



(12)

## EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: 89110348.3

(51) Int. Cl. 5: F04B 1/10, F04B 1/04

(22) Anmeldetag: 08.06.89

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
12.12.90 Patentblatt 90/50

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
DE FR GB IT SE

(71) Anmelder: Vickers Systems GmbH  
Frölingstrasse 41  
D-6380 Bad Homburg(DE)

(72) Erfinder: Berbuer, Jürgen, Dr.-Ing.  
Muffeter Weg 52  
D-5100 Aachen(DE)

(74) Vertreter: Blumbach Weser Bergen Kramer  
Zwirner Hoffmann Patentanwälte  
Sonnenberger Strasse 100  
D-6200 Wiesbaden 1(DE)

(54) Radialkolbenmaschine.

(57) Radialkolbenmaschine, insbesondere Radialkolbenpumpe für Automobile, mit einem radial innenliegenden Steuerspiegelzapfen (2), einem äußeren Hubring (35) und einem dazwischen angeordneten Zylinderstern (14) mit Kolben (20), die sich beim Umlauf schrägstellen. Die Verdrängung kann konstant oder veränderbar sein. Der Steuerspiegelzapfen (2) weist eine Stegverbreiterung auf, um eine Vorkompression zu erzielen. Im Falle veränderbarer Verdrängung wird die sinusförmige Kolbenwegkurve durch Hinzunahme einer konstanten Exzentrizität (c) um einen variablen Vorlaufwinkel ( $\epsilon$ ) verstellt, so daß der Trennwinkel ( $\gamma$ ) bei großen Fördervolumina mehr zu dem Extremwert der Kolbenwegkurve und bei kleinen Fördervolumina mehr zur Flanke der Kolbenwegkurve verschoben ist, so daß bei kleinen Fördervolumina ein ausreichend großer Vorkompressionsweg erzielt wird.

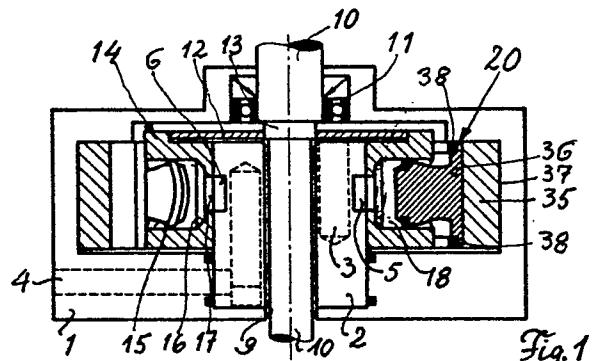


Fig. 1

## Radialkolbenmaschine

Die Erfindung bezieht sich auf eine Radialkolbenmaschine und insbesondere Radialkolbenpumpe für Automobile.

Im Automobilbau sind die Forderungen nach kleinem Bauvolumen und niedrigen Herstellungspreisen miteinander in Einklang zu bringen. Als weitere Anforderung ist die Geräuscharmut der Pumpe zu nennen. Da Automobilpumpen vom Hauptmotor aus angetrieben werden, müssen stark schwankende Antriebsdrehzahlen zwischen beispielsweise 700 und 7000 U/min bewältigt werden. Bei Verdrängerpumpen führt dies zu einem stark schwankenden Pumpenstrom, während vom Verbrauchersystem her ein konstanter Pumpenstrom oder ein konstanter Fluideindruck erwünscht wäre.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Radialkolbenmaschine (Pumpe oder Motor) zu schaffen, die im Vergleich zu bekannten Radialkolbenmaschinen gleicher Leistung klein gebaut ist, einfach gefertigt werden kann und leise arbeitet. Ferner soll das Bauprinzip die Möglichkeit eröffnen, durch Zusatzbauteile das Verdrängungsvolumen der Maschine zu verändern.

Die gestellte Aufgabe wird bei einer Radialkolbenmaschine mit den Merkmalen des Anspruches 1 gelöst.

Bei der erfindungsgemäßen Bauart ist die Länge der jeweiligen Zylinderbohrung nur unwesentlich größer als der Hub des zugehörigen Kolbens. Ferner kann die Zu- und Abfuhr des Fluids raumsparend durch den zentral angeordneten Steuerspiegelzapfen erfolgen, d. h. man kann Zu- und Abflußkanäle in radial äußeren Gehäuseteilen vermeiden. Die Fertigung ist insofern kostengünstig, als es sich im wesentlichen um rotationssymmetrische Bauteile handelt, die Kolben einfache Bauform aufweisen und auch keine erhöhten Ansprüche an die Fertigungsgenauigkeit der Zylinderbohrungen gestellt werden müssen.

Eine Besonderheit der neuen Radialkolbenmaschine besteht darin, daß sich die Kolben beim Umlauf des Zylindersterns schrägstellen. Dies bedeutet, daß Druck im Drehmoment (und umgekehrt) direkt umgesetzt wird, so daß die Kolben insofern von der Querkraft entlastet werden. Der größte Schrägstellungswinkel  $\alpha$  stellt sich bei einer Kolbenposition von  $90^\circ$  ein, wenn die Nullstellung in der Hauptexzentrizitätsebene angenommen wird. Die Größe dieses Schrägstellungswinkels  $\alpha$  hängt von dem Ausmaß der Exzentrizität des Hubringes ab, die wiederum mit der Zylinderlänge in Beziehung steht. Bei dem erfindungsgemäßen Aufbau können maximale Schrägstellungswinkel  $\alpha$  von etwa  $10^\circ$  erreicht werden. Bei einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung beträgt der

Schrägstellungswinkel  $\alpha = 7,75^\circ$ .

Wegen der wechselnden Schrägstellung der Kolben wird eine Liniendichtung mittels eines Kolbenringes bevorzugt, der sich der wechselnden Form zwischen Ellipse und Kreis anpassen kann und zu keinen übermäßigen Kantenpressungen führt. Zu diesem Zweck ist die Kolbenringnut mit ihrem halsseitigen Rand am größten Durchmesser des Kolbenkopfes angeordnet und der Kolbenring weist eine konisch-ballige Außenoberfläche auf. Die Grundform des Kolbenringes ist demnach konisch, wobei der Kolbenring am größten Durchmesser ballig überarbeitet ist.

Der Kolbenschuh, der vorzugsweise einstückig mit dem Kolbenhals und Kolbenkopf gefertigt ist, weist eine zylindrische Tragfläche auf, um sich an der

Innenlaufläche des Hubringes abzustützen. Im Falle einer reinen hydrodynamischen Lagerschmierung ist die zylindrische Tragfläche asymmetrisch über dem Kolbenhals mit dem Kolbenkopf verbunden, wobei der in Laufrichtung vordere Tragflächenteil größer als der hintere Tragflächenteil ist. Wenn die Tragflächen der Kolbenschuhe über eine Bohrung im Kolben vom jeweiligen Pumpenraum her geschmiert werden, kann man auch eine symmetrische Anordnung von Kolbenschuh und Kolbenkopf vornehmen. Diese Art der Schmierung führt im Übrigen zur hydrostatischen Entlastung der Kolben.

