(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer: **0 090 952**
A2

(12) EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: **83102219.9**

(22) Anmeldetag: **07.03.83**

(51) Int. Cl.³: **F 01 B 3/02**
F 04 B 1/22, F 16 C 17/18

(30) Priorität: **02.04.82 DE 3212374**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
12.10.83 Patentblatt 83/41

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(71) Anmelder: **ABEX CORPORATION**
530 Fifth Avenue
New York New York 10036(US)

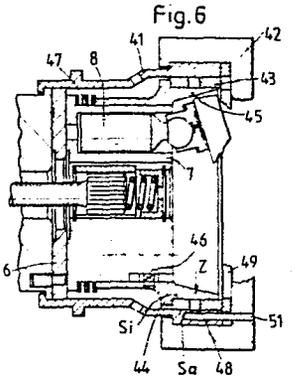
(72) Erfinder: **Nolden, Wilhelm**
Mainzer Strasse 131
D-6200 Wiesbaden(DE)

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

(54) Hydraulische Axialkolbenmaschine.

(57) Bei hydraulischen Axialkolbenmaschinen der Schrägscheibenbauart ist entweder die Welle zweimal gelagert oder wenn die Welle einmal gelagert ist, stützt sich das zweite Lager unmittelbar an der Zylindertrommel ab. Diese Lager sind bei bekannten Axialkolbenmaschinen Wälzlager. Die hydraulische Axialkolbenmaschine nach der Erfindung verwendet nun zur Lagerung der Zylindertrommel 7 einen schwimmend und frei umlaufend angeordneten Lagerring 43. Dieser Lagerring ist in vorteilhalterweise mit radialen Schmierbohrungen 48 und gegebenenfalls mit einer Druckölversorgung 51 versehen. Durch den Einsatz eines derartigen Lagerringes ist es möglich, die Vorteile der Gleitlager, insbesondere hinsichtlich Geräuschbildung zu verwenden, ohne daß die entsprechenden bei Gleitlagern bekannten Nachteile, wie Verminderung der Lebensdauer und dergleichen, auftreten.

Fig.6



EP 0 090 952 A2

Die Erfindung betrifft eine hydraulische Axialkolbenmaschine nach dem Oberbegriff des Anspruches 1.

Es sind die unterschiedlichsten Axialkolbenmaschinen der eingangs genannten Art bekannt. Diese bekannten Axialkolbenmaschinen weisen zwischen dem Stator und dem durch die Zylindertrommel gebildeten Rotor normalerweise ein Wälzlager auf. Diese Wälzlager verursachen verhältnismäßig hohe Geräusche. Gleitlager werden nicht eingesetzt, da sie keine ausreichende Lebensdauer bei den hohen Beanspruchungen in derartigen Axialkolbenmaschinen haben. Dieses ist unter anderem auf folgende Umstände zurückzuführen. Funktionstechnisch bestehen Radial-Gleitlager aus einer stationären Lagerschale und einer umlaufenden Welle. Bei Rotation der Welle bildet sich infolge deren exzentrischer Verlagerung ein hydrodynamischer Schmierfilm in der Druckzone.

Die anwendungstechnischen Schwierigkeiten mit Radial-Gleitlagern in Hochdruck-Axialkolbenmaschinen resultieren aus den stark variierenden Betriebsgrößen, wie Drehzahl, Druck, Temperatur und der davon stark abhängigen Viskosität des Schmiermittels, welches in allen derartigen Geräten die zu fördernde Hydraulik-Flüssigkeit selbst ist. Schon geringer Verschleiß der Lagerstelle aufgrund von Mischreibung verunreinigt die Hydraulik-Flüssigkeit und verursacht Verschleiß anderer Teile in der Maschine selbst oder in Komponenten des nachgeschaltenen Systems. Dieses ist mit Sicherheit unter allen Betriebsbedingungen zu vermeiden.

