspalt
	42	Axialsicherung
	43	Stellglied
	44	Stirnseite
	45	Dichtspalt
50	46	Querboreung
	47	Ringnut
	48	Stößel
	49	Schraubenkopf
	50	Hölsenboden
55	51	Kolbenboden
	52	Buchse
	53	Außengewinde
	54	Hohlkolben

55 Hülse
 56 Sackloch
 57 Sacklochgrund
 58 Schraubendruckfeder
 59 Schlitz
 60 Querbohrung
 61 Rückschlagventil
 62 Ringraum
 63 Öffnung
 64 Raum
 65 Einsatz
 66 Raum
 67 Ende
 68 Dichtring
 69 Ringnut
 70 Aufnahmebohrung
 71 Anschlag
 72 Anschlag
 73 Anschlaghülse
 74 Längsbohrung
 75 Querbohrung
 76 Deckel
 112 Hydraulikventil
 122 Zentralachse
 124 Absatz
 146 Bohrungen
 150 Hülsenboden
 151 Kolbenboden
 152 Buchse
 154 Hohlkolben
 155 Hülse
 T1 Tankabfluss
 T2 Tankabfluss

Patentansprüche

1. Schwenkmotornockenwellenversteller (14) mit einem Hydraulikventil (12), das eine Buchse (52) und einen innerhalb dieser mittels eines Stellgliedes (43) gegen die Kraft einer Schraubendruckfeder (58) axial verschiebbaren Hohlkolben (54) mit einem Kolbenboden (51) aufweist, an dem das Stellglied (43) anliegt, wobei innerhalb des Hohlkolbens (54) eine buchsenfeste Hülse (55) relativ zu diesem verschiebbar angeordnet ist, deren Wand einen Durchbruch (59) aufweist, der zu zumindest einer Öffnung (60) des Hohlkolbens (54) führt, die einen innerhalb der Hülse (55) anliegenden Versorgungsdruck (P) alternativ zu zwei Druckkammern (9, 10) des Schwenkmotornockenwellenverstellers (14) führen kann, wobei die Hülse (55) einen den Innenraum des Hohlkolbens (54) verschließenden Hülsenboden (50) aufweist, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Hülse (155) an deren vom Stellglied abgewandten Ende (67) gegenüber der Buchse (152) ein radiales Spiel aufweist, das mittels einer elastisch verformbaren Dichtung (68) überbrückt ist, so dass ein Spalt

zwischen der Hülse (155) und der Buchse (152) abgedichtet ist, wobei die Hülse (55, 155) gegenüber der Buchse (52, 152) eine begrenzte axiale Verschiebbarkeit aufweist

- 5 2. Schwenkmotornockenwellenversteller (14) nach Patentanspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Durchbrüche (59) in Richtung einer Zentralachse (22) des Hydraulikventils (12) so lang sind, dass die Öffnung (60) in den beiden Kolbenstellungen (Fig. 2, Fig. 3) zur Beaufschlagung der beiden Druckkammern (9, 10) in den Durchbruch (59) mündet.
- 10 3. Schwenkmotornockenwellenversteller (14) nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Öffnung (60) radial außen von einem bandförmig umlaufenden Rückschlagventil (61) verdeckt ist.
- 15 4. Schwenkmotornockenwellenversteller (14) nach Patentanspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Rückschlagventil (61) ein Pumpenrückschlagventil ist, welches den Rückfluss aus einem Ringraum (62) in den Versorgungsanschluss (P) sperrt, wenn der Druck im Ringraum (62) nahezu gleich dem Druck vom Versorgungsanschluss (P) ist, wobei dieses Rückschlagventil (61) axial mittels sich radial vom Hohlkolben (54) erstreckenden Stegen (42, 28) gesichert ist.
- 20 5. Schwenkmotornockenwellenversteller (14) nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Buchse (52) zur Verstellung der beiden Druckkammern (9, 10) axial zueinander beabstandet Arbeitsanschlüsse (A, B) aufweist, zwischen denen ein Anschluss (A1) zur Nutzung von Nockenwellenwechsellmomenten vorgesehen ist.
- 25 6. Schwenkmotornockenwellenversteller (14) nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Hohlkolben (54) zwei Führungsstege (30, 28) aufweist, zwischen denen die Öffnung (60) angeordnet ist, wobei von den beiden Führungsstegen (30, 28) der von der Öffnung (60) kommende Hydraulikdruck auf den einen Arbeitsanschluss (B bzw. A) leitbar ist, während der vom anderen Arbeitsanschluss (A bzw. B) kommende Hydraulikdruck von dem einen der beiden Führungsstege (30 bzw. 28) auf einen von zwei Tankanschlüssen (T2, T3) leitbar ist.
- 30 7. Schwenkmotornockenwellenversteller (14) nach Patentanspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der dem Versorgungsanschluss (P) näher stehende Arbeitsanschluss (A) über eine Ringnut (16) des Hohlkolbens (54) auf den Tankanschluss (T2) führbar ist, welche gegenüber einer auf den Versor-
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55

