

(19)



(11)

EP 2 510 192 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
26.06.2013 Patentblatt 2013/26

(51) Int Cl.:
F01B 13/06 ^(2006.01) **F04B 1/107** ^(2006.01)
F04B 1/04 ^(2006.01) **F03C 1/04** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **10790918.6**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2010/069078

(22) Anmeldetag: **07.12.2010**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2011/070019 (16.06.2011 Gazette 2011/24)

(54) **HYDROSTATISCHE RADIALKOLBENMASCHINE**

HYDROSTATIC RADIAL PISTON MACHINE

MACHINE HYDROSTATIQUE À PISTONS RADIAUX

(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: **11.12.2009 DE 102009054548**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
17.10.2012 Patentblatt 2012/42

(73) Patentinhaber: **Berbuer, Jürgen
52074 Aachen (DE)**

(72) Erfinder: **Berbuer, Jürgen
52074 Aachen (DE)**

(74) Vertreter: **Bauer, Dirk
BAUER WAGNER PRIESMEYER
Patent- und Rechtsanwälte
Grüner Weg 1
52070 Aachen (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**DE-A1- 1 776 238 US-A- 3 122 104
US-A- 3 951 044**

EP 2 510 192 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 eine hydrostatische Radialkolbenmaschine mit

- einem Gehäuse,
- einem um eine Drehachse drehbar in dem Gehäuse gelagerten Zylinderstern, der eine Anzahl von Bohrungen besitzt, die sich ausgehend von einer äußeren Mantelfläche des Zylindersterns in dessen Inneres hinein erstrecken und über dessen Umfang verteilt angeordnet sind,
- einer der Anzahl der Bohrungen entsprechenden Anzahl von Kolben, die in den Bohrungen verschiebbar angeordnet sind und jeweils zusammen mit der zugeordneten Bohrung einen Arbeitsraum für ein Hydraulikfluid begrenzen,
- einem exzentrisch zu dem Zylinderstern angeordneten Hubring, der den Zylinderstern umlaufend umgibt und an dessen innerer Mantelfläche sich dem Zylinderstern abgewandte Enden der Kolben während der Drehbewegung des Zylindersterns beweglich abstützen,
- zwei Steuerspiegelkörpern, die insgesamt mindestens zwei Steuerquerschnitte aufweisen, von denen mindestens einer mit dem Einlasskanal und mindestens ein anderer mit dem Auslasskanal in Verbindung steht, wobei beide Steuerspiegelkörper sich jeweils mit einer dem Zylinderstern zugewandten Stirnfläche auf eine zu der Drehachse senkrechte Mittelebene des Zylindersterns zu über eine Ebene hinaus erstrecken, die von einer dem jeweiligen Steuerspiegelkörper zugewandten Stirnfläche des Zylindersterns an dessen Stelle mit der größten axialen Breite definiert ist,
- einer der Anzahl der Bohrungen des Zylindersterns entsprechenden Anzahl von in letzterem angeordnetem Durchlasskanälen, die - je nach Drehstellung des Zylindersterns in dem Hubring - jeweils einen Arbeitsraum mit einem mit dem Einlasskanal korrespondierenden Steuerquerschnitt oder mit einem mit dem Auslasskanal korrespondierenden Steuerquerschnitt verbinden oder von einer an dem Steuerspiegelkörper befindlichen Verschlussfläche verschließbar sind.

Stand der Technik

[0002] Radialkolbenmaschinen, d.h. Radialkolbenpumpen und Radialkolbenmotoren, lassen sich unter anderem danach unterteilen, auf welche Weise das Hydraulikfluid den Arbeitsräumen im Zylinderstern zugeführt wird. Aus der EP-A-0 401 408 ist es bekannt, dass

die Zufuhr und Abfuhr des Hydraulikfluids über einen stillstehenden, d.h. mit dem Gehäuse verbundenen so genannten Steuerzapfen erfolgt. Nachteile dieser sehr weit verbreiteten Bauart bestehen darin, dass sich innerhalb des Steuerzapfens lediglich vergleichsweise enge Strömungskanäle (Einlass- und Auslasskanal) realisieren lassen und dass aufgrund der axial aus dem Steuerzapfen herausgeführten Strömungskanäle die mechanische Biegebelastung des Steuerzapfens recht hoch ist. Als Vorteil dieser bekannten Bauweise lässt sich anführen, dass das Lager einer Antriebs- bzw. Abtriebswelle kaum belastet ist. Probleme bereitet hingegen die Passung zwischen der äußeren Mantelfläche des Steuerzapfens und der inneren Mantelfläche des rotierenden Zylindersterns. Dort ist konstruktionsbedingt kein Nullspalt möglich, wobei die Leckage in dritter Potenz mit dem Laufspiel ansteigt, woraus sich insbesondere bei fortschreitendem Verschleiß größere Leckageraten ergeben. Darüber hinaus ist das vorbekannte Prinzip der Steuerzapfen-Zylinderstern-Passung empfindlich bei mit Schmutzpartikeln verunreinigten Hydraulikfluiden sowie bei Temperatursprüngen.

[0003] Ein alternatives Prinzip der Zufuhr/Abfuhr des Hydraulikfluids zum/vom Zylinderstern ist aus den Druckschriften DE-A-1 812 635, DE-A-24 52 092, DE-A-41 23 674 und DE-A- 41 23 675 bekannt. Bei der in diesen Druckschriften offenbarten Bauweise befindet sich der Steuerspiegelkörper, der auch einstückig mit dem Gehäuse ausgeführt sein kann, axial neben dem Zylinderstern. Als problematisch sind bei dieser Bauweise die großen in axiale Richtung wirkenden Kräfte und deren dauerhafte verschleißarme Abstützung anzusehen. Außerdem wirken die radialen Reaktionskräfte aus dem hydraulischen Druck auf die Welle und müssen von der Wellenlagerung aufgenommen werden.

[0004] Eine Radialkolbenmaschine der eingangs beschriebenen Art und mit den Merkmalen des Oberbegriffs den Anspruch 1 ist beispielsweise aus der US-A-3,951,044 bekannt. Die darin offenbarte Maschine besitzt zwei auf gegenüber liegenden Seiten des Zylindersterns angeordnete Steuerspiegelkörper, die auf der jeweils dem Zylinderstern zugewandten Seite eine sphärische Gestalt besitzen, die mit einer analog kalottenförmigen Gestalt der gegenüber liegenden Seitenflächen des Zylindersterns zusammenwirkt (s. insbesondere die dortige Figur 4). Um im Betrieb der Maschine ein Klemmen sowie Reibung zwischen den Steuerspiegelkörpern und dem Zylinderstern zu vermeiden, ist bei der bekannten Maschine mindestens ein Steuerspiegelkörper begrenzt in alle Richtungen, d.h. sowohl in axialer als auch in radialer Richtung, beweglich. Dies hat zur Folge, dass die mit dem Zylinderstern verbundene rotierende Welle die im Betrieb aufgrund der Hydraulikdrücke entstehenden radialen Kräfte aufnehmen muss. Dies wiederum führt zu einem erhöhten Bauaufwand bei der Welle und deren Lagerung sowie zu potenziellem Verschleiß.

[0005] Dasselbe Prinzip, mögliche Fluchtungsfehler in der Passung zwischen dem Zylinderstern und dem oder

den Steuerspiegelkörper(n) durch die Möglichkeit einer radialen Verlagerung mindestens eines Steuerspiegelkörpers zu vermeiden, liegt auch den Maschinen gemäß der DE-A-1 776 238 sowie der US-A-3,122,104 zugrunde. Bei der keinen exzentrisch angeordneten sondern einen elliptisch gestalteten Hubring aufweisenden doppelhubigen Maschine (zwei Kolbenhübe pro Umdrehung) gemäß der US-A-3,122,104 resultiert hieraus aufgrund der Symmetrie und der sich gegenseitig aufhebenden radialen Kräfte kein Problem. Bei einhubigen Maschinen mit extrentischem Hubring führt das bekannte Prinzip jedoch zu erheblicher Reibung und großen Anforderungen an die Wellenlagerung. Aus diesem Grunde haben die Lösungen gemäß den drei vorstehend genannten älteren Druckschriften in der Praxis keinen Eingang gefunden.

Aufgabe

[0006] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Radialkolbenmaschine vorzuschlagen, bei der die hydraulischen Kräfte vollständig hydrostatisch entlastet und stabil abgestützt werden können.

Lösung

[0007] Ausgehend von einer Radialkolbenmaschine der eingangs beschriebenen Art wird die zugrunde liegende Aufgabe dadurch gelöst, dass jeder Steuerspiegelkörper einen Lagerbereich aufweist, in dem radial wirkende Kräfte auf eine jeweilige Gegenfläche in dem Gehäuse oder einen darin gelagerten Gehäusedeckel übertragbar sind.

[0008] Unter einem Steuerspiegelkörper im Sinne der vorliegenden Erfindung kann sowohl ein im Vergleich mit dem Gehäuse separates Bauteil verstanden werden, als auch eine integral mit dem Gehäuse bzw. einem Gehäusedeckel verbundene Ausführung. Ein Steuerspiegelkörper muss dabei nicht von dem Hydraulikfluid durchströmt sein, was dann der Fall sein kann, wenn sich in einem einzigen Steuerspiegelkörper beide Steuerquerschnitte, d.h. sowohl für die Zufuhr als auch die Abfuhr des Hydraulikfluids von den Zylinderräumen befinden, wohingegen der andere Steuerspiegelkörper keinerlei Funktion in Bezug auf die Fluidversorgung des Zylindersterns erfüllt. Der Begriff Steuerspiegelkörper ist im vorliegenden Sinn somit geometrisch und mechanisch zu verstehen und nicht zwingend in Bezug auf eine Durchströmung mit Hydraulikfluid. Maßgeblich ist ein Angrenzen an den Zylinderstern in axiale Richtung betrachten.

