

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11)

Veröffentlichungsnummer: **0 090 953**
B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45)

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
04.02.87

(51)

Int. Cl.⁴: **F 04 B 1/20, F 04 B 1/22,**
F 01 B 3/02

(21)

Anmeldenummer: **83102220.7**

(22)

Anmeldetag: **07.03.83**

(54)

Hydraulische Axialkolbenmaschine.

(30)

Priorität: **02.04.82 DE 3212429**

(43)

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
12.10.83 Patentblatt 83/41

(45)

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
04.02.87 Patentblatt 87/6

(84)

Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(56)

Entgegenhaltungen:
EP-A-0 044 070
AT-B-268 891
DE-A-1 453 642

(73)

Patentinhaber: **ABEX CORPORATION, Six**
Landmark Square P.O. Box 10268, Stamford,
Connecticut 06904- 2268 (US)

(72)

Erfinder: **Nolden, Wilhelm, Mainzer Strasse 131,**
D-6200 Wiesbaden (DE)

(74)

Vertreter: **von Raffay, Vincenz, Dipl.- Ing.,**
Patentanwälte Raffay, Fleck & Partner Postfach
32 32 17, D-2000 Hamburg 13 (DE)

EP 0 090 953 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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 nach dem Oberbegriff des Anspruches 1.

5 Hydraulische Axialkolbenmaschinen, d.h. Pumpen oder Motoren, sind in der unterschiedlichsten Bauart bekannt. Derartige hydraulische Axialkolbenmaschinen haben aufgrund der hohen Leistungsdichte, der Möglichkeit der stufenlosen Getriebeübersetzung in Anpassung an verschiedene Betriebsdaten, eines natürlichen Überlastungsschutzes und der relativ großen Beweglichkeit zwischen Antrieb (Pumpe) und Abtrieb (Motor, Zylinder) einen festen Platz in der Antriebstechnik. Sie besitzen aber den Nachteil, daß sie starke Betriebsgeräusche erzeugen. Besonders die Forderung nach größeren Leistungen und Leistungsdichten 10 (höheren Drücken, Drehzahlen und Strömungsgeschwindigkeiten bei reduzierter Baumasse) steht einer wirksamen Geräuschminderung an der Entstehungsstelle entgegen, so daß häufig teure und aufwendige Sekundärmaßnahmen (Kapselung und isolierte Aufstellung) erforderlich sind, um die Geräuschbelastung erträglich zu halten. Die hydraulischen Axialkolbenmaschinen weisen eine Vielzahl unterschiedlicher Bauteile auf, die einschließlich der dazugehörenden Übertragungsleitungen ein kompliziertes Schwingungssystem mit 15 vielen Erregerstellen bilden, die sich gegenseitig beeinflussen und über komplexe Übertragungsmechanismen die schwingungsfähigen Bauteile einer solchen Maschine - und daß sind fast alle Bauteile - in vielfältiger Weise zu Schwingungen anregen.

Bekannte hydraulische Axialkolbenmaschinen nach dem Oberbegriff weisen ein Gehäuse aus Grauguss oder einer Leichtmetalllegierung auf, auf das die Schwingungen unmittelbar übertragen werden, so daß hier auch 20 eine direkte Abstrahlung der Geräusche erfolgt. Der Kraftfluß der Erregerkräfte, d.h. der während des Betriebes erzeugten Kräfte führt durch das Gehäuse und bedingt so die direkte Geräuschabstrahlung nach außen.

Der Erfindung liegt nun die Aufgabe zugrunde, eine hydraulische Axialkolbenmaschine nach dem Obergriff des Anspruches 1 zu schaffen, die geräuscharm läuft und dabei gleichzeitig eine höhere Leistung und 25 Leistungsdichte ermöglicht, ohne daß die Baumasse durch zusätzliche Bauteile vergrößert wird.

Diese Aufgabe wird durch das Kennzeichen des Anspruches 1 gelöst.

Erfindungsgemäß wird ein Stützrahmen geschaffen, der im wesentlichen aus dem Zentralrohr, dem Verteiler und dem Steuerboden besteht. Verteiler und Steuerboden sind formschlüssig oder kraftschlüssig mit dem Zentralrohr verbunden. Das Zentralrohr dient auch der Lagerung für das Radiallager der Zylindertrommel. Das 30 Zentralrohr, das kein von außen sichtbares Bauteil ist - es liegt in der Gehäusekappe -, kann aus einem für seine technische Aufgabe vorteilhaften Werkstoff hergestellt und so konstruiert sein, wie es zur Aufnahme der Kräfte und zur Abstützung erforderlich ist. Der gesamte Kraftfluß, der von den Erregerkräften - erzeugt zwischen Kolben und Zylindertrommel - ausgeht, verbleibt im Verteiler, im Zentralrohr, im Steuerboden und in der Schrägscheibe. Dieses sind neben Kolben und Zylindertrommel die Bauteile, durch die der Kraftfluß 35 stattfindet. Der Kraftfluß findet nicht durch das Gehäuse statt, so daß eine direkte Geräuschabstrahlung nach außen verhindert wird. Die Geräuschdämpfung wird noch durch den Dämpfungsring unterstützt.

Im folgenden wird die Erfindung unter Hinweis auf die Zeichnung näher erläutert.

Es zeigt:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch eine Ausführungsform einer Axialkolbenmaschine nach der Erfindung, 40 nämlich durch eine Axialkolbenpumpe;

Fig. 2 einen Längsschnitt durch die Axialkolbenpumpe der Fig. 1, jedoch um 90° gedreht;

Fig. 3 einen Querschnitt gemäß der Linie A-A der Fig. 1;

Fig. 4 einen Schnitt gemäß der Linie B-B der Fig. 2;

Fig. 5 eine Ansicht in Richtung des Pfeiles X der Fig. 2;

45 Fig. 6 eine Einzelheit aus dem Schnitt der Fig. 1;

Fig. 7 eine Seitenansicht der Darstellung der Fig. 6; und

Fig. 8 eine Ansicht, die derjenigen der Fig. 6 entspricht, jedoch die wesentlichen Bauteile im nichtgeschnittenen Zustand zeigt.