gungsanschluss (P) weisenden Stirnseite (44) des Hohlkolbens (54) über einen Dichtspalt (45) abgedichtet ist.

8. Schwenkmotornockenwellenversteller (14) nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schraubendruckfeder (58) in einem ringförmigen Raum (64) radial außerhalb der Hülse (55) angeordnet ist, welcher über eine Öffnung (63) in der Buchse (52) zu einem Tankanschluss (T1) führt.
9. Schwenkmotornockenwellenversteller (14) nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** innerhalb des Hohlkolbens (54) zwischen dem Hülsenboden (50) und dem Kolbenboden (51) ein Raum (66) gebildet ist, der mittels Ausnehmungen (Querbohrungen 46) gegenüber einem Tankanschluss (T2) entlastet ist.
10. Schwenkmotornockenwellenversteller (14) nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Hydraulikventil (12) ein Zentralventil ist.
11. Schwenkmotornockenwellenversteller (14) nach einem der Patentansprüche 1 bis 19, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Hydraulikventil (12) ein Cartridgeventil ist.

Claims

1. Pivoting-motor camshaft adjuster (14) having a hydraulic valve (12) which has a bush (52) and a hollow piston (54) which can be displaced axially within said bush (52) by means of an actuator (43) counter to the force of a helical compression spring (58) and has a piston head (51), against which the actuator (43) bears, a sleeve (55) which is fixed to the bush being arranged within the hollow piston (54) such that it can be displaced relative to the latter, the wall of which sleeve (55) has an aperture (59) which leads to at least one opening (60) of the hollow piston (54), which opening (60) can conduct a supply pressure (P) which prevails within the sleeve (55) alternatively to two pressure chambers (9, 10) of the pivoting-motor camshaft adjuster (14), the sleeve (55) having a sleeve bottom (50) which closes the inner space of the hollow piston (54), **characterized in that**, at its end (67) which faces away from the actuator, the sleeve (155) has a radial play with respect to the bush (152), which radial play is bridged by means of an elastically deformable seal (68), with the result that a gap between the sleeve (155) and the bush (152) is sealed, the sleeve (55, 155) having a limited axial displaceability with respect to the bush (52, 152).
2. Pivoting-motor camshaft adjuster (14) according to Patent Claim 1, **characterized in that** the apertures (59) are so long in the direction of a central axis (22) of the hydraulic valve (12) that the opening (60) opens into the aperture (59) in the two piston positions (figure 2, figure 3) in order to load the two pressure chambers (9, 10).
3. Pivoting-motor camshaft adjuster (14) according to either of the preceding patent claims, **characterized in that** the opening (60) is covered radially to the outside by a check valve (61) which runs around in a band-shaped manner.
4. Pivoting-motor camshaft adjuster (14) according to Patent Claim 3, **characterized in that** the check valve (61) is a pump check valve which shuts off the back flow from an annular space (62) into the supply connector (P) when the pressure in the annular space (62) is approximately identical to the pressure from the supply connector (P), said check valve (61) being secured axially by means of webs (42, 28) which extend radially from the hollow piston (54).
5. Pivoting-motor camshaft adjuster (14) according to one of the preceding patent claims, **characterized in that** the bush (52) has working connectors (A, B) which are spaced apart axially from one another for adjusting the two pressure chambers (9, 10), between which working connectors (A, B) a connector (A1) for utilizing camshaft alternating torques is provided.
6. Pivoting-motor camshaft adjuster (14) according to one of the preceding patent claims, **characterized in that** the hollow piston (54) has two guide webs (30, 28), between which the opening (60) is arranged, it being possible for the hydraulic pressure which comes from the opening (60) to be conducted to the one working connector (B or A) by the two guide webs (30, 28), whereas the hydraulic pressure which comes from the other working connector (A or B) can be conducted by the one of the two guide webs (30 or 28) to one of two tank connectors (T2, T3).
7. Pivoting-motor camshaft adjuster (14) according to Patent Claim 6, **characterized in that** the working connector (A) which lies closer to the supply connector (P) can be guided to the tank connector (T2) via an annular groove (16) of the hollow piston (54), which annular groove (16) is sealed via a sealing gap (45) with respect to an end side (44) of the hollow piston (54), which end side (44) points towards the supply connector (P).
8. Pivoting-motor camshaft adjuster (14) according to one of the preceding patent claims, **characterized**

