

⑬



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

⑪

Veröffentlichungsnummer: **0 162 238**
B1

⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
02.11.88

⑤①

Int. Cl.*: **F 04 B 1/20**

②①

Anmeldenummer: **85103801.8**

②②

Anmeldetag: **29.03.85**

⑤④

Axialkolbenmaschine, insbesondere -pumpe der Schrägscheiben- bauart.

③⑩

Priorität: **06.04.84 DE 3413059**

④③

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
27.11.85 Patentblatt 85/48

④⑤

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
02.11.88 Patentblatt 88/44

⑧④

Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT SE

⑤⑥

Entgegenhaltungen:
DE-A-2 238 582
DE-B-1 200 135
DE-C-886 835
DE-C-910 239
GB-A-311 938
US-A-3 545 338

⑦③

Patentinhaber: **Hydromatik GmbH,**
Glockeraustrasse 2, D-7915 Elchingen 2 (DE)

⑦②

Erfinder: **Wagenseil, Ludwig, Reiherstrasse 20,**
D-7917 Vöhringen (DE)
Erfinder: **Lotter, Manfred, Schlesierstrasse 16,**
D-7910 Neu- Ulm (DE)

⑦④

Vertreter: **Körber, Wolfhart, Dr., Patentanwälte**
Dipl.- Ing. H. Mitscherlich Dipl.- Ing. K.
Gunschmann Dr.rer.nat. W. Körber Dipl.Ing. J.
Schmidt- Evers Dipl.- Ing. W. Melzer
Steinsdorfstrasse 10, D-8000 München 22 (DE)

EP 0 162 238 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 bezieht sich auf eine Axialkolbenmaschine nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Bei Axialkolbenmaschinen dieser Bauart ist ein sauberer Lauf und eine befriedigende Abdichtung des die Kolben aufnehmenden Zylinders auf der Steuerfläche nur dann gegeben, wenn die auf den Zylinder im Betrieb wirkenden Kräfte so bemessen sind, daß einerseits ein auch nur teilweises Abheben des Zylinders von der Steuerfläche verhindert ist und zum anderen ein Andruck des Zylinders an die Steuerfläche vorliegt, bei dem sich ein einen erhöhten Verschleiß verhindernder Ölfilm auf der Steuerfläche ausbilden kann. Im vorliegenden Zusammenhang sollen zunächst die Kräfte Berücksichtigung finden, die in axialer Richtung auf den Zylinder wirken. Es handelt sich zum einen um eine sogenannte Steuerflächenkraft, die im Betrieb den Zylinder von der Steuerfläche abzuheben sucht. Die Steuerflächenkraft ergibt sich als Summe der partialen Drücke und Fläche über dem gesamten Druckfeld und möglichen Spaltdrücken. Deshalb wird die Steuerflächenkraft durch eine resultierende Kraft dargestellt, die senkrecht zur Steuerfläche gerichtet ist.

Eine Axialkolbenmaschine der eingangs bezeichneten Bauart ist in der GB-A-311 938 beschreiben und dargestellt. Bei dieser bekannten Ausgestaltung liegt der Zylinder mit einer ebenen Stirnfläche an einer ebenen Steuerfläche an, wobei die Kolbenbohrungen ohne Querschnittsverengung an der Stirnseite münden. Zur Kompensation der Steuerflächenkraft sind auf dem Umfang des Zylinders verteilt Belastungszyylinder angeordnet, die mit den Kolbenbohrungen verbunden und somit mit dem Arbeitsdruck beaufschlagbar sind und den Zylinder gegen die Steuerfläche beaufschlagen.

Aus der DE-OS 2 250 510 ist es ebenfalls bekannt, der Steuerflächenkraft durch eine entgegengesetzte Belastungskraft entgegenzuwirken, die den Zylinder gegen die Steuerfläche beaufschlagt. Dies wird durch mehrere Maßnahmen erreicht. Zum einen weisen die Kolbenbohrungen eine durch eine Querschnittsverengung gebildete Schulter auf, an der ein Teil der Belastungskräfte wirksam ist. Ein anderer Teil der Belastungskräfte wird durch auf dem Umfang verteilte Belastungskolben erzeugt, die am Maschinengehäuse abgestützt sind, die entweder durch Federdruck oder als hydraulische Kolben vom Arbeitsdruck beaufschlagbar sind und den Zylinder in Richtung auf die Steuerfläche belasten. Außerdem ist eine zentrale Feder vorhanden, die den Zylinder gegen die Steuerfläche vorspannt.

Beim aus DE-OS 2 250 510 entnehmbaren Stand der Technik ist der Zylinder im Sinne einer sogenannten kinematischen Führung auf der Antriebswelle einer Schrägscheiben-

Axialkolbenmaschine gelagert. D.h., der Zylinder vermag sich selbsttätig an die Steuerfläche anzupassen, jedoch sind grundsätzlich auch Kippbewegungen des Zylinders möglich, die - wie eingangs schon beschrieben - zu einem Abheben des Zylinders von der Steuerfläche führen.

