

⑫ **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift:
13.05.87

⑤① Int. Cl.⁴: **F 03 C 1/04**

②① Anmeldenummer: **83710058.5**

②② Anmeldetag: **31.08.83**

⑤④ **Hydraulischer Radialkolbenmotor.**

③⑩ Priorität: **08.09.82 SE 8205097**

⑦③ Patentinhaber: **AB Hägglund & Söner, Box 600,
S-891 01 Örnköldsvik (SE)**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
14.03.84 Patentblatt 84/11

⑦② Erfinder: **Samuelsson, Einar, Rundvägen 11 B,
S-89100 Örnköldsvik (SE)**

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
13.05.87 Patentblatt 87/20

⑦④ Vertreter: **Boecker, Joachim, Dr.-Ing.,
Rathenauplatz 2-8, D-6000 Frankfurt a.M. 1 (DE)**

⑧④ Benannte Vertragsstaaten:
BE DE FR GB IT LU NL

⑤⑥ Entgegenhaltungen:
**CH - A - 390 689
FR - A - 2 033 554
GB - A - 526 782
GB - A - 864 767
GB - A - 1 125 561**

EP 0 102 915 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 vorliegende Erfindung betrifft einen hydraulischen Radialkolbenmotor gemäss dem Oberbegriff des Anspruches 1. Ein solcher Radialkolbenmotor ist bekannt aus der GB-A 864 767.

Motoren der vorgenannten Art enthalten mehrere Rollen, die an einer inwandigen Nockenkurve in einem Motorgehäuse entlanglaufen und in radialer Richtung von zugeordneten Kolben beeinflusst werden, die in Zylindern gleiten, die in einem in dem Motorgehäuse angeordneten Zylinderblock vorhanden sind. Bei einer Ausführung eines Motors für schweren Betrieb sind die Kolben dadurch vollständig von tangentialen Kräften entlastet, dass an den axialen Enden der Rollen Zapfen mit Lagern vorhanden sind, die in radial gerichteten Schlitzen in Führungseinheiten laufen, die auf jeder Seite des Zylinderblocks in fester Verbindung mit diesem angeordnet sind. Es kann entweder das Gehäuse stationär und der Zylinderblock drehbar ausgebildet sein oder umgekehrt der Zylinderblock stationär und das Gehäuse drehbar. Bei der erstgenannten Alternative ist der Motor mit einer Antriebswelle verbunden. Bei der zweitgenannten Alternative ist der Motor mit einem Rad oder einer Seiltrommel für eine Winde oder dergleichen verbunden.

Bei einer bekannten Ausführungsform von Motoren der vorgenannten Art wird die Kolbenkraft über eine pleuelstangenähnliche Kolbenstange auf die Rolle übertragen. Die Rolle ist in ihrer Mitte in einem Lager, das am äusseren Ende der Kolbenstange angeordnet ist, gelagert und mit Rollbahnen auf jeder Seite der Lagerung versehen. Die Kolbenstange ist an ihrem inneren Ende im Kolben gelagert. Die Länge der Rolle nimmt mit der Breite der Lagerung in der Stange zu. Die Breite der Rollbahn im Motorgehäuse wird um ein entsprechendes Mass breiter, während ihr mittlerer Teil unausgenutzt bleibt.

Bei dem aus der GB-A 864 767 bekannten Radialkolbenmotor ist am radial äusseren Ende des Kolbens ein Kreuzkopf befestigt, und an jedem Ende des Kreuzkopfes sind je zwei Lagerstellen vorhanden, von denen die weiter innen gelegene eine gegen eine Nockenkurve anliegende Rolle trägt und die äussere mittels eines Rollenlagers in einem radialen Schlitz geführt wird. Die Befestigung zwischen dem Kreuzkopf (Rollenhalter) und dem Kolben erfolgt über sphärische Flächen, die eine Winkelbewegung des Rollenhalters relativ zum Kolben erlauben. Nachteilig bei dieser bekannten Konstruktion ist neben der relativ grossen axialen Erstreckung die Durchbiegung des Rollenhalters in seiner Längsrichtung. Der Rollenhalter ist wie ein an beiden Enden eingespannter Träger angeordnet, auf den in der Mitte die Kraft vom Kolben wirkt. Hierdurch wird eine Durchbiegung verursacht, die zu einer wechselnden Belastung von Rollen und Rollenhalter führt, was einen vorzeitigen Verschleiss zur Folge hat.

Aus der FR-A 2 033 554 ist ein Radialkolbenmotor bekannt, bei dem die Rollen unmittelbar in zy-

linderschalenförmigen Vertiefungen an den radial äusseren Stirnflächen der Kolben liegen. Ein zusätzlicher Rollenhalter ist hier also nicht vorhanden. Die Schmierung der genannten Lagerung erfolgt durch eine Bohrung durch den Kolben, wodurch gleichzeitig ein gewisses hydrostatisches Tragen der Rolle stattfindet. Dieses Ausführungsform hat den Nachteil, dass die unmittelbar am Zylinder ausgebildeten Lager auch die Tangentialkräfte aufnehmen müssen. Aus diesem Grunde muss der Kolben ein relativ grosses Spiel im Zylinder haben und darf nur mit einem einzigen Zylinderring gegenüber der Zylinderwand abdichten. Die Konstruktion hat eine relativ starke seitliche Belastung des Lagers und der Kolben-Zylinderführung zur Folge.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen hydraulischen Radialkolbenmotor der eingangs genannten Art zu entwickeln, bei dem die Lagerung, die Kolben-Zylinderführung und der Rollenhalter relativ geringen mechanischen Beanspruchungen ausgesetzt sind, insbesondere schädliche Beanspruchungen in oder zwischen Kolben und Rollenhalter sowie zwischen Rollenhalter und Rolle vermieden werden. Gleichzeitig soll der Radialkolbenmotor sehr kompakt sein und möglichst kleine radiale und axiale Abmessungen haben.

Zur Lösung dieser Aufgabe wird ein hydraulischer Radialkolbenmotor gemäss dem Oberbegriff des Anspruches 1 vorgeschlagen, der erfindungsgemäss die im kennzeichnenden Teil des Anspruches 1 genannten Merkmale hat.

Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den weiteren Ansprüchen genannt.

Gemäss der Erfindung können die in den Zylindern im Zylinderblock gleitenden Kolben an ihren äusseren Enden mit einer sphärischen Lagerfläche versehen sein, die mit einer entsprechenden Lagerfläche eines Rollenhalters zusammenwirkt, ohne dass hierdurch Biegemomente im Rollenhalter entstehen können. Dies wird dadurch erreicht, dass die an der Nockenkurve entlanglaufenden Rollen unmittelbar mit einer zylindrischen Lagersitzfläche in den Rollenhaltern gelagert sind, wobei dieses Lager als hydrostatisches Lager ausgebildet ist. Dank der sphärischen Lagerung des Rollenhalters auf der Stirnseite des Kolbens ist der Rollenhalter in allen Richtungen um das Zentrum des sphärischen Lagers kippbar, so dass eine Beanspruchung des Kolbens durch Kippmomente vermieden wird.

Die Kolben des Motors haben eine durchgehende axiale Bohrung, die zweckmässigerweise im äusseren Teil einen grösseren Durchmesser als im inneren Teil hat. Die Rollenhalter, welche die Rollen tragen, haben einen Führungszapfen, der in den äusseren Teil der Bohrung mit dem grösseren Durchmesser hineinragt. Um zu verhindern, dass die Rollenhalter und die Kolben beim Betrieb des Motors voneinander getrennt werden, können Rollenhalter und Kolben durch eine kräftige Feder zusammengehalten werden, die in dem genannten Führungszapfen und am inneren Teil des Kolbens befestigt ist. Der Rollen-

halter kann so ausgebildet sein, dass er die Rolle um mehr als 180° umfasst, wodurch die Rolle im Halter fixiert wird. Der Rollenhalter kann jedoch auch mit einem kleineren Umschliessungswinkel als 180° ausgeführt sein, wobei der Rollenhalter oder der Motor mit anderen Vorrichtungen zur Fixierung einer Rolle im Rollenhalter oder zur Führung der Rolle versehen wird. Die zylindrische Lagersitzfläche für die Rolle wird mit einer abgegrenzten hydrostatischen Tragfläche versehen, so dass eine geeignete Ausbalancierung der auf die Rolle wirkenden Kraft erreicht wird. Die Tragfläche kann durch Nuten abgegrenzt sein, die eine Spaltdichtung bewirken. Die auf den Rollenhalter und den Kolben wirkenden radialen Druckkräfte werden hydrostatisch zu mehr als 80%, vorzugsweise zu 85 bis 90%, ausbalanciert.

Anhand der Figuren soll die Erfindung näher erläutert werden. Es zeigen

Fig. 1 schematisch in einem Radialschnitt einen bekannten hydraulischen Motor der hier behandelten Art,

Fig. 2 einen Axialschnitt durch ein Ausführungsbeispiel eines Motors gemäss der Erfindung,

Fig. 3 die wesentlichen Teile des Ausführungsbeispiels gemäss Fig. 2 in Explosionsdarstellung,

Fig. 4 einen Schnitt durch ein Rollenlager senkrecht zur Lagerwelle,

Fig. 5 einen Schnitt durch einen Rollenhalter längs der Linie A-A in Fig. 4,

Fig. 6 eine Ansicht in Richtung B-B in Fig. 2 des Flachschiebers zur Steuerung des Druckmittelflusses zum Motor hin und vom Motor weg,

Fig. 7 einen Schnitt längs der Linie C-C in Fig. 6.

In Fig. 1 bezeichnet 1 eine Scheibe, deren innere Umfangswand als Nockenkurve 2 ausgebildet ist. Diese inwandige Nockenkurve ist in einem nicht dargestellten, drehbaren Gehäuse angeordnet, welches ein Rad oder eine Winde antreiben kann. Ein Zylinderblock 3 mit mehreren Zylindern 4 ist stationär angeordnet. Auf jeder Seite des Zylinderblockes 3 befinden sich als Scheiben ausgebildete Führungsglieder 5 mit Schlitten 6 zur Führung der Rollen 7 und zur Aufnahme von Tangentialkräften, die auftreten, wenn die Rollen 7 gegen die Nockenkurve 2 gepresst werden. Die Führungsglieder 5 sind fest mit dem Zylinderblock 3 verbunden und somit ebenfalls stationär. In den Zylindern gleiten Kolben 8. Diese sind mit den Rollen 7 über pleuelstangenähnliche Stangen 10 verbunden. Die Rollen sind mit ihrem mittleren Teil drehbar in einem nicht gezeigten Lager am äusseren Ende der Stangen gelagert. In dem Zylinderblock 3 ist ein umlaufender Schieber 11 zur Verteilung von Druckmittel auf die Zylinder 4 angeordnet. Die voll dargestellten Druckleitungen und die daran gerade angeschlossenen Zylinder sind mit Druckmittel von hohem Druck gefüllt, während die übrigen nicht gefüllt sind, bzw. das in ihnen befindliche Druckmittel nicht unter Druck steht.

In den übrigen Figuren bezeichnet 20 das Motorgehäuse eines hydraulischen Motors gemäss der Erfindung, wobei es sich um ein nicht rotierendes Motorgehäuse handelt. Dieses hat zwei Stirnwände 21 und 22 und eine zwischen diesen angebrachte Nockenscheibe 23 mit einer inwandigen Nockenkurve 24 (Fig. 3). Die Stirnwände 21 und 22 sowie die Nockenscheibe 23 werden von Bolzen 27 zusammengehalten. Ein Zylinderblock 25 mit einem Wellenzapfen 26 ist mittels Lagern 28, 30 und 31 rotierbar in den Stirnwänden 21 und 22 des Motorgehäuses 20 gelagert. Das Teil 32 des Zylinderblockes wird mit einer Kegelkupplung 33 an eine nicht gezeigte Welle angeschlossen.