in that the helical compression spring (58) is arranged radially outside the sleeve (55) in an annular space (64) which leads via an opening (63) in the bush (52) to a tank connector (T1).

9. Pivoting-motor camshaft adjuster (14) according to one of the preceding patent claims, **characterized in that** a space (66) is formed within the hollow piston (54) between the sleeve bottom (50) and the piston head (51), which space (66) is relieved with respect to a tank connector (T2) by means of openings (transverse bores 46).
10. Pivoting-motor camshaft adjuster (14) according to one of the preceding patent claims, **characterized in that** the hydraulic valve (12) is a central valve.
11. Pivoting-motor camshaft adjuster (14) according to one of Patent Claims 1 to 9, **characterized in that** the hydraulic valve (12) is a cartridge valve.

Revendications

1. Dispositif pivotant (14) d'ajustement de l'arbre à cames d'un moteur, présentant une soupape hydraulique (12) dotée d'une douille (52) et d'un piston creux (54) apte à coulisser axialement à l'intérieur de cette douille au moyen d'un organe d'ajustement (43) en opposition à la force d'un ressort hélicoïdal de poussée (58),
le piston creux étant doté d'un fond (51) de piston sur lequel repose l'organe d'ajustement (43),
un manchon (55) fixé sur la douille étant disposé à l'intérieur du piston creux (54) de manière à pouvoir coulisser par rapport à lui et sa paroi présentant une perforation (59) qui conduit à au moins une ouverture (60) du piston creux (54) qui peut conduire une pression d'alimentation (P) appliquée à l'intérieur de l'enveloppe (55) en variante à deux chambres (9, 10) sous pression du dispositif pivotant (14) d'ajustement d'arbre à cames de moteur,
le manchon (55) présentant un fond (50) de manchon qui ferme l'espace intérieur du piston creux (54), **caractérisé en ce que**
sur son extrémité (67) non tournée vers l'organe d'ajustement, l'enveloppe (155) présente par rapport à la douille (152) un jeu radial compensé au moyen d'un joint d'étanchéité (68) élastiquement déformable, de manière à fermer hermétiquement l'interstice entre l'enveloppe (155) et la douille (152) et
en ce que l'enveloppe (55, 155) présente une possibilité limitée de déplacement axial par rapport à la douille (52, 152).
2. Dispositif pivotant (14) d'ajustement de l'arbre à cames d'un moteur selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** dans la direction de l'axe central (22)

de la soupape hydraulique (12), les perforations (59) ont une longueur telle que l'ouverture (60) débouche dans les deux positions (figure 2, figure 3) du piston dans la perforation (59) pour alimenter les deux chambres (9, 10) sous pression.

