

(19)



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11)

**EP 0 675 286 B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des  
Hinweises auf die Patenterteilung:  
**23.07.1997 Patentblatt 1997/30**

(51) Int Cl.<sup>6</sup>: **F04B 1/20**, F01B 3/00

(21) Anmeldenummer: **95101841.5**

(22) Anmeldetag: **10.02.1995**

(54) **Axialkolbenmaschine mit hydrostatischer Enlastung ihrer gleitflächengelagerten Steuerlinse**

Axial piston machine with hydrostatic relief of the rocker body bearing

Machine à pistons axiaux avec décharge hydrostatique du palier du plateau d'impulseur

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE FR GB IT SE**

(30) Priorität: **18.03.1994 DE 4409370**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**04.10.1995 Patentblatt 1995/40**

(73) Patentinhaber: **BRUENINGHAUS HYDROMATIK  
GMBH  
89275 Elchingen (DE)**

(72) Erfinder: **Beck, Josef  
D-72401 Haigerloch 2 (DE)**

(74) Vertreter: **Körber, Wolfhart, Dr. rer.nat.  
Patentanwälte  
Mitscherlich & Partner,  
Sonnenstrasse 33  
80331 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**DE-A- 2 100 028 DE-A- 3 402 634  
FR-A- 2 135 776 GB-A- 2 207 198**

**EP 0 675 286 B1**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Axialkolbenmaschine verstellbaren Verdrängungsvolumens mit zumindest hydrostatischer Entlastung ihrer gleitflächengelagerter Steuerlinse bzw. Hubscheibe nach dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

Aus der Praxis sind derartige Axialkolbenmaschinen in beispielsweise Schrägscheibenbauweise bekannt, bei denen jeweils die zwecks Verstellung des Verdrängungsvolumens in zwei gehäusefesten Gleitlagern beidseits der Drehachse der Zylindertrommel schwenkbar gelagerte Hub- oder Schrägscheibe mittels je eines von der Fluidquelle mit Drucköl versorgten Druckfeldes hydrostatisch gelagert ist. Die Vertiefungen sind in Schwenkrichtung der Schrägscheibe langgestreckte rechteckförmige Aussparungen in den Gleitlagern. Die Zulaufkanäle zur Druckölversorgung der Druckfelder münden in die Aussparungen ein und verlaufen durch die Schrägscheibe bis zu deren die Kolben über Gleitschuhe abstützenden Stützfläche. Die Gleitschuhe sind ebenfalls hydrostatisch gelagert und zu diesem Zweck in ihren der Stützfläche zugewandten Gleitflächen mit je einer kreisrunden Aussparung, auch Drucktasche genannt, versehen, die über eine Axialbohrung in dem zugeordneten Kolben mit dem in der jeweiligen Zylinderbohrung herrschenden Kolbendruck beaufschlagt ist. Die Zulaufkanäle münden auf der Stützfläche in der Gleitbahn der Drucktaschen aus.

Folglich stehen während des Betriebs der Axialkolbenmaschine die Aussparungen der Gleitlager abwechselnd unter dem im Gehäuse herrschenden, niedrigen Lecköl Druck und dem in den Zylinderbohrungen herrschenden, hohen Kolbendruck, so daß die Druckfelder mit einer der Drehzahl der Zylindertrommel entsprechenden Frequenz pulsieren. Dabei kann die Schrägscheibe infolge der Druckstöße in den Druckfeldern so weit von den gehäusefesten Lagerflächen abheben, daß der Fluidablauf aus den Druckfeldern deren Fluidversorgung über die Zulaufkanäle übersteigt und somit zu einem Zusammenbrechen der Druckfelder bis zum metallischen Kontakt der verschiebbaren Schrägscheiben-Lagerflächen mit den gehäusefesten Lagerflächen führt; die dabei auftretende Spalthöhenabnahme zwischen diesen Lagerflächen bewirkt unmittelbar einen entsprechend schnellen und hohen Druckaufbau, der seinerseits ein völliges Abheben der Schrägscheibe hervorrufen kann. Dadurch können in bestimmten Frequenzbereichen resonante Schwingungen auftreten, die ebenso wie Druckschwankungen, die entsprechend dem Lastverhalten eines von der Schrägscheibenmaschine angetriebenen Verbrauchers auftreten, zu hohen dynamischen Belastungen und entsprechend hohen Körperschallstärken führen und ebenso wie mögliche Strahlkavitationen infolge der pulsierenden Strömungsumkehr in den Zulaufkanälen die Funktionsfähigkeit der hydrostatischen Lagerung der Schrägscheibe beeinträchtigen.

Anders als die vorstehend erwähnten Aussparungen geformte Vertiefungen sind z.B. aus der DE-OS 21 00 028 bekannt: sie sind als in sich geschlossene Ringnuten ausgebildet, die jeweils einen inselförmigen Lagerflächenanteil rechteckiger Form umgeben, in dem wiederum eine Aussparung entsprechender Rechteckform ausgebildet ist. Ferner ist es aus der vorgenannten DE-OS 21 00 028 bekannt, in den beiden gehäusefesten Gleitlagern für die Schrägscheibe der Schrägscheibenmaschine eine Anzahl von parallelen Nuten auszubilden, die quer über die gehäusefesten Lagerflächen verlaufen und mit Abstand von deren seitlichen Rändern geschlossen enden. In diesen Nuten verteilt sich beim Verschwenken der Schrägscheibe das über je einen Zulaufkanal und je eine angeschlossene Aussparung in der Schrägscheiben-Lagerfläche zugeführte Fluid, wodurch ein dem Schwenkwinkel zugeordnetes, in seiner Größe variables Druckfeld entsteht, das die Lagerung entlastet.

Ölverteilungsnuten bei hydrostatisch entlasteten Lagerungen sind auch in der Fachliteratur (vgl. Ölhdraulik, Dr. Jean Thoma, Ausgabe 1970, S. 65) mit dem Hinweis beschrieben, daß sie nicht bis zum äußeren Rand durchgeführt werden dürfen, um einen Kurzschluß des Fluiddruckes zu verhindern.