Im Zylinderblock 25 befinden sich mehrere radial gerichtete Zylinder 34, in welchen Kolben 35 gleiten. Diese Kolben haben durchgehende Bohrungen 36, deren radial äusserer Teil 36a einen grösseren Durchmesser als der übrige Teil der Bohrung 36 hat. Die Kolben sind an ihren radial äusseren Enden mit einer sphärischen, kugelförmigen Lagersitzfläche 37 versehen. Antriebsrollen 38 laufen längs der Nockenkurve 24. Diese Antriebsrollen 38 sind in Rollenhaltern 40 gelagert, die wie hydrostatische Lager ausgebildet sind. Ferner sind diese Rollenhalter 40 mit einer der Lagersitzfläche 37 der Kolben 35 angepassten, sphärischen, kugelförmigen Lagersitzfläche 41 versehen. Die Rollenhalter 40 können somit in allen Richtungen im Verhältnis zu den Kolben 35 gekippt werden. Auf die Kolben wirken folglich weder Kippmomente noch Seitenkräfte. Die Rollenhalter 40 haben einen Führungszapfen 42, der in die Ausbohrung 36a hineinragt. Die Kolben 35 und die Rollenhalter 40 werden von einer Feder 43 zusammengehalten, die mit Stiften 44 und 45 in dem Führungszapfen 42 bzw. im Kolben 35 befestigt ist. Der Rollenhalter 40 umfasst die Rolle 38 um mehr als 180°, wodurch die Rolle 38 in dem Halter 40 radial fixiert wird. Wegen dieser Umfassung besteht der Halter 40 aus zwei Teilen 40a und 40b, die mit Bolzen 46 zusammengehalten werden (Fig. 4).

Die Rollen 38 sind mit Flanschen 47 zu ihrer Führung in axialer Richtung im Verhältnis zur Nockenscheibe 23 versehen. Ferner sind an den axialen Enden der Rollen Zapfen 48 vorhanden, welche Rollenlager tragen, deren Aussenring eine Führungsrolle 50 bildet. Die Lager sind mittels Unterlegscheiben 51 und Sicherungsringen 52 auf den Zapfen 48 fixiert. Zwei scheibenförmige Führungseinheiten 53 mit radial gerichteten Schlitten 54 sind durch Bolzen 55 fest mit dem Zylinderblock 25 verbunden. Durch die Führungsrollen 50 werden auf die Rollen 38 wirkende Tangentialkräfte über die Führungseinheiten 53 auf den Zylinderblock 25 übertragen.

Druckmittel wird über einen Flachschieber mit zwei Schieberingen 56 und 57 zu den Zylindern 34 des Zylinderblockes 25 hin und von diesem weg geleitet. Der Ring 56 ist derart mit dem Zylinderblock verbunden, dass er mit diesem rotiert. Der Ring 57 ist mit der Stirnwand 22 derart verbunden, dass er nicht rotiert, jedoch axial im Verhält-

nis zum Ring 56 verschiebbar ist. Der Ring 56 hat durchgehende Löcher 58, die mitten vor Kanälen 60 im Zylinderblock 25 münden, welche Kanäle 60 zu den Zylindern führen. Der Ring 57 hat durchgehende Löcher 61, die mitten vor Kanälen 62 in der Stirnwand 22 für die Zufuhr bzw. Fortleitung von Druckmittel dienen. Das nach innen gerichtete Ende des Kanals 62 ist im Durchmesser weiter aufgebohrt, und in der so geschaffenen Ausbohrung 63 ist eine Hülse 64 angeordnet, die von einer Feder 65 und dem auf die innere Stirnfläche der Hülse wirkenden Druckmittel gegen den Schieberring 57 gepresst wird. Im Schieberring 57 sind durchgehende Bohrungen 66 vorhanden mit einer im Durchmesser kleineren Öffnung 67 auf der dem Ring 56 zugewendeten Seite. In diesen Bohrlöchern 66 sind Kolben 68 angeordnet, die an der Stirnwand 22 anliegen. Diese Kolben haben die Aufgabe, einen Ausgleich von Kräften zu schaffen, die bei dem Wechsel zwischen Zufuhr und Fortleitung von Druckmittel zu bzw. von den Zylindern 34 auftreten.

Die Kräfte zwischen den Kolben 35 und den Rollenhaltern 40 sowie die Kräfte zwischen den Rollen 38 und den Rollenhaltern 40 sind zum grössten Teil hydrostatisch ausbalanciert. Die Lagerdrücke auf die aneinander liegenden Lagerflächen 37 und 41 des Kolbens 35 bzw. Rollenhalters 40 sowie zwischen den Lagerflächen 69 des Rollenhalters und der Oberfläche der Rolle 38 sind klein. Das Druckmittel im Zylinder 34 hat durch die Bohrung 36 einen freien Zugang durch den Kolben 35 zum Raum 78 zwischen dem Kolben 35 und dem Halter 40. Im Rollenhalter 40 ist ein Kanal 70 angebracht, durch den das Druckmittel im Raum 78 Zugang zu der Vertiefung 71 in der Lagerfläche 69 des Rollenhalters 40 hat. Wie es am besten in den Figuren 4 und 5 gezeigt ist, wird diese Vertiefung von mindestens einer, vorzugsweise zwei ringförmigen Nuten 72 und 73 umgeben. Die Nut 72 steht über einen flachen Kanal 74 mit der Vertiefung 71 in Verbindung. Die Nut 73 und die an ihr angeschlossene, zur Seitenkante des Rollenhalters führende Nut 75 sind Dränierungsnuten, die Druckmittel ableiten, das zwischen der Rolle 38 und der zwischen den Nuten 72 und 73 vom Rollenhalter 40 gebildeten, ringförmigen Dichtungsfläche 76 hindurchdringt. Die Grösse und die Breite der von den Nuten 72 und 73 begrenzten Dichtungsfläche 76 werden so gross gewählt, dass man die gewünschte hydrostatische Ausbalancierung der auf die Rolle 38 wirkenden Kräfte und einen niedrigen Flächen- druck auf die Dichtungsfläche 76 erhält. Bei gut ausgewogenem Flächendruck ist der Verlust an schmierendem Druckmittel, das die Dichtungsfläche 76 passiert, klein. Ferner verhindert die Dränierungsnut 73, dass das Druckmittel zu den äusseren Abschnitten des Rollenhalters gelangt und diesen in störender Weise deformiert. Dadurch, dass man den Bereich innerhalb der inneren Nut 72 ganz oder teilweise mit einer Vertiefung versieht, erhält man eine wohldefinierte Dichtungsfläche, die durch Verformungen des zentralen Bereichs des Rollenhalters aufgrund

der Kolbenkraft nur unerheblich beeinflusst wird. Auch der Durchmesser der sphärischen, kugelförmigen Lagerfläche 37 am Ende des Kolbens 35 und die mit dieser Lagerfläche 37 zusammenwirkende Lagerfläche 41 des Rollenhalters 40 werden mit Rücksicht auf die gewünschte hydrostatische Ausbalancierung bemessen.