Die Tragfähigkeit des hydrodynamischen Schmierfilms im Gleitlager ist ebenfalls stark abhängig von Fluchtungsfehlern, d.h. Kantenpressung reduziert die

Tragfähigkeit drastisch und führt ebenfalls zur schädlichen Mischreibung.

Diese Schwierigkeiten lassen sich in der Regel durch Verwendung von Mehrflächen-Gleitlager beheben, jedoch verlangen diese Ausführungen einen hohen bautechnischen Aufwand und sind entsprechend teuer.

Der Erfindung liegt nun die Aufgabe zugrunde, eine Axialkolbenmaschine der eingangs genannten Art zu schaffen, die die Geräusche, die durch das Lager zwischen Stator und Zylindertrommel erzeugt werden, vermindert, ohne daß die Lebensdauer dieses Lagers entscheiden herabgesetzt wird.

Diese Aufgabe wird grundsätzlich durch das Kennzeichen des Anspruches 1 gelöst.

Erfindungsgemäß ist es möglich, die Konstruktionsprinzipien und Vorteile der Gleitlagertechnik nutzbar zu machen, ohne daß die entsprechendeh Nachteile auftreten.

Der Lagerring läuft sowohl im Verhältnis zum Stator als auch zum Rotor, d.h. zur Zylindertrommel. Diese Konstruktion führte zu einer beachtlichen Verminderung der Geräuscherzeugung in diesem Bereich, ohne daß die Lebensdauer dieses Lagers im Verhältnis zu Wälzlagern vermindert wurde. Weiterhin ist eine derartige Lagerung sehr kostengünstig. Dieses überraschende Ergebnis wurde durch Versuche selbst unter extremen Bedingungen untermauert. Es wurden Versuche (Sommerfeld-Zahlen von Minimum 0,1 bis Maximum 30) durchgeführt, wobei eine vollkommen verschleißfreie Schmierung der Lagerstelle gewährleistet war. Die Dicke der Schmierspalte am Außen- und am Innenumfang wurde in Abhängigkeit von den Werkstoffeigenschaften so berechnet, daß bei einer Betriebs-

temperatur von ca. 100°C die Spalte gleich dick waren. Die hierbei erzielten Ergebnisse hinsichtlich Laufruhe, waren beachtlich. Die Lebensdauer war nicht geringer als bei in herkömmlicher Weise eingesetzten Wälzlagern.

Bei der erfindungsgemäßen Lagerung handelt es sich nicht um ein normales Gleitlager, da im Falle der Erfindung nicht ein Teil des Lagers ortsfest ist und das andere allein umläuft, sondern der Lagerring relativ zu Stator und Zylindertrommel umläuft..

Die Ansprüche 2 bis 4 sind auf in vorteilhafter Weise ausgestaltete Lagerringe gerichtet.

Der Anspruch 5 schützt eine bestimmte Anordnung des Lagerringes mit Hilfe einer zusätzlichen Hülse zwischen Lagerring und Zylindertrommel.

Die Ansprüche 7 und 8 sind auf die spezielle Ausbildung und Lagerung des Stators als Zentralrohr in Verbindung mit der Lagerung gerichtet.

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.

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 Außenzahnprofil zur Übertrages des Drehmomentes. Für eine entsprechende Vorspannung sorgt eine Schraubenfeder 39.

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.

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 bilden den Verschluß des Gehäuses 2.

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.

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.

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 Spalte - funktionstechnich 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.

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 Versorgungs-

leitung 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 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 Lageringes 43 bildet sich auch im Spalt zu dem Stützring 49 im Betrieb ein hochbelasteter hydrodynamischer Schmierfilm aus.

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 Flüssikgeitsreibung in den Schmierspalten Si und Sa wirkt im Betrieb auf den Lagerring 43 ein Schleppmoment, so daß sich dieser bei normalen Betriebsbedinungen (ca. 100° C) etwa mit der halben Pumpenantriebsdrehzahl dreht.

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 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 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 Linerarrollenlager umfaßt und spielfrei in der jeweiligen Stellung sichert.

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.

