

①



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

⑪

Veröffentlichungsnummer:

**0 220 175
B1**

⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
13.07.88

⑤

Int. Cl.⁴: **F 04 B 1/20**

⑥

Anmeldenummer: **85902965.4**

⑦

Anmeldetag: **19.06.85**

⑧

Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE 85/00207

⑨

Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 86/00377 (16.01.86 Gazette 86/2)

④

HYDRAULISCHE AXIALKOLBENMASCHINE.

⑩

Priorität: **26.06.84 DE 3423467**

⑬

Patentinhaber: **VALENTIN, Ingo, Herrenkellergasse 20,
D-7900 Ulm/Donau (DE)**

⑬

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
06.05.87 Patentblatt 87/19

⑭

Erfinder: **VALENTIN, Ingo, Herrenkellergasse 20,
D-7900 Ulm/Donau (DE)**

⑮

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
13.07.88 Patentblatt 88/28

⑯

Vertreter: **Fay, Hermann, Dipl.-Phys. Dr. et al,
Ensingerstrasse 21 Postfach 1767, D-7900 Ulm (Donau)
(DE)**

⑰

Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE FR GB IT LI LU NL SE

⑱

Entgegenhaltungen:
**FR - A - 1 488 511
FR - A - 1 599 630
FR - A - 2 115 902
FR - A - 2 359 997**

EP 0 220 175 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 hydraulische Schiefscheiben-Axialkolbenmaschine mit einer Zylindertrommel und in den Zylindern der Zylindertrommel angeordneten Kolben, deren Kolbenköpfe gegen die Schiefscheibe abgestützt sind, während die Zylindertrommel axial auf einem Steuerspiegel abgestützt ist, wobei die Kolbenköpfe neben dem auf die Trommelachse bezogenen nützlichen Drehmoment an der Zylindertrommel auch eine radial wirkende Trommelquerkraft mit in der Trommelachse liegendem Kraftangriffspunkt erzeugen, welche Querkraft von einem die Zylindertrommel im Bereich der Trommelquerkraft am Maschinengehäuse abstützenden Lager aufgenommen wird.

Bei einer aus der Praxis bekannten Maschine dieser Art besitzt die Zylindertrommel an ihrem äusseren Umfang einen Kragen, der über die Trommelstirnseite in Richtung zur Schiefscheibe axial bis über die zur Trommelachse senkrechte, den Angriffspunkt der Trommelquerkraft schneidende Ebene vorsteht. Zwischen dem Kragen und dem äusseren Gehäusumantel des Maschinengehäuses befindet sich das die Zylindertrommel abstützende Lager in Form eines hydrodynamischen Gleitlagers mit zylindrischen Lagerflächen. Dank dieses Kragens kann die Lagerebene, d. h. die Ebene des Lagerkreises, die Trommelachse unmittelbar im Bereich des Angriffspunktes der Trommelquerkraft schneiden, so dass hier auch die Abstützung des Trommelzylinders durch das Lager wirksam wird, obwohl der Angriffspunkt der Trommelquerkraft in der parallel zur Schiefscheibe durch die Mitten der Kolbenköpfe verlaufenden Ebene und damit axial ausserhalb der Zylindertrommel erheblich vor ihrer der Schiefscheibe zugewandten Stirnseite liegt. Der Vorteil dieser Trommellagerung besteht darin, dass die Trommelquerkraft keine Kippmomente auf die Zylindertrommel auszuüben vermag, was ein störendes Kippen der Zylindertrommel auf der Steuerfläche einer Steuerscheibe ergeben könnte, welche die Zu- und Abfuhr des Druckmittels zu den Zylindern der Zylindertrommel steuert und an der der Schiefscheibe abgewandten Stirnfläche der Zylindertrommel unter Bildung von Spaltdichtungen anliegt. Jedoch ist bei einer solchen Lageranordnung nachteilig, dass der Kragen und das Lager die Schiefscheibe und die Reihe der die Kolbenköpfe an der Schiefscheibe abstützenden Kolbengleitschuhe aussen umfassen müssen, was in radialer und axialer Richtung unerwünscht grosse Bauformen und insgesamt, auch im Hinblick auf die Verschwenkbarkeit der Schiefscheibe, aufwendige Konstruktionen und aufgrund des grossen Durchmessers einen grösseren Reibungsverlust bedingt.