Der Aufbau des Schieberrings 56 geht am besten aus den Figuren 6 und 7 hervor. Das Loch 61 ändert seine Form an der Seite, die an den Schieberring 57 gleitet, und hat hier eine langgestreckte, ovale Form.

Unter gewissen Betriebsbedingungen kann es vorkommen, dass bei dem Radialkolbenmotor gemäss der Erfindung der Rollenhalter (40) vom Kolben (35) abhebt. Um bei einem solchen Abheben einen grösseren Druckmittelverlust zu vermeiden, wird gemäss der Erfindung ein Teil des Zapfens (42) mit einem solchen Durchmesser versehen, dass zwischen diesem Teil des Zapfens und der ihn umgebenden Bohrung im Kolben (35) ein Drosselspalt gebildet wird. Hierdurch wird erreicht, dass beim Auftreten eines Abhebens der Druckmittelverlust sehr klein gehalten wird.

Patentansprüche

1. Hydraulischer Radialkolbenmotor mit einem Gehäuse (20), das eine Nockenscheibe (23) mit einer inwandigen Nockenkurve (24) enthält, mit einem Zylinderblock (25), der mehrere radial gerichtete Zylinder (34) hat, mit in diesen Zylindern (34) gleitenden Kolben (35), mit Rollenhaltern (40), die eine zylindrische Lagerfläche haben, mit an der Nockenkurve (24) laufenden Rollen (38), mit Führungseinheiten (53), die mit dem Zylinderblock (25) des Motors fest verbunden sind und axial gerichtete Steuerschlitze (54) haben, und mit Wellenzapfen (48) an den Rollen (38), die Führungslager (50) tragen, die in den Schlitzen (54) in den Führungseinheiten (53) laufen und auf die Rollen (38) wirkende Tangentialkräfte auf die Führungseinheiten (53) und damit auf den Zylinderblock (23) übertragen, wobei die Rollenhalter (40) und die Kolben (35) separate Bauteile sind, die derart miteinander verbunden sind, dass Winkelbewegungen zwischen den Rollenhaltern (40) und den Kolben (35) in allen Richtungen möglich sind, dadurch gekennzeichnet, dass die Rollen (38) mit ihrem in Längsrichtung zentralen Teil an der Nockenkurve (24) anliegen und dass die Rollen (38) in ihrem zugehörigen Rollenhalter (40) hydrostatisch gelagert sind.

2. Hydraulischer Radialkolbenmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Kolben (35) und die Rollenhalter (40) mit zur gegenseitigen Anlage bestimmten sphärischen, kugelförmigen Lagerflächen (37, 41) versehen sind.

3. Hydraulischer Radialkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Kolben (35) des Motors eine durchgehende axiale Bohrung (36) aufweisen und dass die Rollenhalter (40) einen Führungs-

zapfen (42) aufweisen, der in die Bohrung (36) in den Kolben (35) hineinragt.

4. Hydraulischer Radialkolbenmotor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die hydrostatischen Lager über einen Kanal (70) in den Rollenhaltern (40) mit der Bohrung (36) in dem Kolben in Verbindung stehen und dass über diese Verbindung Schmiermittel zuführbar ist.

5. Hydraulischer Radialkolbenmotor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die vom Rollenhalter (40) auf den Kolben (38) wirkenden Kräfte hydrostatisch zumindest zum grössten Teil ausbalanciert sind.

6. Hydraulischer Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Rollenhalter (40) mit mindestens einer ringförmigen Nut (72, 73) versehen sind und dass der von dieser Nut eingeschlossene Bereich der Lagerfläche (69) des Rollenhalters mit einer Vertiefung (71) versehen ist.

7. Hydraulischer Motor nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Rollenhalter (40) mit einer ersten ringförmigen inneren Nut (72) und einer zweiten ringförmigen äusseren Dränierungsnut (73) versehen sind, dass die von den beiden ringförmigen Nuten (72, 73) eingeschlossene ringförmige Fläche eine Dichtungsfläche (76) bildet und dass der von der ersten Nut (72) eingeschlossene Bereich der Lagerfläche (69) des Rollenhalters mit einer Vertiefung (71) versehen ist.

8. Hydraulischer Motor nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Rollenhalter (40) in ihrem zentralen Bereich mit einer Vertiefung (71) und mit einer diese Vertiefung umgebenden Dränierungsnut (73) versehen sind und dass die von der Vertiefung (71) und der Dränierungsnut (73) begrenzte Fläche der Rollenhalter eine zur Anlage für die Rolle (38) bestimmte ringförmige Dichtungsfläche (76) bildet.

9. Hydraulischer Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Kolben (35) einerseits und die Rollenhalter (40) andererseits von einer in den Kolben (35) angeordneten Feder (43) zusammengehalten werden.

10. Hydraulischer Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Rollenhalter (40) mit dem hydrostatischen Lager (69) die an der Nockenkurve (24) entlanglaufende Fläche der Rolle (38) um mehr als 180° umschliessen.

11. Hydraulischer Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die auf eine Rolle (38) wirkenden Kräfte in dem tragenden Lager (69) zu mindestens 80% hydrostatisch ausbalanciert sind.

12. Hydraulischer Motor nach einem der Ansprüche 3 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass ein Teil des Führungszapfens (42) einen solchen Durchmesser hat, dass zwischen diesem Teil des Führungszapfens und der ihn umgebenden Bohrung (36a) des Kolbens (35) ein Drosselspalt ge-

bildet wird, der einen grösseren Druckmittelverlust beim Abheben des Kolbens (35) vom Rollenhalter (40) verhindert.