Ein mit dem vorbeschriebenen Stand der Technik vergleichbarer Stand der Technik ist auch aus DE-PS 941 343 zu entnehmen. Bei dieser Bauart ist die Wirksamkeit der Belastungs- bzw. Ausgleichszylinder vom Druckzustand in den Kolbenbohrungen abhängig. Hierzu ist jeder Belastungszyylinder durch einen Verbindungskanal mit einer in seiner Nähe befindlichen Kolbenbohrungen verbunden. Der Zylinder ist mittels eines Wälzlagers gelagert, was eine selbsttätige Spaltanpassung verhindert.

Bei den vorbeschriebenen, bekannten Bauarten, bei denen die Querschnittsverengungen der Kolbenbohrungen Durchflußengpässe bilden, ist der jeweilige Strom des hydraulischen Mediums beeinträchtigt. Außerdem sind die eingangs beschriebenen Forderungen nicht erfüllt, die eine einwandfreie Führung des Zylinders auf der Steuerfläche gewährleisten. Bei der Bauart gemäß DE-PS 941 343 scheint ein schädlicher Andruck des Zylinders an die Steuerfläche nicht möglich zu sein, weil der Zylinder stirnseitig gegen ein Axialdrucklager abgestützt ist.

Es ist aus der DE-C-910 239 bekannt, zur Abstützung des Zylinders eine konvexe Steuerfläche vorzusehen, wobei der Radius der Steuerfläche so groß bemessen ist, daß der Schnittpunkt der senkrecht zur Steuerfläche gerichteten Steuerflächenkraft und der Belastungskraft in einer quer zur Drehachse verlaufenden Ebene liegt, die im Bereich eines am Zylinderumfang vorgesehenen Stützlagers angeordnet ist. Bei dieser Ausgestaltung sind jedoch keine Belastungszyylinder sondern nur Querschnittsverengungen der Kolbenbohrungen vorgesehen, die radialeinwärts versetzt und somit auf einem verhältnismäßig kleinen Teilkreis angeordnet sind.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Axialkolbenmaschine der eingangs bezeichneten Bauart so auszugestalten, daß bei maximaler Ausnutzung der Kolbenleistungen eine axial und radial ausgeglichene Führung des Zylinders möglich ist.

Diese Aufgabe wird durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

Bei der sphärischen Wölbung der Steuerfläche sind die aufgrund des Druckfeldes und der Spaltdrücke an der Steuerfläche hervorgerufenen Teilkkräfte der Steuerflächenkraft senkrecht zur Steuerfläche gerichtet, und deshalb sind die parallel zu den Kolben gerichteten Komponenten dieser Teilkkräfte geringer. Dies ist eine günstige Auswirkung, da bei der Bemessung der Belastungskraft nur die parallel zu den Kolben gerichtete Komponente der Steuerflächenkraft zu

berücksichtigen ist. Eine sphärische Steuerfläche führt zwar zu einer radialen Kraftkomponente, jedoch ist die radiale Kraftkomponente bei der erfindungsgemäßen Ausgestaltung unschädlich, weil sie in einer Querebene der Axialkolbenmaschine wirkt, in der der Zylinder radial abgestützt ist und somit kein Kippmoment auf den Zylinder auszuüben vermag.

Bei der erfindungsgemäßen Ausgestaltung ist der Zylinder sowohl axial als auch radial von bedeutenden schädlichen Kräfteinwirkungen befreit. Dies führt zu einer optimalen Anlage des Zylinders an der sphärischen Steuerfläche, wobei aufgrund des Gleichgewichtes der Steuerflächenkraft und der Belastungskraft sich ein wirksamer Ölfilm zwischen der Steuerfläche und dem Zylinder ausbilden kann, wodurch Reibung und Verschleiß auf ein Minimum begrenzt werden.

Dabei ist zu berücksichtigen, daß sowohl die Belastungskraft als auch die Steuerflächenkraft aus mehreren Teilkräften bestehen können, z. B. nehmen auch die bei der Verschiebung der Kolben wirksamen Reibungskräfte in beiden axialen Richtungen Einfluß sowohl auf die Steuerflächenkraft als auch auf die Belastungskraft.

Außerdem kann der Zylinder durch eine zentrische Federkraft, z. B. in Form einer Druckfeder, ständig gegen die Druckfläche beaufschlagt sein, wie es beim Stande der Technik gemäß DE-OS 22 50 510 der Fall ist. Die von der Feder erzeugte Teilkraft ist Teil der Belastungskraft.

Die Ausgestaltung nach Anspruch 2 ist aus zweierlei Gründen vorteilhaft. Zum einen ergibt sich aufgrund der zur Steuerfläche kegelig verjüngenden Kolbenbahn ein kleinerer Radius für die Steueröffnungen in der Steuerfläche. Infolgedessen sind aufgrund eines verhältnismäßig kleinen Druckfeldes und des kürzeren Hebelarmes die hervorgerufenen Teilkräfte der Steuerflächenkraft geringer, was kleinere Belastungszylinder ermöglicht. Zum anderen wird aufgrund dieser Ausgestaltung Bauraum für die Belastungszylinder gewonnen.