Aus der FR-A-1 488 511 ist eine Schiefscheiben-Axialkolbenmaschine bekannt, die als doppelt wirkende Anordnung mit zwei Schiefscheiben versehen ist, die sich zu beiden Seiten der Trommel gegenüberstehen. Die jeweils paarweise in entgegengesetzter Richtung an den Schiefscheiben angreifenden Kolben sind dabei jeweils in gemein-

samen Zylindern angeordnet. Somit ist die Druckmittelzufuhr in bzw. -abfuhr aus dem Zylinderraum nicht von der Stirnseite der Trommel aus möglich, sondern erfolgt über in axialer Richtung etwa in der Mitte der Zylinder mündende, dort radial verlaufende Druckmittelleitungen. Um den hierfür nötigen Raum zu schaffen, muss die Zylindertrommel einen entsprechend grösseren Durchmesser aufweisen, was zu einer unerwünscht grossen Bauform in radialer Richtung führt und damit aufgrund des grossen Durchmessers erhöhte Reibungsverluste verursacht. Die Zylindertrommel ist im übrigen durch zwei Lager jeweils etwa im Bereich ihrer Stirnseiten gelagert. Da die Trommelquerkräfte somit jeweils zwischen den beiden Lagern angreifen, werden Kippmomente an der Zylindertrommel sicher abgefangen. Jedoch verursacht das zweite Lager weitere Reibungsverluste; darüber hinaus wird die Lagerung der Zylindertrommel jedenfalls dann überbestimmt, wenn deren Lagerung am Steuerspiegel mitberücksichtigt wird.

Bei der aus der FR-A-2 359 997 bekannt gewordenen Axialkolbenmaschine besitzt die Zylindertrommel ebenfalls einen Kragen, der über die Trommelstirnseite in Richtung zur Schiefscheibe axial bis über die den Angriffspunkt der Trommelquerkraft schneidende Ebene vorsteht. Dabei ist der Kragen hier innenseitig, also im achsennahen Bereich angeordnet. Dadurch ragt der Kragen bis unmittelbar zur Schiefscheibe vor, was deren Verschwenkbarkeit erschwert oder gar unmöglich macht. Daher ist bei dieser Axialkolbenmaschine die Verstellbarkeit der Schiefscheibe auch nicht vorgesehen.

Die FR-A-1 599 630 und die FR-A-2 115 902 beschreiben Axialkolbenmaschinen, bei denen die Zylindertrommel axial etwa mittig gelagert ist. Die radial wirkende Trommelquerkraft greift daher hier ausserhalb des Lagerbereichs an und führt somit zu einem unerwünschten Kippmoment der Zylindertrommel.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, bei einer Axialkolbenmaschine der eingangs genannten Art das Lager der Zylindertrommel so anzuordnen und auszubilden, dass auch ohne eine äussere Umfassung der Schiefscheibe und der Kolbengleitschuhe durch Kragen und Lager eine Abstützung der Zylindertrommel erhalten wird, die an der Zylindertrommel keine oder nur Kippmomente von so geringer Grösse entstehen lässt, dass diese Restmomente ohne Nachteil von der Steuerscheibe aufgenommen werden können.

Diese Aufgabe wird nach der Erfindung dadurch gelöst, dass die Ebene des Lagers (d. i. die Ebene des Lagerkreises) die Trommelachse mit Abstand vom Angriffspunkt der Trommelquerkraft auf der Seite der Zylindertrommel schneidet, und dass die Wirkungsgerade der Resultierenden aller auf der Führungsbahn des Lagers senkrecht stehenden Lagerkräfte einen spitzen Winkel mit der Trommelachse einschliesst und die Trommelachse im Bereich des Angriffspunktes der Trommelquerkraft schneidet.