3. Dispositif pivotant (14) d'ajustement de l'arbre à cames d'un moteur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'ouverture (60) est recouverte du côté radialement extérieur par une soupape anti-retour (61) qui l'entoure en forme de ruban.
4. Dispositif pivotant (14) d'ajustement de l'arbre à cames d'un moteur selon la revendication 3, **caractérisé en ce que** la soupape anti-retour (61) est une soupape anti-retour de pompe qui bloque le retour de l'écoulement depuis un espace annulaire (62) jusque dans le raccordement d'alimentation (P) lorsque la pression qui règne dans l'espace annulaire (62) est sensiblement égale à la pression de raccordement (P) d'alimentation, cette soupape anti-retour (61) étant bloquée axialement au moyen de nervures (42, 28) qui s'étendent radialement en partant du piston creux (54).
5. Dispositif pivotant (14) d'ajustement de l'arbre à cames d'un moteur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la douille (52) présente pour l'ajustement des deux chambres (9, 10) sous pression des raccordements de travail (A, B) situés à distance mutuelle dans la direction axiale et entre lesquels un raccordement (A1) destiné à utiliser le couple alternatif de l'arbre à came est prévu.
6. Dispositif pivotant (14) d'ajustement de l'arbre à cames d'un moteur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le piston creux (54) présente deux nervures de guidage (30, 28) entre lesquelles est disposée l'ouverture (60), la pression hydraulique provenant de l'ouverture (60) pouvant être amenée par les deux nervures de guidage (30, 28) sur l'un des raccordements de travail (B ou A) tandis que la pression hydraulique provenant de l'autre raccordement de travail (A ou B) peut être amenée par l'une des deux nervures de guidage (30 ou 28) sur l'un de deux raccordements (T2, T3) de réservoir.
7. Dispositif pivotant (14) d'ajustement de l'arbre à cames d'un moteur selon la revendication 6, **caractérisé en ce que** le raccordement de travail (A) situé le plus près du raccordement d'alimentation (P) peut être amené par une rainure annulaire (16) du piston creux (54) sur le raccordement (T2) de réservoir qui est fermé hermétiquement vis-à-vis d'un côté frontal (44), tourné vers le raccordement d'alimentation (P), du piston creux (54) par l'intermédiaire d'un interstice

d'étanchéité (45).

8. Dispositif pivotant (14) d'ajustement de l'arbre à cames d'un moteur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le ressort hélicoïdal de poussée (58) est disposé radialement dans un espace annulaire (64) du manchon (55) et qui conduit par une ouverture (63) ménagée dans la douille (52) à un raccordement (T1) de réservoir. 5
9. Dispositif pivotant (14) d'ajustement de l'arbre à cames d'un moteur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce qu'**un espace (66) qui est délesté vis-à-vis d'un raccordement (T2) de réservoir au moyen de découpes (alésages transversaux 46) est formé à l'intérieur du piston creux (54) entre le fond (50) d'enveloppe et le fond (51) de piston. 10 15
10. Dispositif pivotant (14) d'ajustement de l'arbre à cames d'un moteur selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la soupape hydraulique (12) est une soupape centrale. 20
11. Dispositif pivotant (14) d'ajustement de l'arbre à cames d'un moteur selon l'une des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** la soupape hydraulique (12) est une soupape dite "cartridge". 25