Um die Körperschallanregung zu verringern, kann man das zwischen Trennsteg und Zylinderraum eingeschlossene Fluid vorzukomprimieren, bevor es mit dem eigentlichen Druckraum verbunden wird. Wenn die Vorkompression im Verbindungszeitpunkt exakt dem Druck im Druckraum entspricht, gibt es keine Körperschallanregung. Deshalb wird der Trennsteg zwischen Niederdruck und Hochdruck in Drehrichtung der Pumpe um einen Betrag verbreitert, der geeignet ist, eine passende Vorkompression des eingeschlossenen Druckfluids zu erzeugen. Die Anpassung an unterschiedliche Betriebsdrücke kann durch Vorsteuerkerben vorgenommen werden.

Wenn die Radialkolbenmaschine mit veränderbarem Verdrängungsvolumen ausgebildet ist, bedeutet dies, daß die jeweiligen Kolbenhübe verringert und damit auch der erreichbare Vorkompressionsdruck mit abnehmendem Verdrängungsvolumen reduziert wird. Erfindungsgemäß wird der Hubring der Radialkolbenmaschine tangential entlang einer besonders ausgerichteten Führung verstellt, wodurch die Exzentrizität des Hubringes in bestimmter Weise räumlich ausgerichtet wird, was sich wie eine Verstellung des Vorlaufwinkels zwi-

schen Pumpenstern und Steuerzapfen bemerkbar macht. Im einzelnen ist der Hubring tangential entlang einer Führung um einen ersten Exzentrizitätsbetrag verstellbar, und der senkrechte Abstand der Führung von der Drehachse des Hyylindersterns ist um einen zweiten Exzentrizitätsbetrag kleiner als der Durchmesser des Hubrings. Durch diese Maßnahmen wird überraschenderweise ein etwa gleichbleibender Vorkompressionsweg unabhängig von der Verdrängungseinstellung der Maschine erzielt.

Wenn es sich um Radialkolbenmaschinen handelt, bei denen sich das Totvolumen bei der Verdrängungsverstellung ändert, dann kann bei Bedarf der zweite Exzentrizitätsbetrag hubabhängig variiert werden, indem die Führung des Hubringes eine geneigte Anlagefläche erhält. Die neuartige Radialkolbenmaschine kann ein- oder mehrscheibig aufgebaut sein, d. h. es können zwei oder mehrere nebeneinander angeordnete Zylindersterne vorgesehen sein, die auf dem gleichen Steuerspiegelzapfen laufen und untereinander über Mitnahmemittel verbunden sind.

Die Erfindung wird anhand der Zeichnung beschrieben. Dabei zeigt:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch eine Radialkolbenpumpe,

Fig. 2 einen schematischen Querschnitt,

Fig. 3 eine vergrößerte Einzelheit, nämlich einen Kolbenschuh,

Fig. 4 eine Seitenansicht eines Kolbens,

Fig. 5 die Ansicht eines weiteren Kolbenschuhs,

Fig. 6 einen Querschnitt durch einen Kolben,

Fig. 7 einen Querschnitt durch einen Kolbenring in vergrößerter Darstellung,

Fig. 8 eine schematische Darstellung einer Hubringführung,

Fig. 9 ein Diagramm des Kolbenweges und des erzeugten Druckes über dem Drehwinkel für einen einzelnen Zylinder bei großem Fördervolumen,

Fig. 10 ein entsprechendes Diagramm, jedoch bei kleinem Fördervolumen,

Fig. 11 einen Längsschnitt durch eine Radialkolbenpumpe mit zwei Zylindersternen und

Fig. 12 einen schematischen Querschnitt der Pumpe nach Fig. 11.

Es wird auf Fig. 1 und 2 Bezug genommen. In einem Gehäuse 1 ist ein Steuerspiegelzapfen 2 abgedichtet eingefügt. Einlaßkanäle 3 und Auslaßkanäle 4 führen jeweils zu Einlaßnuten 5 bzw. Auslaßnuten 6. Die Nuten 5 und 6 sind durch Trennsteg 7 und 8 voneinander getrennt. Der Steuerspiegelzapfen 2 weist noch eine mittige Bohrung 9 auf, durch die eine Welle 10 hindurchgeführt ist, um ein weiteres, nicht dargestelltes Aggregat anzutreiben. Die Welle 10 ist über Lager 11 im Gehäuse 1 gelagert und treibt eine Antriebsscheibe 12 über

eine Keilverzahnung 13 oder dergleichen an. Die Antriebsscheibe 12 ist mit einem Zylinderstern 14 verbunden, der mit einer Anzahl radial verlaufender Zylinderbohrungen 15 versehen ist, die an ihrem Boden 16 mit jeweils einer Durchlaßöffnung 17 versehen sind. Die Anzahl der Zylinderbohrungen 15 ist in einem gewissen Rahmen frei wählbar, d. h. es können sowohl geradzahlige als auch ungeradzahlige Zylinderzahlen verwendet werden. Eine Zylinderzahl  $Z = 8$  wird deshalb bevorzugt, weil sie einen guten Kompromiß zwischen den Anforderungen nach geringer Baugröße und geringer Volumenstrompulsation bildet und außerdem genügend Platz für den Steuerspiegelzapfen 2 bietet.

In jeder Zylinderbohrung 15 ist ein einteiliger Kolben 20 geführt, der einen sphärischen Kolbenkopf 21, eine Kolbennut 22, einen Kolbenhals 23 und einen Kolbenschuh 24 aufweist. Die Nut 22 ist längs des größten Durchmessers des sphärischen Kolbenkopfes 21 gestellt, und zwar fällt der halsseitige Rand der Kolbennut 22 mit dem Äquator des Kolbenkopfes 21 zusammen.

Wie aus Fig. 3 und 4 hervorgeht, besitzt der Kolbenschuh 24 einen rechteckförmigen Umriß und eine zylindrische Tragfläche, bei der man ein vorderes Tragflächenteil 25 und ein rückwärtiges Tragflächenteil 26 unterscheiden kann. Die Flächenanteile dieser beiden Tragflächenteile betragen 58 bzw. 42 %. Der Schuh 24 ist asymmetrisch mit Kolbenhals 23 und Kolbenkopf 22 verbunden. Diese Gestaltung wird bei hydrodynamischer Schmierung eingesetzt, da der Auftrieb an dem rückwärtigen Tragflächenteil 26 etwas größer als am vorderen Tragflächenteil 25 ist.

Man kann die Tragflächenteile 25 und 26 auch symmetrisch anordnen, wie in Fig. 5 und 6 dargestellt ist, was vor allem dann in Betracht kommt, wenn ein Schmierkanal 27 vom Pumpräum 17 zu den Tragflächen 25, 26 hinführt. Die Tragflächenteile 25, 26 können auch durch eine Ringnut 28 unterbrochen sein, die eine dem Kopf 21 entsprechende Fläche eingrenzen und über eine Entlastungsbohrung 29 mit Niederdruck verbunden sind, um eine hydrostatische Entlastung zu bieten.