[0009] Nach der Erfindung liegt - in axiale Richtung betrachtet - nicht nur ein Eingreifen der beiden Steuerspiegelkörper in den Zylinderstern vor, sondern auch eine Ableitung der Radialkräfte über die Steuerspiegelkörper. In einem Axialschnitt der beiden vorgenannten Bauteile überlappen sich diese somit, wobei die Steuerspiegelkörper in einem radial weiter innen liegenden Bereich in Richtung auf die axiale Mitte des Zylindersterns vor-

stehen, wodurch ein radial weiter außen liegender Bereich des Zylindersterns die beiden Steuerspiegelkörper quasi überdeckt. Aufgrund der erfindungsgemäßen Lagerung der Steuerspiegelkörper ist eine vollständige hydrostatische Entlastung der im Betrieb auftretenden hydraulischen Kräfte sowie eine stabile Abstützung derselben über das Gehäuse bzw. den Gehäusedeckel, möglich. Aufgrund der symmetrischen Anordnung der beiden Steuerspiegelkörper in Bezug auf eine Mittelebene des Zylindersterns lassen sich die in radiale Richtung wirkenden hydraulischen Kräfte in den Bereichen der sich gegenüber liegenden Steuerspiegelkörper, in denen diese in den Zylinderstern hineinragen, zunächst durch schräg zur Drehachse verlaufende und entgegen gesetzte Kräfte abfangen. Jeder sich in den Zylinderstern hinein erstreckende Steuerspiegelkörper erfüllt somit - bildlich gesprochen und in einer Axialschnitt-Betrachtung - die Funktion eines aus der Architektur bekannten "Kragsteins", wohingegen jeweils der Bereich des Zylindersterns, in dem die Breite - bei radialer Betrachtung nach außen - zunimmt als eine Art "Schlussstein" fungiert, der radiale Druckkräfte in ein Paar entgegengesetzt schrägerichteteter Kräfte umsetzt, deren radiale Komponente wiederum jeweils von den gegenüber liegenden Steuerspiegelkörpern in die diese lagernden Gehäuse bzw. Gehäusedeckel abgeleitet werden.

[0010] Im Gegensatz hierzu sind die Steuerspiegelkörper bei radial verlaufender Trennungsebene im Bereich der Steuerquerschnitte, d.h. im Bereich der Schnittstelle zwischen Steuerspiegelkörper und Zylinderstern, scheibenförmig aufgebaut und besitzen ausschließlich senkrecht zur Drehachse verlaufende Stirnflächen. Aufgrund dieser Bauform ist eine Abstützung im Betrieb auftretender radialer Kräfte über die Steuerspiegelkörper unmöglich. Dasselbe gilt für sphärische oder kegelige/konische Steuerspiegelkörper, die aber mangels entsprechender Lagerung keine radialen Kräfte auf das Gehäuse oder dessen Deckel übertragen können. Hier schafft die Erfindung durch das Ineinandereingreifen von Zylinderstern und Steuerspiegelkörper und deren Lagerung in dem Gehäuse bzw. Gehäusedeckel, Abhilfe, was zu einer besonders hohen Druckbelastbarkeit der erfindungsgemäßen Radialkolbenmaschine führt. Als weiterer Vorteil der Erfindung ist die große Robustheit der Maschine bei Druckstößen und Schwingungen anzusehen, da ein geschlossener Kraftfluss unter Einbeziehung des typischerweise sehr steifen Maschinengehäuses erfolgt, woraus wiederum eine geringe Geräuschabstrahlung resultiert. Aufgrund der vollständigen hydrostatischen Entlastung der hydraulischen Kräfte eignet sich die erfindungsgemäße Maschine auch für schlecht schmierende Medien, d.h. insbesondere auch für den Einsatz in der so genannten "Wasserhydraulik".

[0011] Vorzugsweise besitzt der Zylinderstern mindestens einen Stützbereich, in dem die axiale Breite kleiner ist als in einem sich in radiale Richtung an den Stützbereich nach außen hin anschließenden Freilaufbereich, wobei sich vorzugsweise in dem Stützbereich minde-

stens ein Steuerquerschnitt des Steuerspiegelkörpers befindet. Weiter vorzugsweise besitzt mindestens ein Steuerspiegelkörper einen mit dem Stützbereich des Zylindersterns korrespondierenden Stützbereich und einen sich in radiale Richtung nach außen hin an den Stützbereich anschließenden und/oder in axiale Richtung betrachtet dem Stützbereich abgewandten Lagerbereich. In dem Lagerbereich ist der jeweilige Steuerspiegelkörper in einem Gehäuse bzw. Gehäusedeckel aufgenommen, so dass die vom Zylinderstern in den Steuerspiegelkörper eingeleiteten Kräfte weiter in das Gehäuse bzw. den Gehäusedeckel abgeleitet werden können.

[0012] Eine in mechanischer Hinsicht besonders robuste Konstruktion der erfindungsgemäßen Radialkolbenmaschine wird erzielt, wenn der Stützbereich sich vorzugsweise ausgehend von einem zentralen Drehmoment-Kopplungsbereich (z.B. in Form einer Vielzahn-Bohrung oder eines Wellenzapfens) in radiale Richtung bis zu einem Durchmesser erstreckt, der ungefähr 60 % bis 90 %, vorzugsweise 70 % bis 80 %, des maximalen Durchmessers des Zylindersterns beträgt.

[0013] Eine besonders günstige Geometrie des Steuerspiegelkörpers liegt vor, wenn dieser eine kegelförmige, kegelringförmige oder konvex, insbesondere sphärisch, gewölbte Gestalt besitzt, wobei vorzugsweise der Stützbereich kegelförmig, kegelringförmig oder konvex, insbesondere sphärisch, gewölbt gestaltet ist. Der sich in axiale Richtung anschließende Lagerbereich, der einen größeren Durchmesser als der Stützbereich besitzen kann, weist sodann vorzugsweise eine zylindrische Form auf, woraus sich eine besonders einfache Lagerung in dem Gehäuse bzw. dem Gehäusedeckel ergibt.

[0014] Bei kegelförmigem oder kegelringförmigem Steuerspiegelkörper sollte der Kegelwinkel zwischen 90° und 150°, vorzugsweise zwischen 110° und 130° und weiter vorzugsweise 120° betragen, da sich hieraus ein gleichwinkliges Kräffedreieck mit einem Winkel zwischen der radial wirkenden Druckkraft und den schräg gerichteten Stützkräften von jeweils 120° ergibt. Der im konkreten Fall jeweils optimale Kegelwinkel ergibt sich aus den jeweiligen Durchmessern am Beginn und am Ende des Kegelabschnitts sowie der Anzahl der über dem Umfang des Zylindersterns verteilten Arbeitsräume und lässt sich nach den bekannten Regeln der Hydraulik unter der Prämisse eines vollständigen hydraulischen Kräfteausgleichs bedarfsweise rechnerisch exakt bestimmen.

[0015] Die Erfindung weiter ausgestaltend wird vorgeschlagen, dass der Zylinderstern und mindestens ein Steuerspiegelkörper in axiale Richtung patrizien-matrizen-förmig ineinander greifen.

[0016] Wenn auf beiden Seiten des Zylindersterns jeweils ein Steuerspiegelkörper angeordnet ist, sollte einer davon mittels eines sich an einem Gehäuse oder einem Gehäusedeckel abstützenden Federelements, vorzugsweise einer Wellfeder, in Richtung auf den gegenüber liegenden Steuerspiegelkörper vorgespannt sein. Hierdurch wird eine axiale Spaltkompensation, d.h. Dichtheit, im Bereich der Trennungsebene zwischen dem Steuer-

spiegelkörper und dem Zylinderstern, insbesondere im Bereich der Steuerquerschnitte, erreicht.

[0017] Unabhängig davon, ob die Zufuhr bzw. Abfuhr des Hydraulikfluids zu bzw. von dem Zylinderstern über nur einen oder über zwei Steuerspiegelkörper erfolgt, ist es in fertigungstechnischer Hinsicht sinnvoll, dass Steuerkanäle zweier gegenüber liegender Steuerspiegelkörper und ein dazwischen angeordneter Durchlasskanal des Zylindersterns miteinander fluchten, vorzugsweise eine durchgehende zylindrische Bohrung mit konstantem Querschnitt bilden. Unter dem Aspekt einer stets anzustrebenden Gleichteilfertigung sind die Steuerkanäle in einem nicht zur Hydraulikfluid-Zufuhr bzw. -Abfuhr genutzten Steuerspiegelkörper unbenutzt, was jedoch in keiner Weise nachteilig ist.