Nach der Erfindung liegen die zur Führungsbahn senkrecht stehenden Lagerkräfte in der Mantelfläche eines Kegels, dessen Spitze als Angriffspunkt der einzelnen Lagerkräfte gedacht werden kann. Der Grundkreis des Kegels ist vom Lagerkreis des Lagers gebildet und die in der Trommelachse liegende Kegelspitze fällt mit dem Angriffspunkt der Trommelquerkraft entweder zusammen oder liegt doch so dicht neben ihm, dass der geringe Abstand zwischen der Trommelquerkraft und der resultierenden Lagerkraft keine störenden Kippmomente auf die Zylindertrommel entstehen lässt. Die Höhe des Kegels zwischen der Kegelspitze und dem Grundkreis des Kegels ist gleich dem Mass, um das die Lagerebene axial vom Angriffspunkt der Trommelquerkraft weg zur Zylindertrommel hin verlagert werden kann, ohne dass sich der Angriffspunkt der resultierenden Lagerkraft auf der Trommelachse entsprechend verschiebt und vom Angriffspunkt der Trommelquerkraft entfernt. Im Ergebnis kann unter Beibehaltung der im Bereich des Angriffspunktes der Trommelquerkraft wirksam werdenden Lagerabstützung der Zylindertrommel das Lager selbst axial so weit vom Angriffspunkt der Trommelquerkraft und von der Schiefscheibe entfernt zur Zylindertrommel hin verlegt werden, dass es axial weit vor der Schiefscheibe und im Bereich der Zylindertrommel selbst liegt, und dass daher das Lager die Schiefscheibe nicht mehr radial aussen zu umfassen braucht und auch kein das Lager tragender Kragen mehr benötigt wird, weil das Lager unmittelbar an der Zylindertrommel selbst sitzen kann. Das ermöglicht geringe axiale und radiale Bauabmessungen und einen insgesamt geringeren konstruktiven und baulichen Aufwand. — Zu dem Bereich, innerhalb dem die Trommelquerkraft und die resultierende Lagerkraft axial auseinander liegen können, ist noch anzumerken, dass der Angriffspunkt der Trommelquerkraft tatsächlich immer eine geringfügige periodische Verlagerung auf der Trommelachse in Abhängigkeit vom Umlauf der Zylindertrommel zeigt, so dass er mit der Kegelspitze immer nur vorübergehend exakt zusammenfallen kann. Jedoch ist dieser Bereich, in dem der Angriffspunkt der Trommelquerkraft und die Kegelspitze auf der Trommelachse mindestens auseinander liegen können, so klein, dass hierdurch bedingte Kippmomente auf die Zylindertrommel vernachlässigt werden können. — Da die zur Trommelachse geneigte Resultierende der Lagerkraft selbstverständlich nur mit ihrer radialen Kraftkomponente der Trommelquerkraft das Gleichgewicht halten kann, muss die axiale Kraftkomponente an der Zylindertrommel selbst aufgefangen werden. Das aber ist unschwer möglich, da diese axiale Kraftkomponente bei den in der Praxis in Frage kommenden Winkeln von immer mehr als 60° zwischen der Resultierenden der Lagerkräfte und der Trommelachse nur wenige Prozent der ohnehin an der Zylindertrommel aufzunehmenden und auszugleichenden Axialkräfte beträgt, die vom Druck des Fördermittels auf die Zylindertrommel direkt ausgeübt werden.

Eine bevorzugte Ausführungsform der Erfin-

dung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Führungsbahn von einer konischen Ringfläche gebildet ist, deren Konusspitze in der Trommelachse auf derselben Seite des Kraftangriffspunktes der Trommelquerkraft wie die Zylindertrommel liegt und die so breit ist, dass der Angriffspunkt der Trommelquerkraft innerhalb oder zumindest dicht neben der Projektion der konischen Ringfläche in Richtung ihrer Flächennormalen auf der Trommelachse liegt. Die konische Ringfläche sollte daher mindestens so breit sein, dass ihre Projektion auf die Trommelachse jedenfalls die schon erwähnte periodische Axialverlagerung des Angriffspunktes der Trommelquerkraft auf der Trommelachse einschliesst. Dann geht jede in diesem Angriffspunkt ansetzende Lagerstützkraft immer durch die konische Ringfläche des Lagers.

Im einzelnen besteht die Möglichkeit, das Lager unmittelbar zwischen der äusseren Umfangsfläche der Zylindertrommel und dem Gehäusemantel des Maschinengehäuses im Bereich der der Schiefscheibe zugewandten Stirnseite der Zylindertrommel anzuordnen. Das ergibt vorteilhaft grosse Winkel zwischen der Trommelachse einerseits und der Resultierenden der Lagerkräfte andererseits. Anstelle einer solchen Aussenlagerung der Zylindertrommel besteht aber auch die Möglichkeit einer Innenlagerung. Sie ist dadurch gekennzeichnet, dass das Maschinengehäuse einen am Maschinengehäuse festen, mit der Trommelachse koaxialen Zapfen aufweist, und dass das Lager zwischen diesem Zapfen und der Zylindertrommel angeordnet ist. Dabei kann der Zapfen die Schiefscheibe zur Zylindertrommel hin durchsetzen und hohl ausgebildet sein, so dass er eine mit der Zylindertrommel verbundene Welle aufnehmen kann. Der Zapfen kann aber auch vom anderen Ende des Maschinengehäuses her durch eine zentrale Bohrung der Zylindertrommel greifen. In allen Fällen kann das Lager als hydrodynamisch oder hydrostatisch wirkendes Gleitlager oder als Kegelrollenlager ausgebildet sein.

Im folgenden wird die Erfindung an dem in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiel näher erläutert; es zeigen:

Fig. 1 eine Schiefscheiben-Axialkolbenmaschine nach der Erfindung in einem Axialschnitt, mit einer in der Teilfigur 1a dargestellten weiteren Lagerausführung,

Fig. 2 eine andere Ausführungsform der erfindungsgemässen Maschine in einer der Fig. 1 entsprechenden Darstellung,

Fig. 3 eine weitere Ausführungsform der Erfindung.