In der Kolbennut 22 ist ein geschlitzter Kolbenring 30 eingesetzt, dessen Schlitz 31 in Fig. 2 zu erkennen ist und der eine gewisse elastische Formänderung des Kolbenringes 30 ermöglicht, die deshalb notwendig ist, weil sich der Kolbenkopf 21 in der Zylinderbohrung 15 schrägstellen kann. Der Kolbenring 30 muß demnach zeitweise von der Kreisform in eine schwache Ellipsenform übergehen, wobei es außerdem zu Verschiebungen und Schwenkungen der äußeren Kolbenringfläche 32 zur Zylinderwand kommt. Außerdem wirkt der Fluiddruck auf den Kolbenring 30 von außen und auch von innen, der Kolbennut 22, her ein und, um den Fluiddruck auf dem Kolbenring auszugleichen,

wäre eine trapezförmige Querschnittsform des Kolbenringes 30 zu bevorzugen. Um jedoch den Verschleiß infolge der erwähnten Schwenkbewegungen zu reduzieren und eine hydrodynamische Schmierung des Kolbenringes 30 zu ermöglichen, wird der Kolbenring 30 im Bereich seines größten Durchmessers 33 ballig gestaltet, wie am besten aus Fig. 7 bei 34 ersichtlich. Aus Herstellungsgründen kann der Balligkeitsradius auch bis zu dem kleineren Durchmesser des Kolbenrings weitergeführt werden.

Die Kolbenschuhe 24 arbeiten mit einem Hubring 35 (Fig. 1 und 2) zusammen, der eine Innenlauffläche 36 und eine Außenfläche 37 aufweist. Die Innenlauffläche 36 ist exzentrisch zum Zylinderstern 14 angeordnet und überträgt deshalb beim Umlauf des Zylindersterns eine Hubbewegung auf die Kolben 20. Der Rückhub wird durch Niederhalteringe 38 besorgt, die an der Innenseite der Kolbenschuhe 24 in dort ausgebildeten Randnuten eingreifen, so daß insgesamt eine Zwangsführung erzielt wird. Der zwischen Kolbenkopf 20 und Zylinderbohrung 15 eingeschlossene Pumpräum 18 erweitert sich bei den Einlaßnuten 5 und verengt sich bei den Auslaßnuten 6. Dadurch wird das Fluid auf der Seite 5 angesaugt und auf der Seite 6 verdrängt, woraus der Pumpenstrom resultiert.

Wenn mit einer Kolbenzahl  $Z = 8$  ein maximales Fördervolumen von  $V = 12 \text{ cm}^3$  pro Umdrehung erzielt werden soll, dann wird ein Kolbendurchmesser von  $D = 16 \text{ mm}$  und eine Exzentrizität von  $e = 3,7 \text{ mm}$  benötigt. Bei einer derartigen Radialkolbenmaschine müssen die Kolben 20 Schrägstellungen bis  $\alpha = 7,75^\circ$  zulassen. Wenn man auf eine noch höhere Exzentrizität und damit einen größeren Kolbenhub geht, nehmen die maximalen Schrägstellungen zu. Es wird angenommen, daß das beschriebene System maximale Schrägstellungswinkel  $\alpha$  von  $10^\circ$  verträgt.

Wie aus Fig. 2 ersichtlich, sind die Trennstege 7 und 8 jeweils breiter als die Durchlassöffnungen 17, und zwar sind Verbreiterungsstellen im Winkelbereich  $\tau$  wenigstens jeweils in Drehrichtung des Zylindersterns 14 versetzt angeordnet. Wenn demnach die Pumpräume 18 bei ihrem Umlauf über den Steg 7 wandern, dann beginnt der Kolben 20 bereits, das eingeschlossene Fluid zu komprimieren, bevor dieses mit der Nut 6 in Verbindung kommt, in welcher der Hochdruck herrscht. Wenn diese Vorkomprimierung genau dem Fluiaddruck in der Nut 6 entspricht, kommt es zu keiner Druckentspannung und damit zu keiner Schallanregung. Man strebt deshalb an, den Betrag der Vorkomprimierung so auszulegen, daß er mit dem gewünschten Pumpendruck übereinstimmt. Abweichungen können durch Vorsteuerkerben im Bereich  $\tau$  ausgeglichen werden, so lange diese Abweichungen

nicht zu groß sind.

Die Trennstege 7, 8 können auch symmetrisch zur Ebene 40-40 angeordnet werden, wobei dann die Verbreiterungsstellen beidseitig liegen.

Die beschriebene Radialkolbenpumpe kann auch als Stellpumpe ausgebildet sein, wie Fig. 2 zeigt. Das Stellsystem wirkt entlang einer Stellebene 40 und weist einen kleinen Zylinder 41 mit kleinem Stellkolben 42 und einen großen Stellzylinder 43 mit großem Stellkolben 44 sowie eine Feder 45 auf. Der kleine Stellkolben 42 wird ständig mit dem Pumpendruck und der große Stellkolben 44 mit Steuerdruck beaufschlagt, der kleiner als der Pumpendruck ist. Es kann auf konstantes Fördervolumen oder auf konstanten Förderdruck geregelt werden, was nicht weiter beschrieben zu werden braucht. Im allgemeinen führt dies jedoch zu Verstellbewegungen des Hubringes 35 und damit zu veränderten Exzentrizitäten  $e$  und veränderten Vorkompressionsbeträgen, die damit fehlangepaßt an das System wären.

Anhand der Fig. 8 bis 10 wird gezeigt, wie dieses Problem gelöst wird. Im Gehäuse 1 ist für den Hubring 35 eine Führung 46 vorgesehen, an die sich der Hubring anlegt und zwischen verschiedenen Exzenterpositionen geführt wird. Der senkrechte Abstand der Führung 46 von der Drehachse 14a des Zylindersterns, also die Strecke  $46_0 - 14a$ , ist kleiner als der Radius der Außenfläche 37 des Hubringes 35, mit der sich dieser an der Führung 46 abstützt. In einer Stellung des Hubringes 35, welche sonst als Nullhubstellung bezeichnet wird, fällt somit der Mittelpunkt 35a des Hubringes nicht mit der Drehachse 14a des Zylindersterns zusammen, sondern nimmt einen Abstand  $c$  ein, der eine "konstante" Exzentrizität darstellt. In der Nullhubstellung stellt sich ein oberer Totpunkt  $OT_0$  und ein unterer Totpunkt  $UT_0$  ein, die um  $90^\circ$  gegenüber der Stellebene 40 abweichen. Bei dieser Stellung wird natürlich kein Fluid durch die Pumpe gefördert, weil sich die Kolben 20 symmetrisch zu den Nuten 5 bzw. 6 hin- und herbewegen.

Wenn nunmehr der Hubring 35 um einen bestimmten Exzentrizitätsbetrag  $e_1$  in Fig. 8 nach rechts verschoben wird, verschieben sich die oberen und unteren Totpunkte in die Positionen  $OT_1$  und  $UT_1$  und es wird ein kleines Fördervolumen gepumpt, wie in Fig. 10 dargestellt.

Wenn der Hubring 35 noch weiter, in seine Endstellung, verschoben wird, stellen sich der obere und untere Totpunkt bei  $OT_2$  und  $UT_2$  ein. Der Umlaufwinkel des Zylindersterns wird, ausgehend von der Hauptexzentrizitätsebene 40-40, mit  $\Phi$  bezeichnet. Die Winkellage des unteren Totpunkts vor Erreichen der Hauptexzentrizitätsebene bei  $\Phi = 180^\circ$  wird als Vorlaufwinkel  $\epsilon$  bezeichnet. Die Winkeldifferenz zwischen der Breite des Stegs 7 und der Weite der Öffnung 17 ist der Trennwinkel  $\tau$ .