Bei einer Ausgestaltung nach Anspruch 3 ist gewährleistet, daß die Kolben der Belastungszylinder ständig an ihrer Wirkfläche anliegen und deshalb auch der Zylinder auch im drucklosen Zustand an der Steuerfläche anliegt. Ein weiterer Vorteil der Federvorspannung für die Kolben der Belastungszylinder ist darin zu sehen, daß aufgrund des verhältnismäßig großen Drehachsenabstandes die Federkraft in den Belastungszylindern sehr wirksam ist gegen radial am Zylinder wirksame Kippmomente, die beispielsweise durch Turbulenzen in der Mediumströmung oder durch Massenkräfte hervorgerufen werden können. Als Vergleich sei hier angeführt, daß übliche axiale Federkräfte zum Zweck des Andrucks des Zylinders an die Steuerfläche im Bereich der Antriebswelle weniger wirksam sind, weil der ihnen konstruktiv vorgegebene Wirkabstand gering ist.

Es ist vorteilhaft, sowohl aus Kostengründen als auch aus Gründen der Baugröße, die Ausbildung nach Anspruch 4 vorzusehen, wobei es sich empfiehlt, die Kolben der Belastungszylinder zum Zweck einer automatischer Schmierung des Gleitlagers gemäß Anspruch 5 zu durchbohren.

Gemäß Anspruch 6 ist jedem Kolben ein Belastungszylinder zugeordnet, wobei zwischen den zueinandergehörigen Kolbenbohrungen und Belastungszylindern eine Leitungsverbindung besteht.

Die Ausgestaltung nach Anspruch 7 führt zu einer Anpassung der durch die Belastungszylinder erzeugten Ausgleichskraft an den tatsächlichen Druckverlauf in den Kolbenräumen, der aufgrund konstruktiver und naturgesetzlicher Gegebenheiten gegenüber dem Zylinder in Umfangsrichtung sozusagen phasenverschoben ist.

Nachfolgend werden vier Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand einer vereinfachten Zeichnung beschrieben. Es zeigen:

Fig. 1 eine erfindungsgemäß ausgestaltete Axialkolbenmaschine im axialen Schnitt als erstes Ausführungsbeispiel;

Fig. 2 eine erfindungsgemäß ausgestaltete Axialkolbenmaschine im axialen Schnitt als zweites Ausführungsbeispiel;

Fig. 3 eine erfindungsgemäß ausgestaltete Axialkolbenmaschine im axialen Schnitt als drittes Ausführungsbeispiel;

Fig. 4 einen Schnitt durch die Axialkolbenmaschine nach Fig. 1 entlang der Linie IV-IV in Fig. 1, der jedoch um 90° im Uhrzeigersinn verdreht ist;

Fig. 5 einen der Fig. 4 entsprechenden Schnitt eines vierten Ausführungsbeispiels, der jedoch entgegen dem Uhrzeigersinn um 90° verdreht ist.

Die in Fig. 1 allgemein mit 1 bezeichnete Axialkolbenmaschine, die als Pumpe und als Motor betrieben werden kann, besteht aus einem allgemein mit 2 bezeichneten Gehäuse, einer darin um eine Drehachse 3 drehbar gelagerten Antriebswelle 4, einer sogenannten Schrägscheibe 5, an der mittels Gleitschuhen 6 und einer Andruckplatte 7 auf einem Teilkreis verteilt Kolben 8 gehalten sind, einen durch die Antriebswelle 4 um die Drehachse 3 drehbaren Zylinder 9, in dem die Kolben 8 in sich axial erstreckenden Kolbenbohrungen 11 verschiebbar geführt sind und einer am Gehäuse 2 unbeweglich befestigten Steuerplatte 12, deren sphärisch konvex gewölbte Steuerfläche 13 nierenförmige Steueröffnungen 14 aufweist, die während des Drehens des Zylinders 9 mit den Kolbenbohrungen 11 in oder außer Überdeckung geraten und somit im Sinne von Ventilen den Pumpbetrieb bzw. Motorbetrieb der Axialkolbenmaschine 1 steuern.

Der Antrieb der Kolben 8 erfolgt durch die Schrägscheibe 5, an der die Kolben 8 lediglich axial gehalten sind. Das heißt, während des Drehens des Zylinders 9 gleiten die Gleitschuhe 6 in Umfangsrichtung an der Schrägscheibe 5,

wodurch die axiale Bewegung der Kolben 8 erzeugt wird.

Die der Steuerfläche 13 zugewandte Stirnseite des Zylinders 9 ist entsprechend der Wölbung der Steuerfläche 13 sphärisch konkav gewölbt und liegt dichtend an der Steuerfläche 13 an.

Der Zylinder 9 weist eine Bohrung 15 auf, in der er von der Antriebswelle 4 mit Spiel durchfaßt wird, die im Bereich ihrer Enden mittels Wälzlager 16 und 17 gelagert ist. Der Zylinder 9 ist lediglich an seinem der Steuerfläche 13 abgewandten Ende durch ein radial wirksames Stützlager 18 an der Antriebswelle 4 abgestützt. Zwischen der Antriebswelle 4 und dem Stützlager 18 besteht eine in Umfangsrichtung wirksame Drehmitnahmeverbindung 19 in Form einer Keilnut-Verbindung. Der Zylinder 9 ist mittels einer oder mehrerer Druckfedern 21 gegen die Steuerfläche 13 vorgespannt, die gegen die der Steuerfläche 13 abgewandte Stirnseite des Zylinders 9 wirken und an einem sphärischen Lagerteil 22 abgestützt sind, das zum einen den Zylinder 9 mit einer zylindrischen Bohrung umgreift und auf dessen äußerer Kugelfläche die Andruckplatte 7 pendelnd gleitet.