[0018] Auch wenn es grundsätzlich möglich ist, die Kolben an den Kolbenköpfen mit einem separaten Dichtelement (Kolbenring o.ä.) zu versehen, ist es eine bevorzugte Variante, dass jeweils ein Kolbenkopf der Kolben im Längsschnitt becherförmig gestaltet ist und ohne Zwischenschaltung eines separaten Dichtungselements mit einem Becherrand dichtend an einer inneren Mantelfläche der jeweiligen Bohrung des Zylindersterns anliegt, wobei die Kolben vorzugsweise aus Kunststoff bestehen und weiter vorzugsweise Kunststoff-Spritzgussteile sind. Der Becherrand besitzt dabei eine in axiale Richtung des Kolbens gesehene Tiefe und eine in radiale Richtung gesehene Dicke, die es sicherstellt, dass der Fluidruck im Arbeitsraum unter Ausnutzung der Bauteilelastizität für eine hinreichende Flächenpressung zwischen Becherrand-Außenmantel und Bohrungsmantelfläche sorgt. Bei einer Herstellung derartiger Kolben als Kunststoff-Spritzgussteile aus einem Material mit hinreichender Festigkeit, niedrigem Reibwert in Verbindung mit dem Material des Zylindersterns und gleichzeitig guter Elastizität lassen sich die erfindungsgemäßen Kolben sehr preisgünstig herstellen.

Ausführungsbeispiel

[0019] Die Erfindung wird nachfolgend anhand zweier Ausführungsbeispiele einer hydrostatischen Radialkolbenmaschine, die in der Zeichnung dargestellt ist, näher erläutert.

[0020] Es zeigt:

Fig. 1: Einen Querschnitt durch eine erste Ausführungsform einer Radialkolbenmaschine mit Kolben mit Kolbenringen,

Fig. 2: wie Figur 1, jedoch im Längsschnitt,

Fig. 2a: eine vergrößerte Ansicht des Zylindersterns und der Steuerspiegelkörper gemäß Figur 2,

Fig. 3: einen Querschnitt durch eine zweite Ausführungsform einer Radialkolbenmaschine mit Kolben in Becherform,

Fig. 4: wie Figur 3, jedoch im Längsschnitt und

Fig. 5: wie Figur 1, jedoch mit durch Pfeile veranschaulichten Kraftvektoren

[0021] Eine in den Figuren 1, 2 und 2a dargestellte Radialkolbenmaschine 1 umfasst ein Gehäuse 2, das - in axiale Richtung betrachtet - auf einer Seite mit einem Gehäusedeckel 3 fluiddicht verschlossen ist. In dem Gehäuse 2 ist ein Hubring 4 verschiebbar gelagert und zwar entlang jeweils zweier Planflächen 5 und 6, die einerseits an einer inneren Mantelfläche 7 des Gehäuses 2 und andererseits an einer äußeren Mantelfläche 8 des Hubrings ausgebildet sind.

[0022] Darüber hinaus besitzt die Radialkolbenmaschine 1 einen Rotor in Form eines so genannten Zylindersterns 9, der um eine Drehachse 10 rotierbar ist. Der Zylinderstern 9 besitzt im vorliegenden Fall neun äquidistant über dessen Umfang verteilt angeordnete Bohrungen 11, die sich ausgehend von einer äußeren Mantelfläche 12 des Zylindersterns 9 radial in dessen Inneres hinein, d.h. auf die Drehachse 10 zu, erstrecken.

[0023] In jeder Bohrung 11 ist ein Kolben 13 verschiebbar angeordnet, wobei jeder Kolben 13 einen Kolbenkopf 14, mit dem er abgedichtet in der Bohrung 11 gelagert ist, und einen tellerförmigen Kolbenfuß 15 aufweist, mit dessen unterer Stirnfläche 16 der jeweilige Kolben 13 sich an einer sphärisch gekrümmten inneren Mantelfläche 17 des Hubrings 4 abstützt. Jeder Kolben 13 besitzt eine sich von dem Kolbenkopf 14 bis zu dem Kolbenfuß 15 erstreckende Durchgangsbohrung 18, die an der Stirnfläche 16 des Kolbenfußes 15 in einen Druckraum 19 mündet, der wiederum zu einer hydrostatischen Entlastung der Lagerung des Kolbenfußes 15 an dem Hubring 4 führt. In bekannter Weise besitzt jeder Kolben 13 im Bereich seines Kolbenkopfs 14 eine umlaufende Nut, in die ein Kolbenring 20 zu Abdichtungszwecken eingesetzt ist. Zwischen dem Kolbenkopf 14 und dem Kolbenfuß 15 befindet sich ein im Durchmesser reduzierter Kolbenhals, der - je nach Stellung des Kolbens 13 in der Bohrung 11 - ein Verkippen von Kolbenlängsachse zu der Bohrungslängsachse erlaubt.

[0024] Entsprechend dem bekannten Grundprinzip von Radialkolbenmaschinen sind die Drehachse 10 des Zylindersterns 9 und die Mittelachse des Hubrings 4 (die Mittelachse des Hubrings ist aus Gründen der Übersichtlichkeit in der Zeichnung nicht dargestellt) exzentrisch zueinander angeordnet, wobei der (veränderliche) Betrag der Exzentrizität den Hub der Kolben 13 definiert. Während eines vollständigen Umlaufs des Zylindersterns 9 um die Drehachse 10 bewegen sich die Kolben 13 daher von einem oberen Totpunkt, an dem sie am tiefsten in die Bohrung 11 eingetaucht sind, zu einem unteren Totpunkt, an dem sie zusammen mit den Wandungen der Bohrung 11 einen dann maximal großen Arbeitsraum 22 begrenzen. Das Maß der Exzentrizität zwischen Zylinderstern 9 und Hubring 4 lässt sich im vorliegenden Fall mit Hilfe zweier hydraulischer Stellzylinder

variieren, deren Zylinderbohrungen 23 und 24 sich an gegenüber liegenden Seiten des Gehäuses 2 befinden und jeweils mit einem axial in der Zylinderbohrung 23, 24 verschiebbar gelagerten becherförmigen Kolben 25, 26 versehen sind. Ausgehend von der in Figur 1 gezeigten Stellung, in der die Exzentrizität maximal ist, lässt sich der Hubring 4 (parallel zu den Planflächen 5 und 6) um den Weg 27 nach rechts verschieben, wodurch die Exzentrizität und damit auch die Förderrate der Radialkolbenmaschine bis auf null reduziert wird.

[0025] In gleichfalls aus dem Stand der Technik bekannter Weise erfolgt die Förderung von Hydraulikfluid mit Hilfe der Radialkolbenmaschine - beispielhaft anhand einer Funktion als Radialkolbenpumpe verdeutlicht - in der Weise, dass Hydraulikfluid von einem in dem Gehäuse 2 befindlichen und an seinem radial innen liegenden Ende um 90° abgewinkelten Einlasskanal 28 in einen Steuerkanal 29 eines Steuerspiegelkörpers 30 strömt. Der Steuerspiegelkörper 30 befindet sich zwischen einer Gehäusewand 31 und dem Zylinderstern 9. Ein weiterer, im Wesentlichen baugleich gestalteter Steuerspiegelkörper 32 befindet sich auf der gegenüber liegenden Seite des Zylindersterns 9 und wird auf seiner dem Zylinderstern 9 abgewandten Seite von einer Gehäusewand 33 begrenzt. Bei beiden Steuerspiegelkörpern 30, 32 ist der jeweilige Steuerkanal 29, 34 in einer dem Zylinderstern 9 zugewandten Stirnfläche des Steuerspiegelkörpers 30, 32 kreissegmentförmig erweitert. Diese bekannte Bauform ermöglicht es, dass das Hydraulikfluid während einer sich über einen Winkelbereich von ca. 150° erstreckenden Saugphase aus dem Steuerkanal 29 über jeweils einen jeder Bohrung 11 in dem Zylinderstern 9 zugeordneten Durchlasskanal 35 in den jeweiligen Arbeitsraum 22 einströmt. Sobald ein Kolben 13 seinen unteren Totpunkt erreicht hat, endet die Strömungsverbindung zwischen dem dem Einlasskanal 28 zugeordneten Steuerkanal 29 und dem zugeordneten Durchlasskanal 35, wohingegen im nächsten Moment eine Verbindung zwischen dem ebenso wie der Steuerkanal 29 aufgebauten und einem Auslasskanal 36 zugeordneten weiteren Steuerkanal 37 auf der "Druckseite" des Steuerspiegelkörpers 30 bzw. der Radialkolbenmaschine 1 hergestellt wird. Die Querschnitte der Steuerkanäle 29, 37, die in den jeweiligen Trennungsebenen zwischen dem Steuerspiegelkörper 30 und dem Zylinderstern 9 angeordnet sind, werden als Steuerquerschnitte 29', 37' bezeichnet.

[0026] Infolge einer fortlaufenden Rotation des Zylindersterns 9 schiebt jeder Kolben 13 das in dem zugehörigen Arbeitsraum 22 befindliche Hydraulikfluid durch den jeder Bohrung 11 zugeordneten Durchlasskanal 35 und den gleichfalls rinnenförmig erweiterten und sich über ein Kreissegment von ca. 150° erstreckenden Steuerkanal 37 in den Auslasskanal 36. Zwischen den Steuerquerschnitten 29', 37' des Steuerspiegelkörpers 30 befinden sich zwei um 180° zueinander versetzte Verschlussflächen (in den Figuren nicht sichtbar), die die Durchlasskanäle 35 jeweils in zwei Zwischenbereiche zwischen den Steuerquerschnitten 29' und 37' verschlie-

ßen, um einen Kurzschluss zwischen Saug- und Druckseite zu verhindern. Der in Figur 2 rechts dargestellte Steuerspiegelkörper 32 weist gleichfalls einen zweiten, d.h. unteren, Steuerkanal 38 auf, der im vorliegenden Fall - ebenso wie der obere Steuerkanal 34 dieses Steuerspiegelkörpers 32 - außer Funktion ist.