Wenn ein Zylinder 15 diesen Trennwinkel  $\tau$  passt, steigt der Zylinderdruck P von Niederdruck ND auf den Hochdruck HD. Damit dieser Druckanstieg gleichmäßig vor sich geht, benötigt man eine Vorkompression in dem eingeschlossenen Volumen des Zylinders im Winkelbereich  $\tau$ . Hierzu soll der Kolben 20 einen Vorkompressionsweg k beim Passieren des Winkelbereiches  $\tau$  zurücklegen, obzwar die radiale Geschwindigkeit der Kolben 20 vom Fördervolumen abhängt und daher unterschiedliche Vorkompressionswege die unausweichliche Folge zu sein scheinen. Die Korrektur der radialen Kolbengeschwindigkeit im Stegbereich  $\tau$  wird tatsächlich lediglich durch das Zusammenspiel der konstanten Exzentrizität c mit der verstellbaren Exzentrizität e erzielt, wobei gilt:

$$\epsilon = \text{arc tan } c/e.$$

Für große Fördervolumina ist der Vorlaufwinkel  $\epsilon$  klein und für kleine Fördervolumina groß. In den Diagrammen nach Fig. 9 und 10 bedeutet dies eine Verschiebung der sinusförmigen Kolbenwegkurve s mehr oder weniger weit nach links, und zwar bei kleinen Fördervolumina eine stärkere Verschiebung  $\epsilon_1$  und bei großen Fördervolumina eine kleinere Verschiebung  $\epsilon_2$ . Demgemäß kreuzt die Kolbenwegkurve s den Trennwinkel  $\tau$  bei großen Fördervolumina mehr im Bereich eines Extremwertes, während sie bei kleinen Fördervolumina mehr auf die Flanke der Kolbenwegkurve s verschoben ist, wie aus dem Vergleich der Fig. 9 und 10 hervorgeht. Mit anderen Worten: Man nutzt die größere radiale Geschwindigkeit der Kolben abseits von den Extremstellen dazu aus, trotz kleinen Fördervolumens noch einen ausreichend großen Vorkompressionsweg  $k_1$  zu erzielen. Man kann dafür sorgen, daß die Vorkompressionswege  $k_1$  und  $k_2$  etwa gleich groß sind, es ist aber auch möglich,  $k_1$  etwas größer zu machen (wie in Fig. 10 dargestellt), um die stärkere Auswirkung des Leckölverlustes bei kleinerem Fördervolumen zu kompensieren.

Um die Wirkung von Toträumen zu kompensieren, kann es zweckmäßig sein, die konstante Exzentrizität c durch eine geneigte Anlagefläche (entsprechend der Führung 46) hubabhängig zu variieren. Eine solche geneigte Anlagefläche kann eine gerade oder eine gekrümmte Führung darstellen.

Der Betrag der konstanten Exzentrizität c ist im übrigen sehr klein. Für einen Vorkompressionsdruck von 140 bar, einem Ersatzkompressionsmodul von Öl von 14 000 bar, einem Totvolumen von  $1,5 \text{ cm}^3$ , einem Zylinderdurchmesser von  $1,6 \text{ cm}$  und einem Trennstegwinkel von  $10^\circ$  ergibt sich eine konstante Exzentrizität von  $c = 0,43 \text{ mm}$ . Es ist denkbar, die Führung 46 über ein Feingewinde verstellbar zu machen, um den optimalen Wert der konstanten Exzentrizität c aus Schallminimierungs-

messungen zu ermitteln.

Fig. 11 und 12 zeigen, daß die Radialkolbenpumpe auch für zwei oder mehrere Zylindersterne 14 ausgelegt sein kann. Die einzelnen Zylindersterne werden über Mitnahmeklauen 48 oder dergleichen in ihrer Drehbewegung miteinander gekoppelt, während eine gewisse radiale Verschieblichkeit zwischen den Zylindersternen möglich bleibt. Im gezeigten Ausführungsbeispiel sind zwei gemeinsame Sauganschlüsse 3 vorgesehen, während die Druckschlüsse 4a, 4b für die beiden Pumpenscheiben getrennt sind. Es versteht sich, daß die Durchführung 9 für die Welle 10 nicht unbedingt benötigt wird und dieser Raum ebenfalls für Fluidkanäle ausgenutzt werden könnte.

#### Bezugszeichenliste

- |    |   |
|----|---|
| 20 | 1 Gehäuse<br>2 Steuerspiegelzapfen<br>3 Einlaßkanäle<br>4 Auslaßkanäle<br>5 Einlaßnuten<br>6 Auslaßnuten<br>7, 8 Trennsteg  |
| 25 | 9 Bohrung<br>10 Welle<br>11 Lager<br>12 Antriebsscheibe<br>13 Keilverzahnung<br>14 Zylinderstern<br>15 Zylinderbohrungen<br>16 Boden  |
| 30 | 17 Durchlaßöffnung<br>18 Pumpraum<br>20 Kolben<br>21 Kolbenkopf<br>22 Kolbennut<br>23 Kolbenhals<br>24 Kolbenschuh<br>25, 26 Tragflächenteil<br>27 Schmierkanal<br>28 Ringnut<br>29 Entlastungsbohrung<br>30 Kolbenring<br>31 Schlitz<br>32 Kolbenringfläche<br>33 größter Kolbenringdurchmesser<br>34 Balligkeit<br>35 Hubring<br>36 Innenlauffläche<br>37 Außenfläche<br>38 Niederhaltering<br>40 Stellebene<br>41 Zylinder<br>42 Stellkolben<br>43 Stellzylinder |
| 35 |   |
| 40 |   |
| 45 |   |
| 50 |   |
| 55 |   |