Das Stützlager 18 ist im Bereich einer mit A bezeichneten Ebene angeordnet, die gleichzeitig auch die mittlere Schwenkebene der Schrägscheibe 5 ist.

Im Betrieb der Axialkolbenmaschine 1 wirken am Zylinder 9 eine allgemein mit F_S bezeichnete Steuerflächenkraft, die senkrecht zur Steuerfläche 13 gerichtet ist und den Zylinder 9 von der Steuerfläche 13 abzuheben sucht, und eine axial gerichtete, allgemein mit F_{ER} bezeichnete resultierende Belastungskraft, die den Zylinder 9 gegen die Steuerfläche 13 beaufschlagt. Die Steuerflächenkraft F_S ergibt sich im wesentlichen als Summe der partialen Drücke über dem gesamten Druckfeld und möglichen Spaltdrücken, die sich zwischen der Steuerfläche 13 und der auf ihr gleitenden Stirnfläche 23 des Zylinders 9 aufzubauen vermögen und die den Zylinder 9 von der Steuerfläche 13 abzuheben suchen. Auf die Steuerflächenkraft F_S haben mehrere Teilkräfte Einfluß, z. B. die Reibungskräfte, die aufgrund der Verschiebung der Kolben 8 und aufgrund der Strömung an den Wänden der Kolbenbohrungen 11 in beiden axialen Richtungen wirksam sind. Aus Vereinfachungsgründen soll auf eine weitere Beschreibung dieser Teilkräfte verzichtet werden. Die resultierende Belastungskraft F_{ER} umfaßt ebenfalls mehrere Teilkräfte und insbesondere eine Belastungskraft F_E , mit der auf den Umfang verteilte Belastungszyylinder 24 den Zylinder 9 in Richtung auf die Steuerfläche 13 beaufschlagen. Die resultierende Belastungskraft F_{ER} umfaßt auch allgemein durch F_K bezeichnete Kolbenkräfte, auf die wie schon bei der Erklärung der Steuerflächenkraft F_S nicht weiter eingegangen werden soll. Auch die von den Druckfedern 21 erzeugte, nicht näher bezeichnete Kraft nimmt Einfluß auf die resultierende Belastungskraft F_{ER} .

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

Die Kolben der Belastungszyylinder 24 sind mit 25 und die zugehörigen Arbeitsräume mit 26 bezeichnet. Wie Fig. 4 deutlich zeigt, ist jedem Kolben 8 ein Belastungszyylinder 24 zugeordnet, wobei die Kolbenbohrungen 11 mit den zugehörigen Arbeitsräumen 26 der Belastungszyylinder 24 durch radiale Kanäle 27 verbunden sind. Die Belastungskolben 25 sind mittels eines Gleitrings 28 am Gehäuse 2 abgestützt. Sie sind zum Zweck einer automatischen Schmierung der Gleitfläche 29 bei 31 durchbohrt. Während der Gleitring 28 fest am Gehäuse 2 befestigt ist, nehmen die Belastungskolben 25 an der Drehbewegung des Zylinders 9 teil. Zur Aufnahme der Belastungszyylinder 24 weist der Zylinder 9 einen Flansch 32 auf.

Sowohl die Steuerflächenkraft F_S als auch die von den Belastungszyindern 24 erzeugte Belastungskraft F_E sind pulsierende Kräfte. Dies ergibt sich aufgrund des Druckaufbaus bzw. -abfalls in den Kolbenbohrungen 11.

Da die Steuerflächenkraft F_S nicht parallel zur Drehachse 3 gerichtet ist, ist ihre parallel zur Drehachse 3 gerichtete Steuerflächenkraftkomponente F_{SK} geringer.

Erfindungsgemäß ist vorgesehen, daß die in axialer Richtung einander entgegengesetzt am Zylinder 9 wirkenden Kräfte im Gleichgewicht stehen. Berücksichtigt man, daß die Steuerflächenkraftkomponente F_{SK} von der Drehachse 3 einen geringeren Abstand a als die resultierende Belastungskraft F_{ER} aufweist, deren Abstand zur Drehachse 3 mit b bezeichnet ist, dann ergibt sich im Vergleich mit der Steuerflächenkraftkomponente F_{SK} eine verhältnismäßig geringere Größe der resultierenden Belastungskraft F_{ER} , um ein Kräftegleichgewicht herzustellen. Um dies Kräftegleichgewicht zu erreichen, sind die Arbeitsflächen (Durchmesser d) der Belastungszyylinder 24 entsprechend ausgelegt.