Die in den Figuren dargestellten Axialkolbenmaschinen besitzen eine mit einer Welle 1 verbundene Zylindertrommel 2 und in den Zylindern 3 angeordnete Kolben 4. Die Kolbenköpfe 5 sind über Gleitschuhe 6 auf der Gleitfläche einer Schiefscheibe 7 abgestützt, die bezüglich ihres Neigungswinkels verstellbar im Maschinengehäuse 8 gelagert ist. Durch die Neigung der Schiefscheibe 7 erzeugen die bei Druck des Fördermittels entstehenden Kolbenkräfte an jedem Kolben 4 eine zur Gleitebene der Schiefscheibe 7

senkrecht stehende Kraft, die mit ihrer axialen Kraftkomponente der Kolbenkraft das Gleichgewicht hält und im übrigen eine Kolbenquerkraft Pks zur Folge hat, die – summiert über alle Kolben 4 – neben dem auf die Trommelachse 9 bezogenen nützlichen Drehmoment an der Zylindertrommel 2 auch eine radial wirkende Trommelquerkraft PkRes mit in der Trommelachse 9 liegendem Kraftangriffspunkt 10 zur Folge hat. Die Welle 1 ist je nach Verwendung der Maschine eine Antriebswelle im Fall einer Pumpe und eine Abtriebswelle im Fall eines Motors. Sie ist mittels eines Lagers 11 im Maschinengehäuse 8 gelagert. Ausserdem ist die Zylindertrommel 2 am Maschinengehäuse 8 in einem weiteren Lager 12 abgestützt. Die Ebene 13 dieses Lagers 12 schneidet die Trommelachse 9 in einem Abstand vom Angriffspunkt 10 der Trommelquerkraft PkRes auf der Seite der Zylindertrommel 2. Die Wirkungsgerade 14 der auf der Führungsbahn 15 des Lagers 12 senkrecht stehenden resultierenden Lagerkräfte schliesst mit der Trommelachse 9 einen spitzen Winkel 26 ein und schneidet die Trommelachse 9 im Bereich des Angriffspunktes 10 der Trommelquerkraft PkRes. Der Winkel 26 ist in der Praxis grösser als etwa 60°.

Das Lager 12 kann, wie in Fig. 1a dargestellt, ein Kugellager sein, wobei die Führungsbahn 15 zu einer linienhaften Berührung zwischen der Kugellreihe 16 einerseits und den Kugellaufbahnen 17 andererseits verengt sein kann. Zumeist aber wird die Führungsbahn 15 von einer konischen Ringfläche gebildet sein, wie es in den Fig. 1, 2 und 3 dargestellt ist. Die Konusspitze 18 dieser konischen Ringfläche liegt in der Trommelachse 9 auf derselben Seite des Kraftangriffspunktes 10 wie die Zylindertrommel 2. Die konische Ringfläche ist im übrigen so breit, dass der Angriffspunkt 10 der Trommelquerkraft PkRes innerhalb der in Fig. 1 mit X bezeichneten Projektion der konischen Ringfläche in Richtung ihrer Flächennormalen 19 auf die Trommelachse 9 liegt. Das Lager 12 kann als hydrodynamisch oder hydrostatisch wirkendes Gleitlager, wie in den Figuren jeweils in der rechten Figurenhälfte dargestellt, oder als Kegelrollenlager, wie in den Figuren links dargestellt, ausgebildet sein. In Fig. 1 ist das Lager 12 unmittelbar zwischen der äusseren Umfangsfläche 20 der Zylindertrommel 2 und dem Gehäusemantel 2 des Maschinengehäuses 8 im Bereich der der Schiefscheibe 7 zugewandten Stirnseite 22 der Zylindertrommel 2 angeordnet. Die Fig. 2 und 3 dagegen zeigen den Fall, dass das Maschinengehäuse 8 einen am Maschinengehäuse festen, zur Trommelachse 9 koaxialen Zapfen 23 aufweist, zwischen dem und der Zylindertrommel 2 das Lager 12 angeordnet ist. In Fig. 2 steht der hohl ausgebildete Zapfen 23 vom unteren Teil des Maschinengehäuses 8 durch die Schiefscheibe 7 zur Zylindertrommel 2 hin vor und nimmt die Welle 1 auf. In Fig. 3 dagegen greift der entgegengesetzt zu Fig. 2 angeordnete Zapfen 23 durch eine zentrale Bohrung der Zylindertrommel 2. In allen Fällen liegt die Zylindertrommel 2 an ihrer der Schiefscheibe 7 abgewandten Stirnseite der Steuerfläche einer die Zu-

und Abfuhr des Fördermittels zu den Zylindern 3 steuernden Steuerscheibe 24 an. Die Zu- und Abfuhr des Fördermittels erfolgt an den Anschlüssen 25.