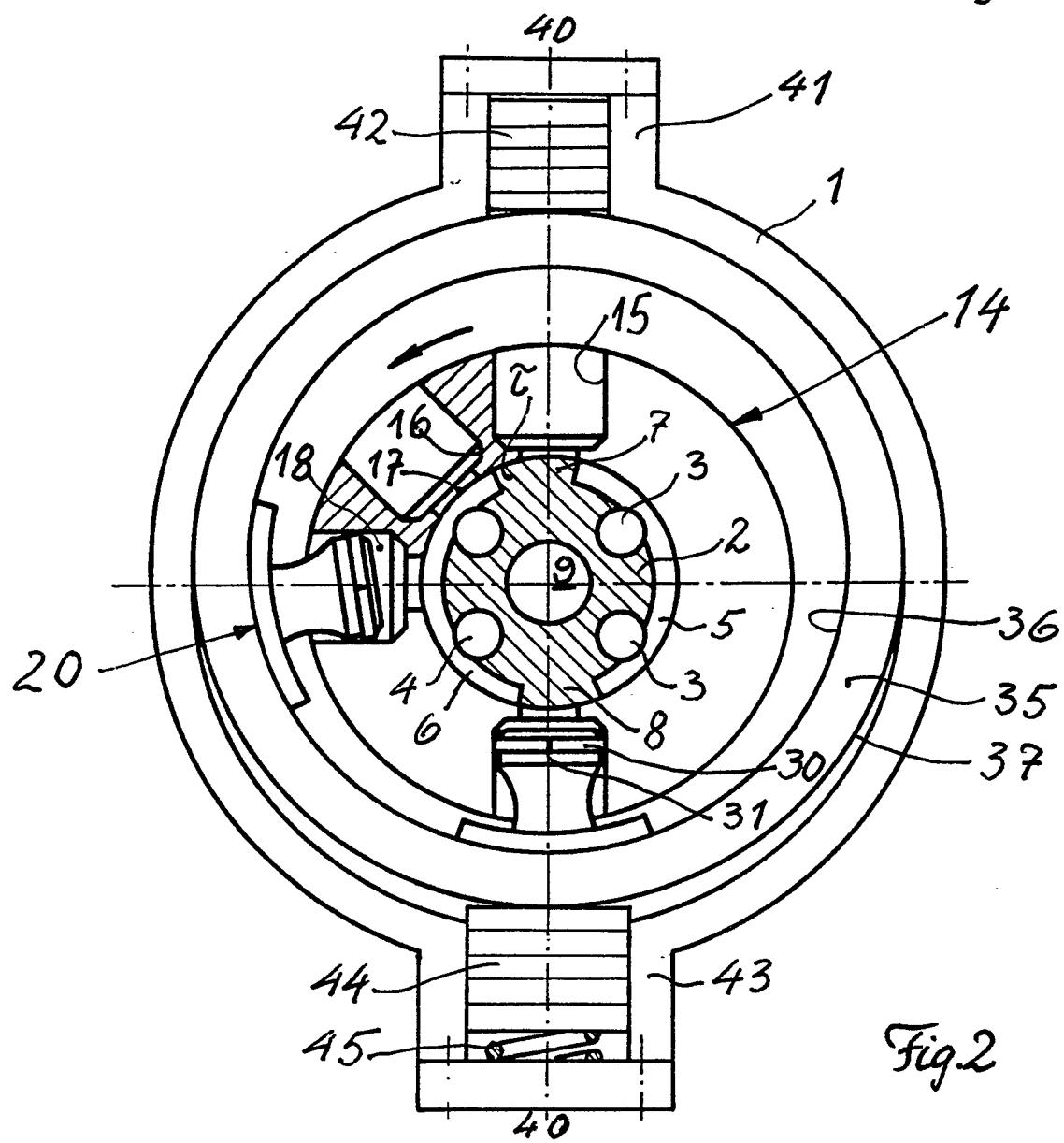
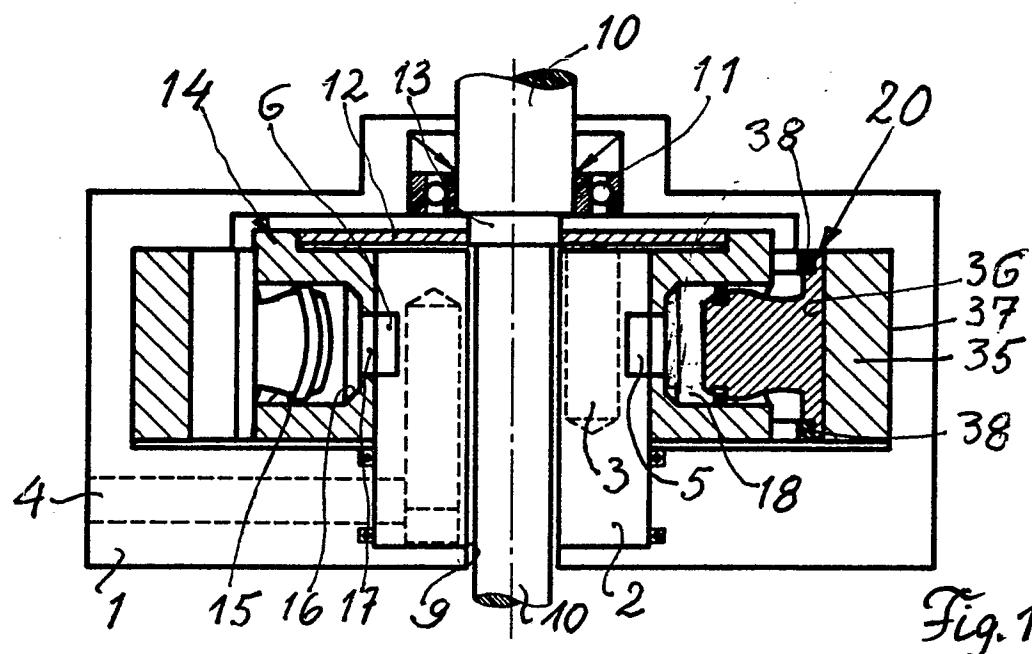
44 Stellkolben  
 45 Feder  
 46 Führung  
 48 Klauen  
 c konstante Exzentrizit.  
 e verstellb. Exzentriz.  
 k Vorkompressionsweg  
 s Kolbenweg  
 D Kolbendurchmesser  
 P Zylinderdruck  
 OT oberer Totpunkt  
 UT unterer Totpunkt  
 V Fördervolumen  
 Z Zylinderzahl  
 $\alpha$  Kolbenschrägstellwink.  
 $\epsilon$  Vorlaufwinkel  
 $\Phi$  Drehwinkel  
 $\tau$  Trennwinkel  
 46<sub>0</sub> Nullhubstellung

### Ansprüche

1. Radialkolbenmaschine, insbesondere Radialkolbenpumpe für Automobile, mit folgenden Merkmalen:  
 ein Steuerspiegelzapfen (2) ist mit Einlaß- und Auslaßkanälen (3, 4) versehen, die zu entsprechenden, durch Trennstege (7, 8) voneinander geschiedenen Einlaß- und Auslaßnuten (5, 6) für das die Maschine durchströmende Fluid führen;  
 ein Zylinderstern (14) ist relativ zum Steuerspiegelzapfen (2) drehbar gelagert und enthält eine Anzahl Zylinderbohrungen (15), die jeweils eine Durchlaßöffnung (17) besitzen, die je nach Drehstellung des Zylindersterns mit der Einlaßnut (5), der Auslaßnut (6) oder einem der Trennstege (7, 8) kooperiert;  
 in jeder Zylinderbohrung (15) ist ein Kolben (20) schwenkbar geführt, der hierzu einen sphärischen Kolbenkopf (21), eine Kolbennut (22) und wenigstens einen darin eingesetzten Kolbenring (30) aufweist, die jeweils einen radial einwärts liegenden Pumpraum (18) begrenzen; jeder Kolben besitzt noch einen Kolbenhals (23) und einen Kolbenschuh (24), um eine Gesamtlänge des Kolbens zu erreichen, die nur wenig größer als die Länge jeder Zylinderbohrung (15) ist;  
 die Kolbenschuhe (24) arbeiten mit einem Hubring (35) zusammen, der exzentrisch zum Zylinderstern (14) angeordnet ist und beim Zylindersternlauf eine Hubbewegung auf die Kolben (20) überträgt, so daß die Kolben (20) sich um einen gewissen Winkel ( $\alpha$ ) schrägstellen und der zwischen Kolbenkopf (21) und Zylinderbohrung (15) eingeschlossene Pumpraum (18) bei den Einlaßnuten (5) sich vergrößert und bei den Auslaßnuten (6) sich verkleinert.