Claims

1. Radial-piston hydraulic motor with a housing (20) comprising a cam disc (23) with an internal cam surface (24), with a cylinder block (25) comprising a plurality of radially extending cylinders (34), with pistons (35) slidably arranged in said cylinders (34), with roller holders (40) having a cylindrical bearing surface, with rollers (38) running along said cam surface (24), with guide units (53) being fixedly joined to said cylinder block (25) of the motor and being provided with axially extending guide slots (54), and with shaft pins (48) on the rollers (38) which shaft pins support guide bearings (50) running in the slots (54) in the guide units (53) and transmitting tangential forces, acting on the rollers (38), to said guide units (53) and thereby to the cylinder block (25), the roller holders (40) and the pistons (35) being separate components which are connected in such way that angular motions between the roller holders (40) and the pistons (35) are possible in all directions, characterized in that the rollers (38), with their central portion of their axial extension bear against the cam surface (24) and that the rollers (38) are hydrostatically journaled in their respective roller holders (40).

2. Radial-piston hydraulic motor according to claim 1, characterized in that the piston (35) and the roller holders (40) are provided with spherical-zone-shaped bearing surfaces (37, 41) destined for mutual abutment.

3. Radial-piston hydraulic motor according to any of claims 1 or 2, characterized in that the pistons (35) of the motor are provided with a through-going axial bore (36) and that the roller holders (40) are provided with a guide pivot (42) extending into said bore (36) in the respective piston (35).

4. Radial-piston hydraulic motor according to any of the preceding claims, characterized in that the hydrostatic bearings communicate with the bore (36) in the piston via a channel (70) in the respective roller holder (40) and that lubricant can be supplied via this connection.

5. Radial-piston hydraulic motor according to any of the preceding claims, characterized in that the forces exerted from the roller holder (40) on the respective piston (38) are hydrostatically balanced at least for the most part.

6. Radial-piston hydraulic motor according to any of the preceding claims, characterized in that the roller holders (40) are provided with at least one annular groove (72, 73) and that the area of the bearing surface (69) of the roller holder surrounded by said groove is provided with a recess (71).

7. Radial-piston hydraulic motor according to any of claims 1 to 5, characterized in that the roller holders (40) are provided with a first annular inner groove (72) and a second annular outer

draining groove (73), that the annular surface confined by said two annular grooves (72, 73) forms a sealing surface (76), and that the area of the bearing surface (69) of the roller holder which is surrounded by said first groove (72) is provided with a recess (71).

8. Radial-piston hydraulic motor according to any of claims 1 to 5, characterized in that the roller holders (40), in their central region, are provided with a recess (71) and with a draining groove (73) surrounding said recess and that the area of the roller holder confined by said recess (71) and said draining groove (73) forms an annular sealing surface (76) destined for the abutment of the roller (38).

9. Radial-piston hydraulic motor according to any of the preceding claims, characterized in that the piston (35) on the one hand and the roller holders (40) on the other hand are held together by a spring (36) arranged in the piston (35).

10. Radial-piston hydraulic motor according to any of the preceding claims, characterized in that the roller holders (40) with the hydrostatic bearing (69) surrounds the surface of the roller (38) which runs along the cam surface (24) by more than 180 degree.

11. Radial-piston hydraulic motor according to any of the preceding claims, characterized in that the forces exerted on a roller (38) in the respective bearing (69) are hydrostatically counterbalanced to at least 80 per cent.

12. Radial-piston hydraulic motor according to any of claims 3 to 11, characterized in that a part of the guide pivot (42) has such a diameter that a throttling gap is formed between this part of the guiding pivot and the surrounding bore (36a) the piston, which throttling gap prevents any greater loss of pressure medium on occurrence of a lifting of the piston (35) from the roller holder (40).

Revendications

1. Moteur hydraulique à piston radiaux avec un carter (20) qui comporte un disque à came (23) à came intérieure (24), avec un bloc-cylindres (25) possédant plusieurs cylindres (34) dirigés radialement, avec des pistons (35) coulisant dans ces cylindres (34), avec des supports de rouleaux (40) possédant une surface d'appui cylindrique, avec des rouleaux (38) roulant sur la came (24), avec des unités de guidage (53) qui sont solidarisées avec le bloc-cylindres (25) du moteur et qui possèdent des fentes de commande (54) dirigées axialement, et avec des bouts d'arbre (48) sur les rouleaux (38) qui portent des paliers de guidage (50) roulant dans les unités de guidage (53) et qui transmettent les forces tangentielles qui agissent sur les rouleaux (38), aux unités de guidage (53) et par voie de conséquence, sur le bloc-cylindres (25), le support des rouleaux (40) et les pistons (35) étant des éléments de construction séparés, qui sont reliés entre eux de telle façon que sont possibles dans toutes les directions, des déplacements angulaires entre les supports de rouleaux

(40) et les pistons (35), caractérisé par le fait que les rouleaux (38) portent, avec leur partie centrale, dans le sens longitudinal, contre la came (24) et que les rouleaux (38) sont montés hydrostatiquement dans les supports des rouleaux associés (40).

2. Moteur hydraulique à pistons radiaux selon la revendication 1, caractérisé par le fait que les pistons (35) et les supports de rouleaux (40) sont pourvus de surfaces d'appui (37, 41) en forme de zones sphériques, destinées à leur appui mutuel.

3. Moteur hydraulique à pistons radiaux selon l'une des revendications 1 ou 2, caractérisé par le fait que les pistons (35) du moteur comportent un perçage axial traversant (36), et que les supports de rouleaux (40) comportent un tourillon de guidage (42) qui pénètre dans le perçage (36) ménagé dans les pistons (35).

4. Moteur hydraulique à pistons radiaux selon l'une des revendications précédentes, caractérisé par le fait que les paliers hydrostatiques sont reliés par l'intermédiaire d'un canal (70) ménagé dans des supports de rouleaux (40), avec le perçage (36) ménagé dans le piston, et que par l'intermédiaire de cette liaison, un lubrifiant est susceptible d'être amené.

5. Moteur hydraulique à pistons radiaux selon l'une des revendications précédentes, caractérisé par le fait que les forces qui agissent du support de rouleaux (40) sur les pistons (38), sont au moins en grande partie compensés par voie hydrostatique.