Patentansprüche

1. Hydraulische Schiefscheiben-Axialkolbenmaschine mit einer Zylindertrommel (2) und in den Zylindern (3) der Zylindertrommel (2) angeordneten Kolben (4), deren Kolbenköpfe (5) gegen die Schiefscheibe (7) abgestützt sind, während die Zylindertrommel axial auf einem Steuerspiegel abgestützt ist, wobei die Kolbenköpfe neben dem auf die Trommelachse (9) bezogenen nützlichen Drehmoment an der Zylindertrommel (2) auch eine radial wirkende Trommelquerkraft (PkRes) mit in der Trommelachse (9) liegendem Kraftangriffspunkt (10) erzeugen, welche Querkraft von einem die Zylindertrommel (12) im Bereich der Trommelquerkraft (PkRes) am Maschinengehäuse (8) abstützenden Lager (12) aufgenommen wird, dadurch gekennzeichnet, dass die Ebene (13) des Lagers (12) die Trommelachse (9) mit Abstand vom Angriffspunkt (10) der Trommelquerkraft (PkRes) auf der Seite der Zylindertrommel (2) schneidet, und dass die Wirkungsgerade (14) der Resultierenden aller auf der Führungsbahn (15) des Lagers (12) senkrecht stehenden Lagerkräfte einen spitzen Winkel (26) mit der Trommelachse (9) einschliesst und die Trommelachse (9) im Bereich des Angriffspunktes (10) der Trommelquerkraft (PkRes) schneidet.

2. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Führungsbahn (15) von einer konischen Ringfläche gebildet ist, deren Konusspitze (18) in der Trommelachse (9) auf derselben Seite des Kraftangriffspunktes (10) der Trommelquerkraft (PkRes) wie die Zylindertrommel (2) liegt und so breit ist, dass der Angriffspunkt (10) der Trommelquerkraft (PkRes) innerhalb oder zumindest dicht neben der Projektion (X) der konischen Ringfläche in Richtung ihrer Flächennormalen (19) auf die Trommelachse (9) liegt.

3. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Lager (12) unmittelbar zwischen der äusseren Umfangsfläche (20) der Zylindertrommel (2) und dem Gehäusemantel (21) des Maschinengehäuses (8) im Bereich der der Schiefscheibe (7) zugewandten Stirnseite (22) der Zylindertrommel (2) angeordnet ist.

4. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Maschinengehäuse (8) einen am Maschinengehäuse festen, mit der Trommelachse (9) koaxialen Zapfen (23) aufweist, und dass das Lager (12) zwischen diesem Zapfen (23) und der Zylindertrommel (2) angeordnet ist.

5. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Zapfen (23) die Schiefscheibe (7) zur Zylindertrommel (2) hindurchsetzt und hohl ausgebildet ist, und dass der

Zapfen (23) eine mit der Zylindertrommel (2) verbundene Welle (1) aufnimmt.

6. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Zapfen (23) durch eine zentrale Bohrung der Zylindertrommel (2) greift.

7. Axialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass das Lager (12) als Gleit- oder Kegelrollenlager ausgebildet ist.

Claims

1. A hydraulic swash plate axial piston machine comprising a cylinder drum (2) and pistons (4) which are arranged in the cylinders (3) of the cylinder drum (2) and whose piston heads (5) are supported against the swash plate (7) while the cylinder drum is supported axially against a control surface, wherein the piston heads, besides the useful torque related to the drum axis (9), also produce at the cylinder drum (2) a radially acting transverse drum force (PkRes) with the point (10) at which the force acts lying on the drum axis (9), the transverse force being carried by a bearing (12) which supports the cylinder drum (12) on the housing (8) of the machine in the region of the transverse drum force (PkRes), characterised in that the plane (13) of the bearing intersects the drum axis (9) at a spacing from the point (10) at which the transverse drum force (PkRes) acts, on the side of the cylinder drum (2), and that the straight line (14) at which the resultant of all bearing forces which are perpendicular to the guide track (15) of the bearing (12) acts includes an acute angle (26) with the drum axis (9) and intersects the drum axis (9) in the region of the point (10) at which the transverse drum force (PkRes) acts.

2. An axial piston machine according to claim 1 characterised in that the guide track (15) is formed by a conical annular surface in which the tip (18) of the conical configuration lies on the drum axis (9) on the same side of the point (10) at which the transverse drum force (PkRes) acts as the cylinder drum (2) and is of such a width that the point (10) at which the transverse drum force (PkRes) acts lies within or at least closely beside the projection (X) of the conical annular surface in the direction of the line (19) normal thereto, on to the drum axis (9).

3. An axial piston machine according to claim 1 or claim 2 characterised in that the bearing (12) is arranged directly between the outer circumferential surface (20) of the cylinder drum (2) and the peripheral portion (21) of the housing (8) of the machine in the region of the end face (22) of the cylinder drum (2), which is towards the swash plate (7).