Es ist Aufgabe der Erfindung, eine Axialkolbenmaschine der eingangs genannten Art so weiterzubilden, daß die Funktionstüchtigkeit der hydrostatischen Lagerung bzw. Entlastung ihres verschwenkbaren Stützkörpers insbesondere durch Verringerung von Druckschwankungen im Druckfeld verbessert ist.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruches 1 gelöst. Der aus dem Druckfeld insgesamt ablaufende Fluidvolumenstrom ist gegenüber dem Stand der Technik um die Ablaufkapazität der Entlastungsgrillen-Anordnung vergrößert. Da diese Ablaufkapazität bei Spalthöhenänderungen im wesentlichen konstant bleibt, ändert sich die Größe des insgesamt ablaufenden Fluidvolumenstroms beim Auftreten von Störkräften mit entsprechend kleinerer Amplitude. Dementsprechend kleiner ist auch die Amplitude der durch die Änderung des Fluidvolumenstroms hervorgerufenen Druckänderungen im Druckfeld, wodurch dessen im Stand der Technik "überschießende" Reaktion auf Störkräfte weitgehend verhindert und stattdessen ein gedämpftes Ansprechverhalten erzielt wird. Bei Verwendung einer Druckquelle als Fluidquelle ist im Vergleich zu einer Stromquelle dieses gedämpfte Ansprechverhalten besonders ausgeprägt. Wird das Druckfeld zur hydrostatischen Entlastung oder Lagerung der Hubscheibe einer Schrägscheibenmaschine verwendet und über die kolbenabstützenden Gleitschuhe mit Fluid versorgt, dann verhindert der über die erfindungsgemäße Entlastungsgrillen-Anordnung mit im wesentlichen konstantem Druckgefälle erfolgende stete Fluidablauf aus dem Druckfeld in Richtung Lecköl eine Strömungsumkehr im Zulaufkanal und damit Strahlkavitationen an den Gleitschuhen und

der Hubscheibe. Die Ablaufkapazität und damit das gedämpfte Ansprechverhalten der Entlastungsritzen-Anordnung kann durch entsprechende Wahl der Querschnittsfläche und/oder Länge und/oder Gestaltung mit beispielsweise zickzackförmigem, mäanderförmigem oder jedem anderen geeigneten Verlauf auf die jeweiligen Betriebsverhältnisse eingestellt werden. Eine Zulaufdrossel im Zulaufkanal, wie sie üblicherweise bei Anschluß des Druckfeldes an eine Druckquelle verwendet wird, kann aufgrund der ihrer Ablaufkapazität entsprechenden Drosselwirkung der Entlastungsritzen-Anordnung entfallen. Es ist natürlich auch möglich, eine solche Zulaufdrossel einzusetzen, um eine hydrostatische Lagerung mit entsprechend höherer Stabilität zu erzielen.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung umfaßt die Vertiefung ferner eine Ausnehmung, über die die Entlastungsritze mit dem Zulaufkanal in Verbindung steht. Die Fläche dieser Ausnehmung kann gleich oder kleiner als diejenige der im Stand der Technik verwendeten Aussparungen sein. Vorzugsweise ist die Ausnehmung als Erweiterung der Ausmündung des Zulaufkanals in der Lagerfläche ausgebildet.

Bei Ausbildung der Axialkolbenmaschine als Schrägscheibenmaschine stellt deren Hubscheibe den verschwenkbaren Stützkörper dar, der zweckmäßigerweise mit einer weiteren Lagerfläche in einem weiteren gehäusefesten Gleitlager mit einer weiteren Lagerfläche auf der der erstgenannten gehäusefesten Lagerfläche gegenüberliegenden Seite der Drehachse der Zylindertrommel schwenkbar gelagert ist, wobei in wenigstens einer der beiden weiteren Lagerflächen eine weitere Entlastungsritzen-Anordnung ausgebildet ist. Bei einer Axialkolbenmaschine mit einer nur in einer Richtung verschwenkbaren und demzufolge ständig einseitig mit dem Kolbendruck belasteten Hubscheibe ist der Aufbau eines Druckfeldes über einen Zulaufkanal auf der unbelasteten Seite nicht erforderlich; hier reicht das bei der Schwenkbewegung aus der Umgebung mitgenommene Schleppöl zur Schmierung aus. Bei Axialkolbenmaschinen, deren Hubscheiben in beiden Richtungen ausschwenkbar ist, sind zweckmäßigerweise beide Entlastungsritzen-Anordnungen über je wenigstens einen Zulaufkanal mit der Fluidquelle verbunden.

Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den verbleibenden Unteransprüchen.

Nachstehend ist die Erfindung anhand zweier bevorzugter Ausführungsbeispiele unter Bezugnahme auf die Zeichnung näher beschrieben. Es zeigen:

Fig. 1 einen Axialschnitt einer teildargestellten Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbauweise mit einer in einem Gleitlager um eine Schwenkachse verschwenkbar gelagerter Schrägscheibe bei Betrachtung in einer Richtung senkrecht zur Schwenkachse, wobei das Gleitlager eine Entlastungsritzen-Anordnung gemäß einer ersten Ausgestaltung der Erfindung aufweist,

Fig. 2 einen Schnitt entlang der Linie II-II in Fig. 1,

5 Fig. 3 einen Schnitt entlang der Linie III-III in Fig. 2,

Fig. 4 einen Axialschnitt einer teildargestellten Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbauweise mit einer in einem Gleitlager um eine Schwenkachse verschwenkbar gelagerter Schrägscheibe bei Betrachtung in einer Richtung senkrecht zur Schwenkachse, wobei das Gleitlager eine Entlastungsritzen-Anordnung gemäß einer zweiten Ausgestaltung der Erfindung aufweist, und

10 15 Fig. 5 einen Schnitt entlang der Linie V-V in Fig. 4.