2. Radialkolbenmaschine nach Anspruch 1, da-

durch gekennzeichnet,  
 daß die Exzentrizität des Hubringes (35) auf einen Wert beschränkt ist, der zu einem Schrägstellungswinkel ( $\alpha$ ) der Kolben (20) von maximal 10° führt.  
 5 3. Radialkolbenmaschine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet,  
 daß der größte Schrägstellungswinkel ( $\alpha$ ) etwa 7,75° beträgt.  
 4. Radialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet,  
 daß die Kolbennut (22) mit ihrem halsseitigen Rand am größten Durchmesser des Kolbenkopfes (21) angeordnet ist und  
 daß der Kolbenring (30) eine konisch-ballige Außenoberfläche (32) aufweist.  
 10 5. Radialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet,  
 daß der Kolbenschuh (24) eine zylindrische Tragfläche (25, 26) aufweist, die asymmetrisch über dem Kolbenhals (23) mit dem Kolbenkopf (21) verbunden ist, wobei der in Laufrichtung vordere Tragflächenteil (25) größer als der hintere Tragflächenteil (26) ist.  
 15 6. Radialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Tragfläche (25, 26) des Kolbenschuhs (24) über einen Kanal (27) mit dem jeweiligen Pumpraum (18) verbunden ist.  
 20 7. Radialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet,  
 daß die Trennstege (7, 8) um einen Betrag ( $\tau$ ) verbreitert sind.  
 25 8. Radialkolbenmaschine nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet,  
 30 35 daß der Hubring (35) tangential entlang einer Führung (46) um einen ersten Exzentrizitätsbetrag ( $\epsilon$ ) verstellbar ist und  
 daß der senkrechte Abstand der Führung (46) von der Drehachse (14a) des Zylindersterns (14) um einen zweiten Exzentrizitätsbetrag (c) kleiner als der Radius des Hubringes (35) ist.  
 40 9. Radialkolbenmaschine nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet,  
 daß die Führung (46) geneigt ist, um den Mittelpunkt (35a) des Hubringes (35) im variablen Abstand von der Symmetrieebene (40) der Trennstege (7, 8) zu führen.  
 45 10. Radialkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 9 mit zwei oder mehreren nebeneinander angeordneten Zylindersternen (14), die auf dem gleichen Steuerspiegelzapfen (2) laufen und untereinander über Mitnahmemittel (48) verbunden sind.