Die in der Zeichnung dargestellt Axialkolbenpumpe besitzt einen Flansch 1, der für die Verbindung mit den 50 entsprechenden Zu- und Ableitungen für das Hydrauliköl sorgt. Der Flansch 1 ist durch Schrauben mit einem Gehäuse 2 verbunden.

Zusätzlich ist es möglich, in die Leitungen zwischen Verteiler und Gehäuse Hülsen aus Kunststoff einzusetzen, um für eine weitere Geräuschdämpfung zu sorgen. Es besteht kein direkter metallischer Kontakt zwischen der Mechanik der Axialkolbenmaschine und dem Gehäuse. Es findet keine direkte Abstrahlung von 55 Geräuschen an die Umgebung statt.

In vorteilhafter Weise kann die Axialkolbenmaschine so ausgebildet sein, wie in Anspruch 5 angegeben. Durch den Einsatz des Lagerringes können die Vorteile der Gleitlager-Technik ausgenutzt werden, ohne daß hierdurch Nachteile hinsichtlich Lebensdauer und dergleichen in Kauf genommen werden müssen. Die schwimmende und frei umlaufende Lagerung sorgt für eine entsprechend hohe Lebensdauer. Die Vorteile der 60 geringeren Geräuscherzeugung im Verhältnis zu Wälzlager können im Zusammenhang mit den anderen Maßnahmen zur Geräuschverminderung und -dämpfung genutzt werden.

Wenn die Axialkolbenmaschine so aufgebaut ist, wie in Anspruch 3 angegeben, dann ist die Lagerung zwischen Schrägscheibe und Steuerboden so konstruiert, daß eine Dämpfungsplatte (Anspruch 4) eingesetzt werden kann, so daß auch in diesem Bereich eine Übertragung von Geräusch nach außen unterdrückt wird.

65 Die grundsätzliche Maßnahme nach Anspruch 1, die bei Axialkolbenmaschinen der unterschiedlichsten

Bauart eingesetzt werden kann, wird durch die vorteilhaften Ausgestaltungen nach den Ansprüchen 2 bis 6 je nach Bauart und technischer Anforderung unterstützt.

In dem Gehäuse 2 ist ein Verteiler 3 befestigt, der auch die Steuerplatte 6 trägt. Durch den Verteiler 3 und die Steuerplatte 6 ist die Antriebswelle 5 hindurchgeführt.

5 Die Antriebswelle treibt eine Zylindertrommel 7 mit Kolben 8. Die Verbindung zwischen der Antriebswelle 5 und der Zylindertrommel 7 erfolgt über eine Verzahnungshülse 38 aus Kunststoff oder ähnlichem dämpfenden Werkstoff mit einem Innen- und Außen Zahnprofil zur Übertragung des Drehmomentes. Für eine entsprechende Vorspannung sorgt eine Schraubenfeder 39.

10 An dem Gehäuse 2 ist mit Hilfe eines Spannbandes 35 und unter Zwischenschaltung eines Dichtungsringes 37 eine Gehäusekappe 4 befestigt, welche die übrigen Bauteile der Axialkolbenpumpe umgibt. Dieses sind insbesondere die Schrägscheibe 10, an der sich die Gleitschuhe 11 abstützen. Die Gleitschuhe 11 sind durch eine Andrückplatte 9 gegen die Schrägscheibe 10 vorgespannt.

15 Die einseitig aus dem Gehäuse 2 herausgeführte Antriebswelle 5 ist in einem Gleitlager 52 mit entsprechenden Lagerschalen und Lagerringen gelagert. Ein Dichtungsring 53, der mitrotiert, sorgt für eine entsprechende Abdichtung. Er wird durch mehrere Federn 56 vorgespannt. Ein Stift 55 stellt sicher, daß sich der Dichtungsring 53 mitdreht. Ein Deckel 54 bildet den Verschuß des Gehäuses 2.

20 Der eigentliche Stator der Axialkolbenpumpe wird durch ein Zentralrohr 41 gebildet, das über zwei Dämpfungsringe 57 aus Kunststoff in dem Gehäuse 2 gelagert ist. Dieses Zentralrohr 41 bildet praktisch einen Stützrahmen zur Aufnahme sämtlicher hydraulischer Kräfte, und zwar sowohl in axialer als auch in radialer Richtung. Das Zentralrohr dient der Abstützung der den Rotor bildenden Zylindertrommel 7, und eines Zapfenringes 42 zur Führung der Schrägscheibe 10 sowie zur Befestigung des Steuerbodens 22, welcher die axialen Kräfte der Schwenkkörper-Lagerung aufnimmt.

25 Die Abstützung der Zylindertrommel erfolgt über einen frei umlaufenden Lagerring 43, der eine Anzahl radialer Schmierbohrungen 48 aufweist. Die Zylindertrommel 7 wird von einer Hülse 45 aufgenommen, die sich axial und radial gegen den Lagerring 43 abstützt. Die Hülse bildet mit der Außenfläche der Zylindertrommel 7 eine Passung, die eine relative axiale Bewegung ermöglicht. Eine relative Drehbewegung wird durch einen Stift 46 verhindert.

Für den ruhigen Lauf des Lagerringes 43 sorgen Wellenfedern 47, die eine axiale Vorspannung erzeugen. Die Vorspannung bildet gleichzeitig die statische Anpressung der Zylindertrommel 7 an die Steuerplatte 6.

30 Der frei umlaufende Lagerring 43 bildet mit der Hülse 45 einen inneren Schmierspalt Si und mit dem Zentralrohr 41 einen äußeren Schmierspalt Sa, so daß zwei Spaltfunktionstechnik betrachtet - in Reihe geschaltet sind. Die mittlere resultierende Seitenkraft aller auf der Druckseite der Pumpe belasteten Kolben verläuft in Richtung des Pfeiles Z (Fig. 6) und belastet den Lagerring 43 mittig.

35 Der Aufbau von zwei hochbelastbaren hydrodynamischen Öldruckfilmen in den Spalten Si und Sa wird unterstützt durch zwangsweise vor der Druckzone über eine Mengendrossel zugeführtes Drucköl von der Hochdruckseite der Pumpe. Die Zuführung geschieht über eine Versorgungsleitung 51. Durch die radialen Schmierbohrungen 48 in dem Lagerring 43 wird der Schmierspalt Si versorgt. Zum Aufbau eines tragfähigen hydrodynamischen Schmierfilms an den Seitenflächen des Lagerringes 43 sind entsprechend ausgebildete, drehrichtungsabhängig geformte Schmierkanäle 50 an dem Wulst 44 der Hülse 45 ausgebildet. Hierdurch wird 40 der Lagerring 43 während des Betriebes mit Planschöl aus dem Pumpengehäuse umflutet.

Die Abstützung des Lagerringes 43 auf der anderen Seite erfolgt gegen einen mit Durchbrüchen versehenen Stützring 49. Bedingt durch die beschriebene Umflutung des Lagerringes 43 bildet sich auch im Spalt zu dem Stützring 49 im Betrieb ein hochbelasteter hydrodynamischer Schmierfilm aus.

45 Das Zentralrohr 41, der Zapfenring 42, der Stützring 49 und die Steuerplatte 6 sind als Statorteile zu betrachten. Die Zylindertrommel 7 mit der Hülse 45 drehen sich mit Pumpendrehzahl. Infolge der viskosen Flüssigkeitsreibung in den Schmierpalten Si und Sa wirkt im Betrieb auf den Lagerring 43 ein Schleppmoment, so daß sich dieser bei normalen Betriebsbedingungen (ca. 100° C) etwa mit der halben Pumpenantriebsdrehzahl dreht.

50 Da es sich bei der veranschaulichten Axialkolbenpumpe um eine solche mit veränderlichem Hubvolumen handelt, ist die Schrägscheibe 10 schwenkbar gelagert, so daß sich bei Schwenkung um eine entsprechende Querachse ein veränderlicher Kolbenhub ergibt. Bei der dargestellten Ausführungsform ist die Schrägscheibe 10 auf einem Schwenkkörper 12 verschraubt. Seitliche Führungsarme 13 des Schwenkkörpers 12 umfassen seitlich jeweils einen auf den beiden Zapfen 14 des Zapfenringes 42 drehbar gelagerten Gleitstein 15. Die Drehachse ist identisch mit der Quer- oder Zapfenachse M-M. Die Rückseite des Schwenkkörpers 12 besitzt in 55 den Bereichen L einen Radius R, so daß sich bei der Drehung des Schwenkkörpers 12 um die Zapfenachse M-M eine Linearbewegung der Laufplatte 16 ergibt. Infolge der großen axialen Kolbenkräfte in der Druckzone entsteht zwischen dem Schwenkkörper 12 und der Laufplatte 16 ein Reibschluß, ähnlich wie eine belastete Walze auf einer ebenen Unterlage abrollt, nur mit dem Unterschied, daß hier die Walze - sprich Schwenkkörper 12 - in der Achse M-M fixiert ist, und die Unterlagen - sprich Laufplatte 16 - sich quer zur Achse 60 M-M bewegt. Der Schwenkkörper 12 und die Laufplatte 16 sind über Führungsnuten und -rollen 17 gekoppelt.

Unter Zugrundelegung der Darstellung der Fig. 4 verläuft die Bewegung der Laufplatte 16 in der Vertikalen. Die Laufplatte 16 stützt sich wiederum auf zwei Linearrollenlager 18 ab, die auf Fixplatten 19 abrollen. Zur Lagesicherung der Linearrollenlager 18 dient ein Käfig 20, der wie ein Rahmen die Linearrollenlager umfaßt und spielfrei in der jeweiligen Stellung sichert.

65 Bei Einleitung einer Schwenkbewegung durchläuft die Laufplatte 16 die doppelte Wegstrecke wie der Käfig

20 bzw. die Linearrollenlager 18.

Die Fixplatten 19 liegen auf Dämpfungsplatten 21 aus Kunststoff auf, die wiederum in entsprechenden Kammern in dem Steuerboden 22 angeordnet sind. Der Steuerboden 22 ist mit dem Zapfenring 42 verschraubt.

5 Durch entsprechende Berechnung der Steifigkeit der Laufplatte 16, der Fixplatten 19 und der Dämpfungsplatten 21, kann die elastische Durchbiegung dieser gesamten Lagerstelle so beeinflusst werden, daß sich die über eine Linienberührung (Hertz'sche Pressung) zwischen Schwenkkörper 12 und Laufplatte 16 eingeleitete Lagerkraft gleichmäßig auf alle Wälzkörper der Linearrollenlager verteilt. Durch die Dämpfungsplatten 21 aus Kunststoff werden die Betriebsgeräusche und die Schwingungen der Pumpenmechanik vom Steuerboden 22 isoliert.

10 Die vom jeweiligen Schwenkwinkel des Schwenkkörpers 12 abhängige Stellung der Laufplatte 16 und des Käfigs 20 mit den beiden Linearrollenlagern 18 wird geometrisch eindeutig bestimmt durch zwei jeweils außen am Käfig 20 angeschraubte, drehbare Laschen 23. Die Laschen sind in den Kopplungspunkten auf Büchsen aus Kunststoff gelagert.

15 Im Steuerboden 22 ist der Pumpenregler 24 mit dem Verstellkolben 25 untergebracht. Der Verstellkolben 25 ist als Differentialkolben ausgebildet. Am Stangenende des Verstellkolbens ist ein Joch 26 angeschraubt, das in Form einer Gabel einen Bolzen 27 umfaßt. Der Bolzen ist in einer Brücke 28 drehbar gelagert. Die Brücke 28 ist mit dem Schwenkkörper 12 verschraubt.

20 Die druckabhängig vom Pumpenregler 24 geregelte Position des Verstellkolbens 25 wird somit formschlüssig auf den Schwenkkörper 12 übertragen, d.h. einer bestimmten Stellung des Verstellkolbens entspricht ein bestimmter Winkel der Schrägscheibe 10 und damit einem bestimmten Hubvolumen der Pumpe.

25 Die Abstützung des Schwenkkörpers 12 über die beschriebene Lagerung mittels Linearrollenlager auf dem Steuerboden 22, in dem auch die komplette Pumpenregler mit Verstellkolben untergebracht ist, ergibt infolge der Verschraubung mit dem Zapfenring 42 und dem Zentralrohr 41 eine äußerst kompakte, steife und damit schwingungsarme Konstruktion, die auch insbesondere hinsichtlich der Geräuschemission erhebliche Vorteile bildet.

30 Wie beim Betrachten der Fig. 3 deutlich wird, sind in der Steuerplatte 6 Steuerschlitze 32 und 33 ausgebildet, die für eine Verbindung mit der Saugleitung 30 bzw. der Druckleitung 31 sorgen. Hülsen 34 aus Kunststoff stellen eine schalltechnische Abkoppelung des Verteilers 3 vom Gehäuse 2 dar und tragen deshalb zur Geräuschdämpfung bei. Von der Druckseite wird eine Leitung 36 mit Drucköl versorgt, die wiederum den Pumpenregler 24 als auch den Kanal 51 mit Drucköl versorgt.

Bezugszeichen

| | | |
|----|--------------------------|-----------------------------|
| | 1 Flansch | 36 Ölbohrung |
| | 2 Gehäuse | 37 Dichtungsring |
| | 3 Verteiler | 38 Verzahnungshülse |
| 35 | 4 Gehäusekappe | 39 Schraubenfeder |
| | 5 Antriebswelle | 40 Gehäusekappe |
| | 6 Steuerplatte | 41 Zentralrohr |
| | 7 Zylindertrommel | 42 Zapfenring, zweiteilig |
| | 8 Kolben | 43 Lagerring |
| 40 | 9 Andrückplatte | 44 Wulst an 45 |
| | 10 Schrägscheibe | 45 Hülse |
| | 11 Gleitschuh | 46 Stift |
| | 12 Schwenkkörper | 47 Wellenfeder |
| | 13 Führungsarm | 48 Schmierbohrung |
| 45 | 14 Zapfen | 49 Stütztring |
| | 15 Gleitstein | 50 Schmierkanal |
| | 16 Laufplatte | 51 Versorgungsleitung f. 50 |
| | 17 Führungsrollen | 52 Gleitlager |
| | 18 Rollenlager (linear) | 53 Dichtungsring |
| 50 | 19 Fixplatte 2 St | 54 Deckel |
| | 20 Käfig | 55 Stift |
| | 21 Dämpfungsplatte 2 St | 56 Federn |
| | 22 Steuerboden | 57 Dämpfungsring |
| | 23 Laschen | |
| 55 | 24 Pumpenregler | |
| | 25 Verstellkolben | |
| | 26 Joch | |
| | 27 Bolzen | |
| | 28 Brücke | |
| 60 | 29 gekrümmte Fläche | |
| | 30 Saugleitung | |
| | 31 Druckleitung | |
| | 32 und 33 Steuerschlitze | |
| | 34 Hülse aus Kunststoff | |
| 65 | 35 Spannband | |

Patentansprüche

1. Hydraulische Axialkolbenmaschine der Schrägscheibenbauart mit einer einseitig nach außen geführten Welle für die Zylindertrommel, mit einem Verteiler und mit einem Radiallager zwischen dem am Gehäuse befestigten Stator und der Zylindertrommel, dadurch gekennzeichnet, daß der Stator als Zentralrohr (41) ausgebildet ist, an dem sich das Radiallager (43), der Verteiler (3) und ein der Lagerung der Schrägscheibe (10) dienender Steuerboden (22) abstützt, daß zwischen dem Gehäuse (2) und dem Zentralrohr (41) ein Dämpfungsring (57) angeordnet ist und daß die nicht im Gehäuse (2) liegenden Pumpenbauteile durch eine nicht-tragende, mit dem Gehäuse verbundene Gehäusekappe abgedeckt sind.
2. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Gehäusekappe (40) aus einem geräuschkämpfenden Material hergestellt ist.
3. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Schrägscheibe (10) in an sich bekannter Weise über einen Schwenkkörper (12) in Zapfen (14) eines Zapfenringes schwenkbar gelagert ist und daß der Schwenkkörper (12) mit der Schrägscheibe (10) senkrecht zur Zapfenachse M-M verschiebbar ist und über eine gekrümmte Fläche (29), deren Krümmungsradius R mit seinem Mittelpunkt auf der Zapfenachse M-M liegt, sowie auf einer Laufplatte (16) abrollt, die wiederum durch ein Linearrollenlager (18, 19) an einem mit dem Zapfenring (42) verbundenen Steuerboden (22) abgestützt ist.
4. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Linearrollenlager (18, 19) und dem Steuerboden (22) eine Dämpfungsplatte (21) aus Kunststoff oder dergleichen angeordnet ist.
5. Axialkolbenmaschine nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Lager zwischen dem Zentralrohr (41) und der Zylindertrommel (7) einen schwimmend und frei umlaufend angeordneten Lagerring (43) aufweist.
6. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Lagerring (43) mit radialen Schmierbohrungen (48) versehen ist, die mit Drucköl (bei 51) versorgt werden.