Die in Fig. 1 dargestellte Axialkolbenmaschine ist als Schrägscheibenpumpe mit verstellbarem Fördervolumen und zwei Stromrichtungen ausgeführt und umfaßt in bekannter Weise als wesentliche Bauteile ein hohlzylindrisches Gehäuse, das lediglich durch seine in Fig. 1 untere Stirnwand 1 angedeutet und an seinem oberen Ende durch eine nicht gezeigte Anschlußplatte verschlossen ist, eine Triebwelle 2, einen Steuerkörper 3, eine Zylindertrommel 4 und eine Schrägscheibe 5.

Die Triebwelle 2 ragt durch eine Durchgangsbohrung 6 in der unteren Stirnwand 1 in das Gehäuse hinein und ist mittels nicht gezeigter Lager in dieser Durchgangsbohrung 6 sowie in einer Sackbohrung in der Anschlußplatte drehbar gelagert. Die Triebwelle 2 durchsetzt im Inneren des Gehäuses eine zentrale Durchgangsbohrung 7 in der Schrägscheibe 5 sowie zwei weitere zentrale Durchgangsbohrungen im Steuerkörper 3 und in der Zylindertrommel 4.

Der Steuerkörper 3 ist an der Anschlußplatte befestigt und mit zwei durchgehenden Öffnungen in Form von nierenförmigen Steuerschlitzten (nicht gezeigt) versehen, die jeweils an einen nicht gezeigten Saug- bzw. Druckstutzen der Schrägscheibenpumpe angeschlossen sind. Die der Anschlußplatte abgewandte und sphärisch ausgebildete Steuerfläche 8 des Steuerkörpers 3 dient gleichzeitig als Lagerfläche für die Zylindertrommel 4.

Die Zylindertrommel 4 ist mittels einer Keilnut-Verbindung 9 drehfest mit der Triebwelle 2 verbunden und weist allgemein axial verlaufende Zylinderbohrungen 10 auf, die gleichmäßig auf einem zur Triebwellenachse koaxialen Teilkreis angeordnet sind, an der der Gehäuse-Stirnwand 1 zugewandten Zylindertrommel-Stirnseite direkt und an der dem Steuerkörper 3 zugewandten radialen Zylindertrommel-Lagerfläche über Mündungskanäle 11 auf dem gleichen Teilkreis wie die Steuerschlitzte ausmünden. Innerhalb der Zylinderbohrungen 10 verschiebbar angeordnete Kolben 12 sind an ihren der Gehäuse-Stirnwand 1 zugewandten Enden mit Kugelnköpfen 13 versehen, die in Gleitschuhen 14 gelagert

sind und sich über diese an einer ringförmigen Gleitscheibe 15 abstützen, die von der Triebwelle 2 durchsetzt und an der Schrägscheibe 5 befestigt ist. Die Gleitschuhe 14 sind an ihren der Gleitscheibe 15 zugewandten Gleitflächen mit je einer Drucktasche 16 in Form einer kreisförmigen Aussparung versehen, die über eine Durchgangsbohrung 17 im Gleitschuh 14 an einen abgestuften axialen Durchgangskanal 18 im jeweiligen Kolben 12 angeschlossen und auf diese Weise mit der Zylinderbohrung 10 verbunden ist. Jeder axiale Durchgangskanal 18 ist im Bereich des zugeordneten Kugelpfandes 12 mit einer Drossel 19 ausgebildet. Ein mittels der Keilnut-Verbindung 9 axial verschiebbar auf der Triebwelle 2 angeordneter und durch eine Feder 20 in Richtung Gehäuse-Stirnwand 1 beaufschlagter Niederhalter 21 hält die Gleitschuhe 14 in Anlage an die Gleitscheibe 15.

Eine lediglich angedeutete Stelleinrichtung 22 greift an einen sich in Richtung der Anschlußplatte erstreckenden Arm 23 der Schrägscheibe 5 an und dient zum Versenken derselben um eine zur Triebwellenachse senkrechten Schwenkachse 24. Die Schrägscheibe 5 ist als sog. Schwenkwiege mit halbzyklindrischem Querschnitt ausgebildet und mit zwei beidseits der Triebwelle 2 parallel zueinander in Schwenkrichtung, also senkrecht zur Schwenkachse 24, verlaufenden teilzylindrischen Lagerflächen 25 in zwei gehäusefesten Gleitlagern 26 mit je einer entsprechend geformten Lagerfläche 27 schwenkbar gelagert. Jedes Gleitlager 26 ist als Lagerschale ausgebildet, die einen Teil einer Hohlzylinder-Wandung darstellt, deren nach innen gewölbte, innere Wandungsfläche die Lagerfläche 27 bildet. Die Gleitlager 26 sind an einer entsprechend geformten Innenfläche der Gehäuse-Stirnwand 1 mit nicht näher dargestellten Befestigungsmitteln 28 befestigt. Der Abstand der in Schwenkrichtung verlaufenden Längsmittelachsen 29 der Lagerflächen 25 und 27 ist gleich dem Durchmesser des Teilkreises der Drucktaschen 16.

Die Lagerflächen 25 und 27 sind als langgestreckte Rechtecke ausgebildet, die gehäusefesten Lagerflächen 27 weisen an ihren parallelen, mit gleichem Abstand von der Schwenkachse 24 beidseits derselben angeordneten Stirnseiten je eine Stufe 30 auf. Durch diese Stufen 30 werden die gehäusefesten Lagerflächen 27 in je zwei Teilbereiche unterschiedlicher Länge, gemessen in Schwenkrichtung, aufgeteilt, deren kürzere Teilbereiche einander zugewandt sind.