30

35

40

45

50

55

Fig. 1

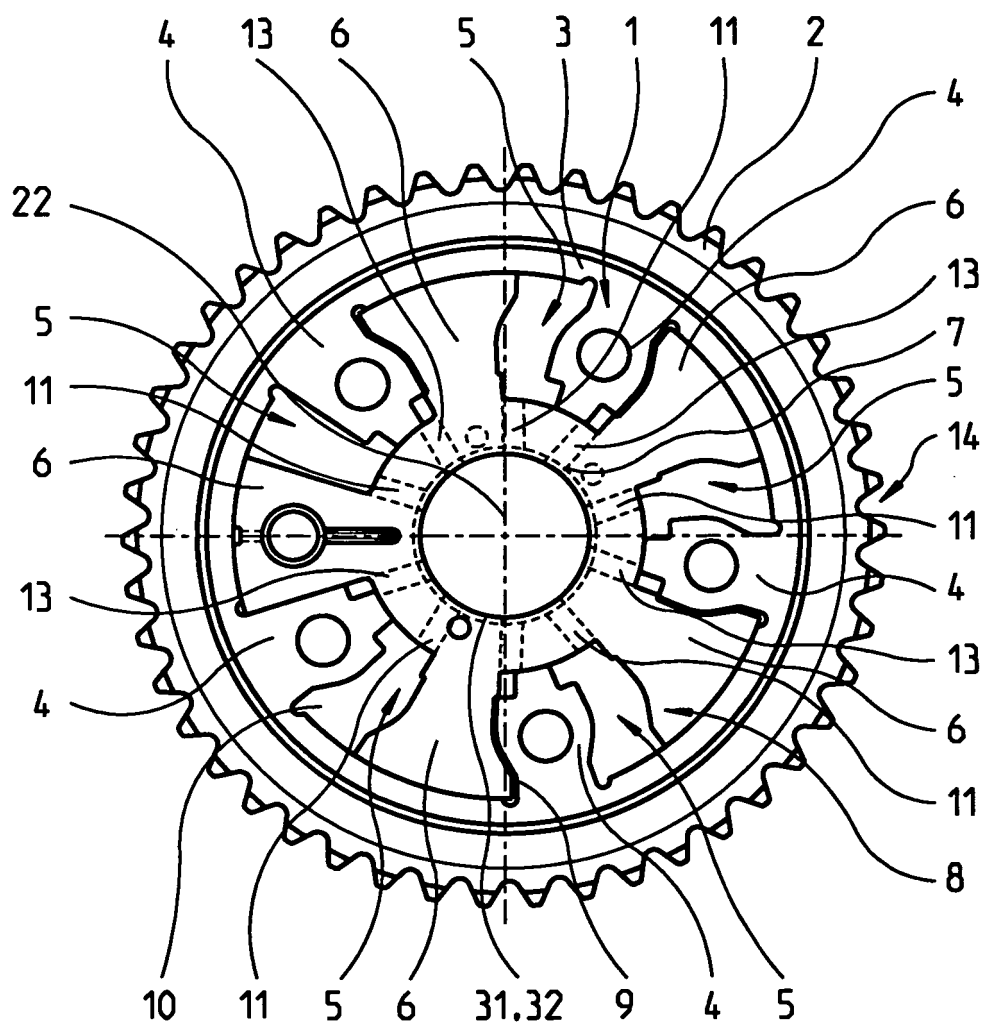


Fig. 2

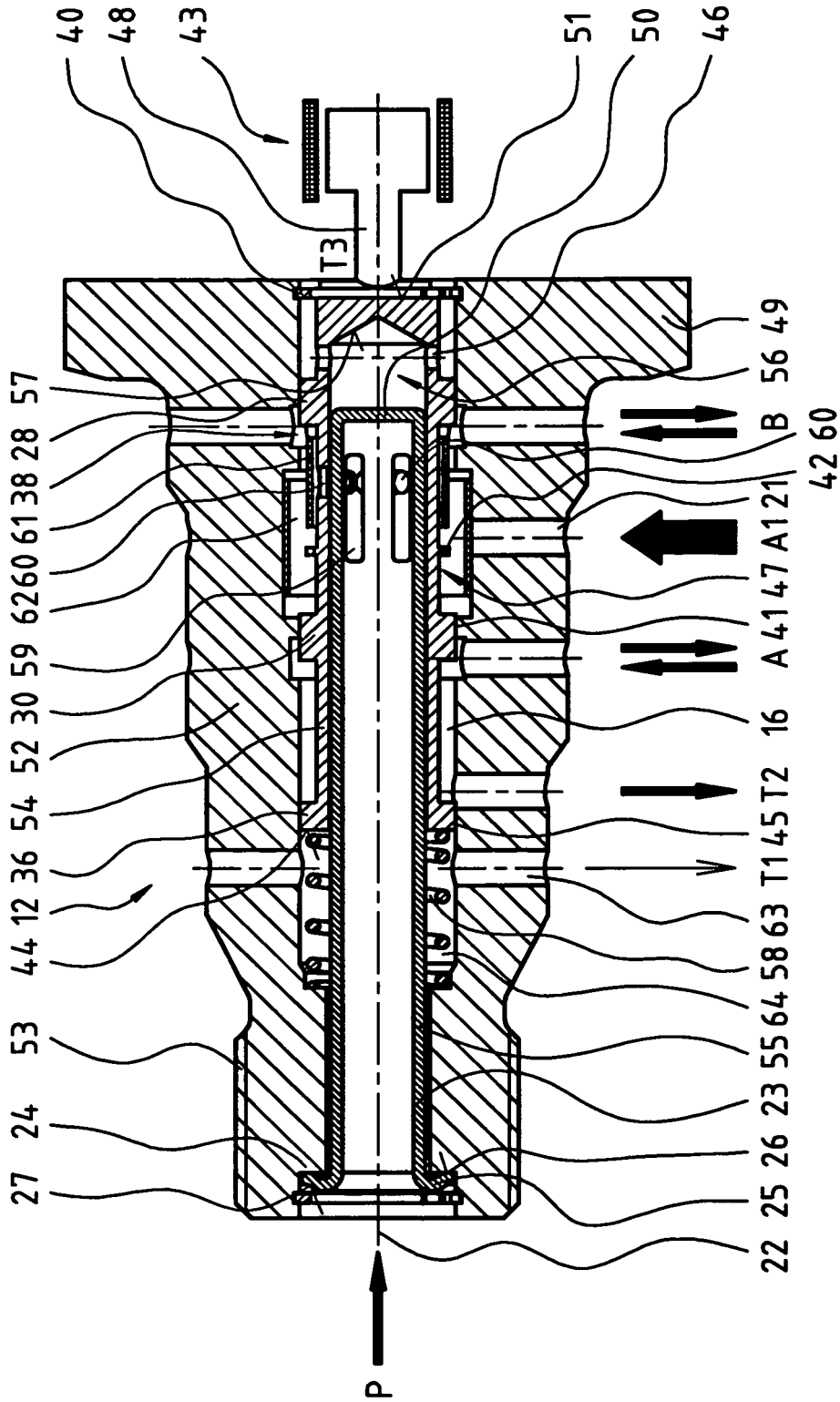


Fig. 3

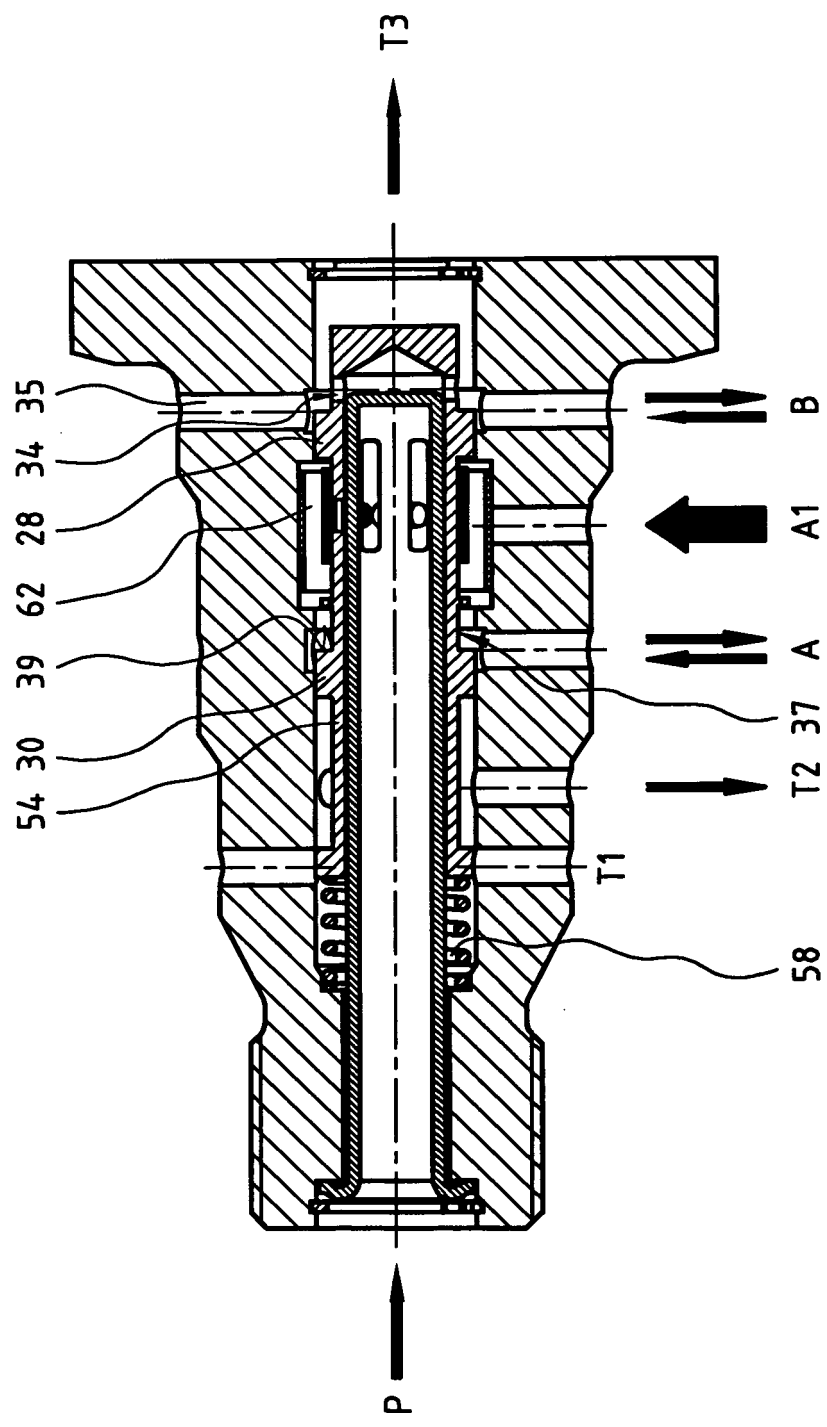