Durch entsprechende Berechnung der Steifigkeit der Laufplatte 16, der Fixplatten 19 und der Dämpfungsplatten 21, kann die elastische Durchbiegung dieser gesamten Lager-

stelle 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.

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.

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.

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.

Die Abstützung des Schwenkkörpers 12 über die beschriebene Lagerung mittels Linearrollenlager auf dem Steuerboden 22, in dem auch die komplette Pumpen-

regler 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.

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

RAFFAY, FLECK & PARTNER
PATENTANWÄLTE
EUROPEAN PATENT ATTORNEYS
POSTFACH 32 32 17
D-2000 HAMBURG 13

0090952

DIPL.-ING. VINCENZ v. RAFFAY
DIPL.-CHEM. DR. THOMAS FLECK
HAMBURG
DIPL.-CHEM. DR. HANS D. BOETERS
DIPL.-ING. ROBERT BAUER
MÜNCHEN
KANZLEI:
GEFFCKENSTRASSE 6
TELEFON: (040) 47 80 23
TELEGRAMME: PATFAY, HAMBURG

UNSERE AKTE: 2014/30

Anmelder: Abex Corporation
530 Fifth Avenue
New York, NY 10036 / U.S.A.

Hydraulische Axialkolbenmaschine.

Patentansprüche:

1. Hydraulische Axialkolbenmaschine der Schrägscheibenbauart mit einer einseitig nach außen geführten, im Gehäuse gelagerten Welle für die Zylindertrommel und mit einem Lager zwischen Stator und Zylindertrommel, dadurch gekennzeichnet, daß das Lager zwischen Stator (41) und Zylindertrommel (7) einen schwimmend und frei umlaufend angeordneten Lagerring (43) aufweist.

2. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Lagerring (43) mit radialen Schmierbohrungen (48) versehen ist, die mit Drucköl (bei 51) versorgt werden.

3. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckölversorgung (51) in Drehrichtung gesehen kurz vor der Druckzone des Lagers erfolgt.

4. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckölversorgung über eine Mengendrossel (nicht gezeigt) erfolgt.

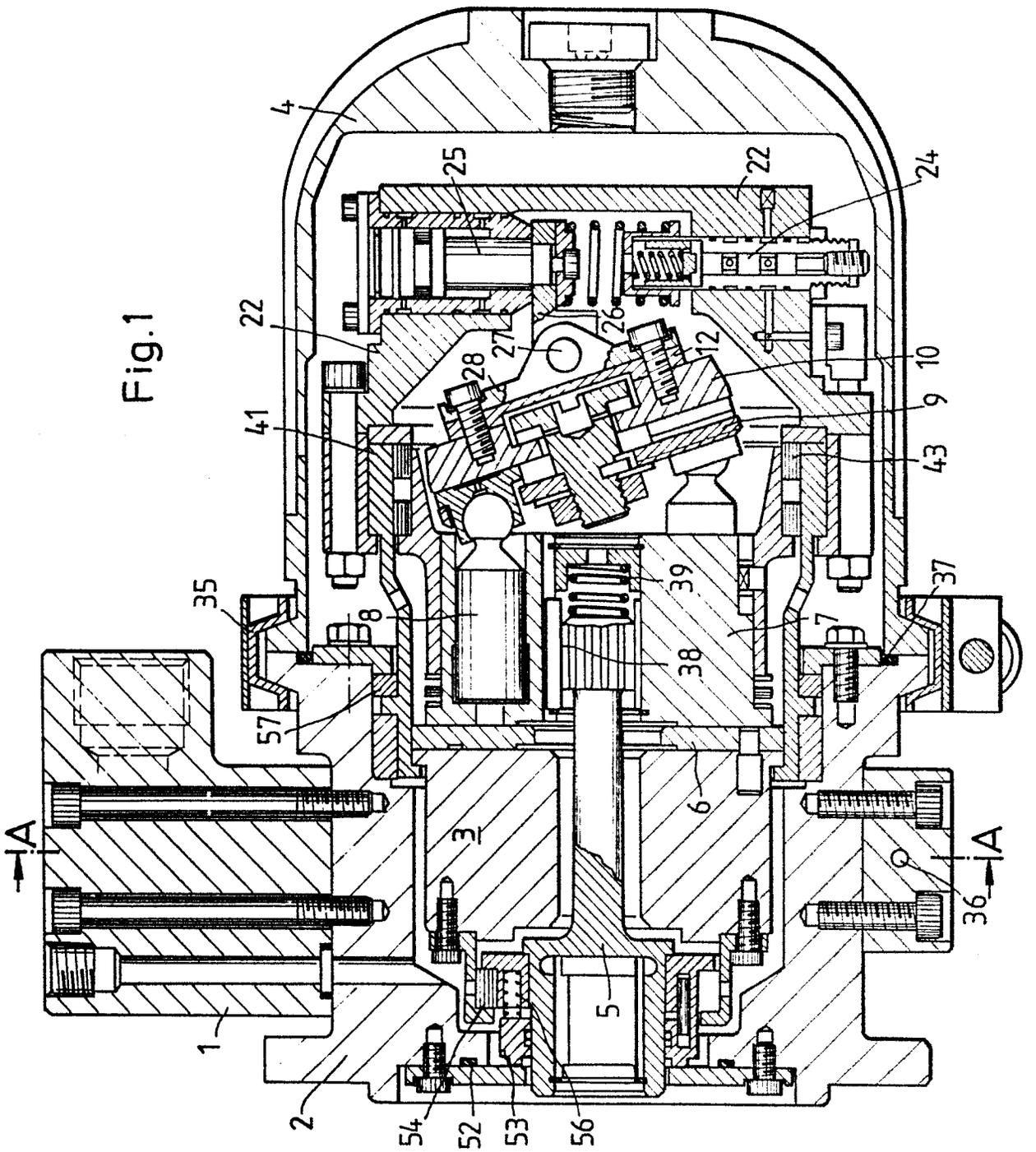
5. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Lagerring (43) und der Zylindertrommel (7) eine Hülse angeordnet ist, die durch ein Federpaket (47) mit einem Wulst gegen die angrenzende Seitenfläche des Lagerringes (43) vorgespannt ist.

6. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß in dem Wulst (44) zur Drehrichtung geneigt verlaufende, auf die Seitenfläche des Lagerringes (43) gerichtete Schmierkanäle (50) ausgebildet sind.

7. Axialkolbenmaschine nach einem oder mehreren der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Stator ein Zentralrohr (41) aufweist, an dem sich der Lagerring (43) abstützt und das mit der Schrägscheibenlagerung(42, 22) verbunden ist.

8. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Zentralrohr (41) und dem Gehäuse (2) mindestens ein Dämpfungsring (57) aus Kunststoff oder dergleichen angeordnet ist.

Fig.1


4
25
22
24
22
26
27
28
12
10
9
41
43
35
39
37
8
7
38
57
6
3
A
A
36
5
1
2
54
52
53
56

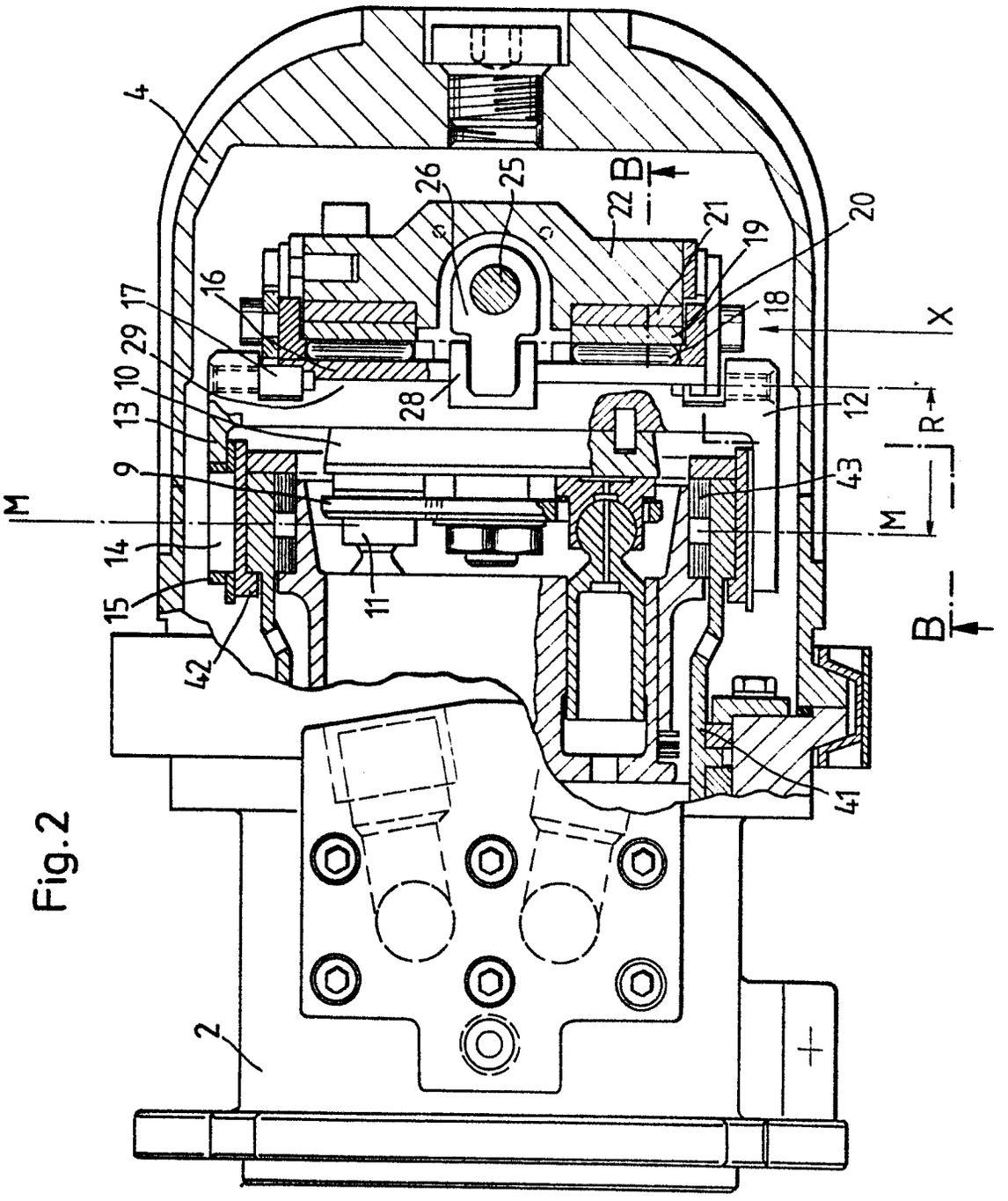


Fig.2

Fig.3

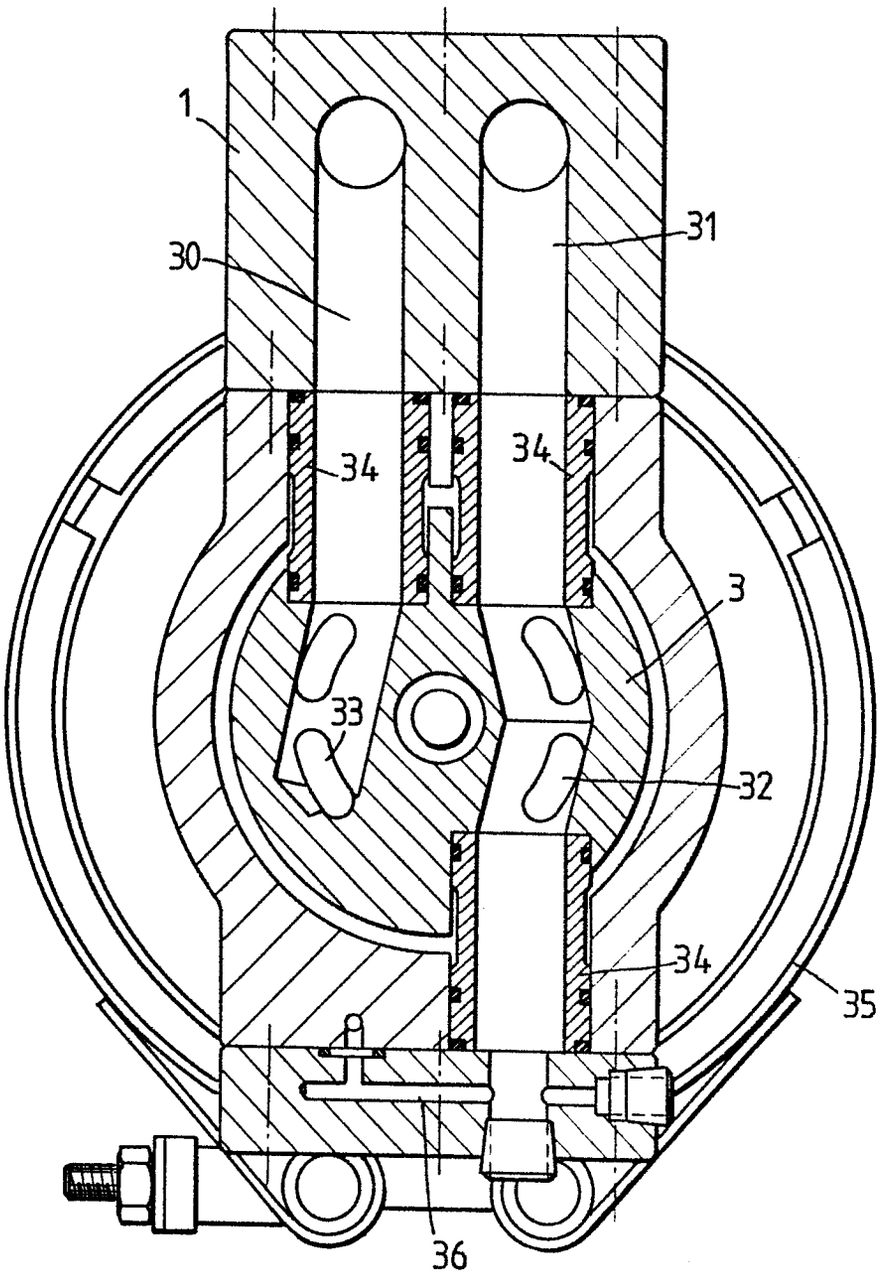


Fig. 4