Je eine Entlastungsgrillen-Anordnung in Form einer zickzackförmigen Entlastungsgrille 31.1 bestehend aus einzelnen Rillenabschnitten mit dem gleichen Bezugszeichen 31.1 ist mit gleichmäßiger Verteilung in den gehäusefesten Lagerflächen 27 ausgebildet und mündet mit je einem offenen Ende an der betreffenden Stufe 30 aus. Die Rillenabschnitte 31.1 schneiden die jeweilige Lagerflächen-Längsmittelachse 29 unter einem Winkel  $\alpha$  und verlaufen bis in die zur Längsmittelachse 29 parallelen Randbereiche der jeweiligen Lagerfläche 27, ohne dort auszumünden. Die Entlastungsgrille 31.1 weist

den in Fig. 3 gezeigten, etwa halbkreisförmigen Querschnitt auf.

In jeder gehäusefesten Lagerfläche 27 ist im Schnittpunkt ihrer Längsmittelachsen 29 mit einer gedachten, die Schwenkachse 24 senkrecht schneidenden Geraden eine sich in die Gehäuse-Stirnwand 1 hinein erstreckende Ausnehmung 32 ausgebildet, an die ein Zulaufkanal 33.1 angeschlossen ist. Dieser besteht aus einer in die Ausnehmung 32 einmündenden Sackbohrung 34 in der Gehäuse-Stirnwand 1, in welche Sackbohrung 34 eine Zulaufdrossel 35.1 in Form eines Verstell-drosselventils eingeschraubt ist, sowie aus einer Zulaufleitung 36, die den Eingang der Zulaufdrossel 35.1 in nicht gezeigter Weise mit dem Druckstutzen der Schrägscheibenpumpe verbindet. Jede Ausnehmung 32 mündet in die zugeordnete Entlastungsgrille 31.1 auf halber Länge derselben ein.

Beim Betrieb der Schrägscheibenpumpe wird die Triebwelle 2 angetrieben und damit die Zylindertrommel 4 mitsamt den Kolben 12 in Drehung versetzt. Wenn durch Betätigung der Stelleinrichtung 22 die Schrägscheibe 5 in eine Schrägstellung gegenüber der Zylindertrommel 4 verschwenkt worden ist, so vollführen sämtliche Kolben 12 Hubbewegungen; bei Drehung der Zylindertrommel 4 um 360° durchläuft jeder Kolben 12 einen Saug- und einen Kompressionshub, wobei entsprechende Druckmittelströme erzeugt werden, deren Zu- und Abführung über die Mündungskanäle 11, die Steuernieren und den Druck- und Saugstutzen erfolgen.

Dabei läuft während des Kompressionshubes jedes Kolbens 12 Drucköl von der betreffenden Zylinderbohrung 10 über den axialen Durchgangskanal 18 und die Durchgangsbohrung 17 im zugeordneten Gleitschuh 14 in dessen Drucktasche 16 und baut in prinzipiell gleicher Weise wie im noch zu beschreibenden Fall der Schwenklagerung der Schrägscheibe 5 ein Druckfeld zwischen der Gleitscheibe 15 und dem jeweiligen Gleitschuh 14 auf, das als hydrostatisches Lager für letzteren dient.

Über den an den Druckstutzen der Schrägscheibenpumpe angeschlossenen Zulaufkanal 33.1 läuft unter Hochdruck stehendes Drucköl in die beiden, in den gehäusefesten Gleitlagern 26 ausgebildeten Ausnehmungen 32 und in die jeweils angeschlossene Entlastungsgrille 31.1, um sowohl über diese als auch unter Anheben der Schrägscheibe 5 durch den dabei jeweils entstehenden Spalt zwischen den jeweils einander zugeordneten Lagerfläche 25, 27 zu dem unter Lecköl-druck stehenden Gehäuse-Innenraum abzulaufen. Dabei baut sich zwischen diesen Lagerflächen 25, 27 beidseits der Triebwelle 2 je ein Druckfeld auf, das aufgrund des gegenüber dem Hochdruck um den Druckabfall in der jeweiligen Zulaufdrossel 35.1 verminderten Zulaufdruckes in der betreffenden Ausnehmung 32 und Entlastungsgrille 31.1 ein hydrostatisches Lager darstellt, dessen Tragkraft sich aus der Größe der jeweiligen Lagerfläche 27 einschließlich der Ausnehmung 32 und der Entlastungsgrille 31.1, aus dem Zulaufdruck und aus

dem zulaufenden Druckölstrom bestimmt, der seinerseits von der Spalthöhe abhängt, die so gewählt ist, daß bei normaler Belastung durch den Kolbendruck kein metallischer Kontakt zwischen den Lagerflächen 25 und 27 auftritt. Wenn zu dieser Belastung eine Störkraft hinzukommt, dann wird die Spalthöhe kleiner, der Druckölstrom und der Druckabfall an der Zulaufdrossel 35.1 sinken, so daß der Druck in der Entlastungsrille 31.1 steigt und die erhöhte Belastung aufnehmen kann. Umgekehrt sinkt bei einer Entlastung der Druck in der Entlastungsrille 31.1 mit steigender Spalthöhe. Die auf diese Weise aufgebauten Druckfelder werden über den jeweiligen Zulaufkanal 33.1 ständig mit unter Hochdruck stehendem Drucköl versorgt, so daß keine Druckschwankungen und Strahlkavitationen infolge einer Strömungsumkehr in den Zulaufkanälen 33.1 auftreten.

Jedoch können Druckschwankungen als Folge von unterschiedlichen Belastungen eines von der Schrägscheibenpumpe angetriebenen Verbrauchers Spalthöhenänderungen und damit Volumenstromänderungen des aus den Druckfeldern ablaufenden Drucköls verursachen, die im Vergleich zum Stand der Technik um die Ablaufkapazität der jeweiligen Entlastungsrille 31.1, d. h. den aus ihr ablaufenden Volumenstrom, geringer sind. Diese geringeren Volumenstromänderungen bewirken ihrerseits entsprechend geringere Änderungen der Druckdifferenzen an den Zulaufdrosseln 35.1 und damit gegen Hochdruckschwankungen wesentlich stabilere Druckfelder. Beispielsweise verursacht bei einem plötzlichen Anstieg des Hochdrucks infolge höherer Belastung des Verbrauchers die korrespondierende Zunahme der Spalthöhe einen um die erwähnte Ablaufkapazität geringeren Anstieg der aus den Druckfeldern ablaufenden Ölvolumenströme und damit der Druckdifferenzen an den Zulaufdrosseln 35.1. Entsprechend geringer ist der Druckabfall in den Druckfeldern, wodurch ein Zusammenbrechen derselben mit nachfolgendem überschießenden Druckaufbau bis zum Abheben der Schrägscheibe 5 verhindert wird.