Fig. 4

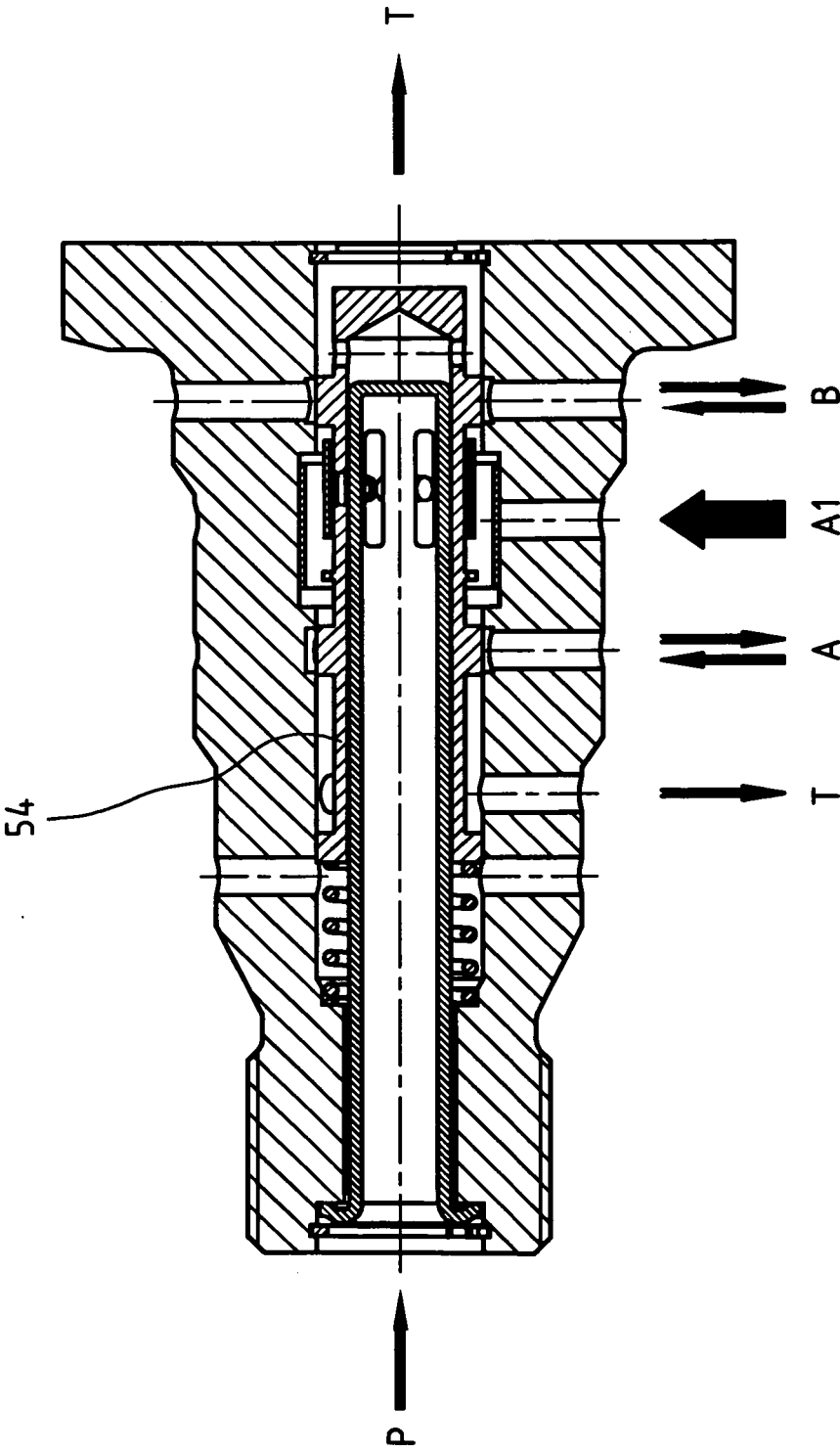
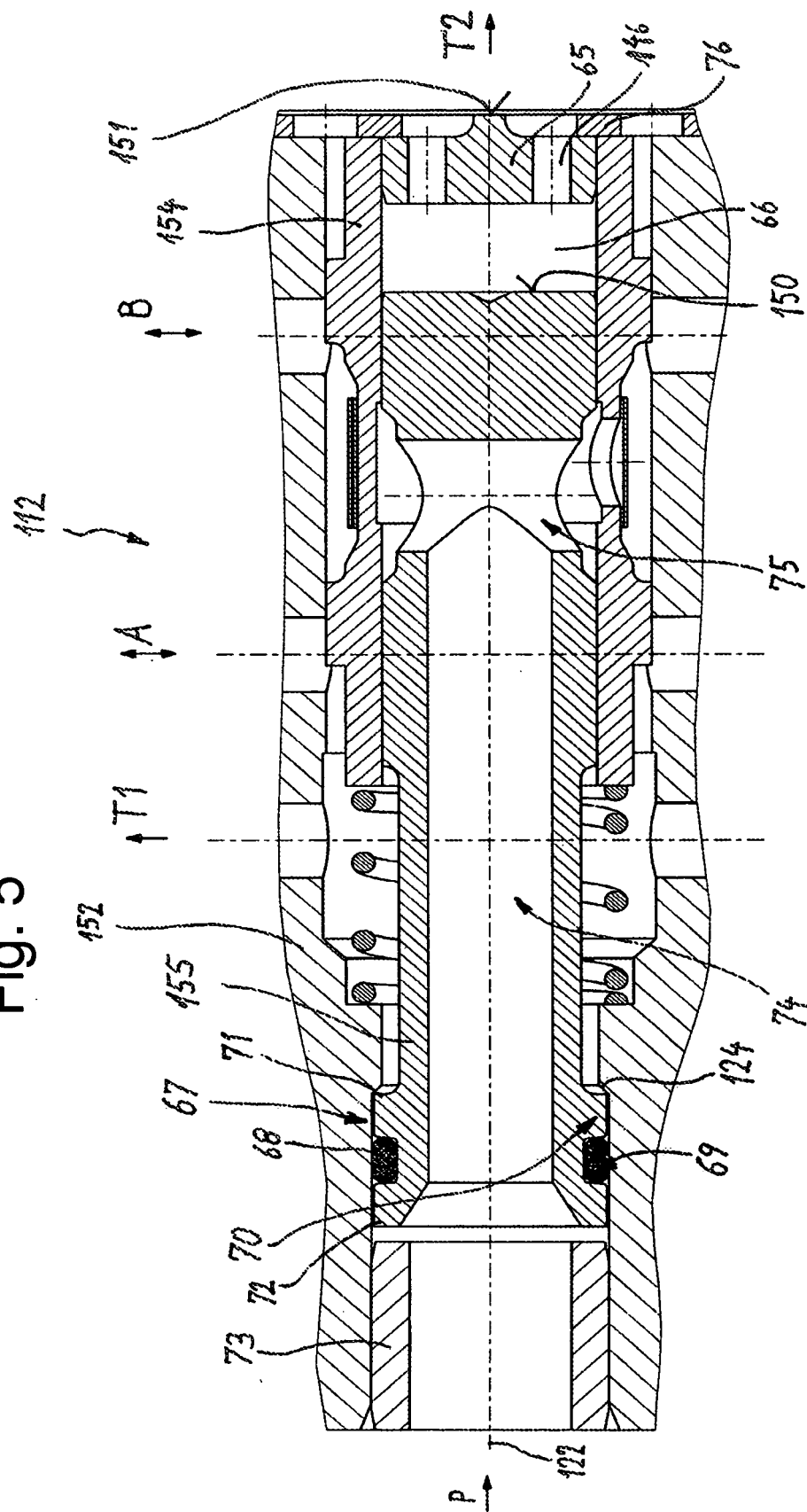


Fig. 5



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

- WO 2008067935 A2 **[0002]**
- DE 102004038252 A1 **[0003]**
- DE 102005013085 B3 **[0004]**
- DE 102006012733 B4 **[0010] [0014]**
- DE 102006012775 B4 **[0010] [0014]**
- DE 102006036052 A1 **[0012]**
- DE 102009050779 **[0032]**
- DE 102006012775 A1 **[0038]**
- DE 19823619 A1 **[0042]**
- EP 1703184 B1 **[0051]**