[0027] Um von dem Hydraulikfluid auf der Saugseite der Radialkolbenmaschine 1 zuverlässig auch große Volumenströme kavitationsfrei fördern zu können, kann bedarfsweise der saugseitige Steuerkanal 34 des Steuerspiegelkörpers 32 gleichfalls mit dem Einlasskanal 28 verbunden werden. Druckseitig ist die Verbindung des Steuerkanals 38 mit dem Auslasskanal 36 kaum erforderlich; aus Gründen der Gleichteilfertigung sind jedoch beide Steuerspiegelkörper 30, 32 mit jeweils zwei Steuerkanälen 29, 37 und 34, 38 versehen.

[0028] Um eine axiale Spaltkompensation im Bereich der Steuerspiegelkörper 30, 32 und des Zylindersterns 9 zu erreichen, befindet sich zwischen der Gehäusewand 33 und der dieser zugewandten Stirnfläche des Steuerspiegelkörpers 32 ein nur schematisch dargestelltes Federelement 39 in Form einer umlaufenden Wellfeder. Das Federelement 39 ist jedoch nicht dazu in der Lage, derart große Kräfte aufzubringen, um die hohen in axiale Richtung wirkende hydraulischen Kräfte auszugleichen. Hierzu ist additiv eine druckbeaufschlagte Kompensationsfläche K an der dem Steuerspiegelkörper 32 zugewandten Stirnfläche des Deckels 3 vorgesehen. Diese Kompensationsfläche K ist zweifach nierenförmig gestaltet und korrespondiert zum einen mit dem saugseitigen Steuerkanal 29 und zum anderen mit dem druckseitigen Steuerkanal 37. Mittels jeweils eines ebenfalls nierenförmig gestalteten Dichtungselements D wird ein mit der Kompensationsfläche K korrespondierendes Volumen zwischen dem Gehäusedeckel 3 und der diesem zugewandten rückseitigen Stirnfläche des Steuerspiegelkörpers 32 abgedichtet. Auf diese Weise wird eine druckproportionale axiale Anpresskraft erzeugt, die stets nur wenige Prozent über der axialen Komponente der hydraulischen Spaltkraft am jeweiligen Steuerspiegelkörper 30, 32 liegt. Damit ist die Spaltkompensation sichergestellt ohne große "Überschusskräfte" zu erzeugen, die nur zu erhöhter Reibung führen würden.

[0029] Anhand der vergrößerten Darstellung gemäß Figur 2a werden nunmehr besondere Merkmale der Steuerspiegelkörper 30, 32 und des Zylindersterns 9 erläutert:

[0030] Beide Steuerspiegelkörper 30, 32 besitzen jeweils einen kegelringförmigen Stützbereich 40, 41, der mit einem komplementär geformten, ebenfalls kegelringförmigen Stützbereich 42, 43 an den gegenüber liegenden Stirnseiten des Zylindersterns 9 zusammenwirkt. Während sich in den Stützbereichen 40, 41 der Steuerspiegelkörper 30, 32 die Steuerkanäle 29, 37 und 34, 38, d.h. insbesondere auch die Steuerquerschnitte 29', 37', befinden, verlaufen die als Durchgangsbohrungen ausgeführten Durchlasskanäle 35 in den beiderseitigen Stützbereichen 42 und 43 des Zylindersterns 9.

[0031] Beide Steuerspiegelkörper 30, 32 besitzen jeweils eine zentrale Durchgangsbohrung 44, 45 durch die hindurch eine Antriebswelle 46 der Radialkolbenmaschine 1 verläuft. Ein Drehmoment-Koppelbereich 47 des Zylindersterns 9 ist als Innensechskant ausgeführt, in den ein entsprechend angepasster Außensechskant der Antriebswelle 46 in drehfester Weise eingesetzt ist.

[0032] Beide Steuerspiegelkörper 30, 32 weisen einen sich in radiale Richtung nach außen hin an den jeweiligen Stützbereich 40, 41 anschließenden zylinderringförmigen Lagerbereich 48, 49 auf, dessen äußere Mantelfläche 50, 51 jeweils in einer angepassten Ausnehmung in dem Gehäuse 2 bzw. dem Gehäusedeckel 3 gelagert ist. Der Zylinderstern 9 besitzt einen sich - in radiale Richtung betrachtet - an dessen Stützbereiche 42 und 43 anschließenden Freilaufbereich 52, 53, in dem sich zwischen der jeweiligen Stirnfläche 54, 55 des Zylindersterns 9 und der gegenüber liegenden Stirnfläche 56, 57 der Steuerspiegelkörper 30, 32 jeweils ein Spalt 58, 59 befindet.

[0033] Aus Figur 2a lässt sich entnehmen, dass die in axiale Richtung gemessene Breite des Zylindersterns 9 in dem Stützbereichen 42, 43 zu der Drehachse 10 hin abnimmt. Die größte axiale Breite 60 besteht in dem Freilaufbereich 52, 53, wohingegen die kleinste axiale Breite 61 in dem Drehmoment-Koppelbereich 47 besteht. Der Kegelwinkel der Steuerspiegelkörper 30, 32 beträgt jeweils 120°, so dass die Spurgeraden der Zeichnungsschnittebene mit den Steuerspiegelkörpern 30, 32 mit der Drehachse 10 jeweils einen Winkel von 60° einschließen.

[0034] Des Weiteren ist erkennbar, dass sich die Steuerspiegelkörper 30, 32 mit ihren kegelringförmigen und die Stützbereiche 42, 43 bildenden Stirnflächen über die von den Stirnflächen 54, 55 des Zylindersterns 9 gebildeten Ebenen hinaus in Richtung auf eine zu der Drehachse 10 senkrechten Mittelebene 62 des Zylindersterns 9 erstrecken.

[0035] Der Unterschied der in den Figuren 3 und 4 dargestellten Radialkolbenmaschine 1 besteht darin, dass die Kolben 13' dort im Längsschnitt eine becherförmige Gestalt besitzen. Ein im jeweiligen Kolbenkopf 14' angeordneter Becherrand 63 besitzt eine geringe, zum freien Ende des Becherrandes 63 hin abnehmende Wandstärke, so dass in Folge eines Druckaufbaus in dem Arbeitsraum 22 der jeweiligen Bohrung 11 in dem Zylinderstern 9 ein selbst verstärkender Abdichteffekt eintritt. Die Kolben 13' sind als Kunststoff-Spritzgussteile hergestellt und bestehen beispielsweise aus PEEK (Poly ether ether keton) oder PAI (Poly amid imid).

[0036] Bei den Kolben 13' handelt es sich um rotationssymmetrische Bauteile, wobei das verwendete Kunststoffmaterial elastisch in seinem Kontaktbereich mit der inneren Mantelfläche der Bohrung 11 eine Formänderung erlaubt, wenn in Folge der Schrägstellung der Kolben 13' während des Umlaufens des Zylindersterns 9 die Kontaktlinie im Bereich des Kolbenkopfs 14' eine Ellipse beschreibt.

[0037] In der Querschnittsdarstellung gemäß Figur 5

sind schließlich noch die verschiedenen im Betrieb der Radialkolbenmaschine 1 auftretenden Kraftvektoren veranschaulicht: Die im jeweiligen Arbeitsraum 22 wirkenden radialen hydraulischen Kräfte, veranschaulicht durch den Pfeil P1, werden erfindungsgemäß durch die symmetrisch schräg verlaufenden Stirnflächen des Zylindersterns 9 bzw. der Steuerspiegelkörper 30,32 hydraulisch kompensiert, was durch die hydraulischen Kraftvektoren gemäß den Pfeilen P2 und P3 veranschaulicht ist. Darüber hinaus sind in Figur 5 noch die mechanischen Kräfte gemäß den Pfeilen P4 dargestellt, die im Gehäuse 2 auftretende Reaktionskräfte zu den hydraulischen Kräften sind, die vom Arbeitsraum 22 über die Kolben 26 und den Hubring 4 übertragen werden. Die in radiale Richtung auf die Steuerspiegelkörper 30,32 wirkenden Kräfte werden in deren Lagerbereichen 48,49 auf die jeweilige Gegenfläche im Gehäuse 2 bzw. Gehäusedeckel 3 übertragen, wo die Reaktionskräfte in Form der Pfeile P5 dargestellt sind.