Die Schrägscheibenpumpe nach den Fig. 4 und 5 unterscheidet sich von derjenigen nach den Fig. 1 bis 3 durch eine hydrostatische Lagerung der Schrägscheibe 5, die bei ansonsten gleicher Kontruktion und unverändert gedämpftem Ansprechverhalten auf Störkräfte in den gehäusefesten Lagerflächen 27 beidseits der Triebwelle 2 je eine mäanderförmig verlaufende Entlastungsrille 31.2 aufweist, die an den beiden Stirnseiten im Bereich des jeweils kürzeren Teilbereichs der Lagerfläche 27 ausmündet und im rechten Winkel  $\beta$  zur Schwenkrichtung verlaufende Rillenabschnitte 31.2' und diese miteinander verbindende, parallel zur Schwenkrichtung verlaufende weitere Rillenabschnitte 31.2" umfaßt und über je einen Zulaufkanal 33.2 mit dem in den Zylinderbohrungen 10 unter Kolbendruck stehenden Drucköl in Fluidverbindung steht. Zu diesem Zweck verläuft jeder Zulaufkanal 33.2 durch die Schrägscheibe 5 sowie die Gleitscheibe 15 und mündet einerseits an deren den Gleitschuhen 14 zugewandten Gleitbahn auf dem Teil-

kreis der Drucktaschen 16 und andererseits in der Mitte der Schrägscheiben-Lagerfläche 25 aus. Eine Zulaufdrossel 35.2 ist in jedem Zulaufkanal 33.2 im Übergangsbereich von der Schrägscheibe 5 zur Gleitscheibe 15 ausgebildet.

Während des Betriebes der Schrägscheibenpumpe ist die Schrägscheibe 5 nur auf der sog. Hochdruckseite belastet, d.h. auf derjenigen Seite der Triebwelle 2, auf der die Kolben 12 ihren Kompressionshub vollführen. Ist die Schrägscheibe 5 beispielsweise aus der in Fig. 5 gezeigten Nullstellung, bei denen kein Kolbenhub stattfindet, nach oben verschwenkt, dann ist bei Drehung der Zylindertrommel 4 im Uhrzeigersinn die linke Seite die Hochdruckseite, die durch das Druckfeld hydrostatisch gelagert ist, welches sich zwischen den links gelegenen Lagerflächen 25, 27 infolge der Druckölversorgung aus den Zylinderbohrungen 10 aufbaut, in denen die Kolben 12 ihren Kompressionshub vollführen. Auf der in Fig. 5 rechts der Triebwelle 2 gelegenen sog. Niederdruckseite ist die Schrägscheibe 5 mangels ausreichender Druckölversorgung der dort befindlichen Lagerflächen 25, 27 aus den Zylinderbohrungen 10, in denen die Kolben 12 ihren Saughub vollführen, lediglich hydrostatisch entlastet, wobei das durch die Schwenkbewegung der Schrägscheibe 5 mitgenommene und in der Entlastungsrille 31.2 gespeicherte Schleppöl für eine ausreichende Schmierung der beiden Lagerflächen 25, 27 sorgt.

Ebenso wie im Fall der hydrostatischen Lagerung nach den Fig. 1 bis 3 bestimmt die Ablaufkapazität der mäanderförmigen Entlastungsrille 31.2 auf der Hochdruckseite das Maß der Dämpfung, mit dem das hochdruckseitige hydrostatische Lager nach den Fig. 4 und 5 auf Störkräfte anspricht. Der über diese Entlastungsrille 31.2 erfolgende stete Ölablauf mit im wesentlichen konstantem Druckgefälle zum Lecköl verhindert außerdem die im Stand der Technik aufgrund der pulsierenden Druckfelder in den Drucktaschen 16 auftretende Strömungsumkehr im Zulaufkanal 31.2 und damit Strahlkavitationen an den Gleitschuhen 14 und der Gleitscheibe 15.

Bei Schrägscheibenpumpen mit nur einer Stromrichtung, bei der also die Schrägscheibe nur in einer Richtung verschwenkt werden kann, ist es nicht unbedingt erforderlich, das der Niederdruckseite zugeordnete Gleitlager 26 über den jeweiligen Zulaufkanal 33.1 bzw. 33.2 an den Druckstutzen der Schrägscheibenpumpe oder an deren Zylinderbohrungen 10 zwecks Druckölversorgung anzuschließen. Dieses Gleitlager 26 wird beim Verschwenken der Schrägscheibe 5 durch das dabei mitgenommene Schleppöl ausreichend benetzt, so daß seine Schmierung sichergestellt ist.

Bei Verschleißerscheinungen der gehäusefesten Gleitlager 26 verringert sich der Querschnitt der Entlastungsrillen 31.1 bzw. 31.2, wodurch sich deren Drosselwirkung erhöht und dadurch eine Verschleißkompensation erreicht wird.

Bei einer Axialkolbenmaschine in Schrägachsen-

bauweise mit einem in einer gehäusefesten Lagerfläche zwecks Veränderung des Verdrängungsvolumens hydrostatisch gelagerten schwenkbaren Steuerkörper ist die Entlastungsrillen-Anordnung in dieser gehäusefesten und/oder der zugeordneten Steuerkörper-Lagerfläche ausgebildet.