Claims

1. A hydraulic axial piston machine of the swash plate type with a shaft for the cylinder barrel passed to the outside on one side, having a distributor and a radial bearing between the stator fixed to the housing and the cylinder barrel, characterized in that the stator is constructed as a central tube (41) on which is supported the radial bearing (43), the distributor (3) and a control base (22) used as a mounting support for the swash plate (10), in that between the housing (2) and the central tube (41) a damping ring (57) is provided, and in that the pump components not located in the housing (2) are covered by a non-load-bearing spring cap (40) connected to the housing.
2. An axial piston machine according to claim 1, characterized in that the spring cap (40) is made from a noise-damping material.
3. An axial piston machine according to claims 1 or 2, characterized in that the swash plate (10) is pivotably mounted in per se known manner by means of a tilting yoke (12) in the trunnion (14) of a trunnion ring, and in that the tilting yoke (12) is displaceable with the swash plate (10) at right angles to the trunnion axis (M-M) and rolls by means of a curved surface (29), whose radius of curvature (R) has its centre point on the trunnion axis (M-M), as well as on a rotary disk (16), which is in turn supported by means of a linear roller bearing (18, 19) on a control base (22) connected to the trunnion ring (42).
4. An axial piston machine according to claim 3, characterized in that a damping plate (21) made from plastic or the like is positioned between the linear roller bearing (18, 19) and the control base (22).
5. An axial piston machine according to one of the preceding claims, characterized in that between the central tube (41) and the cylinder barrel (7), the bearing has a floating bearing ring (43) arranged in freely rotatable manner.
6. An axial piston machine according to claim 5, characterized in that the bearing ring (43) is provided with radial lubrication holes (48), which are supplied with pressure oil (at 51).

Revendications

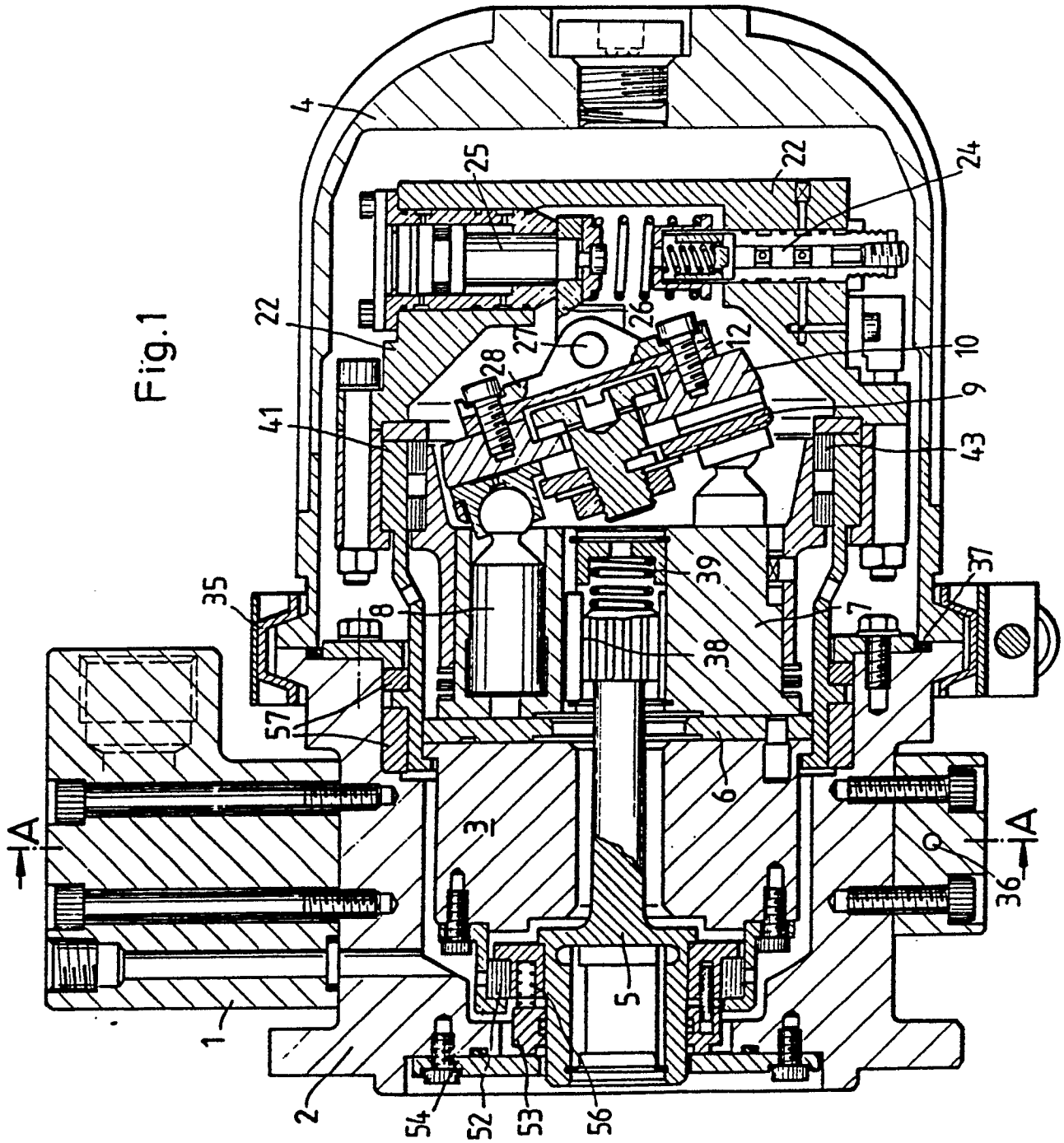
1. Machine hydraulique à piston axial du type à disque en mutation avec un arbre sortant vers l'extérieur à une extrémité pour le tambour du cylindre, avec un distributeur et un palier radial entre le stator fixé sur le bâti et le tambour de cylindre, caractérisée en ce que le stator est constitué comme un tube central (41) sur lequel s'appuient le palier radial (43), le distributeur (3) et un fond de commande (22) servant au positionnement du disque en mutation (10), qu'un anneau d'amortissement (57) est placé entre le bâti (2) et le tube central (41) et que les éléments de la pompe qui ne se trouvent pas dans le bâti (2) sont recouverts par un capuchon de bâti nonportant, relié au bâti.
2. Machine à piston axial selon la revendication 1, caractérisée en ce que le capuchon de bâti (40) est fabriqué en un matériau amortisseur de bruit.

3. Machine à piston axial selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que le disque en mutation (10) est positionné de manière pivotante de manière connue en soi dans le pivot (14) d'un anneau de pivot d'un corps pivotant (12) et que le corps pivotant (12) avec le disque en mutation (10) est mobile verticalement par rapport à l'axe de pivot M-M et au-dessus d'une surface recourbée (29), dont le rayon de courbure R se trouve avec son centre sur l'axe de pivot M-M, et qu'il roule sur une plaque de roulement (16) qui s'appuie à son tour par l'intermédiaire d'un palier à rouleaux linéaires (18, 19) sur un fond de commande (22) relié à l'anneau de pivot (42).

4. Machine à piston axial selon la revendication 3, caractérisée en ce qu'une plaque d'amortissement (21) en plastique ou équivalent est placée entre le palier à rouleaux linéaires (18, 19) et le fond de commande (22).

5. Machine à piston axial selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que le palier entre le tube central (41) et le tambour de cylindre (7) présente un anneau de palier (43) placé de manière flottante et à rotation libre.

6. Machine à piston axial selon la revendication 5, caractérisée en ce que l'anneau de palier (43) est pourvu de forures radiales de graissage (48) alimentées en huile de pression (par 51).



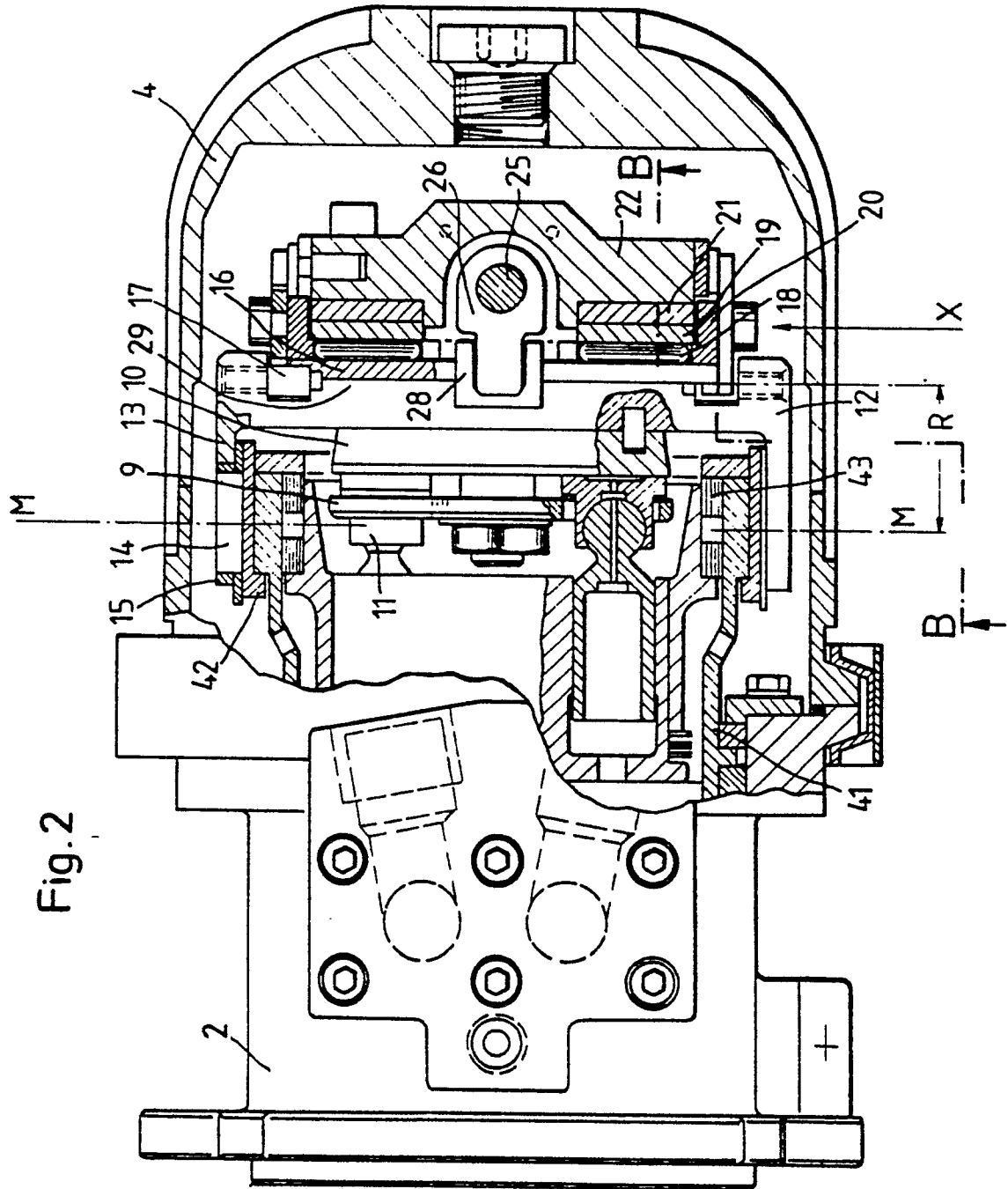


Fig.3

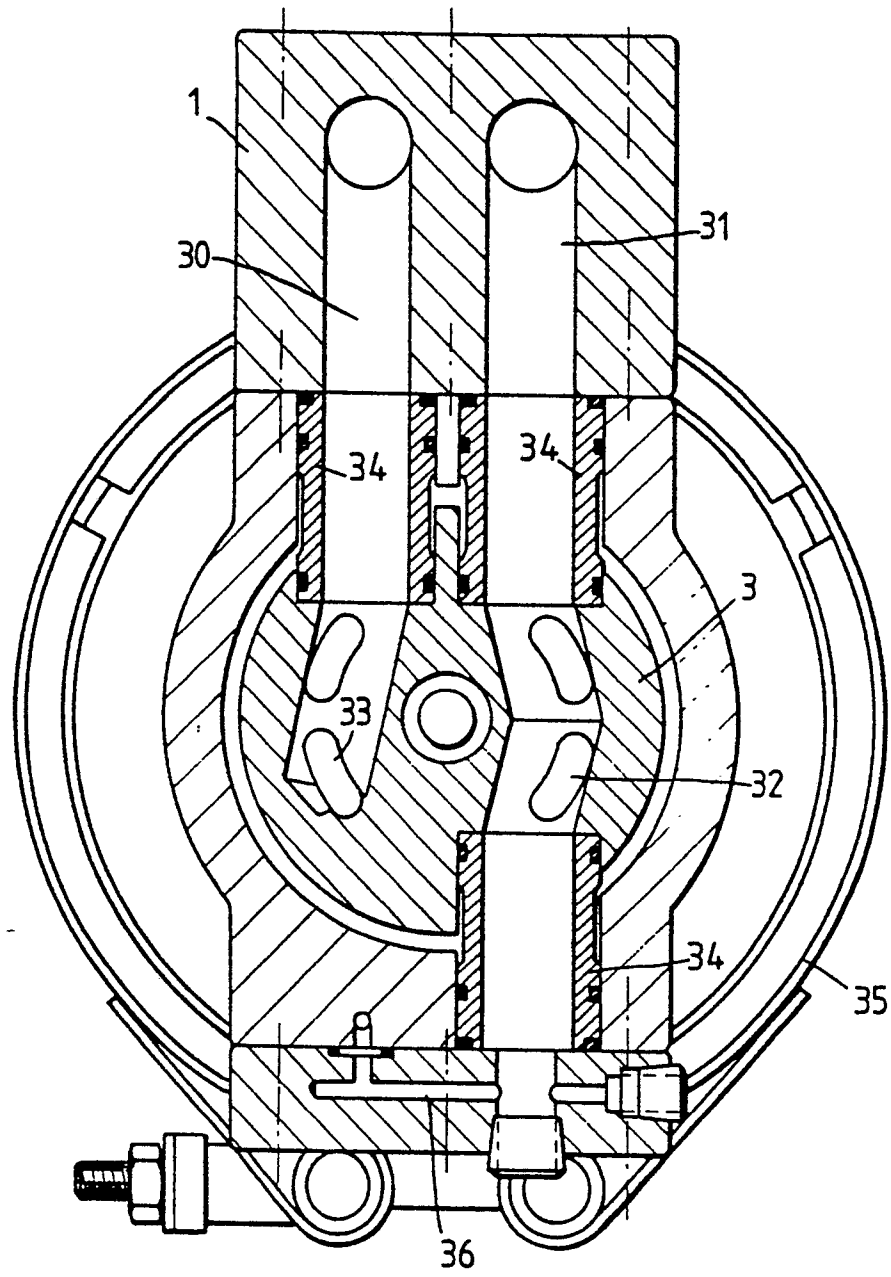


Fig. 4

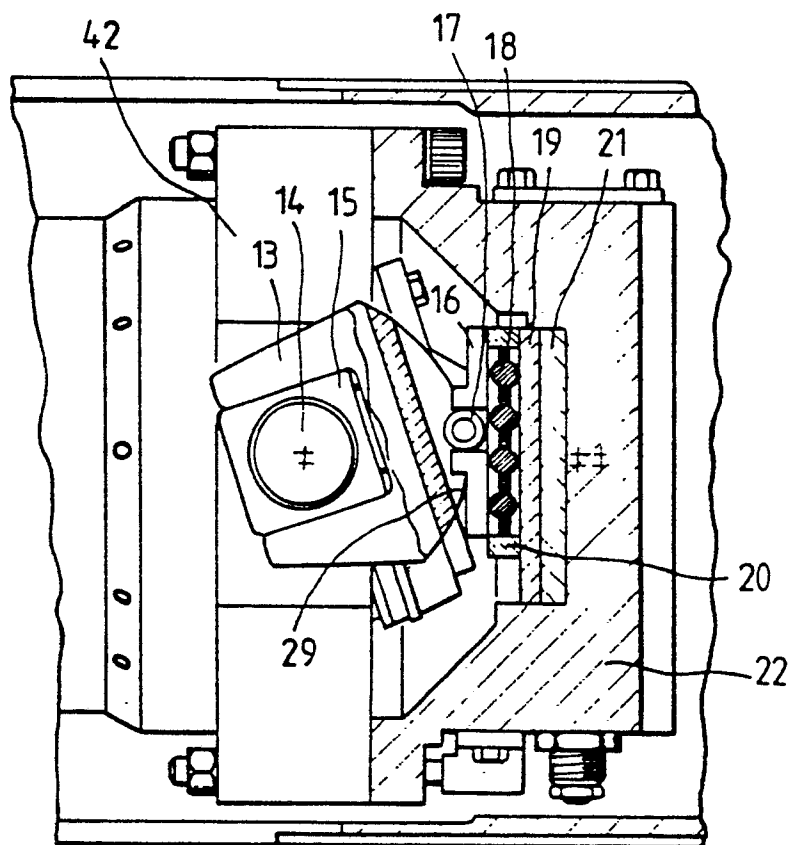


Fig. 5

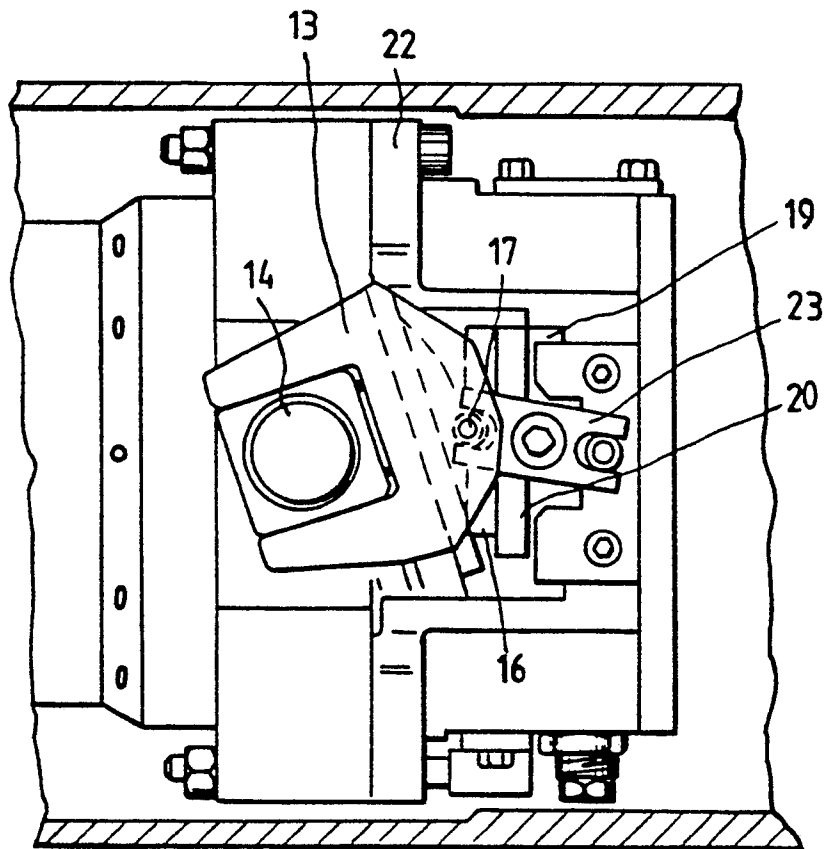


Fig.6

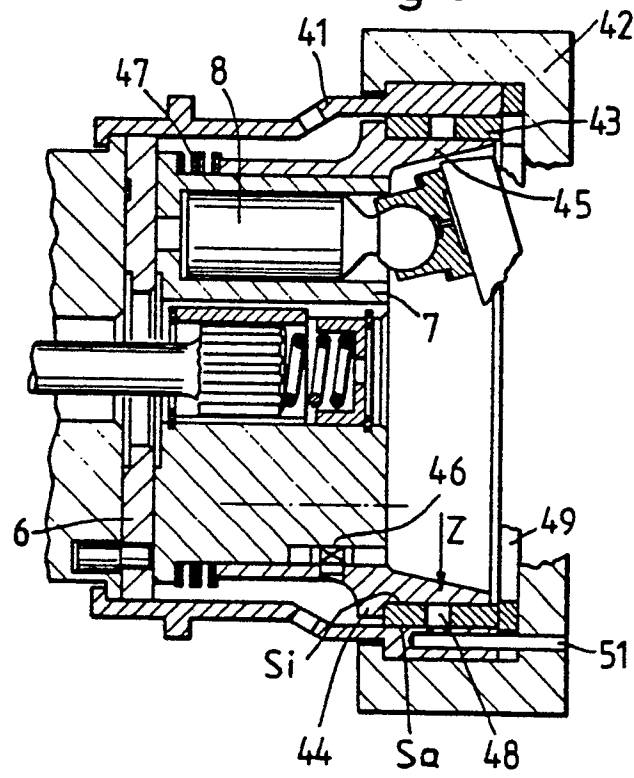


Fig.8

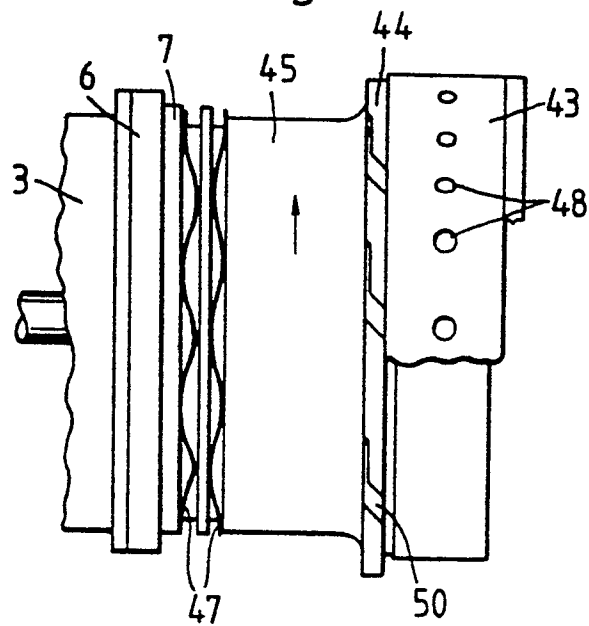


Fig.7