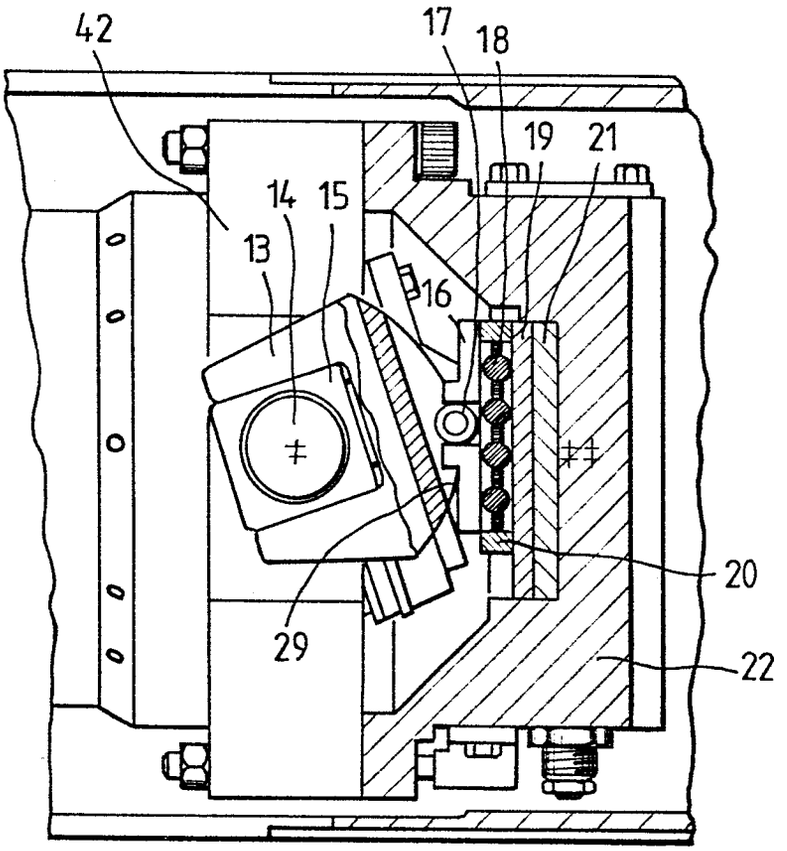


Fig. 5

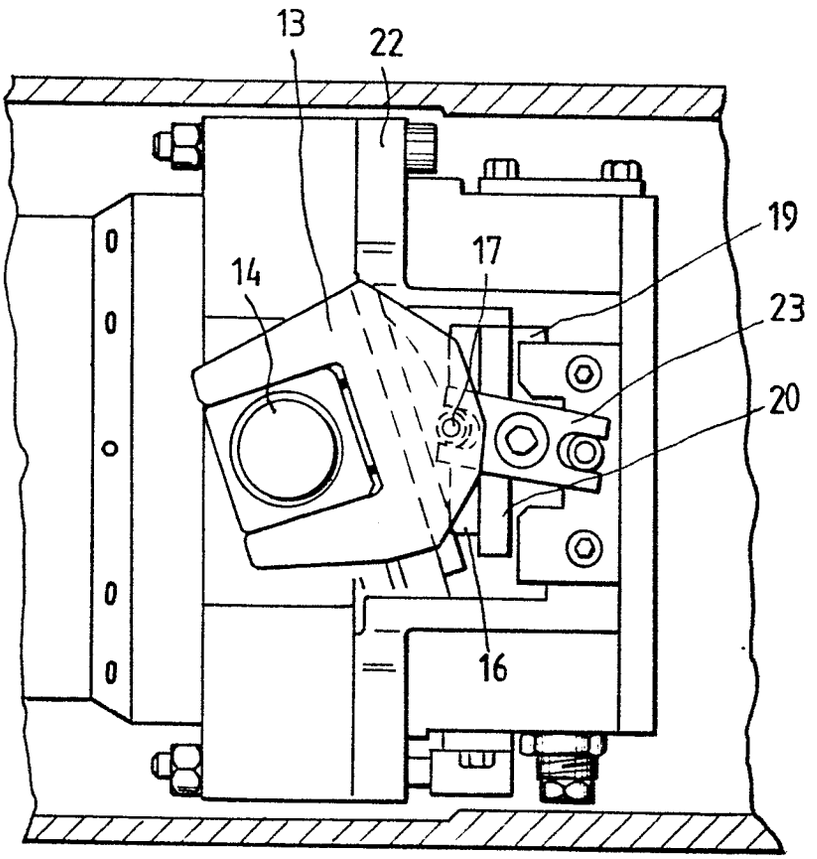


Fig.6

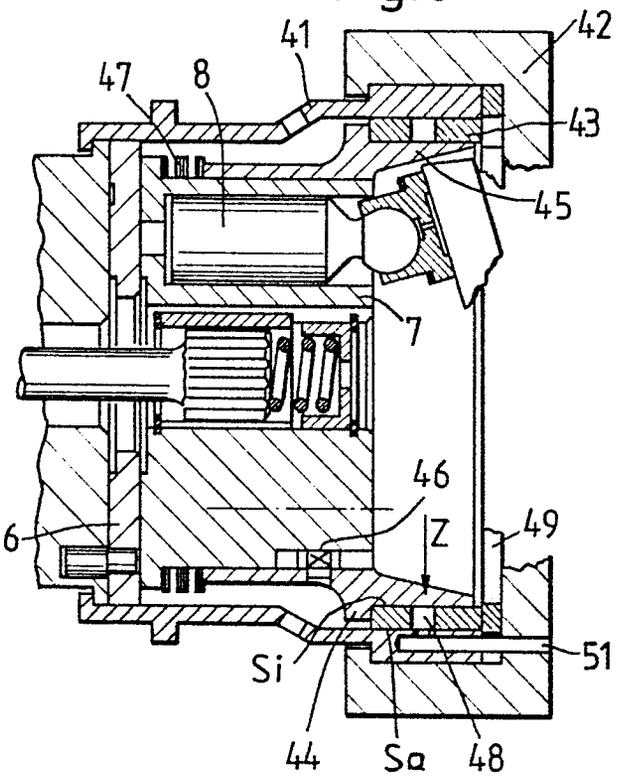