## Patentansprüche

1. Axialkolbenmaschine verstellbaren Verdrängungsvolumens mit einer drehbaren Zylindertrommel (4), in der in im wesentlichen axialen Zylinderbohrungen (10) hydraulisch beaufschlagbare Kolben (12) verschiebbar geführt sind, und mit zwei, den Stirnseiten der Zylindertrommel zugeordneten und die von den Kolben sowie der Zylindertrommel ausgeübten hydraulischen Kräfte aufnehmenden Stützkörpern (3, 5), von denen einer (5) mit einer teilylindrischen Lagerfläche (25) in wenigstens einem gehäusefesten Gleitlager (26) mit einer Lagerfläche (27) entsprechender Form schwenkbar um eine zur Drehachse der Zylindertrommel senkrechte Schwenkachse (24) zwecks Verstellung des Verdrängungsvolumens gelagert und mit Hilfe wenigstens eines über zumindest einen Zulaufkanal (33.1; 33.2) mit einer Fluidquelle in Fluidverbindung stehenden Druckfeldes hydrostatisch zumindest entlastet ist, wobei in wenigstens einer (27) der beiden Lagerflächen (25, 27) zumindest eine Vertiefung (31.1, 31.2, 32) ausgebildet ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Vertiefung aus einer sich zumindest teilweise im Druckfeld erstreckenden Entlastungsrillen-Anordnung (31.1; 31.2) mit wenigstens einer Entlastungsrille (31.1; 31.2) besteht, die unter Entlastung des Druckfeldes durch gedrosselten Ablauf des Fluids aus der Lagerfläche (27) ausmündet.
2. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß sich die Entlastungsrillen-Anordnung (31.1; 31.2) mit im wesentlichen gleichmäßiger Verteilung über die Lagerfläche (27) erstreckt.
3. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Entlastungsrillen-Anordnung (31.1; 31.2) Rillenabschnitte (31.1; 31.2') umfaßt, die im Winkel ( $\alpha$ ;  $\beta$ ) zur Schwenkrichtung des Stützkörpers (5) verlaufen.
4. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Rillenabschnitte (31.1) eine Entlastungsrillen-Anordnung (31.1) mit Zickzack-Verlauf bilden.
5. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 3,

**dadurch gekennzeichnet**,

daß die Rillenabschnitte (31.2') in einem im wesentlichen rechten Winkel ( $\beta$ ) zur Schwenkrichtung des Stützkörpers (5) verlaufen und gemeinsam mit weiteren, sie miteinander verbindenden Rillenabschnitten (31.2'') mit einem zur Schwenkrichtung im wesentlichen parallelen Verlauf eine mäanderförmige Entlastungsrillen-Anordnung (31.2) bilden.

6. Axialkolbenmaschine nach wenigstens einem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Entlastungsrillen-Anordnung (31.1; 31.2) sich bis in die parallel zur Schwenkrichtung des Stützkörpers (5) verlaufenden Randbereiche der Lagerfläche (27) erstreckt.
7. Axialkolbenmaschine nach wenigstens einem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Entlastungsrille (31.1; 31.2) im Bereich der beidseits der Schwenkachse (24) angeordneten Stirnseiten der Lagerfläche (27) mit je einem offenen Ende ausmündet.
8. Axialkolbenmaschine nach wenigstens einem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Entlastungsrillen-Anordnung (31.1; 31.2) in der gehäusefesten Lagerfläche (27) ausgebildet ist.
9. Axialkolbenmaschine nach wenigstens einem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Vertiefung ferner eine Ausnehmung (32) umfaßt, über die die Entlastungsrille (31.1; 31.2) mit dem Zulaufkanal (33.1; 33.2) in Verbindung steht.
10. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Ausnehmung (32) in der gehäusefesten Lagerfläche (27) ausgebildet ist.
11. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 9 oder 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Ausnehmung (32) als Erweiterung der Ausmündung des Zulaufkanals (33.1, 34) in der Lagerfläche (27) ausgebildet ist.
12. Axialkolbenmaschine nach wenigstens einem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Zulaufkanal (33.1, 34; 33.2) in den mittleren Bereich der Lagerfläche (27) einmündet.
13. Axialkolbenmaschine nach wenigstens einem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet**,

daß der Zulaufkanal (33.1; 33.2) eine Zulaufdrossel (35.1; 35.2) aufweist.

14. Axialkolbenmaschine nach wenigstens einem vorhergehenden Anspruch,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
daß die Fluidquelle eine Druckquelle ist.

5

15. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 14,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
daß die Druckquelle der von der Axialkolbenmaschine ausgangsseitig erzeugte Hochdruck ist.

10

16. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 14,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
daß die Druckquelle der in den Zylinderbohrungen (10) auf den Kolben (12) lastende Fluiddruck ist.

15

17. Axialkolbenmaschine nach wenigstens einem vorhergehenden Anspruch,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
daß die Axialkolbenmaschine eine Schrägscheibenmaschine ist, deren Hubscheibe (5) als der verschwenkbare Stützkörper mit einer weiteren Lagerfläche (25) in einem weiteren gehäusefesten Gleitlager (26) mit einer weiteren Lagerfläche (27) schwenkbar gelagert ist, wobei in wenigstens einer (27) der beiden weiteren Lagerflächen (25, 27) eine weitere Entlastungsrillen-Anordnung (31.1; 31.2) ausgebildet ist, und daß beide gehäusefeste Gleitlager (26) beidseits der Drehachse der Zylindertrommel (4) angeordnet sind.

20

25

30

18. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 17,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
daß die weitere Entlastungsrillen-Anordnung (31.1; 31.2) über wenigstens einen weiteren Zulaufkanal (33.1; 33.2) mit der Fluidquelle in Verbindung steht.

35

19. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 17 oder 18,  
**gekennzeichnet** durch Gleitschuhe (14), die die Kolben (12) auf einer Gleitbahn (15) der Hubscheibe (5) abstützen und zwecks hydrostatischer Entlastung bzw. Lagerung Drucktaschen (16) in Form von Aussparungen aufweisen, die an axiale Durchgangskanäle (18) in den Kolben (12) angeschlossen sind, und daß jeder Zulaufkanal (33.2) durch die Hubscheibe (5) hindurch bis zur Ausmündung in der Gleitbahn (15) auf dem Teilkreis der Drucktaschen (16) verläuft.