4. An axial piston machine according to claim 1 or claim 2 characterised in that the machine housing (8) has a trunnion (23) which is fixed to the machine housing and which is coaxial with the

drum axis (9) and that the bearing (12) is arranged between said trunnion (23) and the cylinder drum (2).

5. An axial piston machine according to claim 4 characterised in that the trunnion (23) passes through the swash plate (7) towards the cylinder drum (2) and is of a hollow configuration and that the trunnion (23) accommodates a shaft (1) connected to the cylinder drum (2).

6. An axial piston machine according to claim 4 characterised in that the trunnion (23) engages through a central bore in the cylinder drum (2).

7. An axial piston machine according to one of claims 2 to 6 characterised in that the bearing (12) is in the form of a plain or taper roller bearing.

Revendications

1. Machine hydraulique à pistons axiaux à plateau oblique, comportant un bloc-cylindres (2) et des pistons (4) disposés dans les cylindres (3) du bloc-cylindres (2) et dont les têtes (5) prennent appui contre le plateau oblique, tandis que le bloc-cylindres prend appui axialement sur une glace de distribution, les têtes des pistons produisant, en dehors du couple utile, rapporté à l'axe (9) du bloc-cylindres (2) et appliqué à ce dernier, également une force transversale radiale (PkRes) appliquée au bloc-cylindres, avec un point d'application (10) situé sur l'axe (9) du bloc-cylindres, cette force transversale étant supportée par un palier (12), qui supporte le bloc-cylindres (2) sur le carter (8) de la machine, au niveau de la force transversale (PkRes) appliquée au bloc-cylindres, caractérisée en ce que le plan (13) du palier (12) recoupe l'axe (9) du bloc-cylindres (2), à distance du point d'application (10) de la force transversale (PkRes) appliquée aux blocs-cylindres, et ce du côté de ce dernier, et que la droite d'action (14) de la résultante de toutes les forces de soutien perpendiculaires à la voie de guidage (15) du palier (12) fait un angle aigu (26) avec l'axe (9) du bloc-cylindres, et recoupe cet axe (9) au voisinage du point (10) d'application de la force transversale (PkRes) au bloc-cylindres.

2. Machine à pistons axiaux selon la revendication 1, caractérisée en ce que la voie de guidage (15) est formée par une surface annulaire conique, dont la pointe (18) du cône est située sur l'axe (9) du bloc-cylindres, du même côté du point (10) d'application de la force transversale (PkRes) au bloc-cylindres (2) que ce dernier, et est suffisamment large pour que le point (10) d'application de la force transversale (PkRes) au bloc-cylindres soit situé à l'intérieur ou au moins à proximité immédiate de la projection (X) de la surface annulaire conique dans la direction de la normale (19) de cette surface, sur l'axe (9) du bloc-cylindres.

3. Machine à pistons axiaux selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que le palier (12) est situé directement entre la surface périphérique extérieure (20) du bloc-cylindres (2) et l'enveloppe (21) du carter (8) de la machine au voisinage de la

face frontale (22) du bloc-cylindres (2), tournée vers le plateau oblique (7).

4. Machine à pistons axiaux selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que le carter (8) de la machine comporte un embout (23) solidaire du carter de la machine et coaxial à l'axe (9) du bloc-cylindres et que le palier (12) est disposé entre cet embout (23) et le bloc-cylindres (2).

5. Machine à pistons axiaux selon la revendication 4, caractérisée en ce que l'embout (23) traverse le plateau oblique (16) en direction du bloc-

cylindres (2) et est creux et que l'embout (23) loge un arbre (1) relié au bloc-cylindres (2).

6. Machine à pistons axiaux selon la revendication 4, caractérisée en ce que l'embout (23) s'étend à travers un perçage central du bloc-cylindres (2).

7. Machine à pistons axiaux selon l'une des revendications 2 à 6, caractérisée en ce que le palier (12) est réalisé sous la forme d'un palier lisse ou d'un roulement à rouleaux coniques.