Fig.8

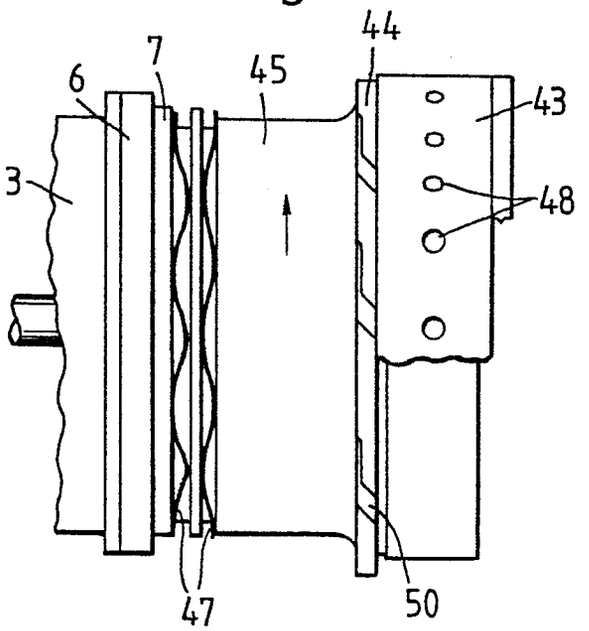
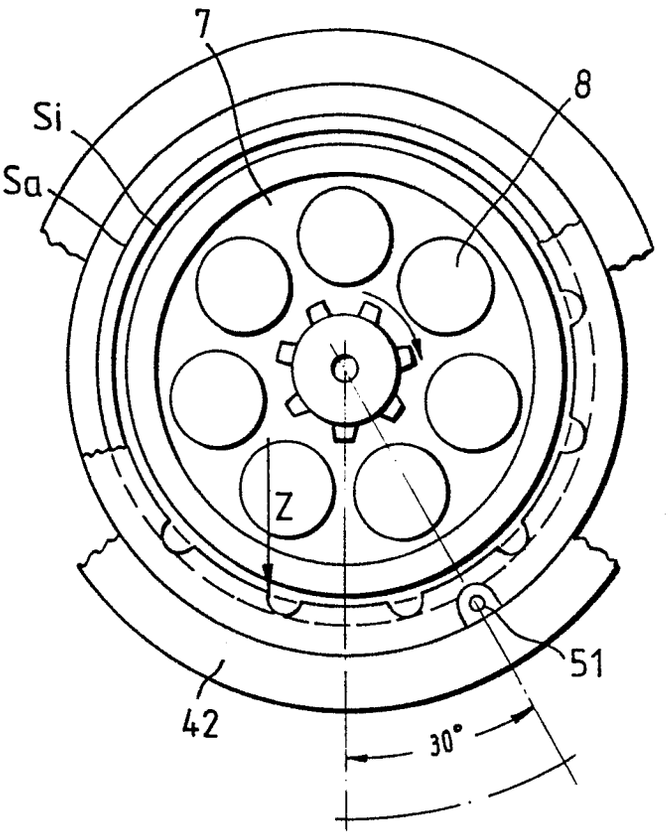



Fig.7