40

45

50

## Claims

1. Axial piston machine of adjustable displacement volume having a rotatable cylinder drum (4), in which pistons (12), which can be acted upon hydraulically, are displaceably guided in substantially

55

axial cylinder bores (10), and having two support bodies (3, 5) associated with the end faces of the cylinder drum and taking up the hydraulic forces exercised by the pistons and the cylinder drum, of which support bodies one (5) is tiltably mounted, with a part-cylindrical bearing surface (25), about a tilt axis (24) perpendicular to the axis of rotation of the cylinder drum, in a least one sliding bearing (26) fixed to the housing and having a bearing surface (27) of corresponding form, for the purpose of adjustment of the displacement volume, and is hydrostatically at least relieved with the aid of a pressure zone in fluid connection with a fluid source via at least one supply channel (33.1; 33.2), whereby in at least one (27) of the two bearing surfaces (25, 27) at least one depression (31.1, 31.2, 32) is formed, characterized in that, the depression consists of a relief groove arrangement (31.1; 31.2) extending at least partly into the pressure zone, having at least one relief groove (31.1; 31.2), which - with relief of the pressure zone by means of throttled discharge of the fluid - opens out of the bearing surface (27).

2. Axial piston machine according to claim 1, characterized in that, the relief groove arrangement (31.1; 31.2) extends over the bearing surface (27) with substantially uniform distribution.
3. Axial piston machine according to claim 1 or 2, characterized in that, the relief groove arrangement (31.1; 31.2) includes groove sections (31.1; 31.2') which develop angled ( $\alpha$ ;  $\beta$ ) to the tilt direction of the support body (5).
4. Axial piston machine according to claim 3, characterized in that, the groove sections (31.1) form a relief groove arrangement (31.1) having zig-zag development.
5. Axial piston machine according to claim 3, characterized in that, the groove sections (31.2') develop at a substantially right angle ( $\beta$ ) to the tilt direction of the support body (5) and together with further groove sections (31.2'') connecting them with one another and having a development substantially parallel to the tilt direction, form a meander-shape relief groove arrangement (31.2).

6. Axial piston machine according to any preceding claim, characterized in that, the relief groove arrangement (31.1; 31.2) extends up into the edge region of the bearing surface (27) running in parallel to the tilt direction of the support

body (5).

7. Axial piston machine according to any preceding claim,  
characterized in that,  
the relief groove (31.1; 31.2) opens out, with re-  
spective open ends, in the region of the end faces  
of the bearing surface (27) arranged to the two sides  
of the tilt axis (24)

8. Axial piston machine according to any preceding claim,  
characterized in that,  
the relief groove arrangement (31.1; 31.2) is formed  
in the bearing surface (27) fixed to the housing.

9. Axial piston machine according to any preceding claim,  
characterized in that,  
the depression further includes a recess (32), via  
which the relief groove (31.1; 31.2) is connected  
with the supply channel (33.1; 33.2).

10. Axial piston machine according claim 9,  
characterized in that,  
the recess (32) is formed in the bearing surface (27)  
fixed to the housing.

11. Axial piston machine according claim 9 or 10,  
characterized in that,  
the recess (32) is formed as an extension of the  
opening of the supply channel (33.1, 34) into the  
bearing surface (27).

12. Axial piston machine according to any preceding claim,  
characterized in that,  
the supply channel (33.1, 34; 33.2) opens into the  
middle region of the bearing surface (27).

13. Axial piston machine according to any preceding claim,  
characterized in that,  
the supply channel (33.1; 33.2) has a supply throttle  
(35.1; 35.2) .

14. Axial piston machine according to any preceding claim,  
characterized in that,  
the fluid source is a pressure source.

15. Axial piston machine according claim 14,  
characterized in that,  
the pressure source is the high pressure generated  
by the axial piston machine at the output side.

16. Axial piston machine according claim 14,  
characterized in that,

the pressure source is the fluid pressure loading the  
pistons (12) in the cylinder bores (10).

17. Axial piston machine according to any preceding claim,  
characterized in that,  
the axial piston machine is a swash plate machine,  
the stroke plate (5) of which is tiltably mounted, as  
the tiltable support body, with a further bearing sur-  
face (25) in a further sliding bearing (26) fixed to the  
housing having a further bearing surface (27),  
whereby in at least one (27) of the two further bear-  
ing surfaces (25, 27) there is formed a further relief  
groove arrangement (31.1; 31.2), and in that the two  
sliding bearings (26) fixed to the housing are ar-  
ranged to the two sides of the axis of rotation of the  
cylinder drum (4).

18. Axial piston machine according to claim 17,  
characterized in that,  
the further relief groove arrangement (31.1; 31.2) is  
connected with the fluid source via at least one fur-  
ther supply channel (33.1; 33.2).

19. Axial piston machine according to claim 17 or 18,  
characterized by slippers (14) which support the  
pistons (12) on a slide path (15) of the stroke plate  
(5) and which have, for the purpose of hydrostatic  
relief or bearing, pressure pockets (16) in the form  
of cut-outs, which are connected with the axial  
through-channels (18) in the pistons (12), and in  
that each supply channel (33.2) runs through the  
stroke plate (5) to open out in the slide path (15) on  
the pitch circle of the pressure pockets (16).