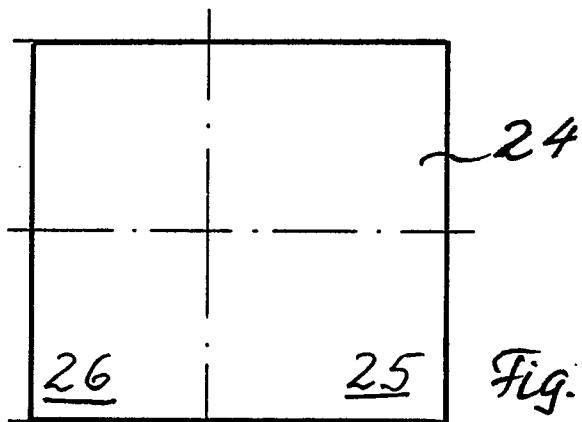


Fig. 3

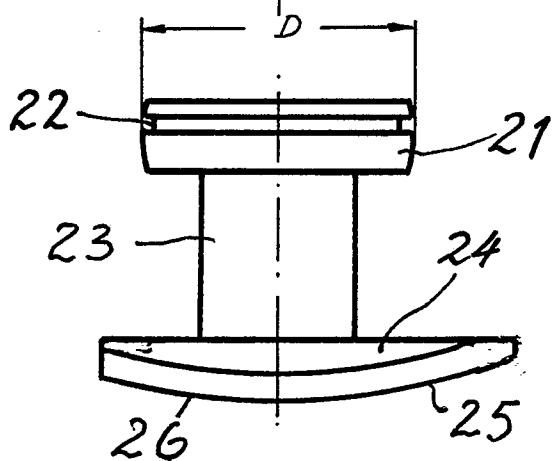


Fig. 4

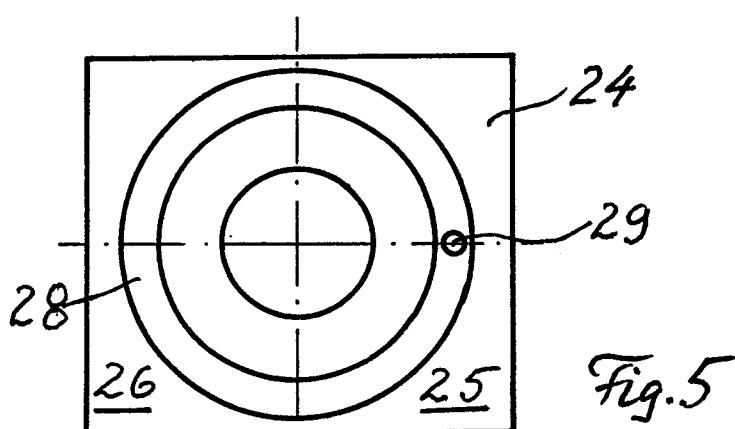


Fig. 5

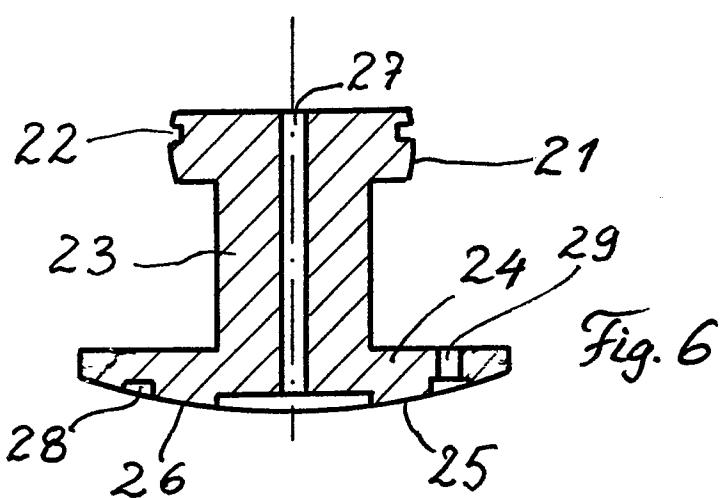


Fig. 6

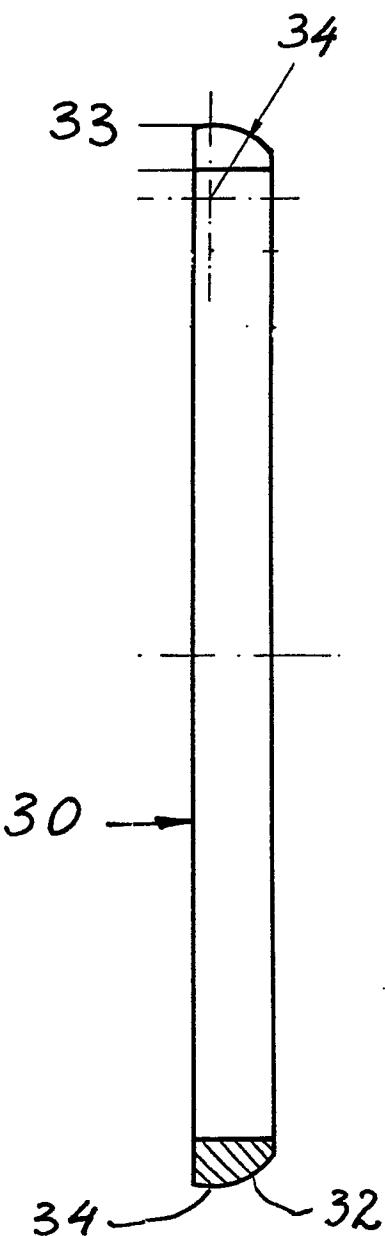
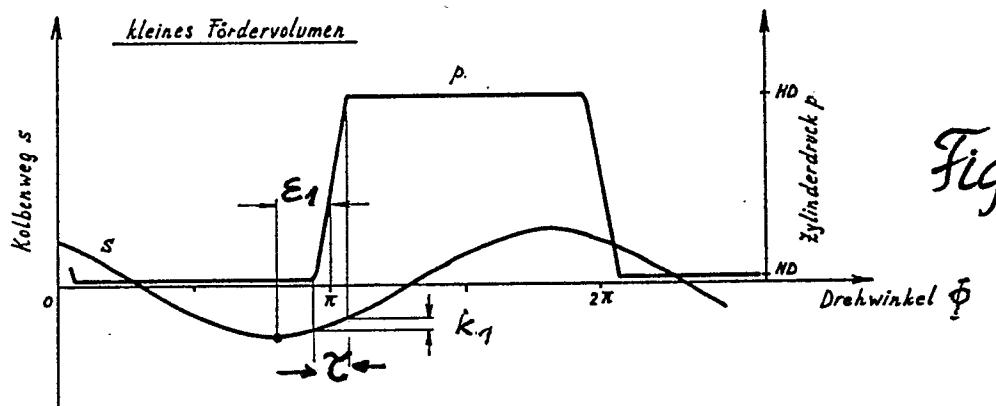
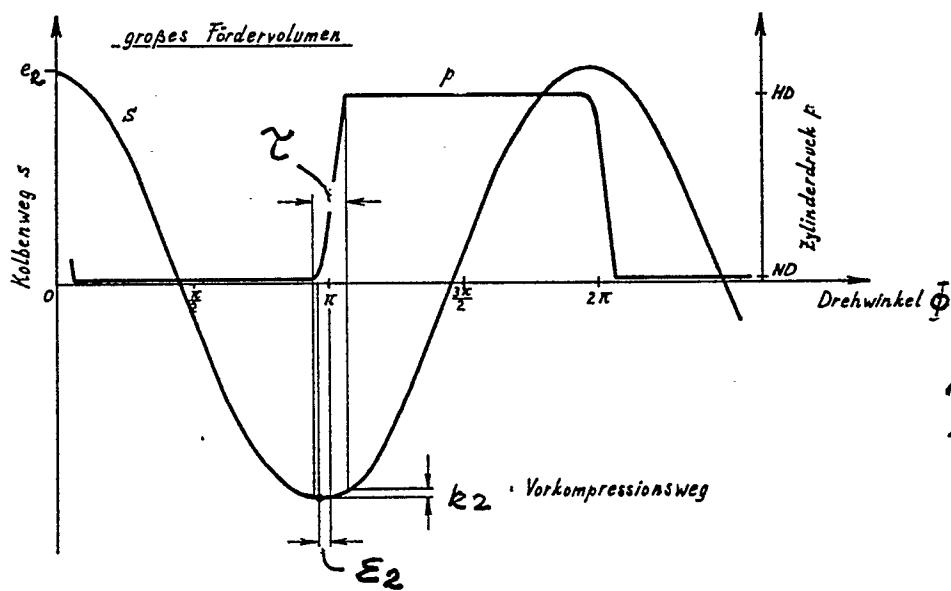
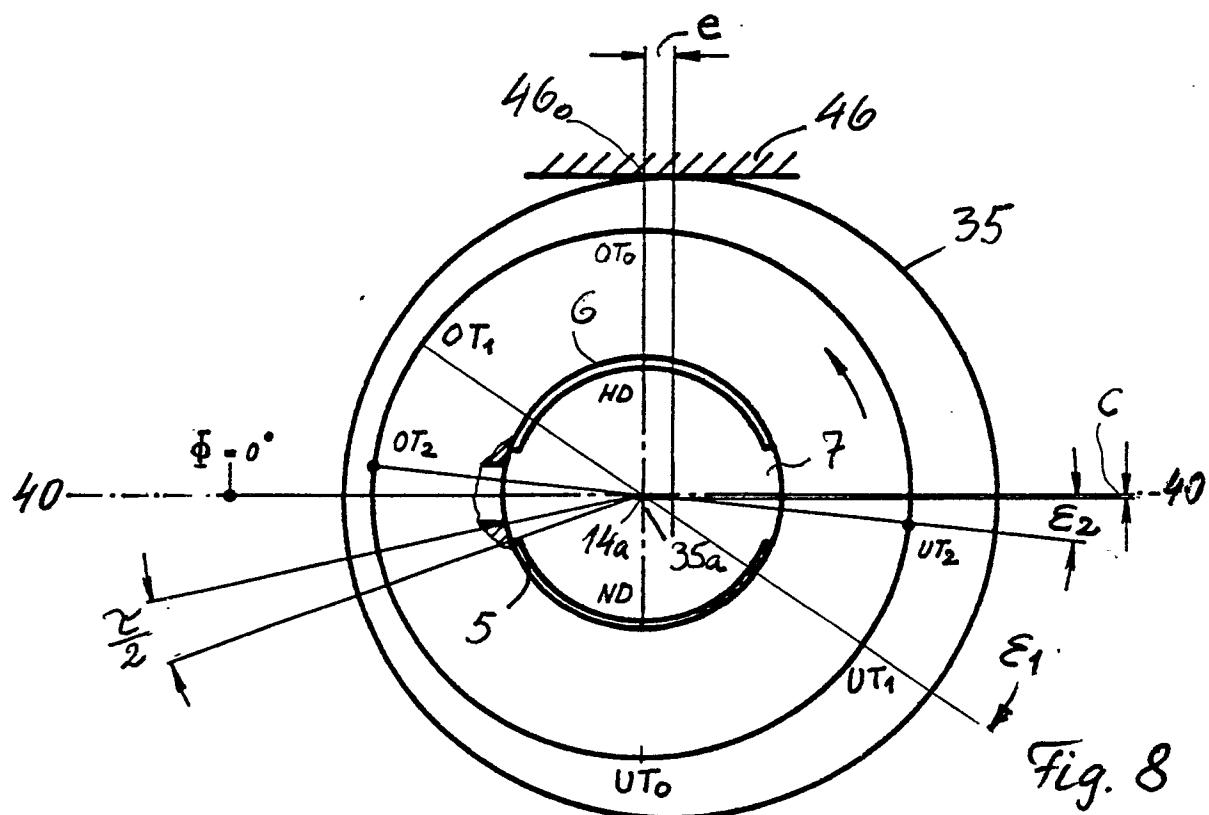