Bezugszeichenliste

1	Radialkolbenmaschine	
2	Gehäuse	
3	Gehäusedeckel	
4	Hubring	
5	Planfläche	
6	Planfläche	
7	innere Mantelfläche	
8	äußere Mantelfläche	
9	Zylinderstern	
10	Drehachse	
11	Bohrung	
12	äußere Mantelfläche	
13, 13'	Kolben	
14, 14'	Kolbenkopf	
15	Kolbenfuß	
16	Stirnfläche	
17	innere Mantelfläche	
18	Durchgangsbohrung	
19	Druckraum	
20	Kolbenring	
21	Kolbenhals	
22	Arbeitsraum	
23	Zylinderbohrung	
24	Zylinderbohrung	
25	Kolben	
26	Kolben	
27	Weg	
28	Einlasskanal	
29	Steuerkanal	
29'	Steuerquerschnitt	
30	Steuerspiegelkörper	
31	Gehäusewand	
32	Steuerspiegelkörper	

	(fortgesetzt)
33	Gehäusewand
34	Steuerkanal
35	Durchlasskanal
36	Auslasskanal
37	Steuerkanal
37'	Steuerquerschnitt
38	Steuerkanal
39	Federelement
40	Stützbereich
41	Stützbereich
42	Stützbereich
43	Stützbereich
44	Durchgangsbohrung
45	Durchgangsbohrung
46	Antriebswelle
47	Drehmoment-Koppelbereich
48	Lagerbereich
49	Lagerbereich
50	äußere Mantelfläche
51	äußere Mantelfläche
52	Freilaufbereich
53	Freilaufbereich
54	Stirnfläche
55	Stirnfläche
56	Stirnfläche
57	Stirnfläche
58	Spalt
59	Spalt
60	Breite
61	Breite
62	Mittelebene
63	Becherrand
D	Dichtungselement
K	Kompensationsfläche
P1	Pfeil
P2	Pfeil
P3	Pfeil
P4	Pfeil
P5	Pfeil

Patentansprüche

1. Hydrostatische Radialkolbenmaschine (1) mit
- einem Gehäuse
 - einem um eine Drehachse (10) drehbar in dem Gehäuse (2) gelagerten Zylinderstern (9), der eine Anzahl von Bohrungen (11) besitzt, die sich ausgehend von einer äußeren Mantelfläche (12) des Zylindersterns (9) in dessen Inneres hinein

erstrecken und über dessen Umfang verteilt angeordnet sind,

- einer der Anzahl der Bohrungen (11) entsprechenden Anzahl von Kolben (13, 13'), die in den Bohrungen (11) verschiebbar angeordnet sind und jeweils zusammen mit der zugeordneten Bohrung (11) einen Arbeitsraum (22) für ein Hydraulikfluid begrenzen,

- einem exzentrisch zu dem Zylinderstern (9) angeordneten Hubring (4), der den Zylinderstern (9) umlaufend umgibt und an dessen innerer Mantelfläche (17) sich dem Zylinderstern (9) abgewandte Enden der Kolben (13, 13') während der Drehbewegung des Zylindersterns (9) beweglich abstützen,

- zwei Steuerspiegelkörpern (30, 32), die insgesamt mindestens zwei Steuerquerschnitte aufweisen, von denen mindestens einer mit dem Einlasskanal (28) und mindestens ein anderer mit dem Auslasskanal (36) in Verbindung steht, wobei beide Steuerspiegelkörper (30, 32) sich jeweils mit einer dem Zylinderstern (9) zugewandten Stirnfläche auf eine zu der Drehachse (10) senkrechte Mittelebene (62) des Zylindersterns (9) zu über eine Ebene hinaus erstrecken, die von einer dem jeweiligen Steuerspiegelkörper (30, 32) zugewandten Stirnfläche (54, 55) des Zylindersterns (9) an dessen Stelle mit der größten axialen Breite (60) definiert ist,

- einer der Anzahl der Bohrungen (11) des Zylindersterns (9) entsprechenden Anzahl von in letzterem angeordnetem Durchlasskanälen (35), die - je nach Drehstellung des Zylindersterns (9) in dem Hubring (4) - jeweils einen Arbeitsraum (22) mit einem mit dem Einlasskanal (28) korrespondierenden Steuerquerschnitt oder mit einem mit dem Auslasskanal (36) korrespondierenden Steuerquerschnitt verbinden oder von einer an dem Steuerspiegelkörper (30, 32) befindlichen Verschlussfläche verschließbar sind

dadurch gekennzeichnet, dass jeder Steuerspiegelkörper (30, 32) einen Lagerbereich (48, 49) aufweist, in dem radial wirkende Kräfte auf eine jeweilige Gegenfläche in dem Gehäuse (2) oder einem darin gelagerten Gehäusedeckel (3) übertragbar sind.

2. Radialkolbenmaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Zylinderstern (9) mindestens einen Stützbereich (42, 43) aufweist, in dem die axiale Breite kleiner ist als in einem sich in radiale Richtung an den Stützbereich (42, 43) nach außen hin anschließenden Freilaufbereich (52), wobei sich vorzugsweise in dem Stützbereich (42, 43) mindestens ein Steuerquerschnitt des Steuerspiegelkörpers (30, 32) befindet, wobei weiter vorzugsweise

mindestens ein Steuerspiegelkörper (30, 32) einen mit dem Stützbereich (42, 43) des Zylindersterns (9) korrespondierenden Stützbereich (40, 41) aufweist, wobei sich vorzugsweise entweder in radiale Richtung nach außen hin an den Stützbereich (40, 41) anschließenden und/oder in axiale, dem Stützbereich (40, 41) abgewandten Richtung der jeweilige Lagerbereich (48, 49) anschließt.

3. Radialkolbenmaschine nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Stützbereich (42, 43) des Zylindersterns (9) sich vorzugsweise ausgehend von einem zentralen Drehmoment-Kopplungsbereich (47), in radiale Richtung bis zu einem Durchmesser erstreckt, der ungefähr 60 % bis 90 %, vorzugsweise 70 % bis 80 % des maximalen Durchmessers des Zylindersterns (9) beträgt.

4. Radialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Steuerspiegelkörper (30, 32) eine kegelförmige, kegelingförmige oder konvex, insbesondere sphärisch, gewölbte Gestalt besitzt, wobei vorzugsweise der Stützbereich (40, 41) kegelförmig, kegelingförmig oder konvex, insbesondere sphärisch, gewölbt gestaltet ist.

5. Radialkolbenmaschine nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kegelwinkel zwischen 90° und 150°, vorzugsweise zwischen 110° und 130° beträgt.

6. Radialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Zylinderstern (9) und mindestens ein Steuerspiegelkörper (30, 32) in axiale Richtung patrizien-matrizen-förmig ineinander greifen.

7. Radialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die beiden Steuerspiegelkörper (30, 32) in axialer Richtung relativ zueinander verschiebbar sind, vorzugsweise dass einer der Steuerspiegelkörper (32) in axiale Richtung relativ zu dem Gehäuse (2) oder dem Gehäusedeckel (3) verschiebbar ist, wohingegen der andere Steuerspiegelkörper (30) in axiale Richtung in dem Gehäuse (2) oder dem Gehäusedeckel (3) festgelegt ist.

8. Radialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** auf beiden Seiten des Zylindersterns (9) jeweils ein Steuerspiegelkörper (30, 32) angeordnet ist, wobei ein Steuerspiegelkörper (32) mittels eines sich an dem Gehäuse (2) oder dem Gehäusedeckel (3) abstützenden Federelements (39), vorzugsweise einer Wellfeder, in Richtung auf den gegenüber liegenden Steuerspiegelkörper (30) vorgespannt ist.

9. Radialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** jeweils mit einem Arbeitsraum (22) korrespondierende Durchlasskanäle (35) des Zylindersterns (9) sich jeweils von einem Stützbereich bis zu dem gegenüberliegenden Stützbereich (42, 43) erstrecken.
10. Radialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** Steuerkanäle (29, 34, 37, 38) zweier gegenüber liegender Steuerspiegelkörper (30, 32) und ein dazwischen angeordneter Durchlasskanal (35) des Zylindersterns (9) miteinander fluchten, vorzugsweise eine durchgehende zylindrische Bohrung mit konstantem Querschnitt bilden.
11. Radialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** jeweils ein Kolbenkopf (14') der Kolben (13') im Längsschnitt becherförmig gestaltet ist und ohne Zwischenschaltung eines separaten Dichtungselements mit einem Becherrand (63) dichtend an einer inneren Mantelfläche der jeweiligen Bohrung (11) des Zylindersterns (9) anliegt, wobei die Kolben (13') vorzugsweise aus Kunststoff bestehen und weiter vorzugsweise Kunststoff-Spritzgussteile sind.

Claims

1. A hydrostatic radial piston machine (1) having
- a housing,
 - a cylinder star (9) which mounted in the housing (2) such that it can rotate about a rotation axis (10) and has a number of bores (11) which extend starting from an outer lateral surface (12) of the cylinder star (9) into the interior thereof and are distributed over the circumference thereof,
 - a number of pistons (13, 13') corresponding to the number of bores (11), which are arranged in a displaceable manner in the bores (11) and each delimit a working space (22) for a hydraulic fluid together with the associated bore (11),
 - a lifting ring (4), which is arranged eccentrically to the cylinder star (9) and surrounds the cylinder star (9) in a circumferential manner, and on the inner lateral surface (17) of which ends of the pistons (13, 13') which face away from the cylinder star (9) are supported in a movable manner during the rotary movement of the cylinder star (9),
 - two control mirror bodies (30, 32), which have at least two control cross sections in total, of which at least one is connected to the inlet duct (28) and at least one other is connected to the outlet duct (36), wherein both control mirror bod-

ies (30, 32) each extend with an end face facing the cylinder star (9) towards a central plane (62) of the cylinder star (9), which plane is perpendicular to the rotation axis (10), beyond a plane which is defined by an end face (54, 55) of the cylinder star (9) facing the respective control mirror body (30, 32) at the point of the cylinder star with the greatest axial width (60),

- a number, which corresponds to the number of bores (11) in the cylinder star (9), of through-ducts (35) which are arranged in the latter and
- depending on the rotation position of the cylinder star (9) in the lifting ring (4) - each connect a working space (22) to a control cross section which corresponds to the inlet duct (28) or to a control cross section which corresponds to the outlet duct (36) or can be closed by a closure face which is situated on the control mirror body (30, 32),

characterised in that each control mirror body (30, 32) has a bearing region (48, 49) in which radially effective forces can be transmitted to a respective counter face in the housing (2) or a housing cover (3) mounted therein.