15

20

25

30

35

40

45

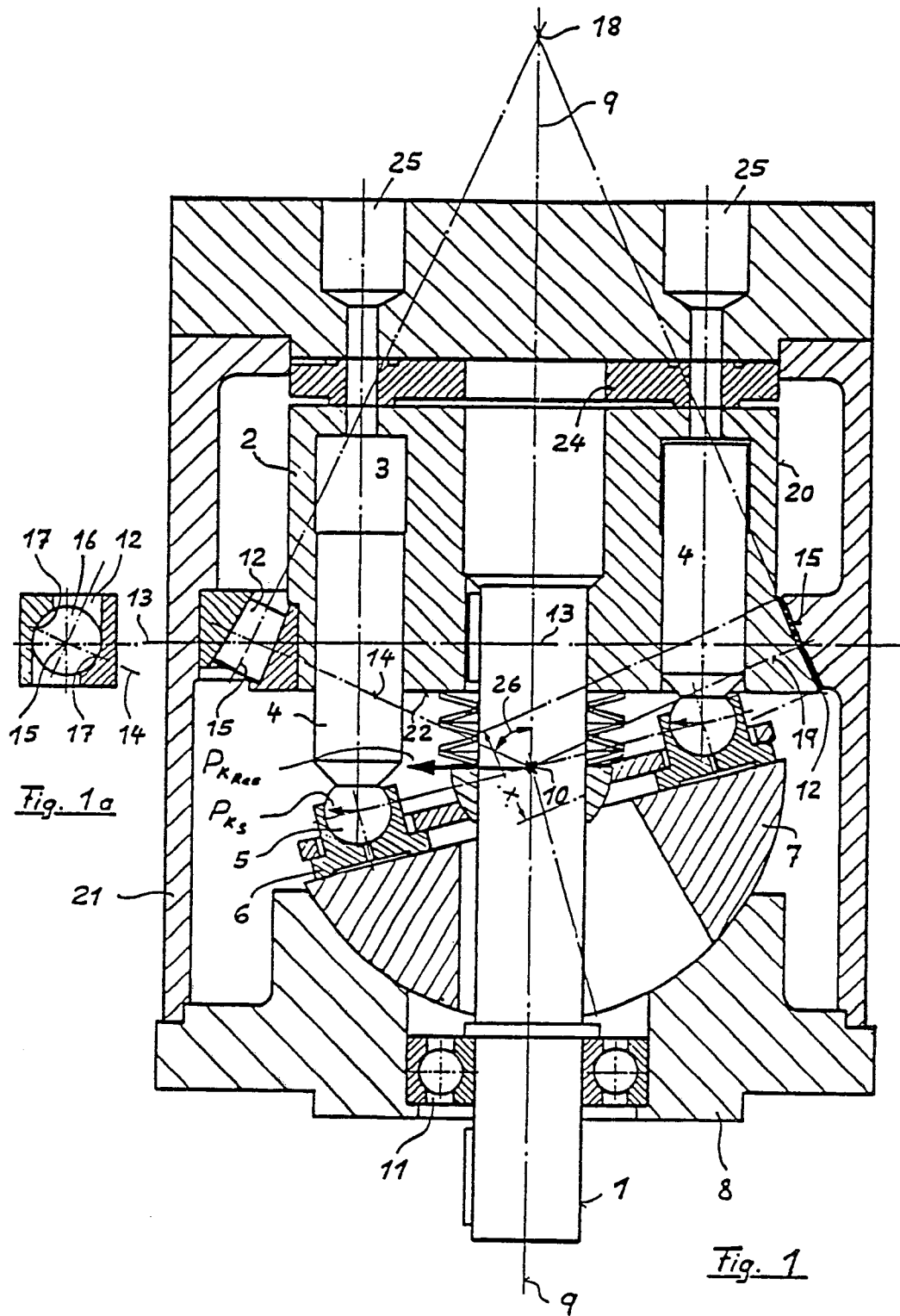
50

55

60

65

6



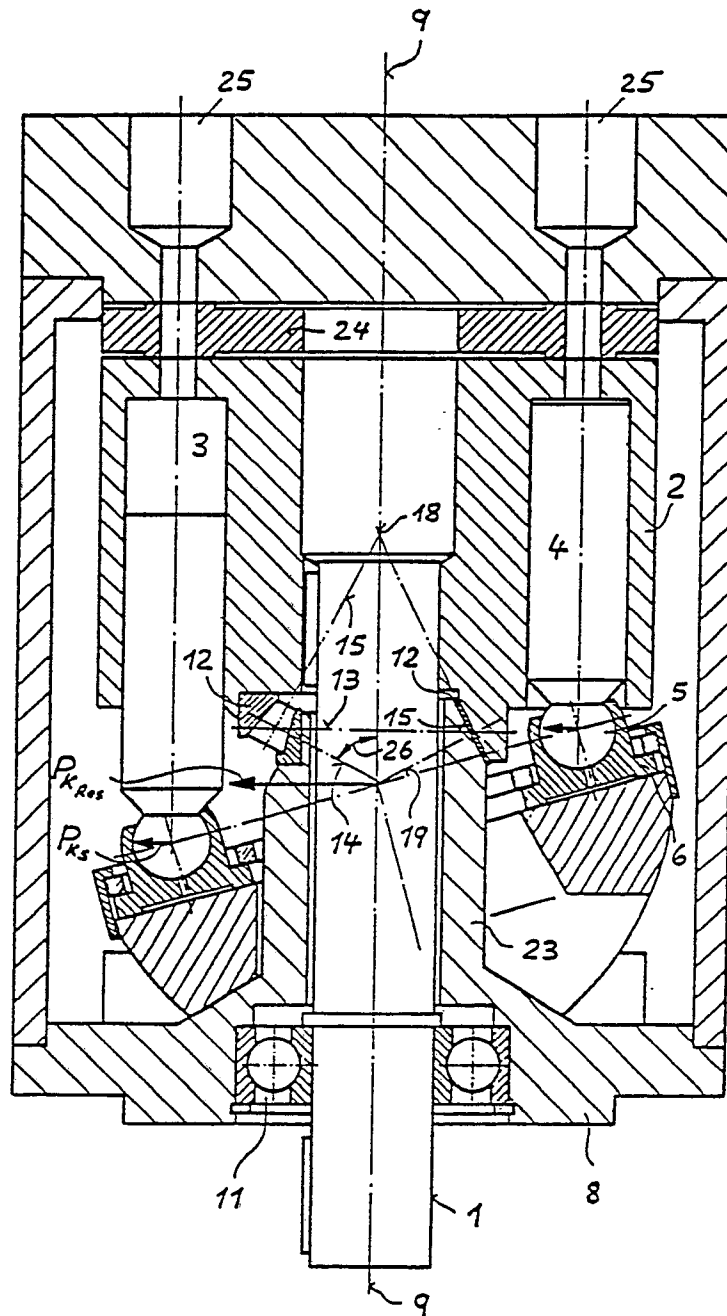


Fig. 2

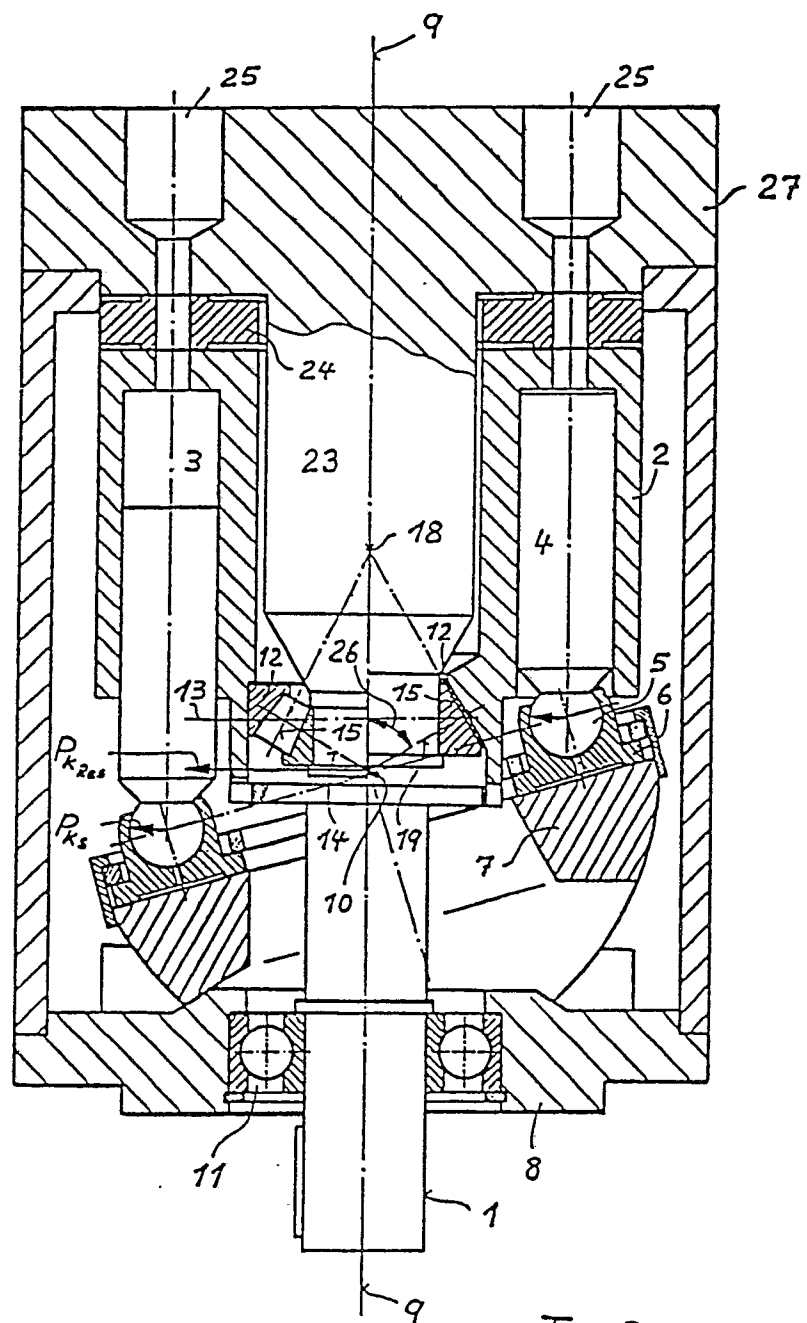


Fig. 3