## Revendications

1. Machine à pistons axiaux de cylindrée variable  
comportant un tambour cylindrique (4) rotatif, dans  
lequel sont guidés coulissants des pistons (12),  
commandables hydrauliquement, dans des alésa-  
ges (10) sensiblement axiaux, et comportant deux  
corps d'appui (3, 4), associés aux côtés d'extrémité  
du tambour cylindrique et absorbant les forces hy-  
drauliques exercées par les pistons ainsi que par le  
tambour cylindrique, dont un (5) est monté avec une  
surface de palier (25) partiellement cylindrique,  
dans au moins un palier de glissement (26) solidaire  
du carter présentant une surface de palier (27) de  
forme correspondante, de manière à pouvoir pivo-  
ter autour d'un axe de pivotement (24), perpendicu-  
laire à l'axe de rotation du tambour cylindrique, en  
vue du réglage de la cylindrée et est au moins dé-  
chargé hydrostatiquement à l'aide d'au moins une  
zone de pression en liaison d'écoulement de fluide  
avec une source de fluide, par au moins un canal  
d'arrivée (33.1 ; 33.2), un creux (31.1, 31.2, 32) au



moins étant formé dans au moins l'une (27) des deux surfaces de palier (25, 27), caractérisée en ce que le creux est constitué d'un ensemble de gorges de décharge (31.1 ; 31.2), s'étendant au moins partiellement dans la zone de pression, avec au moins une gorge de décharge (31.1 ; 31.2), qui débouche avec décharge de la zone de pression par évacuation étranglée du fluide, de la surface de palier (27).

2. Machine à pistons axiaux selon la revendication 1, caractérisée en ce que l'ensemble de gorges de décharge (31.1 ; 31.2) s'étend sur la surface de palier (27) avec distribution sensiblement régulière.

3. Machine à pistons axiaux selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que l'ensemble de gorges de décharge (31.1 ; 31.2) comprend des portions de gorge (31.1 ; 31.2'), qui s'étendent sous un angle ( $\alpha$  ;  $\beta$ ) par rapport à la direction de pivotement du corps d'appui (5).

4. Machine à pistons axiaux selon la revendication 3, caractérisée en ce que les portions de gorge (31.1) forment un ensemble de gorges de décharge (31.1) avec parcours en zigzag.

5. Machine à pistons axiaux selon la revendication 3, caractérisée en ce que les portions de gorge (31.2') s'étendent sous un angle ( $\beta$ ) sensiblement droit par rapport à la direction de pivotement du corps d'appui (5) et forment conjointement avec d'autres portions de gorge (31.2"), les reliant entre elles, un ensemble de gorges de décharge (31.2) en méandres, avec un parcours sensiblement parallèle à la direction de pivotement.

6. Machine à pistons axiaux selon l'une au moins des revendications précédentes, caractérisée en ce que l'ensemble de gorges de décharge (31.1 ; 31.2) s'étend jusque dans les zones de bordure, parallèles à la direction de pivotement du corps d'appui (5), de la surface de palier (27).

7. Machine à pistons axiaux selon l'une au moins des revendications précédentes, caractérisée en ce que la gorge de décharge (31.1 ; 31.2) débouche avec une extrémité ouverte, dans la zone des côtés d'extrémité de la surface de palier (27), disposés de part et d'autre de l'axe de pivotement (24).

8. Machine à pistons axiaux selon l'une au moins des revendications précédentes, caractérisée en ce que l'ensemble de gorges de décharge (31.1 ; 31.2) est formé dans la surface de palier (27) solidaire du carter.

9. Machine à pistons axiaux selon l'une au moins des revendications précédentes, caractérisée en ce

que le creux comprend en outre un évidement (32), par lequel la gorge de décharge (31.1 ; 31.2) communique avec le canal d'arrivée (33.1 ; 33.2).

5 10. Machine à pistons axiaux selon la revendication 9, caractérisée en ce que l'évidement (32) est formé dans la surface de palier (27) solidaire du carter.

10 11. Machine à pistons axiaux selon la revendication 9 ou 10, caractérisée en ce que l'évidement (32) est un élargissement du débouché du canal d'arrivée (33.1, 34) dans la surface de palier (27).

15 12. Machine à pistons axiaux selon l'une au moins des revendications précédentes, caractérisée en ce que le canal d'arrivée (33.1, 34 ; 33.2) débouche dans la zone centrale de la surface de palier (27).

20 13. Machine à pistons axiaux selon l'une au moins des revendications précédentes, caractérisée en ce que le canal d'arrivée (33.1 ; 33.2) présente un organe d'étranglement d'arrivée (35.1 ; 35.2).

25 14. Machine à pistons axiaux selon l'une au moins des revendications précédentes, caractérisée en ce que la source de fluide est une source de pression.

30 15. Machine à pistons axiaux selon la revendication 14, caractérisée en ce que la source de pression est la haute pression produite côté sortie par la machine à pistons axiaux.

35 16. Machine à pistons axiaux selon la revendication 14, caractérisée en ce que la source de pression est la pression de fluide agissant sur le piston (12) dans les alésages (10).

40 17. Machine à pistons axiaux selon l'une au moins des revendications précédentes, caractérisée en ce que la machine à pistons axiaux est une machine à plateau oblique dont le plateau de poussée (5) est monté pivotant en tant que corps d'appui pivotable avec une autre surface de palier (25) dans un autre palier de glissement (26) solidaire du carter, avec une autre surface de palier (27), dans l'une (27) au moins des deux autres surfaces de palier (25, 27) étant formé un autre ensemble de gorges de décharge (31.1 ; 31.2), et en ce que les deux paliers de glissement (26) solidaires du carter sont disposés de part et d'autre de l'axe de rotation du tambour cylindrique (4).

50 18. Machine à pistons axiaux selon la revendication 17, caractérisée en ce que l'autre ensemble de gorges de décharge (31.1 ; 31.2) communique avec la source de fluide, par au moins un autre canal d'arrivée (33.1 ; 33.2).

19. Machine à pistons axiaux selon la revendication 17 ou 18, caractérisé par des patins de glissement (14), qui soutiennent les pistons (12) sur une voie de glissement (15) du plateau de poussée (5) et qui, en vue de la décharge hydrostatique ou de la suspension, présentent des poches de pression (16) sous la forme de découpes qui font suite à des canaux de passage (18) axiaux dans les pistons (12), et en ce que chaque canal d'arrivée (33.2) s'étend à travers le plateau (5), jusqu'au débouché dans la voie de glissement (15), sur le cercle primitif des poches de pression (16).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55