Da die Steuerflächenkraft F_S schräg gerichtet ist, ergibt sich eine radial gerichtete Kraftkomponente F_R , die den Zylinder 9 radial belastet. Um diese radiale Kraftkomponente F_R unschädlich zu machen, ist erfindungsgemäß der Radius R der Steuerfläche 13 so groß bemessen, daß die Kraftlinien der Steuerflächenkraft F_S und der resultierenden Belastungskraft F_{ER} sich in einem Punkt S schneiden, der auf der Querebene A liegt, in der der Zylinder 9 radial abgestützt ist. Aufgrund dieser Ausgestaltung vermag die radiale Kraftkomponente F_R kein Kippmoment auf den Zylinder 9 auszuüben.

Die Ausführungsform des zweiten Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 2 unterscheidet sich vom ersten Ausführungsbeispiel lediglich dadurch, daß die Achsen der Kolben 8 in Richtung auf die Steuerfläche 13 konvergieren. Infolgedessen werden die Kolben 8 auf einer Bahn gedreht, die sich zur Steuerfläche 13 hin kegelig verjüngt. Bei einer solchen Ausgestaltung ist im Vergleich mit dem ersten Ausführungsbeispiel die Größe des Druckfeldes

und damit auch die Steuerflächenkraft F_S verringert, was auch durch einen verhältnismäßig geringen, wirksamen Abstand a bedingt ist. Bei dieser Ausführungsform ist die Belastungskraft F_{ER} im Gegensatz zum ersten Ausführungsbeispiel etwas schräg gerichtet. Im Prinzip ergeben sich beim zweiten Ausführungsbeispiel gleiche Kraftverhältnisse wie beim ersten Ausführungsbeispiel.

Das dritte Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 unterscheidet sich vom zweiten Ausführungsbeispiel im wesentlichen dadurch, daß keine den Zylinder 9 in Richtung auf die Steuerfläche 13 beaufschlagende Druckfedern vorgesehen sind, die gemäß Fig. 1 mit 21 bezeichnet sind. Statt dessen sind entsprechende Federn 21 in den Belastungszyklindern vorgesehen, wo sie sowohl ein Abheben der Kolben 24 im drucklosen Zustand, als auch eine wirksame Anlage des Zylinders 9 an die sphärische Steuerfläche bewirken. Eine gewisse Anlagekraft ist nicht schädlich, sofern sie gering ist.

Die Fig. 4 und 5 zeigen einen je wechselseitig um 90° verdrehten Querschnitt durch die Axialkolbenmaschine nach Fig. 1 entlang der Linie IV-IV bzw. in der Ebene der Verbindungskanäle 27. Dabei ist zu berücksichtigen, daß die Fig. 5 eine gegenüber der Fig. 4 abgewandelte Ausführungsform als viertes Ausführungsbeispiel zeigt. Die Steuerfläche 13 ist mit gestrichelten Linien angedeutet. Die Nierenform der ebenfalls mit gestrichelten Linien dargestellten Steueröffnungen 14 ist deutlich erkennbar.

Das vierte Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 5 unterscheidet sich vom ersten Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 4 dadurch, daß das mit Querschraffur angedeutete Druckfeld 33 der Steuerfläche 13 um einen bestimmten Winkel w gegen die Totpunktachse 34 verdreht ist. Die Belastungszyklinder 24 sind in die gleiche Umfangsrichtung (siehe Drehrichtung 35) um einen Winkel w_1 voreilig verdreht. Infolgedessen wirkt die Belastungskraft F_E in Anpassung an den Druckaufbau bzw. -abbau in den Kolbenräumen 11 ebenfalls voreilend.

Patentansprüche

1. Axialkolbenmaschine (1) der Schrägscheibenbauart, insbesondere Axialkolbenpumpe,
 - mit einem um eine Drehachse drehbaren Zylinder (9), in dem auf einem Teilkreis mehrere Kolben (8) in sich etwa längs der Drehachse (3) erstreckenden Kolbenbohrungen (11) durch eine Schrägscheibe (5) verschiebbar geführt sind,
 - wobei die Kolbenbohrungen (11) an der der Schrägscheibe (5) abgewandten Stirnseite (23) des Zylinders (9) münden,
 - wobei die Stirnseite (23) an einer Steuerfläche (13) anliegt, in der auf dem Teilkreis

der Kolben (8) positionierte Steueröffnungen (14) angeordnet sind, die in bestimmten Drehstellungen des Zylinders (9) von den Mündungen der Kolbenbohrungen (11) überdeckt werden,

- bei der die Kolbenbohrungen (11) ohne Querschnittsverengung an der Stirnseite (23) münden

- und auf dem Umfang verteilt Belastungszyklinder (24) angeordnet sind, die im Betrieb der Axialkolbenmaschine (1) den Zylinder (9) zwecks Kompensation einer sich einstellenden Steuerflächenkraft (F_{SK}), die den Zylinder (9) von der Steuerfläche (13) abzuheben sucht, gegen die Steuerfläche (13) beaufschlagen, und deren Arbeitsräume durch Verbindungskanäle (27) jeweils mit einer Kolbenbohrung (11) verbunden sind,

- und bei welcher der Zylinder (9) durch ein Stützlager (18) an der Welle radial abgestützt ist, dadurch gekennzeichnet,

- daß die Stirnseite (23) sphärisch konkav und die Steuerfläche (13) übereinstimmend sphärisch konvex gewölbt ist,

- daß der Radius (R) der Steuerfläche (13) so groß bemessen ist, daß der Schnittpunkt (S) der senkrecht zur Steuerfläche (13) gerichteten Steuerflächenkraft (F_S) und der Belastungskraft (F_{ER}) in einer quer zur Drehachse (3) verlaufenden Ebene (A) liegt, die im Bereich des Stützlagers (18) des Zylinders (9) angeordnet ist, und
 - daß die genannte Ebene (A) und die Taumelebene (B) der Schrägscheibe (5) sich in der Drehachse (3) schneiden.

2. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Achsen der Kolben (8) bzw. der Kolbenbohrungen (11) in Richtung auf die Steuerfläche (13) kegelförmig konvergieren.

3. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1 oder 2,

dadurch gekennzeichnet, daß in wenigstens einigen Belastungszyklindern (24) auf dem Umfang gleichmäßig verteilt Federn (21) angeordnet sind, die den Zylinder (9) in Richtung auf die Steuerfläche (13) beaufschlagen.

4. Axialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3,

dadurch gekennzeichnet, daß die Belastungskolben (25) der Belastungszyklinder (24) mittels eines Gleitringes (28) am Gehäuse (2) abgestützt sind.

5. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Belastungskolben (25) axial durchbohrt sind.

6. Axialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5,

dadurch gekennzeichnet, daß jedem Kolben (8) ein Belastungszyklinder (24) zugeordnet ist.

7. Axialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Belastungszylinder (24) gegenüber den Kolben (8) bzw. den Kolbenbohrungen (11) in Drehrichtung (35) um einen Winkel (w_1) versetzt sind.

Claims

1. An axial piston machine (1) of the inclined disc type, in particular an axial piston pump,
 - having a cylinder (9) which can rotate about an axis of rotation, in which, on a pitch circle, several pistons (8) are movably guided in piston bores (11) extending substantially along the axis of rotation (3) by means of an inclined disc (5),
 - the piston bores (11) opening at the face (23) of the cylinder (9) which is remote from the inclined disc (5),
 - the face (23) resting against a control surface (13 in which there are arranged control openings (14), positioned on the pitch circle of the pistons (8) which, in set positions of rotation of the cylinder (9), are covered by the openings of the piston bores (11),
 - wherein the piston bores (11) open at the face (23) without reduction in cross-section,
 - and loading cylinders (24) being distributed on the periphery which, when the axial piston machine (1) is in operation, load the cylinder (9) against the control surface (13) for the purpose of compensating an engaging control surface force (F_{SK}) which tries to lift the cylinder (9) from the control surface (13),
 - and its working chambers are each connected to a piston bore (11) by way of connecting channels (27),
 - and wherein the cylinder (9) is supported radially on the shaft by a support bearing (18), characterised in that
 - the face (23) is spherically concave and the control surface (13) is correspondingly spherically convex;
 - the radius (R) of the control surface (13) is such that the intersecting point (S) of the control surface force (F_S) perpendicular to the control surface (13) and of the loading force (F_{ER}) lies in a plane (A) which extends transversely to the axis of rotation (3) and which is arranged in the region of the support bearing (18) of the cylinder (9),
 - and said plane (A) and the swash plane (B) of the inclined disc (5) intersect in the axis of rotation (3).
2. An axial piston machine according to claim 1, characterised in that the axes of the pistons (8) and of the piston bores (11) converge conically towards the control surface (13).
3. An axial piston machine according to claim 1 or claim 2, characterised in that in at least some of the loading cylinders (24) springs (21) are evenly distributed around the circumference which load the cylinder (9) in the direction of the control surface (13).
4. An axial piston machine according to any one of claims 1 to 3, characterised in that the

loading pistons (25) of the loading cylinders (24) are supported against the housing (2) by means of a sliding ring (28).

5. An axial piston machine according to claim 4, characterised in that the loading pistons (25) are bored axially.
6. An axial piston machine according to any one of claims 1 to 5, characterised in that there is a respective loading cylinder (24) for each piston (8).
7. An axial piston machine according to any one of claims 1 to 6, characterised in that the loading cylinders (24) are offset by an angle (W_1), relative to the pistons (8) and the piston bores (11), in the direction of rotation (35).

Revendications

1. Machine à pistons axiaux (1) du type à plateau incliné, en particulier, pompe à pistons axiaux,
 - avec un barillet ou cylindre (9) rotatif autour d'un axe de rotation, dans lequel plusieurs pistons (8) répartis sur un cercle divisé sont guidés, et par plateau incliné (5), de manière coulissante dans des alésages à pistons (11) s'étendant à peu près le long de l'axe de rotation (3),
 - les alésages à pistons (11) débouchant dans la face frontale (23) du barillet (9) opposée au plateau incliné (5),
 - la face frontale (23) reposant contre une surface de distribution (13) dans laquelle sont ménagées des ouvertures de distribution (14) positionnées sur le cercle de répartition des pistons, ces ouvertures venant à être, dans des positions déterminées de la rotation du barillet (9), recouvertes par les embouchures des alésages à pistons (11),
 - dans laquelle les alésages à pistons (11) débouchent sans rétrécissement de section dans la face frontale (23),
 - et où des cylindres de charge ou de compensation (24) sont répartis périphériquement qui, lors du fonctionnement de la machine à pistons axiaux (1), sollicitent le barillet (9) contre la surface de distribution (13) pour compenser l'apparition d'une force (F_{SK}) de la surface de distribution tendant à soulever le barillet (9) en l'écartant de la surface de distribution (13), les chambres de travail de ces cylindres (24) étant respectivement reliées chacune à un alésage à piston (11) par un canal de jonction (27),
 - et dans laquelle le barillet (9) est soutenu radialement contre l'arbre par un palier d'appui (18),
- caractérisée en ce que :
 - la face frontale (23) présente une courbure sphérique concave et la surface de distribution (13) présente une courbure sphérique convexe concordante,
 - le rayon (R) de la surface de distribution (13) a

une grandeur telle que le point de rencontre (S) de la force (F_S) de la surface de distribution dirigée perpendiculairement à la surface de distribution (13) et de la force de compensation (F_{ER}) se trouve dans un plan (A) perpendiculaire à l'axe de rotation (3), ce plan étant dans la région du palier d'appui (18) du barillet (9), et en ce que - ledit plan (A) et le plan médian (B) d'oscillation du plateau incliné se recoupent sur l'axe de rotation (3). 5

2. Machine à pistons axiaux selon la revendication 1, caractérisée en ce que les axes des pistons (8) et des alésages (11) contenant ces pistons convergent en cône en direction de la surface de distribution (13). 10

3. Machine à pistons axiaux selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que, dans au moins quelques uns des cylindres de compensation (24) sont disposés des ressorts (21) répartis uniformément sur la périphérie, et qui sollicitent le barillet (9) en direction de la surface de distribution (13). 15

4. Machine à pistons axiaux selon une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que les pistons de charge (25) des cylindres de compensation (24) sont en appui contre le carter (2) par l'intermédiaire d'une glissière annulaire (28). 20

5. Machine à pistons axiaux selon la revendication 4, caractérisée en ce que les pistons de charge (25) sont perforés axialement de part en part. 25

6. Machine à pistons axiaux selon une des revendications 1 à 5, caractérisée en ce qu'un cylindre de compensation (24) est associé à chaque piston (8). 30

7. Machine à pistons axiaux selon une des revendications 1 à 6, caractérisée en ce que les cylindres de compensation (24) sont décalés d'un angle (W_1) dans le sens de rotation (35) par rapport aux pistons (8) et aux alésages à pistons (11). 35