6. Moteur hydraulique à pistons radiaux selon l'une des revendications précédentes, caractérisé par le fait que les supports de rouleaux (40) sont pourvus d'au moins une gorge annulaire (72, 73) et que la partie de la surface d'appui (69) du support de rouleaux, concernée par cette gorge, est pourvue d'une cavité (71).

7. Moteur hydraulique selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé par le fait que les supports de boulons (40) sont pourvus d'une première gorge annulaire intérieure (72) et d'une seconde gorge annulaire extérieure de drainage (73), que la surface annulaire qui est délimitée par les deux gorges annulaires (72, 73) constitue une surface d'étanchéité (76), et que la zone de la surface d'appui (69) du support de rouleaux entourée par la première gorge (72), est pourvue d'une cavité (71).

8. Moteur hydraulique selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé par le fait que les supports de rouleaux (40) sont pourvus, dans leur partie centrale, d'une cavité (71) et d'une gorge de drainage (73) qui entoure cette cavité, et que la surface des supports de rouleaux, qui est délimitée par la cavité (71) et par la gorge de drainage (73), constitue une surface d'étanchéité annulaire qui sert à l'appui des rouleaux (38).

9. Moteur hydraulique selon l'une des revendications précédentes, caractérisé par le fait que les pistons (35), d'une part, et les supports de rouleaux (40), d'autre part, sont maintenus assemblés par un ressort (43) disposé dans les pistons (35).

10. Moteur hydraulique selon l'une des revendications précédentes, caractérisé par le fait que les supports de rouleaux (40) entourent avec le palier hydrostatique (69), sur plus de 180°, la surface du rouleau (38) qui se déplace le long de la came (24).

11. Moteur hydraulique selon l'une des revendications précédentes, caractérisé par le fait que les forces qui agissent sur un rouleau (38) sont compensées hydrostatiquement au moins pour

80% dans le palier-porteur (69).

12. Moteur hydraulique selon l'une des revendications 3 à 11, caractérisé par le fait qu'une partie du tourillon de guidage (42) possède un diamètre tel qu'entre cette partie du tourillon de guidage et le perçage (36a) du piston (35) qui l'entoure, forme une fente d'étranglement qui empêche une perte importante du milieu sous pression, au décollement du piston (35) du support de rouleaux (40).

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

7

FIG. 1

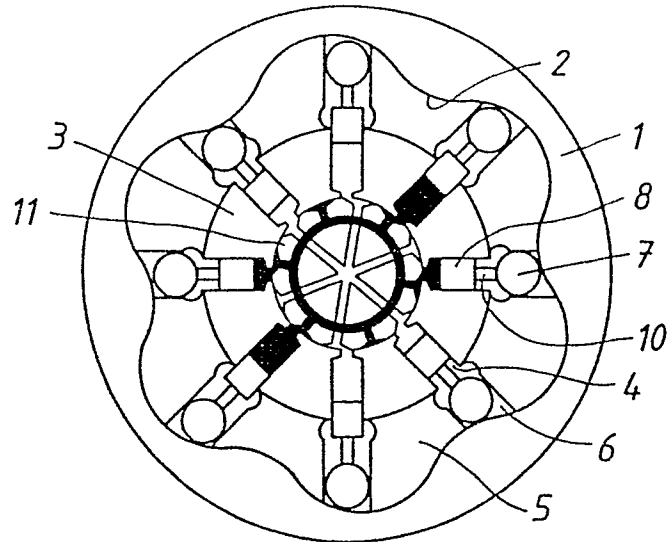


FIG. 4

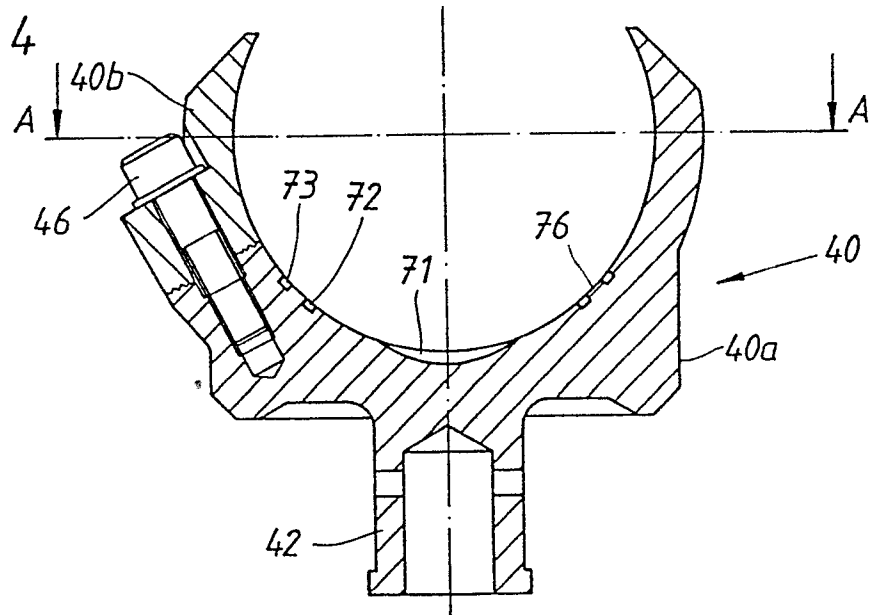


FIG. 5

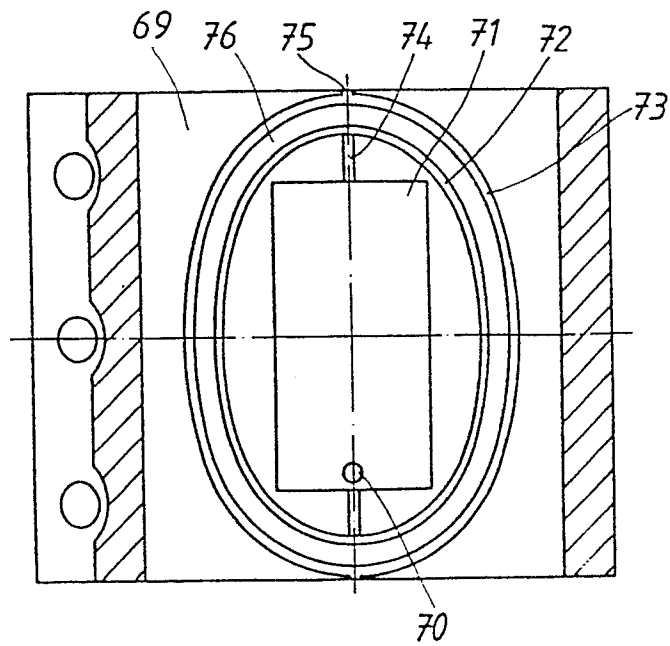
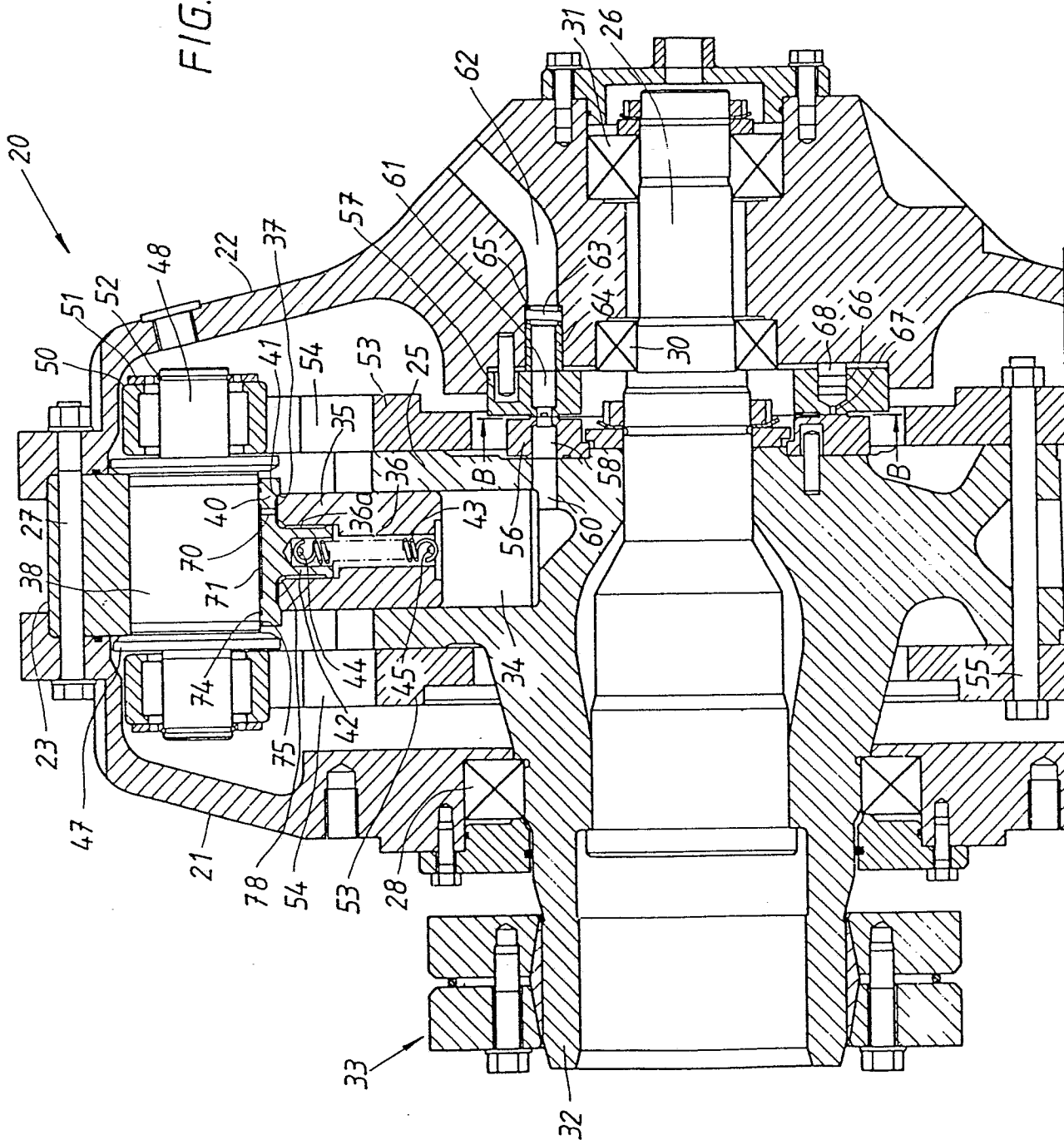
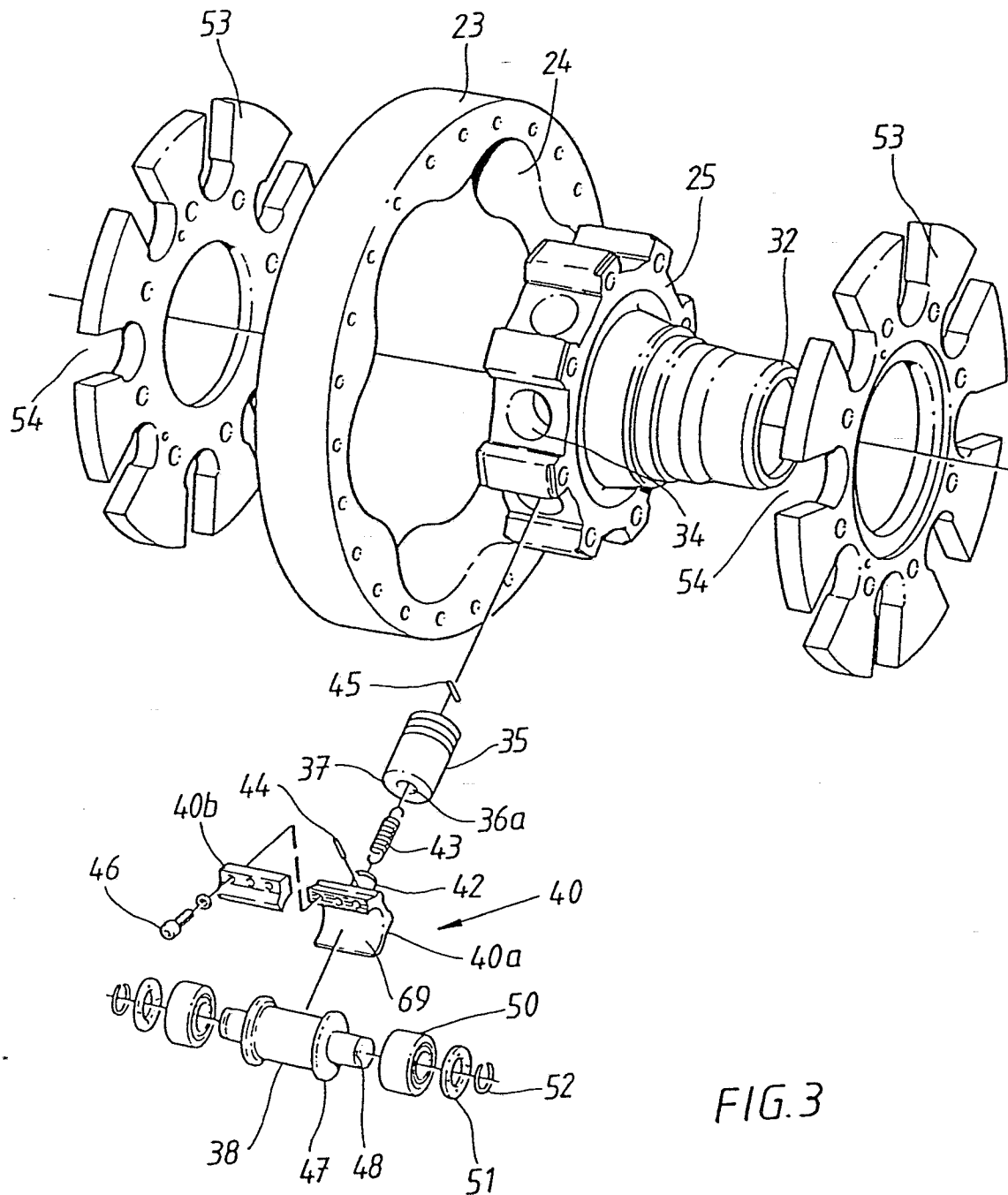


FIG. 2





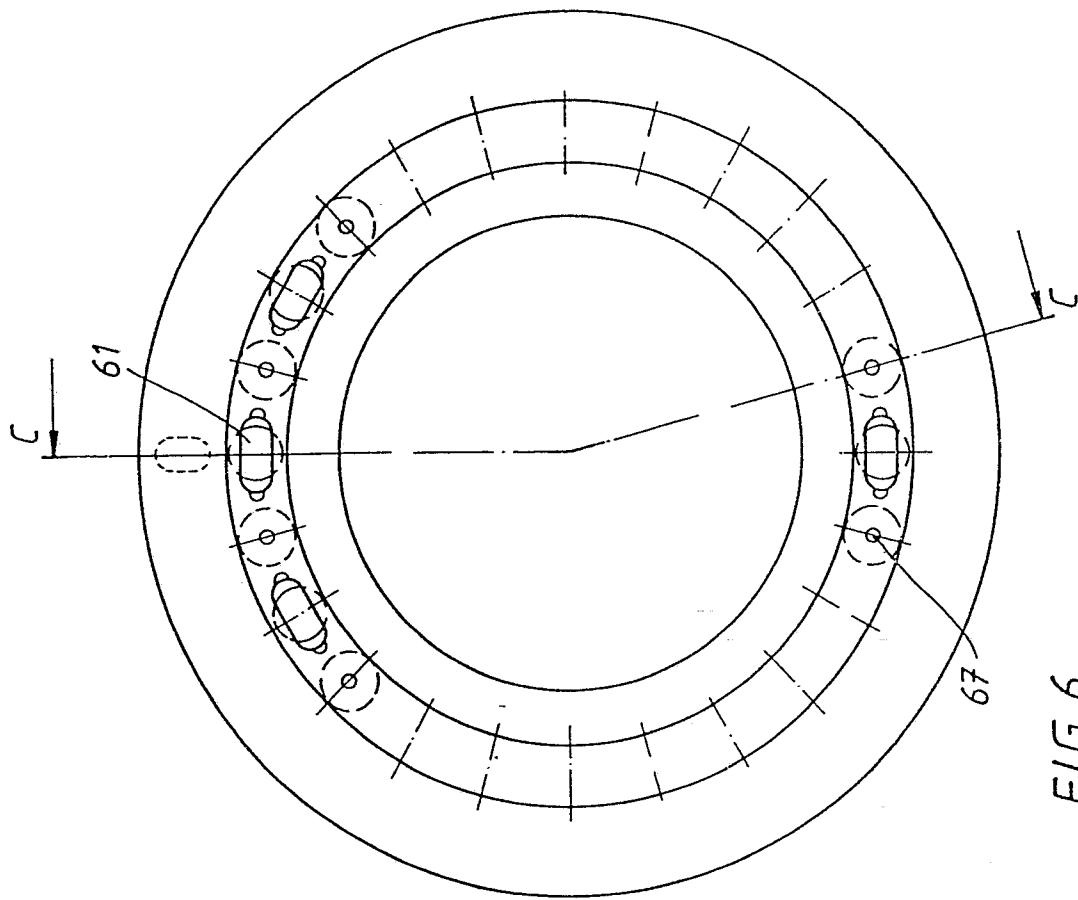


FIG. 6

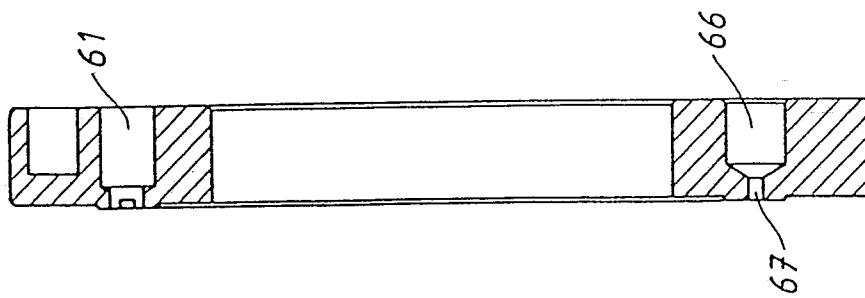


FIG. 7