2. The radial piston machine according to Claim 1, **characterised in that** the cylinder star (9) has at least one supporting region (42, 43), in which the axial width is smaller than in a free-running region (52) which is joined to the supporting region (42, 43) to the outside in the radial direction, wherein preferably at least one control cross section of the control mirror body (30, 32) is situated in the supporting region (42, 43), wherein further preferably at least one control mirror body (30, 32) has a supporting region (40, 41) which corresponds to the supporting region (42, 43) of the cylinder star (9), wherein preferably the respective bearing region (48, 49) is joined to the supporting region (40, 41) either towards the outside in the radial direction and/or in the axial direction facing away from the supporting region (40, 41).
3. The radial piston machine according to Claim 2, **characterised in that** the supporting region (42, 43) of the cylinder star (9) preferably extends starting from a central torque-coupling region (47) in the radial direction to a diameter which is approximately 60% to 90%, preferably 70% to 80% of the maximum diameter of the cylinder star (9).
4. The radial piston machine according to one of Claims 1 to 3, **characterised in that** the control mirror body (30, 32) has a conical, conical-ring-shaped or convexly, in particular spherically curved shape, wherein preferably the supporting region (40, 41) is shaped in a conical, conical-ring-shaped or convexly, in particular spherically, curved manner.

5. The radial piston machine according to Claim 4, **characterised in that** the cone angle is between 90° and 150°, preferably between 110° and 130°.
6. The radial piston machine according to one of Claims 1 to 5, **characterised in that** the cylinder star (9) and at least one control mirror body (30, 32) interlock in a male/female manner in the axial direction. 5
7. The radial piston machine according to one of Claims 1 to 6, **characterised in that** the two control mirror bodies (30, 32) can be displaced in the axial direction relative to each other, preferably that one of the control mirror bodies (32) can be displaced in the axial direction relative to the housing (2) or the housing cover (3), whereas the other control mirror body (30) is fixed in the axial direction in the housing (2) or the housing cover (3). 10 15
8. The radial piston machine according to one of Claims 1 to 7, **characterised in that** in each case one control mirror body (30, 32) is arranged on both sides of the cylinder star (9), wherein one control mirror body (32) is prestressed in the direction of the opposite control mirror body (30) by means of a spring element (39), preferably a wave spring, which is supported on the housing (2) or housing cover (3). 20 25
9. The radial piston machine according to one of Claims 1 to 8, **characterised in that** through-ducts (35) of the cylinder star (9) which each correspond to a working space (22) each extend from one supporting region to the opposite supporting region (42, 43). 30
10. The radial piston machine according to one of Claims 1 to 9, **characterised in that** control ducts (29, 34, 37, 38) of two opposite control mirror bodies (30, 32) and a through-duct (35) of the cylinder star (9) arranged between them align with each other, preferably forming a continuous cylindrical bore with a constant cross section. 35 40
11. The radial piston machine according to one of Claims 1 to 10, **characterised in that** in each case a piston head (14') of the pistons (13') is cup-shaped in longitudinal section and bears with a cup edge (63) against an inner lateral surface of the respective bore (11) of the cylinder star (9) without a separate seal element being interposed, wherein the pistons (13') preferably consist of plastic and further preferably are plastic injection-moulded parts. 45 50

Revendications

1. Moteur à pistons radiaux hydrostatique (1) comportant :

- un logement,
 - un barillet à pistons radiaux (9) positionné rotativement autour d'un axe de rotation (10) dans le logement (2), qui possède une pluralité d'alésages (11), qui s'étendent à partir d'une surface de gaine extérieure (12) du barillet à pistons radiaux (9) à l'intérieur de celui-ci et sont répartis sur la circonférence de celui-ci,
 - une pluralité de pistons (13, 13') correspondant à la pluralité d'alésages (11), qui sont disposés de manière déplaçable dans les alésages (11) et délimitent respectivement conjointement à l'alésage coordonné (11) un espace de travail (22) pour un fluide hydraulique,
 - une couronne de levage (4) disposée excentriquement au barillet à pistons radiaux (9), qui entoure la circonférence du barillet à pistons radiaux (9) et, sur la surface de gaine intérieure (17) de celui-ci, s'appuient de manière mobile les extrémités du piston (13, 13') qui se détournent du barillet à pistons radiaux (9) pendant le mouvement de rotation du barillet à pistons radiaux (9),
 - deux corps de plaque de commande (30, 32), qui présentent au total au moins deux sections transversales de commande, desquels au moins un est relié au canal d'admission (28) et au moins un autre est relié au canal d'échappement (36), dans lequel les deux corps de plaque de commande (30, 32) s'étendent respectivement par une surface frontale tournée vers le barillet à pistons radiaux (9) sur un plan central (62) du barillet à pistons radiaux (9) perpendiculaire à l'axe de rotation (10) jusqu'à un plan, qui est défini par une surface frontale (54, 55) du barillet à pistons radiaux (9) tournée vers le corps de plaque de commande respective (30, 32) à l'emplacement de celui-ci avec la plus grande largeur axiale (60),
 - une pluralité de canaux de passage (35) disposés dans le barillet à pistons radiaux correspondant à la pluralité d'alésages (11) du barillet à pistons radiaux (9), qui - en fonction de la position de rotation du barillet à pistons radiaux (9) dans la couronne de levage (4) - relient respectivement un espace de travail (22) avec une section transversale de commande correspondant au canal d'admission (28) ou avec une section transversale de commande correspondant au canal d'échappement (36) ou peuvent être obturés par une surface d'obturation se trouvant sur le corps de plaque de commande (30, 32),

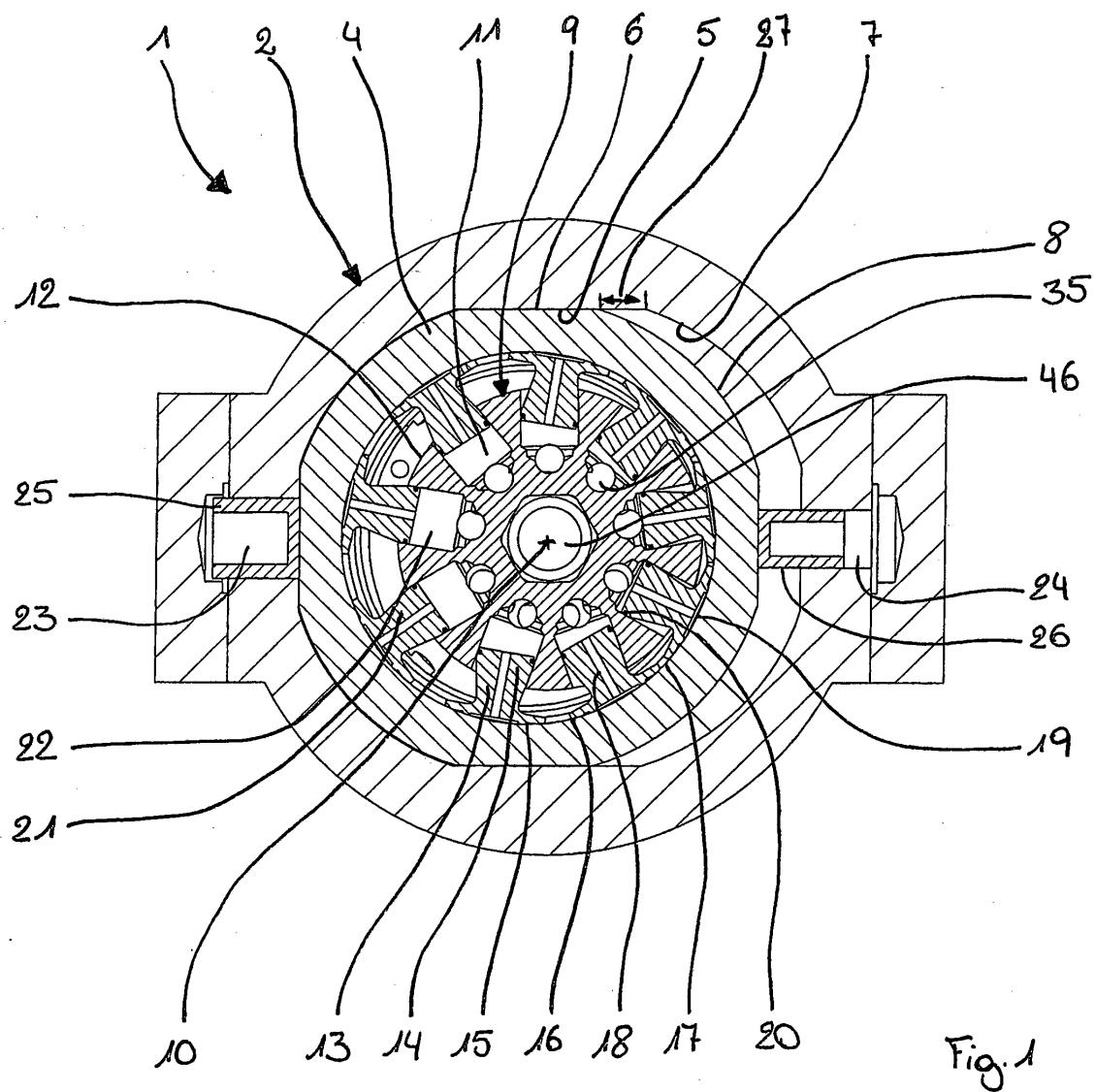
caractérisé en ce que chaque corps de plaque de commande (30, 32) présente une surface de palier (48, 49), dans laquelle des forces agissant radialement peuvent être transmises sur une surface opposée respective dans le logement (2) ou un cou-

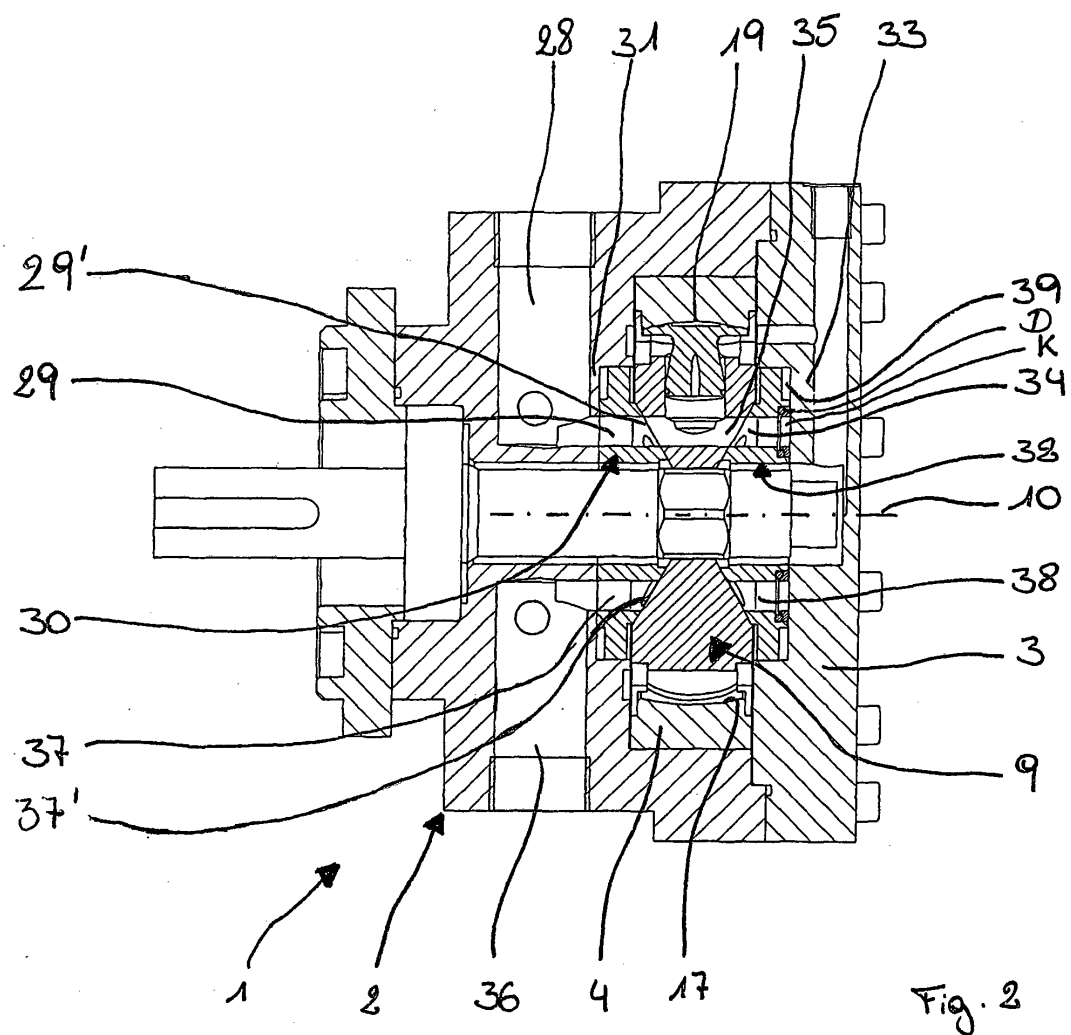
vercle de logement (3) positionné dans celui-ci.

2. Moteur à pistons radiaux selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le barillet à pistons radiaux (9) présente au moins une zone d'appui (42, 43), dans laquelle la largeur axiale est plus petite que dans une zone de mise en roue libre (52) se rattache dans la direction radiale à la zone d'appui (42, 43) en allant vers l'extérieur, dans lequel de préférence dans la zone d'appui (42, 43) se trouve au moins une section transversale de commande du corps de plaque de commande (30, 32), dans lequel de préférence au moins un corps de plaque de commande (30, 32) présente une zone d'appui (40, 41) correspondant à la zone d'appui (42, 43) du barillet à pistons radiaux (9), dans lequel de préférence se rattache la zone de palier respective (48, 49) soit à la zone d'appui (40, 41) dans la direction radiale en allant vers l'extérieur et/ou soit dans la direction axiale qui se détourne de la zone d'appui (40, 41). 5 10 15 20
3. Moteur à pistons radiaux selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** la zone d'appui (42, 43) du barillet à pistons radiaux (9) s'étend de préférence à partir d'une zone d'accouplement à couple de rotation (47) centrale dans la direction radiale jusqu'à un diamètre, qui correspond environ à 60% à 90%, de préférence à 70% à 80% du diamètre maximal du barillet à pistons radiaux (9). 25 30
4. Moteur à pistons radiaux selon une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** le corps de plaque de commande (30, 32) possède une forme bombée conique, de bague conique ou convexe, notamment sphérique, dans lequel de préférence la surface d'appui (40, 41) a une forme bombée conique, de bague conique ou convexe, notamment sphérique. 35
5. Moteur à pistons radiaux selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** l'angle de conicité est compris entre 90° et 150°, de préférence entre 110° et 130°. 40
6. Moteur à pistons radiaux selon une des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que** le barillet à pistons radiaux (9) et au moins un corps de plaque de commande (30, 32) viennent en prise l'un dans l'autre dans la direction radiale en forme de poinçon/matrice. 45 50
7. Moteur à pistons radiaux selon une des revendications 1 à 6, **caractérisé en ce que** les deux corps de plaque de commande (30, 32) sont déplaçables l'un par rapport à l'autre dans la direction axiale, de préférence **en ce que** un des corps de plaque de commande (32) est déplaçable dans la direction axiale par rapport au logement (3) ou au couvercle de logement (3), tandis que l'autre corps de plaque 55

de commande (30) est immobilisé dans la direction axiale dans le logement (2) ou le couvercle de logement (3).

8. Moteur à pistons radiaux selon une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** un corps de plaque de commande (30, 32) est respectivement disposé des deux côtés du barillet à pistons radiaux (9), dans lequel un corps de plaque de commande (32) est précontraint au moyen d'un élément de ressort (39) s'appuyant sur le logement (2) ou sur le couvercle de logement (3), de préférence un ressort ondulé, dans la direction du corps de plaque de commande (30) opposé. 5 10 15 20
9. Moteur à pistons radiaux selon une des revendications 1 à 8, **caractérisé en ce que** des canaux de passage (35) du barillet à pistons radiaux (9) correspondant respectivement à un espace de travail (22) s'étendent respectivement depuis une zone d'appui jusqu'à la zone d'appui opposée (42, 43). 25 30
10. Moteur à pistons radiaux selon une des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** des canaux de commande (29, 34, 37, 38) de deux corps de plaque de commande (30, 32) opposés et un canal de passage (35) disposé entre eux du barillet à pistons radiaux (9) s'alignent les uns sur les autres, de préférence forment un alésage cylindrique traversant avec section transversale constante. 35 40 45 50
11. Moteur à pistons radiaux selon une des revendications 1 à 10, **caractérisé en ce que** respectivement une tête de piston (14') du piston (13') est configurée en forme de coupe en coupe longitudinale et vient reposer de manière étanche par un bord de coupe (63) sans intercaler un élément d'étanchéité séparé sur une surface de gaine intérieure de l'alésage respectif (11) du barillet à pistons radiaux (9), dans lequel les pistons (13') sont de préférence constitués de plastique et de préférence des pièces moulées par injection en plastique. 55





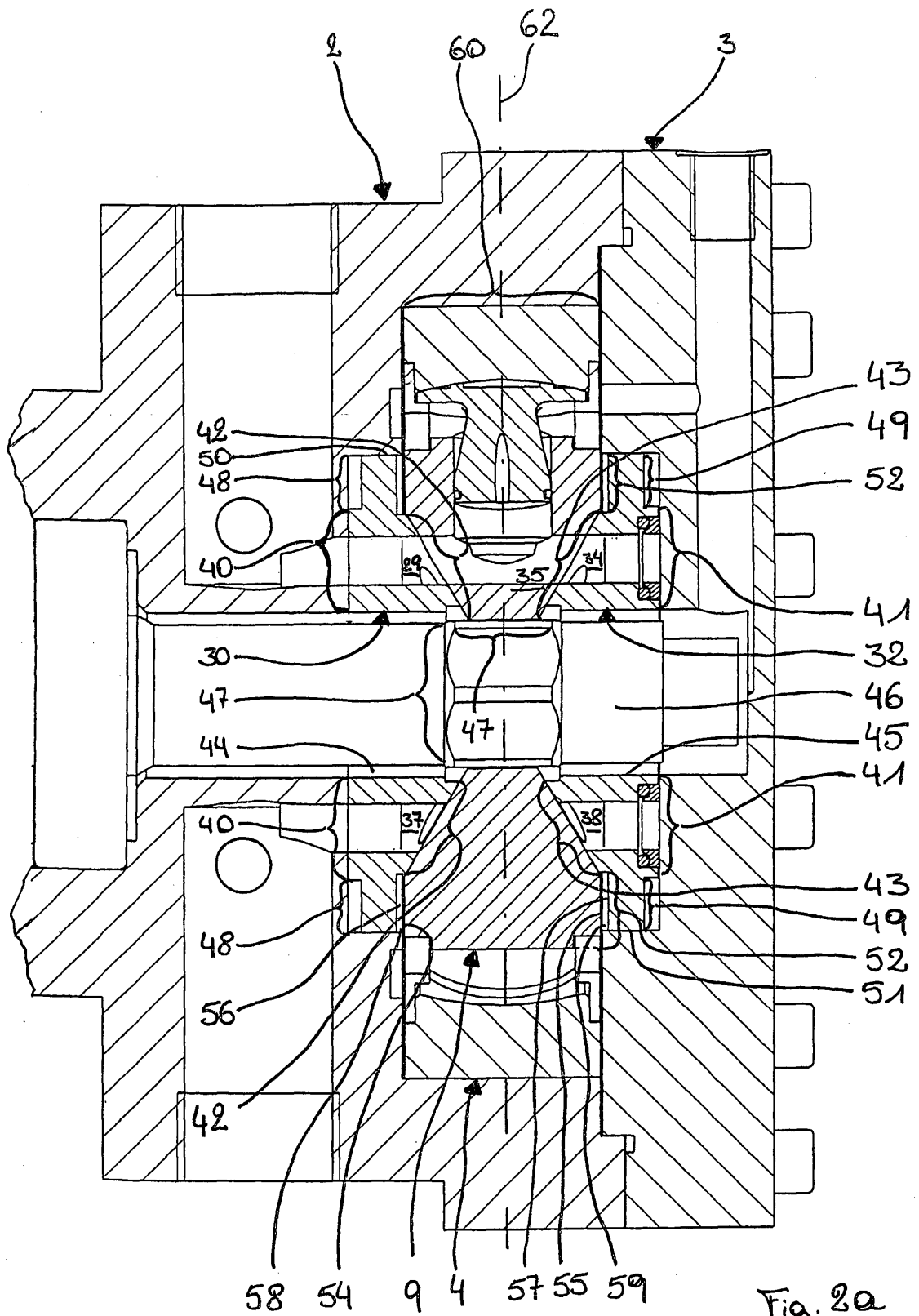
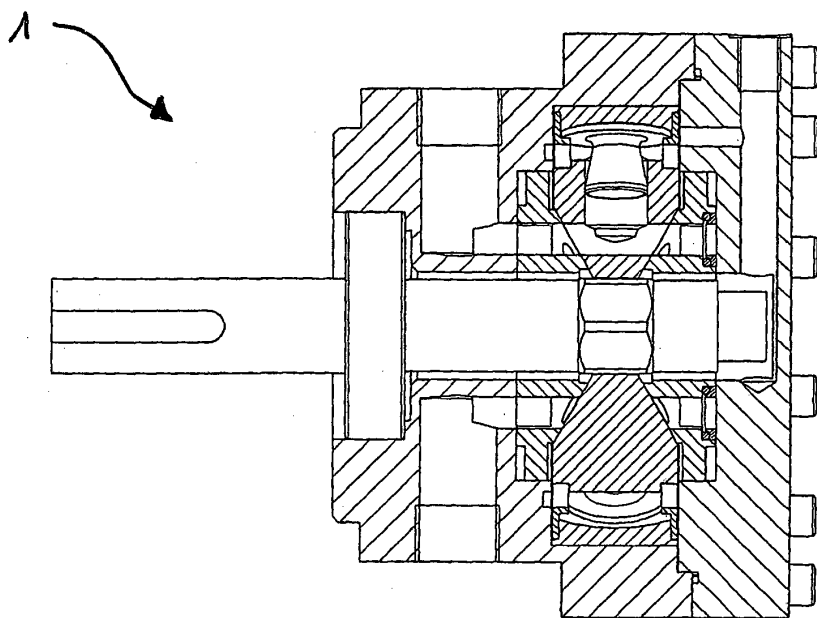
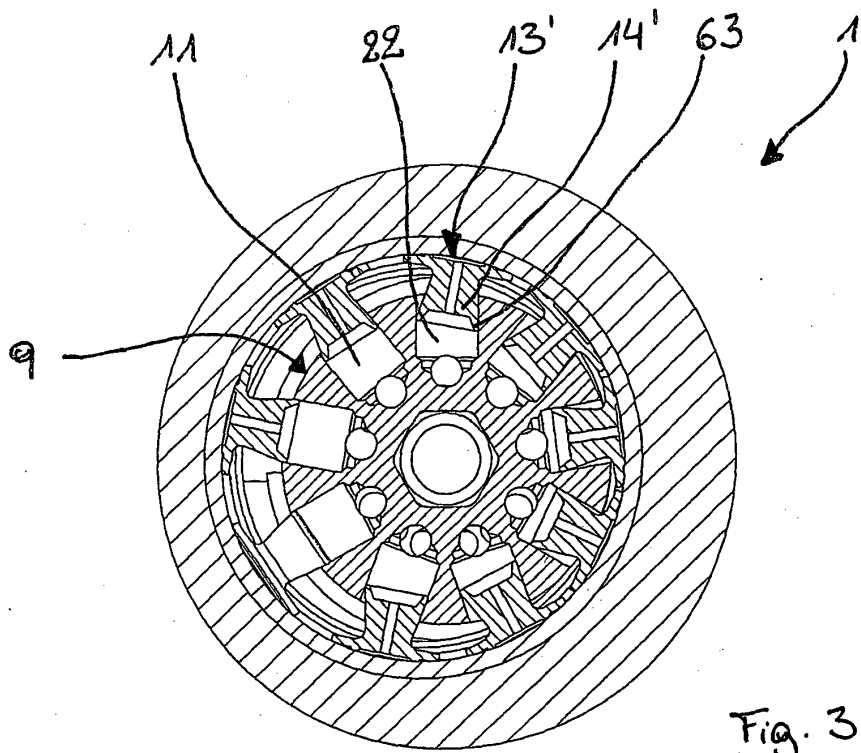


Fig. 2a



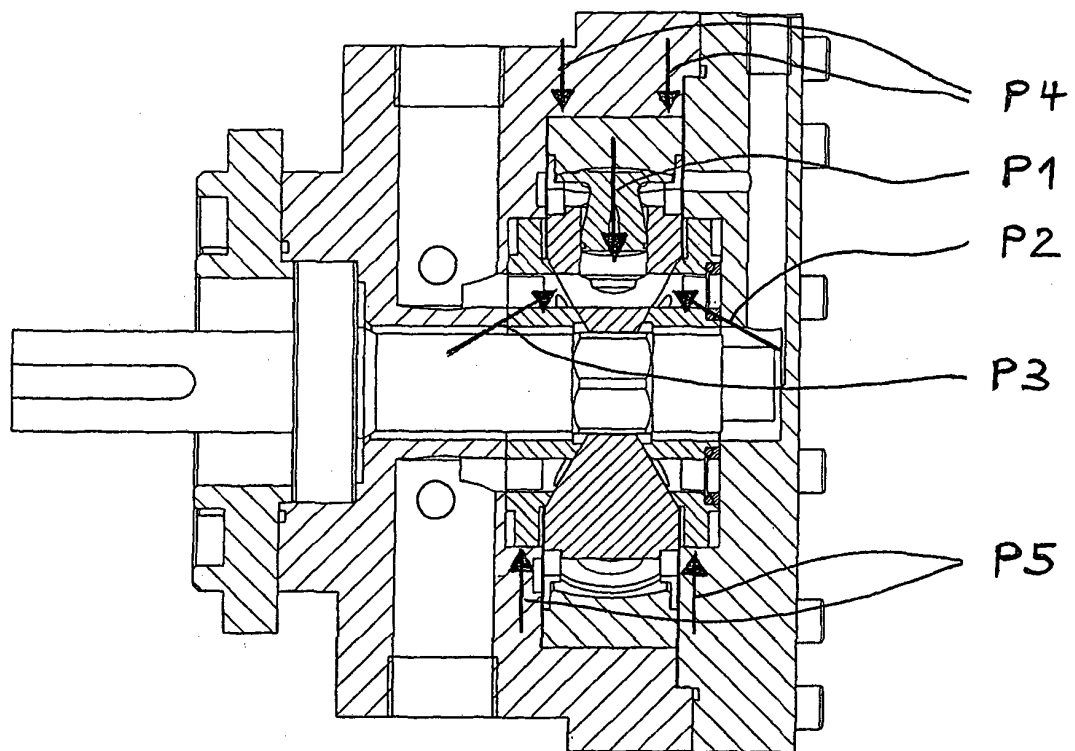


Fig. 5

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

- EP 0401408 A **[0002]**
- DE 1812635 A **[0003]**
- DE 2452092 A **[0003]**
- DE 4123674 A **[0003]**
- DE 4123675 A **[0003]**
- US 3951044 A **[0004]**
- DE 1776238 A **[0005]**
- US 3122104 A **[0005]**