40

45

50

55

60

65

7

FIG. 1

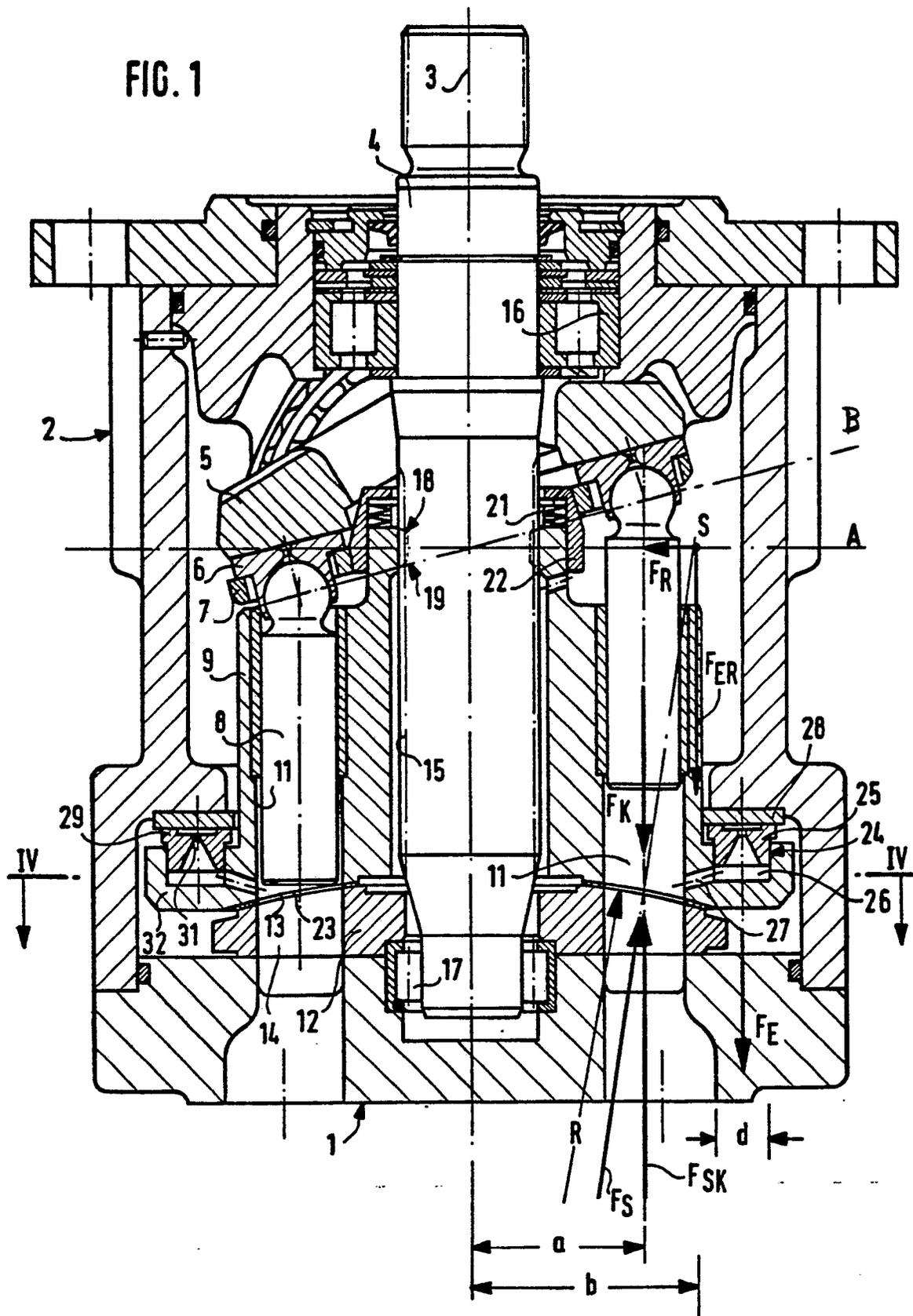


FIG. 2

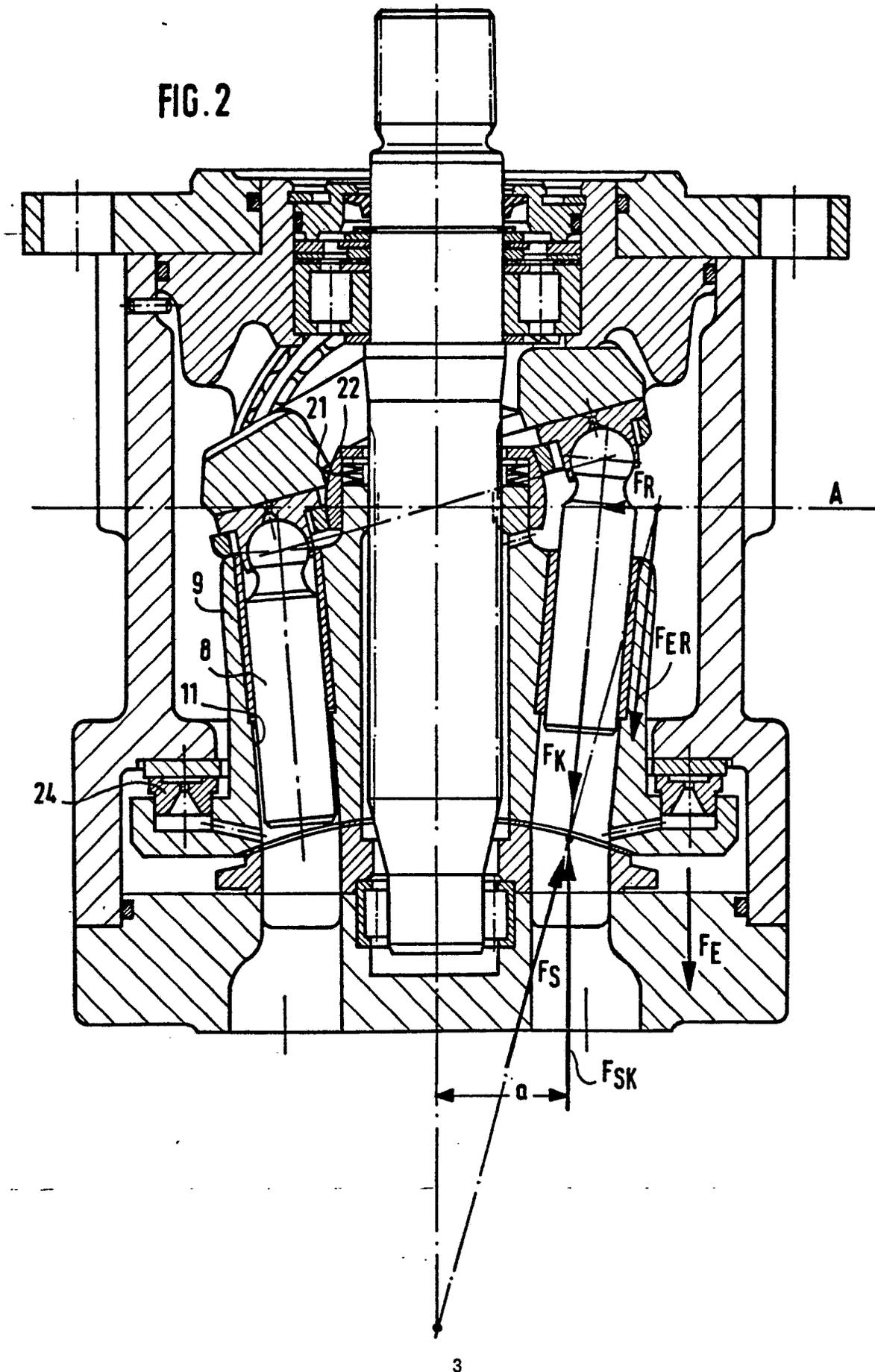


FIG. 3