Fig. 7



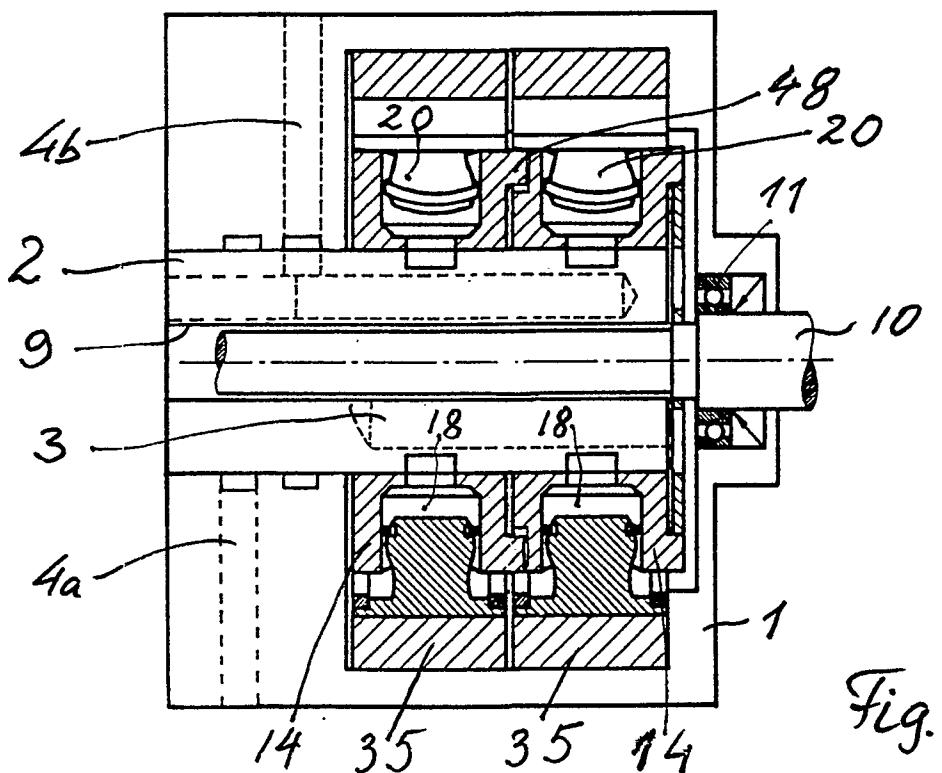


Fig. 11

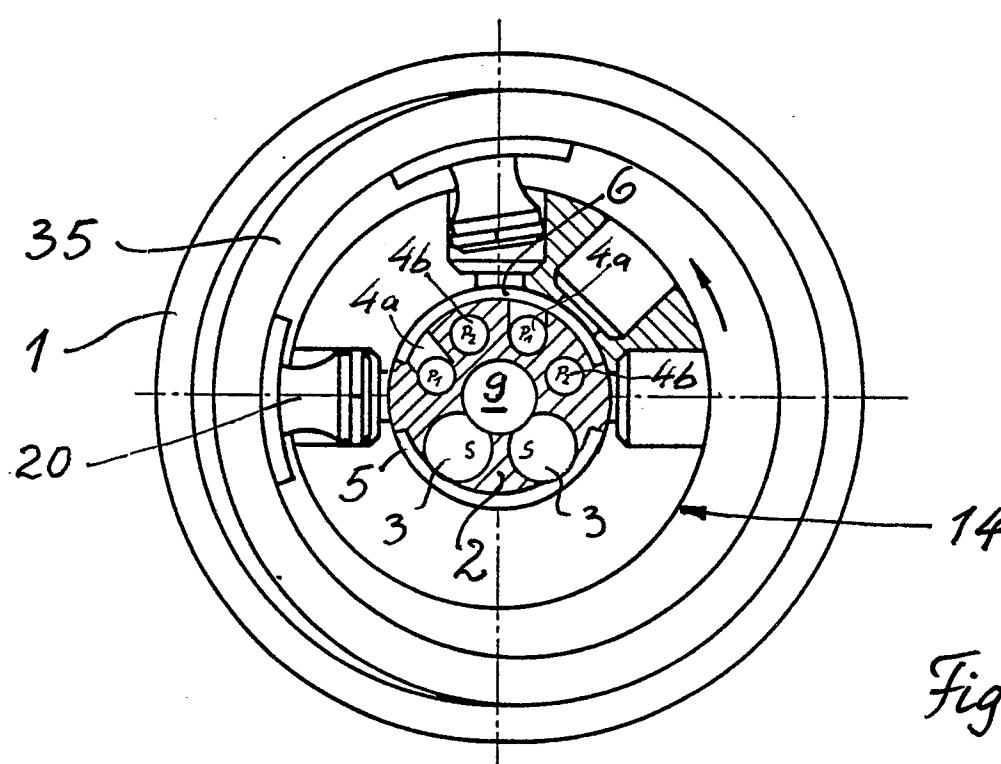


Fig. 12



EP 89 11 0348

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betreff Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.5)
X	GB-A-1468658 (PALMER) * Seite 1, Zeile 9 - Seite 2, Zeile 11; Figuren 1, 2 *	1, 6	F04B1/10 F04B1/04
Y	---	4, 5, 10 2, 3	
A			
Y	DE-A-2460512 (AHRENS) * Seite 4, Absatz 3; Figur 1 *	1, 4-7	
A	---		
Y	DE-A-2300681 (EICKMANN) * Seite 5, letzter Absatz - Seite 13, Absatz 1; Figuren 1-7 *	5, 10	
A	---	1, 6	
Y	DE-B-1243520 (HENRICHSEN) * Spalte 1, Zeile 35 - Spalte 4, Zeile 22; Figuren 1, 2 *	1, 6, 7	
A	---	2, 3, 5	
Y	FR-A-862500 (A. H. A. LTD) * Seite 2, Zeile 103 - Seite 5, Zeile 90; Figuren 1-9 *	5	RECHERCHIERTE SACHGEBiete (Int. Cl.5)
A	---	1, 8	
A	US-A-3087437 (HENRICHSEN) * Spalte 3, Zeile 55 - Spalte 4, Zeile 56; Figuren 1, 2 *	1, 7, 8	F04B F01B
	---		
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
1	Recherchenort DEN HAAG	Abschlußdatum der Recherche 10 JANUAR 1990	Prüfer VON ARX H. P.
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE			
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet	T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze		
Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie	E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmelde datum veröffentlicht worden ist		
A : technologischer Hintergrund	D : in der Anmeldung angeführtes Dokument		
O : nichtschriftliche Offenbarung	I : aus andern Gründen angeführtes Dokument		
P : Zwischenliteratur	& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument		