

⑫ **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

⑰ Anmeldenummer: **84114423.1**

⑤① Int. Cl.<sup>4</sup>: **F 04 C 2/356**

⑲ Anmeldetag: **29.11.84**

⑳ Priorität: **05.12.83 DE 3343908**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**10.07.85 Patentblatt 85/28**

⑥④ Benannte Vertragsstaaten:  
**CH DE FR GB IT LI SE**

⑦① Anmelder: **Fickelscher, Kurt Gerhard**  
**Herderstrasse 19**  
**D-6710 Frankenthal(DE)**

⑦② Erfinder: **Fickelscher, Kurt Gerhard**  
**Herderstrasse 19**  
**D-6710 Frankenthal(DE)**

⑦③ Erfinder: **Schabert, Hans-Peter**  
**Friedrich-Bauer-Strasse 28**  
**D-8520 Erlangen(DE)**

⑦④ Vertreter: **Klose, Hans, Dipl.-Phys. et al,**  
**Kurfürstenstrasse 32**  
**D-6700 Ludwigshafen(DE)**

⑥④ **Maschine, insbesondere Arbeitsmaschine zum Verdichten und Fördern von Fluiden.**

⑥⑦ Eine Maschine, insbesondere Arbeitsmaschine zum Verdichten und Fördern von Fluiden, weist einen Zylinder (2), einen bezüglich des Zylinders (2) exzentrisch angeordneten dünnwandigen Ringkolben (4) auf, der an einer Zylinderwand (8), und zwar entweder an der Innenwand oder Außenwand, flächig anliegt. Der Zylinder (2) bzw. das Zylindergehäuse enthält ein Trennelement (12), mittels welchem zwischen Zylinder (2) und Ringkolben (4) ein Saugraum (33) von einem Druckraum (35) voneinander getrennt werden, wobei mit einem Drehkörper auf den Ringkolben (4) eine Drehbewegung übertragbar ist. Der Ringkolben (4) soll geringen Wechselfestigkeitsbeanspruchungen ausgesetzt sein und zwischen Zylinder (2) und Ringkolben (4) soll eine geringe örtliche Flächenpressung erreicht werden, wobei eine zuverlässige Anlage im Abrollbereich (A) sichergestellt sein soll. Es wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, daß der Ringkolben (4) im wesentlichen kreisringförmig ausgebildet ist, wobei die Abweichung von der Kreisform höchstens 5 % des Ringkolbendurchmessers beträgt, und daß ferner der Mittelpunkt (26) des Ringkolbens (4) mit dem Drehkörper in Richtung auf den Abrollbereich (A) aus dem Mittelpunkt (28) des Zylinders (2) um die Summe der Exzentrizität (e) und einer Deformation (d) versetzt angeordnet ist. Hierbei ist die

Exzentrizität (e) gleich der Hälfte der Durchmesserdiffereenz von Zylinder (2) und Ringkolben (4), während durch die Deformation (d) die Größe des Abrollbereiches (A) vorgegeben wird.

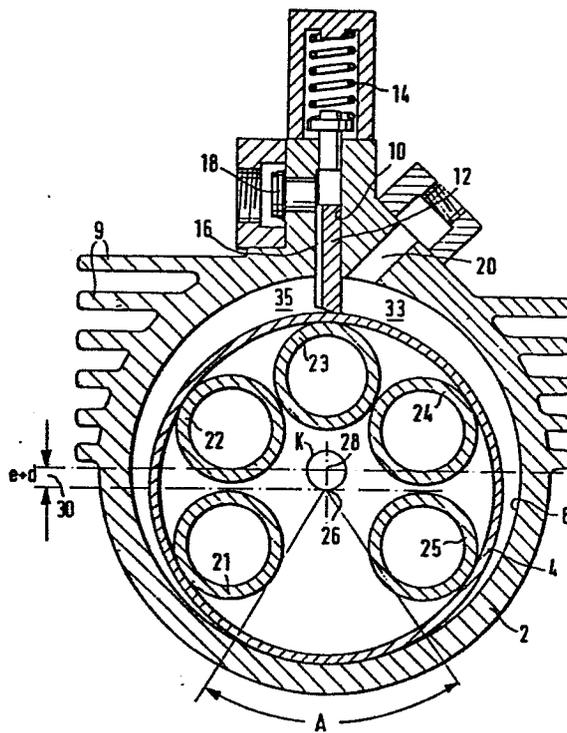


FIG. 1

Anmelder: Kurt G. Fickelscher  
Herderstraße 19, 6710 Frankenthal

Maschine, insbesondere Arbeitsmaschine zum  
Verdichten und Fördern von Fluiden

Die Erfindung bezieht sich auf eine Maschine, insbesondere Arbeitsmaschine zum Verdichten und Fördern von Fluiden, mit einem Zylinder, mit einem bezüglich des Zylinders exzentrisch angeordneten dünnwandigen Ringkolben, der an einer Zylinderwand flächig anliegt, mit einem Trennelement, mittels welchem zwischen Zylinder und Ringkolben ein Saug- und ein Druckraum voneinander getrennt werden, und mit einem Drehkörper, um auf den Ringkolben eine Drehbewegung zu übertragen.

In der US-PS 43 90 328 ist eine derartige Maschine beschrieben, deren Ringkolben die Form einer Ellipse oder Trochoide hat. Der Ringkolben ist als ein dünnwandiger, elastisch verformbarer Ring ausgebildet, der entweder innerhalb eines kreisrunden Zylinders oder um einen kreisrunden Zylinder angeordnet ist. Der Ringkolben ist auf oder innerhalb eines

wenigstens zwei Vorsprünge aufweisenden Drehkörpers angeordnet und er wird im Bereich dieser Vorsprünge gegen die Innenwand bzw. Außenwand des Zylinders gedrückt, damit bei der Drehbewegung des Drehkörpers der Ringkolben in einem vorgegeben Winkelbereich an der Wand des Zylinders abrollt. Hierdurch wird erreicht, daß beim Überrollen des Trennschlitzes mit dem Trennelement der Ringkolben nicht aus dem notwendigen Reibkontakt mit dem Zylinder kommt und gleichzeitig Druck- und Saugschlitz abgedeckt werden und eine Rückströmung zwischen Saug- und Druckschlitz unterbunden wird. Der Ringkolben, der auch als deformierte Hülse oder Rollmembran bezeichnet werden kann, ist festigkeitsmäßig hohen Anforderungen unterworfen. Bei einem elliptischen Ringkolben und noch im stärkeren Maße bei einem als Trochoide ausgebildeten Ringkolben treten hohe Wechselfestigkeitsbeanspruchungen auf, so daß mit Hinblick auf ein wirtschaftliches Saugvolumen große Deformationen, also Abweichungen vom Kreisring, auftreten, die sich in der Praxis nur mit sehr dünnwandigen Hülsen realisieren lassen. Hierdurch wird die Druckbelastung durch das Fördermedium zu kleineren Werten hin begrenzt. Ferner ergeben sich Schwierigkeiten aufgrund von Rückstellkräften des deformierbaren Ringkolbens auf die Antriebslager. Die relativ großen Ovalisierungen des Ringkolbens verursachen hohe Wechselbiegebeanspruchungen und beeinträchtigen somit die Lebensdauer des Ringkolbens. Ferner ist beim Überrollen des Trennschlitzes ein vergleichsweise hochfrequentes Ausfedern des Ringkolbens zu beobachten und infolge von Schlägen des Ringkolbens auf den Zylinder ist mit schnellen Materialermüdungen in der Nähe des Trennschlitzes zu rechnen; hochfeste Werkstoffe für den Zylinder waren daher erforderlich. Hohe Rückstellkräfte des Ringkolbens, die zusätzlich zu den Verdichtungskräften auf die Lager einwirken, führen zu einer hohen Lagerbelastung. Eine Vergrößerung der Wandstärke des Ringkolbens bedingt eine nicht unwesentliche Vergrößerung der Spannungsverteilung, wobei aufgrund erhöhter örtlicher Flächenpressung in der Abrollzone des Zylindergehäuses hochfeste Werkstoffe erforderlich wären.

Ausgehend von einer Maschine der eingangs genannten Art liegt im Hinblick auf die aufgezeigten Nachteile der Erfindung die Aufgabe zugrunde, die Maschine mit einem geringen konstruktiven Aufwand dahingehend weiterzubilden, daß die Belastungen der verschiedenen Bauteile, insbesondere Ringkolben und Zylinder, reduziert werden und ein geringer Verschleiß gegeben ist. Die Maschine soll einen hohen mechanischen und thermischen Wirkungsgrad aufweisen und für Vakuum- und Hochdruckförderung zum Einsatz gelangen können. Hohe Festigkeitsbelastungen des Zylinders sollen vermieden werden und federnde Rückstellkräfte auf die Antriebslager sollen reduziert werden. Zwischen Ringkolben und Zylinder soll eine niedrige Flächenpressung auftreten, damit auch kostengünstige, einfache Werkstoffe zum Einsatz gelangen können. Eine niedrige Wechselfestigkeitsbeanspruchung soll gegeben sein. Ferner soll die Maschine eine große Laufruhe und eine hohe Lebensdauer aufweisen, und die Gehäusekonstruktion soll eine einfache und zuverlässige Kühlung, insbesondere wahlweise Luft- oder Wasser- ermöglichen. Unter Beibehaltung der wesentlichen Konstruktionsdaten soll die Maschine für ölfreien Betrieb, Fettschmierung oder Ölflutung geeignet sein. Schließlich soll die Maschine derart ausgebildet sein, daß für den Zylinder ein Werkstoff mit geringeren Festigkeitseigenschaften und bevorzugt gute Wärmeleitung verwendet werden kann, wobei hier insbesondere auf Aluminiumlegierungen sowie bei aggressiven Gasen auf Bronzen und Austenit verwiesen sei.

Zur Lösung dieser Aufgabe wird vorgeschlagen, daß der Ringkolben im wesentlichen kreisringförmig ausgebildet ist, wobei die Abweichung von der Kreisform höchstens 5% des Ringkolbendurchmessers beträgt, daß der Mittelpunkt des Ringkolbens mit dem Drehkörper in Richtung auf den Abrollbereich aus dem Mittelpunkt des Zylinders um die Summe der Exzentrizität und einer Deformation versetzt angeordnet ist, wobei die Exzentrizität gleich der Hälfte der Durchmesserdifferenz von Zylinder und Ringkolben ist. Durch die Deformation wird im vorgebbaren Abrollbereich, der bevorzugt größer 10 Winkelgrade ist, eine flächige Anlage gewährleistet, wobei der der Mittelpunkt des

Ringkolbens im wesentlichen auf einer Kreisbahn um den Mittelpunkt des Zylinders gedreht wird.

Die erfindungsgemäße Maschine zeichnet sich durch eine einfache Konstruktion und eine hohe Funktionsicherheit aus. Im Vergleich mit als Ellipsen, Trochoiden oder dergl. ausgestalteten Ringkolben weist der erfindungsgemäße im wesentlichen kreisringförmige Ringkolben nur eine relativ geringe Abweichung von der Kreisform, und zwar maximal 5% auf, so daß eine geringe Verformung und eine niedrige Materialbeanspruchung in überraschend einfacher Weise erreicht wird. Durch die Vergrößerung der Exzentrizität um die Deformation schmiegt sich der Ringkolben im Abrollbereich an den Zylinder bzw. an die Zylinderinnen- oder auch -außenwand an. Es wird andererseits sichergestellt, daß beim Überrollen des Trennschlitzes das vorgegebene Reibmoment erhalten bleibt und Saug- sowie Druckschlitz dichtend geschlossen sind. Geringe Wechselfestigkeitsbeanspruchungen sind auch und gerade beim Überrollen der genannten Schlitzte die Folge. Ist beispielsweise ein Durchmesserverhältnis von 1,12 und somit eine Exzentrizität von etwa 6% gegeben, so genügt schon eine Deformation von 0,5%, um eine Flächenüberdeckung von etwa 30% des Umfangwinkels zu erhalten. Die erfindungsgemäß vorgeschlagenen Deformation bzw. Vergrößerung der Exzentrizität ist ausreichend, um thermisch bedingte Unrundheiten auszugleichen. Die Anpassung der Maschine an Hoch- und Niederdruck kann insbesondere durch Vorgabe der Wandstärke des Ringkolbens sowie den genannten Versatz erreicht werden. Große Ovalisierungen und hiermit verbundene hohe Wechselbiegebeanspruchungen werden vermieden, wodurch eine hohe Lebensdauer des Ringkolbens gewährleistet wird. Ferner werden die vom Ringkolben auf die Lager einwirkenden Rückstellkräfte erheblich reduziert. Zwischen Ringkolben und Zylindergehäuse ist entsprechend dem großen Abrollwinkelbereich eine gute Kraftverteilung und folglich eine niedrige Flächenpressung gegeben. Im Rahmen der Erfindung liegt die Deformation im Bereich zwischen 0,2 bis 2%, bevorzugt bei 0,5%, des Ringkolbendurchmessers. Eine gute Anschmiegung des Ringkolbens an die Zylinderwand über einen großen Winkelbe-

reich wird sichergestellt. Durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung wird die Ovalisierung, also die Abweichung von der exakten Kreisform des Ringkolbens, kleiner als 5 % und bevorzugt kleiner 3 % vom Außendurchmesser gehalten. Aufgrund der Reduzierung der Flächenpressung und Vergleichmäßigung im Abrollbereich können für das Zylindergehäuse auch gut wärmeleitende Werkstoffe mit geringeren Festigkeitseigenschaften, insbesondere Aluminiumlegierungen und darüberhinaus für aggressive Gase auch Bronze oder Austenit eingesetzt werden. Ein hochfrequentes Ausfedern des Ringkolbens im Bereich des Trennschlitzes für den Trennschieber und die damit verbundenen Schläge des Ringkolbens werden wesentlich reduziert, was im Hinblick auf Lebensdauer und Materialauswahl von besonderer Bedeutung ist. Schließlich kann die Maschine ohne nennenswerte Änderung der wesentlichen Baukomponenten für Vakuum- und Hochdruckförderung eingesetzt werden. Mit erfindungsgemäß aufgebauten Maschinen konnten einstufige Vakua bis 99 % und Enddrücke bis 16 bar erreicht werden, wobei für das Zylindergehäuse ein gut wärmeleitender Werkstoff mit geringen Festigkeitseigenschaften zum Einsatz gelangte. Die besondere Gehäusekonstruktion erlaubt wahlweise Luft- oder Wasserkühlung mit dem gleichen Gehäuse. Die Maschine eignet sich unter Beibehaltung der wesentlichen Konstruktionsmerkmale sowohl für ölfreien Betrieb, Fettschmierung oder auch Ölflutung. Ein hoher mechanischer sowie thermischer Wirkungsgrad wird erreicht, wobei eine große Laufruhe bei einem geringen Verschleiß gegeben ist. Im Rahmen der Erfindung kann der Ringkolben in dem Zylinder oder außen um den Zylinder angeordnet sein.

In einer besonderen Ausführungsform sind auf dem Drehkörper eine Anzahl von drehbaren Antriebsrollen in Umfangsrichtung gegeneinander versetzt derart angeordnet, daß die den Abrollbereich nächstliegenden Antriebsrollen einen wesentlich größeren Winkelabstand zueinander aufweisen als die übrigen Winkelabstände zwischen den Antriebsrollen. Eine konstruktiv einfache Lagerung des Ringkolbens auf mehreren, insbesondere fünf, Antriebsrollen und gleichzeitiger guter Anschmiegung

über einen großen Abrollbereich ist gegeben. Durch Vorgabe der Größe des Winkelabstandes, der Wandstärke des Ringkolbens sowie der Deformation erfolgt die Anpassung an Hoch- und Niederdruck. Um zu vermeiden, daß durch das Abflachen des Ringkolbens im Abrollbereich einzelne Antriebsrollen den Kontakt zum Ringkolben verlieren, können erfindungsgemäß die Antriebsrollen auf unterschiedlichen Radien bezüglich des Mittelpunktes vom Drehkörper angeordnet sein und/oder die Rollendurchmesser können entsprechend verschieden vorgegeben werden. Zur Vermeidung einer Unwucht können die Antriebsrollen ferner unterschiedliche Wandstärken aufweisen. Es sei festgehalten, daß die als Deformation bezeichnete Vergrößerung der Exzentrizität auch zum Ausgleich von thermisch bedingten Unrundheiten dient. Die erläuterte Ausführungsform ist besonders für relativ hohe Druckbereiche geeignet.

Bei der erläuterten Ausführungsform kann sich entsprechend der relativen Lage des Ringkolbens zum Trennschieber der Ringkolben zwischen den einzelnen Antriebsrollen des Ringkörpers durchbiegen. Ferner kann in der oberen Totlage, in welche der Ringkolben im Bereich des Trennschlitzes anliegt, der Ringkolben von der diametral gegenüberliegenden Antriebsrolle abheben, wodurch zusätzliche Spannungen auf die weiteren Antriebsrollen einwirken und Lagerverluste und eine Reduzierung des Wirkungsgrades ergeben. Auch kann die vergleichsweise hohe Drehzahl der Antriebsrollen, und zwar entsprechend der Durchmesserdifferenz von Ringkolben und Antriebsrollen die Antriebsdrehzahl nach oben hin begrenzen. Aufgrund der Grenzdrehzahlen für die Lagerungen, insbesondere Wälzlager, der Antriebsrollen, ist eine Grenze zu beachten. So kann beispielsweise bei einer Antriebsdrehzahl von 3000 U/min die Differenz bei 9000 U/min. liegen. Durch hohe Drehzahlen wird die Belastbarkeit reduziert, die Lebensdauer gesenkt und mit entsprechend höheren Lagertemperaturen ist ein Wirkungsgradabfall verbunden. Ferner sei auf vergleichsweise große Rückstellkräfte des Ringkolbens verwiesen, die zusätzlich zu den Verdichtungskräften auf die Lager einwirken, so daß insgesamt mit einer hohen Lagerbelastung zu rechnen ist. Die zwischen

den einzelnen Antriebsrollen eintretende Durchbiegung des Ringkolbens könnte durch Vergrößerung der Wandstärke des Ringkolbens reduziert werden, wodurch jedoch eine nicht unwesentliche Vergrößerung der Spannungsverteilung bedingt wäre. Die deutliche Flächenpressung in der Abrollzone des Gehäuses wurde vergrößert und hochfeste Werkstoffe wären erforderlich. Schließlich sei auch auf ein hochfrequentes Ausfedern im Bereich des durchgehenden Trennschlitzes infolge von Schlägen des Ringkolbens auf den Zylinder verwiesen, wodurch in der Praxis schnelle Materialermüdungen in der Nähe des Trennschlitzes eintreten können.

Diese aufgezeigten Schwierigkeiten werden in den nachfolgend zu erläuternden, erfindungswesentlichen Ausführungsformen vermieden. So wird nach der einen Ausführungsform der Ringkolben auf einem Lagerring oder dergl. gelagert, der im Abrollbereich eine reduzierte Wandstärke aufweist und bevorzugt als Träger gleicher Festigkeit ausgebildet ist. In einer anderen Ausführungsform ist der Ringkolben schwimmend auf zwei exzentrisch gelagerten Antriebsrollen oder dergl. angeordnet, wobei die Exzenter in Umfangsrichtung um einen vorgegebenen Winkel versetzt angeordnet sind. Schließlich kann in einer wesentlichen Ausführungsform der Ringkolben auch auf elastisch federnden Elementen angeordnet sein, die mittels eines Lagers bezüglich des Exzenters drehbar angeordnet sind. Wesentlich ist bei all diesen Ausführungsformen, daß dem Abrollbereich eine gleichmäßige Spannungsverteilung erreicht wird und Belastungsspitzen zwischen Ringkolben und Zylinderwand weitgehend reduziert und vermieden werden. Schläge und stoßartige Belastungen, insbesondere beim Überrollen des Trennschlitzes werden vermindert, so daß auch Werkstoffe für geringere Belastungen für den Zylinder zum Einsatz gelangen können. Es können preisgünstige und vor allem auch gut wärmeleitende Werkstoffe, insbesondere Aluminiumlegierungen, für den Zylinder bzw. das Zylindergehäuse verwendet werden. Es ist sehr wichtig für die Wärmeableitung sowohl aus dem Innenraum des Ringkolbens als auch aus dem Gehäuse. Durch geeignete Lüftungsmaßnahmen, wie Lüftungsschlitze o.ä. sowohl in dem

Gehäuse als auch im Inneren des Ringkolbens kann die Wärme unter optimalen Bedingungen abgeleitet werden. Weitere Vorteile und erfindungswesentliche Merkmale ergeben sich aus den Ausführungsbeispielen.

Die Erfindung wird nachfolgend an Hand der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1 eine als Verdichter ausgebildete Maschine, deren Ringkolben auf fünf Antriebsrollen eines Drehkörpers gelagert ist,
- Fig. 2 einen Längsschnitt durch die Maschine gemäß Fig. 1,
- Fig. 3, 4 die Durchbiegung und das Abheben des Ringkolbens bei der Ausführungsform gemäß Fig. 1,
- Fig. 5 einen prinzipiellen Längsschnitt durch eine Ausführungsform der Maschine, wobei der Ringkolben im Abrollbereich auf einem Lagerring mit reduziertem Querschnitt angeordnet ist,
- Fig. 6 vergrößert den Ringkolben gemäß Fig. 5,
- Fig. 7 vergrößert einen Ringkolben ähnlich Fig. 1,
- Fig. 8, 9 eine Ausführungsform der Maschine, bei welcher der Ringkolben auf elastisch federnden Elementen angeordnet ist,
- Fig. 10 einen Längsschnitt durch eine Ausführungsform einer Arbeitsmaschine mit schwimmendem Ringkolben,

- Fig. 11 einen Querschnitt der Maschine gem. Fig. 10,
- Fig. 12-16 schematische Querschnitte zur Erläuterung des kinematischen Prinzips der Arbeitsmaschine gem. Fig. 10 und 11,
- Fig. 17 eine Ausführungsform mit schwimmendem Ringkolben und ölgefluteten Gleitlagern,
- Fig. 18, 19 eine Ansicht bzw. einen Schnitt einer Antriebsrolle,
- Fig. 20, 21 eine Ansicht bzw. einen Schnitt des Doppelexzentrers zur Erzeugung der Abrollbewegung,
- Fig. 22 eine Ausführungsform nach dem Prinzip gem. Fig. 5, jedoch mit außenliegendem Ringkolben,
- Fig. 23 einen Längsschnitt durch die Arbeitsmaschine gem. Fig. 21,
- Fig. 24, 25 vergrößert einen Trennschieber der Ausführungsform gem. Fig. 4 mit einem integrierten Druckventil in geschlossenem bzw. geöffnetem Zustand,
- Fig. 26-28 Ansichten eines Trennschiebers mit innenliegendem integrierten Druckventil.

Fig. 1 zeigt schematisch einen Querschnitt eines Verdichters mit einem Zylinder 2 ausgebildeten Gehäuse, in dem ein Ringkolben 4 drehbar angeordnet ist. Der Ringkolben 4 liegt über einen vorgegebenen Abrollbereich A an der inneren Wand 8 des Zylinders 2 an, der außen Kühlrippen 9 aufweist. Der Zylinder 2 weist einen sich in Längsrichtung erstreckenden durchgehenden Trennschlitz 10 auf, in dem ein Trennschieber 12 angeordnet ist. Der Trennschieber 12 wird mittels einer Druckfeder 14

dem Ringkolben 4 nachgeführt. Der Trennschieber 12 ist in der Arbeitsstellung "untere Totlage" entsprechend einem Verdichtungsverhältnis von 1:2 dargestellt. Im Trennschieber 12 ist ein Druckschlitz 16 vorhanden, dem im Zylinder ein Druckventil 18 zugeordnet ist. Ferner ist im Zylinder 2 ein Saugschlitz 20 zu erkennen. Der Ringkolben 4 weist über seinen gesamten Umfang eine konstante Wandstärke auf und ist im Inneren auf fünf Rollen 21 bis 25 gelagert. Die Rollen 21 und 25 sind voneinander derart beabstandet, daß der Ringkolben 4 über den zentralen Abrollbereich A flächig an der inneren Wand 8 des Zylinders 2 anliegt. Der Mittelpunkt 26 des Ringkolbens 4 ist vom Mittelpunkt 28 der kreisförmigen Zylinderwand 8 in einem Abstand 30 angeordnet, welcher der natürlichen Exzentrizität  $e$  entsprechend der halben Durchmesserdifferenz von Zylinderwand und Kolben entspricht, zuzüglich einer Deformation  $d$ . Die letztgenannte Deformation bzw. Vergrößerung der normalen Exzentrizität  $e$  um  $d$  ergibt die gewünschte flächige Anlage in dem Abrollbereich A. Erfindungsgemäß dreht der Mittelpunkt 26 auf einer Kreisbahn K um den Mittelpunkt 28. Durch entsprechende Vorgabe des Abstandes der Rollen 21 und 25, der Wandstärke des Ringkolbens 4 sowie der Deformation  $d$  erfolgt die Anpassung entsprechend den betrieblichen Erfordernissen.

Die dem Abrollbereich A nächstliegenden Rollen 21, 25 weisen zueinander einen erheblich größeren Abstand auf als im übrigen die Rollen 21 bis 25 zueinander. Durch die Vorgabe des Abstandes der Rollen 21, 25 kann erfindungsgemäß ebenfalls der Abrollbereich beeinflußt werden. Die Antriebsrollen können auf dem Drehkörper unsymmetrisch verteilt angeordnet sein. Ferner können im Rahmen der Erfindung die Antriebsrollen auf verschiedenen Radien angeordnet sein oder auch unterschiedliche Rollendurchmesser aufweisen, um eine zuverlässige Abstützung des Ringkolbens auch bei großen Deformationen zu erreichen. Bei dem erfindungsgemäßen Verdichter ist im Hinblick auf ein wirtschaftliches Saugvolumen der Durchmesser des Ringkolbens etwa <sup>10</sup>~~7~~% kleiner als der des Zylinders.

Fig. 2 zeigt einen Längsschnitt des Verdichters gemäß Fig. 1. Mit einer Antriebswelle 42 sind zwei Flanschwellen 31 verbunden, die ihrerseits mittels Verbindungsbolzen 41 verbunden sind. Die Verbindungsbolzen tragen mittels Wälzlager drei axial beabstandete Antriebsrollen 23, auf welchen der Ringkolben 4 abgestützt ist. Die in der Zeichnung rechte Flanschswelle 31 weist eine zentrale Bohrung 37 auf, über welche Kühlluft eingeblasen werden kann. Durch die Bohrungen 68 im Gehäusedeckel 66 tritt die Kühlluft nach außen. Es liegt erfindungsgemäß eine Innenkühlung vor und ein Wärmestau im Innern des Kompressors wird vermieden. Zylinder und Ringkolben weisen etwa die gleiche Temperatur auf, so daß Längenänderungen in engen Grenzen gehalten werden. Folglich kann der axiale Dichtspalt zwischen Ringkolben 4 und Gehäusedeckel 66 erfindungsgemäß sehr klein gehalten werden. Durch geeignete Anordnung der außermittig angebrachten Bohrungen 43 für die Verbindungsbolzen 41 sämtlicher Antriebsrollen wird in konstruktiv einfacher Weise die Exzentrizität und die Deformation den Erfordernissen entsprechend vorgegeben.

Fig. 3 zeigt schematisch den Verdichter gem. Fig. 1, jedoch um  $180^\circ$  um die Längsachse gedreht, bei einem Verdichtungsverhältnis von ca. 1:7. Die resultierenden Gaskräfte 32 sowie die Federkraft 34 des Trennschiebers 12 deformieren den Ringkolben 4 zwischen den Antriebsrollen entsprechend der strichpunktierter Linie 36, wodurch in der unbelasteten Saugzone zunächst zusätzliche Radialkräfte auf die Antriebsrollen wirksam werden. Besonders im Bereich der Rollen 23, 24, 25 wird der Ringkolben 4 durch erhebliche Biegekräfte zusätzlich festigkeitsmäßig belastet.

Fig. 4 zeigt schematisch den Verdichter nach Fig. 1 beim Überrollen des Ringkolbens 4 von Druckschlitz 16 und Saugschlitz 20. Aufgrund der Gaskräfte sowie der vom Trennschieber 12 einwirkenden Federkraft 34 versucht sich der Ringkolben 4 von der diametral gegenüberliegenden Rolle 23 zu lösen. Die sich ergebende Deformation des Ringkolbens 4 ist durch die gestrichelte Linie 38 angedeutet, wobei zur Rolle 23 ein Abstand 40

festzustellen ist.

Fig. 5 zeigt eine wesentliche Ausführungsform der Erfindung, wobei Bauteile, die mit der oben erläuterten Ausführungsform in der Funktionsweise übereinstimmen, die gleichen Bezugszeichen tragen und nicht weiter erläutert werden. Auf einer Antriebswelle 42 sind als Druckkörper zwei axial beabstandete Antriebsexzenter 44 angeordnet, von denen nur der eine zu sehen ist und die im Winkelbereich B zwecks Massenausgleich abgeflacht sind. Längsbohrungen 48 in den Antriebsexzentern 44 ergeben zusammen mit der Abflachung 50 eine gute Zuführung von Kühlluft in den Innenraum des Ringkolbens 4. Der Ringkolben 4 ist jeweils auf einem Nadellager 52 mit einem inneren Lagering 54 auf dem zugeordneten Exzenter drehbar. Wesentlich ist hierbei die Verringerung der Wandstärke des Lagerringes 54 im Winkelbereich B bzw. im Bereich der Abflachung 50 derart, daß im Abrollbereich eine weitgehend gleichmäßige Flächenpressung vorhanden ist. Der Verlauf der Wandstärke kann exakt berechnet und in Verbindung mit der gewählten Vorspannung bzw. Deformation  $d$  derart eingestellt werden, daß bei einem unzulässig hohen Förderdruck der Ringkolben 4 im Abrollbereich A abhebt; eine zuverlässige Überlastsicherung ist gegeben. Der Ringkolben 4 ist über die einzelnen Rollen des Nadellagers 52 auf den gesamten Umfang abgestützt. Die erfindungsgemäß geringe Deformation  $d$  des Nadellagers liegt im Bereich von 0,2 bis 0,7 % des Lagerdurchmessers und beeinträchtigt das kinematische Verhalten des Nadellagers praktisch nicht. Infolge der Deformation ist eine wirksame axiale Abdichtung der Lager 52 praktisch nicht durchzuführen, so daß eine Fett- oder Tropfschmierung bei dieser Ausführungsform angezeigt ist. Die vorgeschlagene Maschine kann preisgünstig hergestellt werden und ist zum Einsatz für Vakuum und für hohen Druckbereich gleichermaßen geeignet. Ein derart gefertigter Verdichter weist beispielsweise bei einem Hubvolumen von 0,27 l und einer Drehzahl von 3 000 U/min eine Förderleistung von 810 l/min auf; der Zylinderinnendurchmesser beträgt hierbei 125 mm und der Ringkolbenaußendurchmesser 113,4 mm.

In der schematischen Darstellung gem. Fig. 6 ist radial innen der Antriebsexzenter 44 mit dem inneren Lagerring 54 zu erkennen. Der Einfachheit halber sind das Nadellager und der Ringkolben nicht dargestellt. Durch die bereits erläuterte Verschiebung des Exzentermittelpunktes und des Mittelpunktes des Ringkolbens um  $d$  erfolgt im Abrollbereich 56 die gewünschte Anschmiegung an die Wand des Zylinders 2, wobei eine resultierende Anpreßkraft 58 erzeugt wird. Durch die erfindungsgemäß vorausberechenbare Reduzierung der Wandstärke des Lagerringes 54 in dem Winkelbereich B wird eine weitgehend gleichförmige Flächenpressung im Abrollbereich 56 erzeugt. Spannungsspitzen werden vermieden. Aufgrund der geringen Flächenpressungen können für den Zylinder 2 somit gut wärmeleitende Werkstoffe, insbesondere Aluminiumlegierungen verwendet werden. Wesentlich ist ferner, daß beim Überrollen des Trennschlitzes keine nennenswerte Rückfederung erfolgt, wodurch im Bereich des Trennschlitzes Schäden in einfacher Weise vermieden werden. Der Ringkolben rollt im wesentlichen gleichmäßig auf der Wand des Zylinders ab, und störende Geräusche werden vermieden.

Fig. 7 zeigt einen Lagerring 54 mit über den Umfang gleichmäßiger Wandstärke. Dies entspricht einem Ringkolben gemäß der bekannten Ausführungsform von Fig. 1. Aufgrund der Durchbiegung im Abrollbereich ergeben sich weitaus höhere Spannungsspitzen gegenüber der besonderen Ausgestaltung von Fig. 6. Diese Spannungsspitzen sind durch die Pfeile 60 angedeutet, und sie verursachen beim Überrollen des Trennschlitzes ein Klopfen und Materialermüdung.

Fig. 8 zeigt eine weitere wesentliche Ausführungsform, deren Ringkolben 4 auf nachgiebigen Elementen 93 elastisch federnd abgestützt ist. Diese Elemente 93 sind als spiralförmige Speichen eines Rades mit Außenring 92 und Innenring 94 ausgebildet. Der Innenring 94 ist auf einem Wälzlager 64 abgestützt. Das Wälzlager 64 wird bei dieser Ausführungsform in keiner Weise deformiert und kann daher erfindungsgemäß vollständig abgedichtet sein. Der Außenring 92 ist ebenfalls vergleichsweise dünnwandig ausgebildet, so daß der Ringkörper 4

im Abrollbereich A flächig an der Innenwand anliegt, wobei ferner eine hinreichend gleichförmige Kraftverteilung gegeben ist. Das Rad ist zweckmäßig aus einem einzigen Stück gefertigt, wodurch sich Vorteile bei Fertigung und Montage ergeben.

Die Ausführungsform von Fig. 9 entspricht im Prinzip der von Fig. 8, wobei jedoch nunmehr einzelne als gekrümmte Blattfedern ausgebildete Elemente 93 zur Abstützung des Ringkolbens 4 vorgesehen sind. Auch bei dieser Ausführungsform erfährt der Innenring 94 keine Deformation, so daß auch hier konventionelle, abgedichtete Wälzlager oder dergl. zum Einsatz gelangen können.

Fig. 10 zeigt einen Längsschnitt durch eine Ausführungsform mit schwimmendem Ringkolben 4. Auf der Antriebswelle 42 sind axial beabstandet jeweils zwei Antriebsrollen 62, 63 angeordnet, deren Abrollbewegung mittels auf der Antriebswelle 42 befestigten Exzentern 44, 45 erzeugt wird. Die Kraftübertragung auf die zugeordnete Antriebsrolle 62 erfolgt jeweils über ein handelsübliches Wälzlager 64. Diese Wälzlager werden erfindungsgemäß nicht deformiert und können ferner seitlich ohne weiteres abgedichtet sein, was gerade für Vakuumanwendungen von besonderem Vorteil ist. Die Antriebswelle 42 ist seitlich jeweils in einem Gehäusedeckel 66 gelagert, wobei durch Bohrungen 68 Kühlluft geblasen werden kann. Durch eine solche Innenkühlung wird ein Wärmestau im Inneren des Verdichters mit all den hiermit verbundenen Nachteilen vermieden. Oberhalb des Trennschiebers 12 befinden sich konventionelle Zungenventile 70, über welche das verdichtete Medium ausgeschoben wird.

Fig. 11 zeigt einen Querschnitt der Maschine gem. Fig. 10. Das Zylindergehäuse 2 weist eine Anzahl von Längskanälen 72 für Kühlmittel, beispielsweise Luft oder Wasser, auf. In dem Trennschieber 12 ist ein integriertes Ventil 74 vorgesehen, das weiter unten an Hand von Fig. 24, 25 noch erläutert werden soll. Durch das erfindungsgemäß integrierte Zungenventil werden Drossel- und Umlenkverluste vermieden. Innerhalb des Ring-

kolbens 4 ist die eine Antriebsrolle 62 vollständig in einer axialen Ansicht zu erkennen. In axialer Richtung dahinter, also hinter der Zeichenebene, befindet sich die zweite Antriebsrolle 63, von welcher hier nur ein kleiner, etwa sichelförmiger Bereich zu erkennen ist, welcher zwecks Hervorhebung durch gekreuzte Linien kenntlich gemacht ist. Wie nachfolgend noch zu erläutern ist, wird der Ringkolben 4 durch die erfindungsgemäße seitlich versetzte Anordnung der Antriebsrolle 62 in dem Abrollwinkelbereich 56 flächig an die Wand 8 des Zylindergehäuses 2 angepresst. Zur Innenkühlung weist der Exzenter 44 Längskanäle 76 auf.

Fig. 12 zeigt schematisch den Ringkolben 4 im unverspannten Zustand, wobei die zylindrische Innenwand 8 des Zylindergehäuses 2 im Bereich der Y-Achse, hier links im Bild, linienförmig berührt wird. Die Exzentrizität  $e$  entspricht der halben Differenz von Innendurchmesser des Zylinders 2 und Außendurchmesser des Ringkolbens 4. Im Ringkolben 4 sind die beiden Antriebsrollen 62, 63, die einen vorgegebenen kleineren Durchmesser als die Innenbohrung des Ringkolbens 4 aufweisen, derart angeordnet, daß im Bereich der X-Achse eine Anschmiegung an die Innenbohrung des Ringkolbens 4 gegeben ist. Erfindungsgemäß sind die beiden Exzenter 44 jeweils um einen Winkel  $b$  gegeneinander bezüglich der Y-Achse geschwenkt. Der Außendurchmesser der Antriebsrollen 62, 63 ist im Rahmen der Erfindung wenigstens 0,5 % kleiner als der Innendurchmesser des Ringkolbens 4. Zwischen dem Ringkolben 4 und den Antriebsrollen ist somit ein Federweg  $f$  vorhanden. Infolge der dargestellten, erfindungsgemäßen Schwenkung der Antriebsrollen 62, 63, jeweils um den Winkel  $b$ , entsteht im Bereich der Y-Achse ein freier Raum 78, wodurch thermisch bedingte Unrundheiten ausgeglichen werden können. Im Rahmen der Erfindung kann die Schwenkung derart vorgenommen werden, daß der Ringkolben bereits eine Vordeformation erfährt. Hierdurch werden Krümmungsradien von Zylinder und Ringkolben bereits einander angenähert, wodurch günstige Bedingungen im Hinblick auf die Flächenpressung gegeben sind. Die Außendurchmesser der Antriebsrollen 62, 63 sind im Bereich zwischen 5 bis  $\frac{0,5}{0,8}\%$ , be-

vorzugt kleiner als ~~0,5%~~<sup>2</sup>, kleiner als der Innendurchmesser des Ringkolbens 4; ein hinreichender Federweg ist gewährleistet. Im Rahmen der Erfindung ist wenigstens ein derartiges Paar von Antriebsrollen 62, 63 erforderlich. Entsprechend der erforderlichen axialen Länge des Ringkolbens können auch mehrere derartige Antriebsrollenpaare, zweckmäßig auf der Antriebswelle axial gleichmäßig beabstandet, angeordnet sein.

In Fig. 13 ist die Vergrößerung der natürlichen Exzentrizität  $e$  um einen Betrag  $d$ , und zwar in Richtung der Y-Achse nach links, gezeigt. Hierdurch schmiegt sich erfindungsgemäß der Ringkolben 4 im Abrollbereich A federnd an die Wand 8 des Zylindergehäuses 2 und umschlingt in einem vergrößerten Winkelbereich C die Antriebsrollen 62, 63. Auf der anderen Seite der Y-Achse hebt der Ringkolben 4 um den Betrag  $d + f$  von den Antriebsrollen 62, 63 ab.

Fig. 14 zeigt die Lager des schwimmenden Ringkolbens 4 bei einem Verdichtungsverhältnis von ca. 1:7. Die resultierenden Gaskräfte sowie die durch Feder- und Druckbeaufschlagung erzeugten Kräfte vergrößern die Anschmiegung des Ringkolbens 4 an die Antriebsrollen 62, während der Ringkolben 4 im quasi unbelasteten Saugraum 33 verstärkt von den Antriebsrollen 62, 63 abhebt. Erfindungsgemäß wird hierbei die federnde Vorspannung im Abrollbereich jedoch nicht verringert. Im Bereich der Y-Achse ist der wegen der Verspannung verkleinerte Freiraum 78 zu erkennen, der den Antriebsrollen 62, 63 den Ausgleich von thermisch bedingten Unrundheiten ermöglicht.

Fig. 15 entspricht im wesentlichen Fig. 13, wobei außer den Antriebsrollen 62, 63 eine Rolle 80 im Inneren des Ringkolbens 4 auf der Antriebswelle, und zwar zwischen den beiden axial beabstandeten Paaren der Antriebsrollen 62, 63, angeordnet ist. Diese Rolle 80 ragt auf der Y-Achse, und zwar diametral dem Abrollbereich gegenüberliegend, über die Antriebsrollen 62, 63 hinaus, und es ist nur der freie Weg  $s$  vorhanden. Die Durchbiegung des Ringkolbens 4 wird auf den freien Weg  $s$  begrenzt. Bei hohen Drücken wird eine sichere Abstützung des

Ringkolbens 4 erreicht.

Fig. 16 zeigt die Lage des Ringkolbens 4 bei einem Verdichtungsverhältnis von etwa 1:2. Nunmehr ist die Anשמיעung an die Antriebsrollen 62, 63 etwas geringer als gemäß Fig. 14. Aus beiden Figuren ist jedoch erkennbar, daß die resultierenden Gas- und Schieberkräfte die Flächenpressung im Abrollbereich vergrößern, und daß der Ringkolben 4 in der unbelasteten Saugzone 33 von der Antriebsrolle abhebt, während sich die Anשמיעung an die Antriebsrollen mit wachsender Verdichtung vergrößert. Hierdurch wird erfindungsgemäß erreicht, daß im Abrollbereich eine weitgehend konstante Flächenpressung auftritt. Aufgrund des erfindungsgemäßen Anשמיעens des Ringkolbens 4 an die Antriebsrollen 62, 63 wird auch bei höchster Druckbelastung keine zusätzliche Festigkeitsbeanspruchung des Ringkolbens 4 eintreten. Im Rahmen der Erfindung werden die maximalen Deformationskräfte bzw. die Spannungsverteilung durch die Durchmesserdiffereuz von Antriebsrollen 62, 63 und Innendurchmesser des Ringkolbens 4 vorgegeben. Insbesondere beträgt diese geringe Durchmesserdiffereuz zwischen 0,8 bis 3 %; geringe Relativbewegungen zwischen Antriebsrollen und Ringkolben werden somit erreicht. Die entsprechend geringe Festigkeitsbeanspruchung des Ringkolbens 4 ermöglicht auch den Einsatz von preisgünstigen Werkstoffen. Eine exakte Vorausberechnung der federnden Anpresskraft wird im Rahmen der Erfindung durch entsprechende Vorgabe der Wandstärke des Ringkolbens 4 und der genannten Durchmesserdiffereuz ermöglicht.

Fig. 17 zeigt teilweise in einem Längsschnitt eine Ausführungsform der Maschine mit schwimmendem Ringkolben 4. Die Antriebsrollen 62, 63 sind nunmehr mittels Gleitlagern direkt auf den beiden Antriebsexzentern 44 gelagert. Seitlich wird der Ringkolben 4 durch elastische, mittels Federn 82 nachgeführten Dichtelementen 84 an dem Gehäusedeckel 66 abgedichtet. Die erfindungsgemäße Maschine mit ölgefluteten Gleitlagern ist rechts der Mittellinie 86 wiederum entsprechend ausgebildet, wobei von dort auch die Antriebswelle 42 angetrieben werden kann. Durch die erfindungsgemäß hohle Antriebswelle 42 wird

bei dieser Ausführungsform Öl durch eine Axialbohrung 88 zugeführt und über Radialbohrungen 90 zu den genannten Radiallagern der Antriebsrollen 62, 63 zwecks Schmierung geleitet. Das Öl tritt zwischen den Antriebsrollen 62, 63 in den Innenraum des Ringkolbens 4 und kann von dort über Bohrungen 68 des Gehäusedeckels 66 abgeführt werden.

Fig. 18 zeigt die Antriebsrolle 62, während in Fig. 19 ein Schnitt entlang Schnittlinie A gem. Fig. 18 dargestellt ist. Wie an Hand von Fig. 19 zu erkennen, sind zwischen dem Außenring 92 und dem Innenring 94 gekrümmte Leitschaufeln 96 angeordnet, über welche Luft in den Innenraum des Ringkolbens zur Kühlung eingesaugt werden.

Fig. 20 und 21 zeigen in einer Ansicht und in einem axialen Schnitt den bzw. die beiden Antriebsexzenter 44, 46. Der Antriebsexzenter 44 weist eine Paßfedernut 98 zur Befestigung auf der Antriebswelle auf. Der Antriebsexzenter 46 enthält eine Längsnut 100, durch welche eine Schraube 102 geführt ist, die in ein Gewinde 104 des Exzenter 44 eingreift. Die beiden Exzenter 44, 46 können somit gegeneinander zwecks Toleranzausgleich und zur Einstellung der oben erläuterten Vorspannung gegeneinander verdreht werden, wobei mittels der Schraube 102 die gegenseitige Verspannung und Feststellung vorgenommen wird.

Fig. 22 und 23 zeigen in einem Querschnitt bzw. Längsschnitt eine Ausführungsform der Maschine, die in ihrem kinematischen Prinzip der gem. Fig. 5 entspricht, wobei jedoch nunmehr der Ringkolben 4 radial außen bezüglich der nunmehr kolbenartigen Gehäuses 2 angeordnet ist. Diese Ausführungsform ist besonders geeignet für Riemenantrieb oder direktes Anflanschen an einen elektrischen Antriebsmotor. Das Gehäuse 2 weist Kühlbohrungen 106 auf, und der Ringkolben 4 ist direkt über ein Nadellager 108 in einem Antriebsring 110 abgestützt. Der Antriebsring 110 ist auch hier um einen Betrag  $e + d$  zum Gehäuse 2 versetzt, so daß der Ringkolben 4 im Abrollbereich A an die Außenfläche des kreisrunden Gehäuses 2 anschmiegt. Der Antriebsring 110 weist

über einen Winkelbereich C eine Aussparung 112 auf, und dort weist der äußere Lagerring 114 eine verringerte Wanddicke auf. Es sind somit die übereinstimmenden kinematischen und spannungsmäßigen Voraussetzungen erzielt wie bei der Ausführungsform gemäß Fig. 5. Der Trennschieber 12 ist im Gehäuse 2 geführt und zum Mittelpunkt hin bewegbar. Die Feder 14 und die Druckventile 18 sind in einer zentralen Bohrung 116 angeordnet. Das geförderte unter Druck stehende Medium wird über die Bohrung 118 in einer Deckscheibe 120 abgeführt. Die Ansaugung erfolgt über eine dem Schieber 12 benachbarte Bohrung 122. Der Antriebsring 110 ist mittels Wälzlager 124 auf beiden Seiten bezüglich den Deckscheiben 120 gelagert. Der Antriebsring 110 enthält eine Ringnut 126 für einen Riemenantrieb und ferner Kühlrippen 128, die zwecks Massenausgleich exzentrisch zum Lagerring angeordnet sind. Die Kühlung erfolgt erfindungsgemäß durch Konvektion des schnell drehenden Außenringes 110, wobei über zentrale Bohrungen im Außenring warme Luft von der Außenfläche des Ringkolbens 4 abgesaugt wird. Das feststehende Gehäuse 2 kann durch Luft oder Wasser mittels der Kühlbohrungen 106 zusätzlich gekühlt werden. Bei Wasserkühlung werden die Deckscheiben 120 mittels geschlossener Platten 130 abgedeckt. Der Vorteil dieser Bauart ist der kompakte kreisrunde Aufbau, die selbstwirkende Kühlung des Antriebsringes 110, die kombinierte Kühlungsmöglichkeit mittels Luft und Wasser und darüberhinaus der zweckmäßige Massenausgleich durch Veränderung der Wanddicke des Antriebsringes.

Fig. 24 und 25 zeigen vergrößert den Trennschieber mit integriertem Druckventil 74 im Trennschlitz 10 des Zylindergehäuses 2 im geschlossenen bzw. geöffneten Zustand. Der Trennschieber 12 weist wenigstens einen radial durchgehenden Schlitz 132 auf, wobei zweckmäßig axial beabstandet eine Anzahl derartiger Schlitze 132 vorgesehen ist. Die federnd ausgebildete Ventilplatte 134 ist seitlich in dem besagten Schlitz 132 geführt. Die Ventilplatten 134 erstrecken sich erfindungsgemäß über eine vorgegebene große Länge von bevorzugt etwa 80 % der Trennschieberlänge, so daß bei geöffnetem Ventil ein großer Austrittsquerschnitt gegeben ist. Durch

diese wesentliche Ausgestaltung kann das Medium, insbesondere das Gas mit kleiner Geschwindigkeit und ohne nennenswerte Drosselverluste abströmen. Es sei angemerkt, daß bei herkömmlichen Ventilen die Durchgangsfläche kleiner als die Abdeckfläche der Ventilplatte ist. Wird daher eine Ventilplatte durch einen Enddruck  $P_e$  an die Dichtfläche angedrückt, so muß zur Öffnung des Ventils ein entsprechend erhöhter Druck anstehen. Ist beispielsweise eine kreisrunde Durchgangsfläche  $f_1$  mit einem Durchmesser  $d_1$  gegeben und ist eine kreisrunde Abdeckfläche  $f_2$  mit einem Durchmesser  $d_2$  vorhanden, so ist der Öffnungsdruck  $P_1$  gleich  $P_e$  multipliziert mit dem Quadrat aus  $d_2$  dividiert durch  $d_1$ . Weist beispielsweise die Durchgangsbohrung einen Durchmesser  $d_1$  von 14 mm und die Dichtfläche einen Durchmesser  $d_2$  von 17 mm auf, und beträgt der Enddruck 17 bar, so muß im Zylinder der Druck auf 9,7 bar ansteigen, um das Ventil anzuheben. Die hierdurch bedingte Druckspitze führt zu einer Temperaturerhöhung des Gases und zusätzlichen Lager- und Materialbelastungen. Mittels des erfindungsgemäß vorgeschlagenen integrierten Plattenventils werden solche Druckspitzen weitgehend vermieden. Infolge der erfindungswesentlichen Erümmung der Ventilplatte 134 ist nur eine quasi linienförmige Berührung im Trennschlitz 10 gegeben. Ferner werden durch diese wesentliche Krümmung die Abströmverluste reduziert, und gleichzeitig kann auch der Ventilhub begrenzt werden. Die an Hand von Fig. 21 und 22 dargelegte bevorzugte Ausführungsform ist besonders für Vakuum und Niederdruckbetrieb sowie bei Ölflutung geeignet. Die an der Innenfläche des Ventilschlitzes 10 hin- und hergleitende gekrümmte Ventilplatte 134 unterbindet Rückströmung im Drosselspalt und ist unempfindlich bei Förderung von dampf- und flüssigkeitshaltigen Gasen und erlaubt ferner bei ölgefluteter Maschine einen ungestörten Austritt des Kühllöles.

In Fig. 26 bis 28 ist eine Ausführungsform eines integrierten Ventils dargestellt, welches für hohe Drücke und trockenlaufende Maschinen besonders geeignet ist. Der Trennschieber 12 besteht aus zwei Teilen 136, 138, zwischen welchen Ventilplatten 140 eingespannt sind. Durch diese Ausführungsform werden

Reibungsverluste im Trennschlitz des Gehäuses nicht unwesentlich verringert. Das Medium tritt durch weiträumige Schlitze 142 in die innenliegenden Ventilkammern ein und strömt an der Oberseite 144 des Trennschiebers aus. Aufgrund der großflächigen Eintrittsschlitze 142 treten geringe Gasgeschwindigkeiten auf, und die Umlenkverluste werden gering gehalten.

Bezugszeichenliste

2	Zylinder
4	Ringkolben
6	Winkelbereich
8	Wand
9	Kühlrippen
10	Trennschlitz
12	Trennschieber
14	Feder
16	Druckschlitz
18	Druckventil
20	Saug Schlitz
21 - 25	Antriebsrolle
26	Mittelpunkt von 4
28	Mittelpunkt von 2
30	Abstand
31	Flanschwellen
32	Gaskraft
33	Saugraum
34	Federkraft
35	Druckraum
36, 38	Linie
40	Abstand
41	Verbindungsbolzen
42	Antriebswelle
43	Bohrung
44, 46	Antriebsexzenter
48	Längsbohrung
50	Abflachung
52	Nadellager
54	Lagerring
58	Anpreskraft
60	Pfeil
62, 63	Antriebsrolle
64	Wälzlager
66	Gehäusedeckel

68	Bohrung
70	Zungenventil
72	Längskanal
74	integriertes Ventil
76	Längskanal
78	freier Raum
80	Scheibe
82	Feder
84	Dichtung
86	Mittlebene
88	Axialbohrung
90	Radialbohrung
92	Außenring
93	Element
94	Innenring
96	Schaufel
98	Paßfedernut
100	Längsschlitz
102	Schraube
104	Gewinde
106	Kühlbohrung
108	Nadellager
110	Antriebsring
112	Aussparung
114	äußerer Lagerring
116	zentrale Bohrung
118	Bohrung
120	Deckscheibe
122	Längsbohrung
124	Wälzlager
126	Ringnut
128	Kühlrippe
130	Platte
132, 142	Schlitz
134, 140	Ventilplatte
136, 138	Teil von 12
144	Oberseite

### Patentansprüche

1. Maschine, insbesondere Arbeitsmaschine zum Verdichten und Fördern von Fluiden, mit einem Zylinder, mit einem bezüglich des Zylinders exzentrisch angeordneten dünnwandigen Ringkolben, der an einer Zylinderwand flächig anliegt, mit einem Trennelement, mittels welchem zwischen Zylinder und Ringkolben ein Saug- und Druckraum voneinander getrennt werden, und mit einem Drehkörper, um auf den Ringkolben eine Drehbewegung zu übertragen,

dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkolben (4) im wesentlichen kreisringförmig ausgebildet ist, wobei die Abweichung von der Kreisform höchstens 5% des Ringkolbendurchmessers beträgt, und daß der Mittelpunkt (26) des Ringkolbens (4) mit dem Drehkörper in Richtung auf den Abrollbereich (A) aus dem Mittelpunkt (28) des Zylinders (2) um die Summe der Exzentrizität (e) und einer Deformation (d) versetzt angeordnet ist, wobei die Exzentrizität (e) gleich der Hälfte der Durchmesserdifferenz von Zylinder (2) und Ringkolben (4) ist und wobei durch die Deformation (d) die Größe des Abrollbereichs (A) vorgegeben wird.

2. Maschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Deformation (d) im Bereich zwischen  $\frac{0,1}{0,2}$  bis 2% des Ringkolbendurchmessers beträgt und zweckmäßig bei  $\frac{0,2}{0,5}$  liegt, daß der Abrollbereich (A) größer als 10 Grad vorgegeben ist und/oder daß der Mittelpunkt (26) des Ringkolbens (4) im wesentlichen auf einer Kreisbahn (K) um den Mittelpunkt (28) des Zylinders (2) gedreht wird.

3. Maschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Abweichung des Ringkolbens (4) von der Kreisform höchstens 3 %, bevorzugt 1 %, seines Außendurchmessers beträgt und / oder die Wandstärke des Ringkolbens (4) kleiner 5 % seines Außendurchmessers ist.

4. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß auf dem Drehkörper eine Anzahl von drehbaren Antriebsrollen (21-25) in Umfangsrichtung derart versetzt angeordnet sind, daß die dem Abrollbereich (A) nächstliegenden Antriebsrollen (21, 25) einen größeren Winkelabstand zueinander aufweisen, als die übrigen Winkelabstände zwischen benachbarten Antriebsrollen (21-25) (Fig. 1).

5. Maschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehkörper zwei in Gehäusedeckeln (66) gelagerte Flanschwellen (31) aufweist, die innerhalb des Ringkolbens (4) mittels Verbindungsbolzen (41) verbunden sind, wobei auch die Verbindungsbolzen (41) die Antriebsrollen (21-25) drehbar angeordnet sind (Fig. 2).

6. Maschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkolben (4) auf einem Lagerring (54, 114) oder dergleichen gelagert ist, der im Abrollbereich (A) eine reduzierte Wandstärke aufweist (Fig. 5, 22).

7. Maschine nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Lagerring (54, 114) oder dergl. im Abrollbereich (A) im wesentlichen als Träger gleicher Festigkeit ausgebildet ist.

8. Maschine nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkolben (4) direkt auf einem Lager, insbesondere Nadellager (52), gelagert ist, dessen innerer Lagerring (54) auf einem Antriebsexzenter (44) angeordnet ist, der im Abrollbereich (A) eine Abflachung (50) aufweist.

9. Maschine nach einem der Ansprüche 6 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß zwei axial beabstandete Exzenter (44, 46) vorgesehen sind, die in Umfangsrichtung gegeneinander schwenkbar und einstellbar zwecks Toleranzausgleich sind.

10. Maschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkolben (4) auf elastisch

nachgiebigen Elementen (93) angeordnet ist, die mittels eines Lagers (4) bezüglich des Exzenters (44) drehbar angeordnet sind (Fig. 8, 9).

11. Maschine nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die elastisch federnden Elemente (93) als spiralartig ausgestaltete Speichen eines Rades ausgebildet sind, welches mit seinem Innenring (94) auf dem Lager (64) angeordnet ist und auf dessen dünnwandigem Außenring (92) der Ringkolben (4) angeordnet ist, wobei die beiden Ringe (92, 94) mit den Elementen (93) bevorzugt aus einem einzigen Stück bestehen (Fig. 8).

12. Maschine nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Elemente (93) als einzelne Federn, insbesondere gekrümmte Blattfedern, ausgebildet sind, die in Ausnehmungen des Innenringes (94) befestigt sind (Fig. 9).

13. Maschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkolben (4) schwimmend auf zwei exzentrisch gelagerten Antriebsrollen (62, 63) oder dergl. angeordnet ist, deren Exzenter (44, 46) in Umfangsrichtung um einen vorgegebenen Winkel (2 b) gegeneinander versetzt sind (Fig. 7, 8).

14. Maschine nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsrollen (62, 63) mittels bevorzugt abgedichteten Lagern (64) jeweils auf einem Antriebsexzenter (44, 46) gelagert sind, die bezüglich der Antriebswelle (42) um den vorgegebenen Winkel (2b) versetzt sind.

15. Maschine nach Anspruch 13 oder 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsrollen (62, 63) einen um einen vorgegebenen Betrag, kleiner als 5 bis  $0,5$  %, bevorzugt ~~kleiner als 0,5 %~~, kleineren Außendurchmesser aufweisen als der Innendurchmesser des Ringkolbens (4).

16. Maschine nach einem der Ansprüche 13 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens zwei axial beabstandete Paare von

Antriebsrollen (62, 63) samt Exzenter (44, 46) auf der Antriebswelle (42) angeordnet sind.

17. Maschine nach einem der Ansprüche 13 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß auf der Antriebswelle (42) eine Rolle (80), bevorzugt zwischen zwei Paaren mit Antriebsrollen (62, 63), angeordnet ist und zwar dem Abrollbereich A diametral gegenüberliegend zur Begrenzung der Durchbiegung des Ringkolbens (4).

18. Maschine nach einem der Ansprüche 13 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Exzenter (44, 46) in ihrer Winkellage zum Toleranzausgleich oder zum Nachstellen bei Verschleiß gegeneinander definiert einstellbar sind.

19. Maschine nach einem der Ansprüche 13 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß zur selbsttätigen Belüftung des Innenraumes die Antriebsrollen (62, 63) mit Lüfterschaufeln (96) versehen sind.

20. Maschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß der Trennschieber (12) ein integriertes Ventil (74) mit einer Ventilplatte (134, 140) aufweist, die insbesondere in einem Schlitz (132) angeordnet ist oder zwischen zwei Teilen (136, 138) eingespannt ist.

21. Maschine nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilplatte (134) bogenartig gekrümmte Dichtflächen aufweist.

22. Maschine nach Anspruch 20 oder 21, dadurch gekennzeichnet, daß bevorzugt mehrere Ventilplatten in Längsrichtung des Trennschiebers (12) nebeneinander angeordnet sind, wobei den Ventilplatten (134, 140) zugeordnete Schlitze (132, 142) sich über einen wesentlichen Teil, bevorzugt bis 80 % der Gesamtlänge des Trennschiebers (12), erstrecken.

1/17

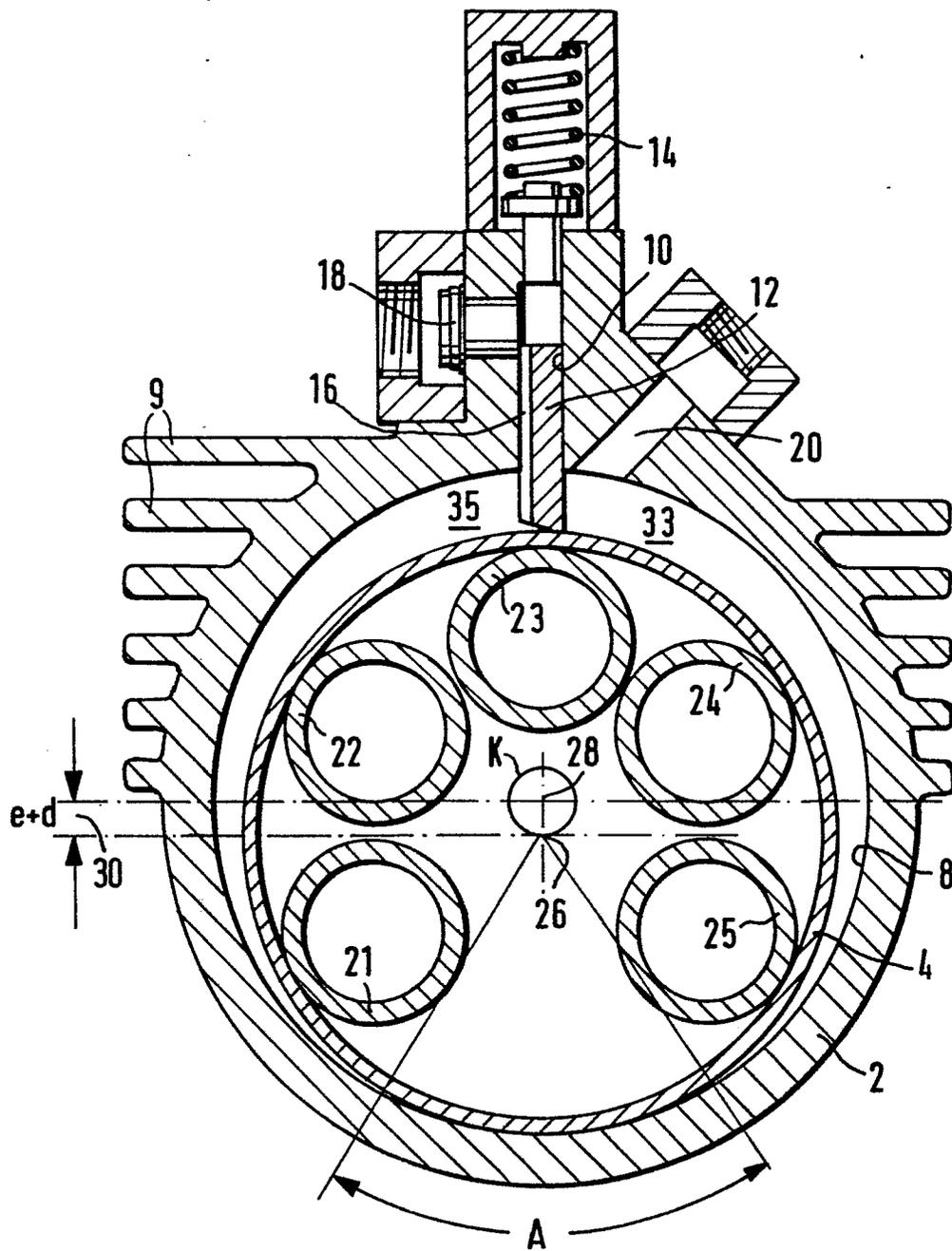


FIG. 1

2/14

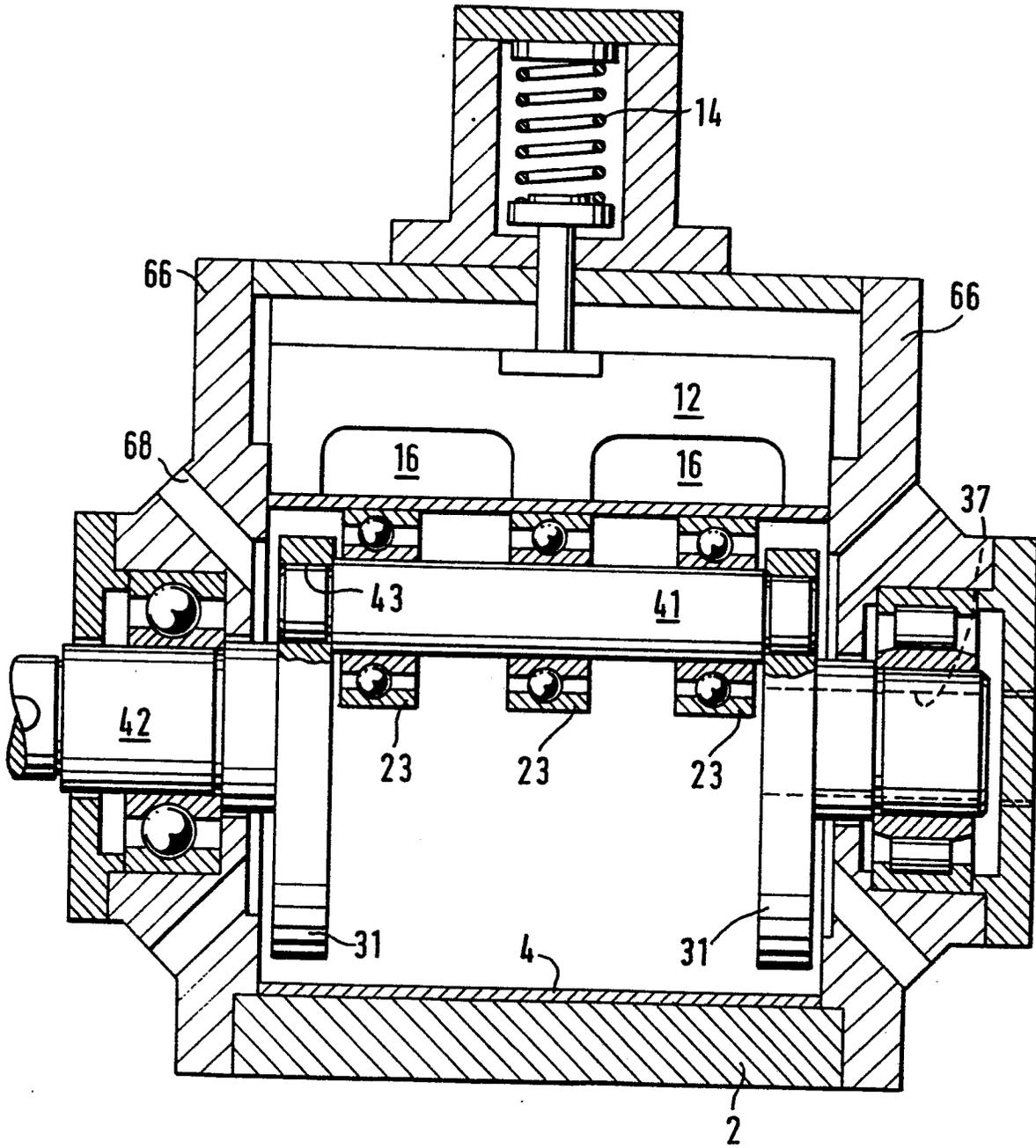


FIG. 2

3/14

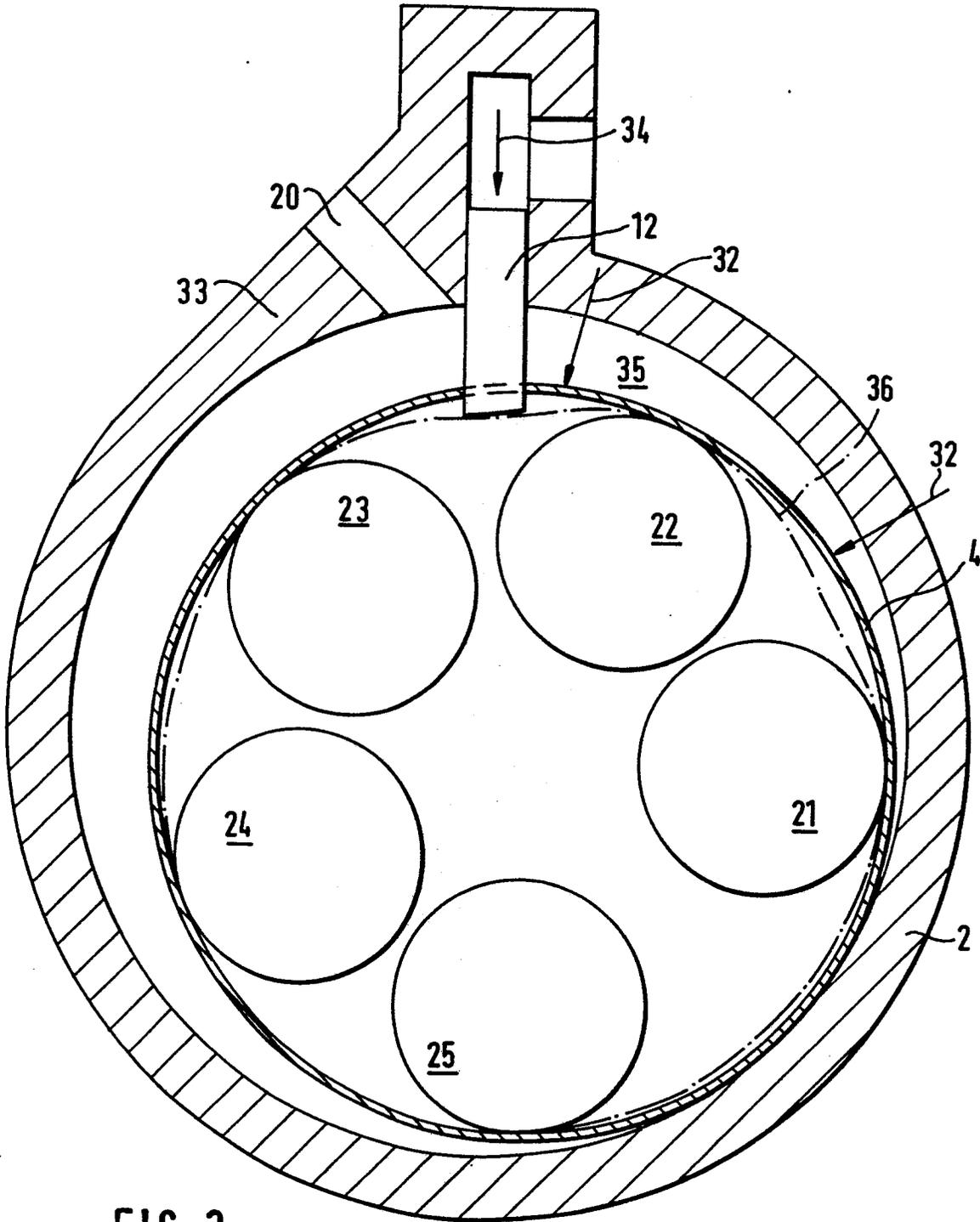


FIG. 3

4/14

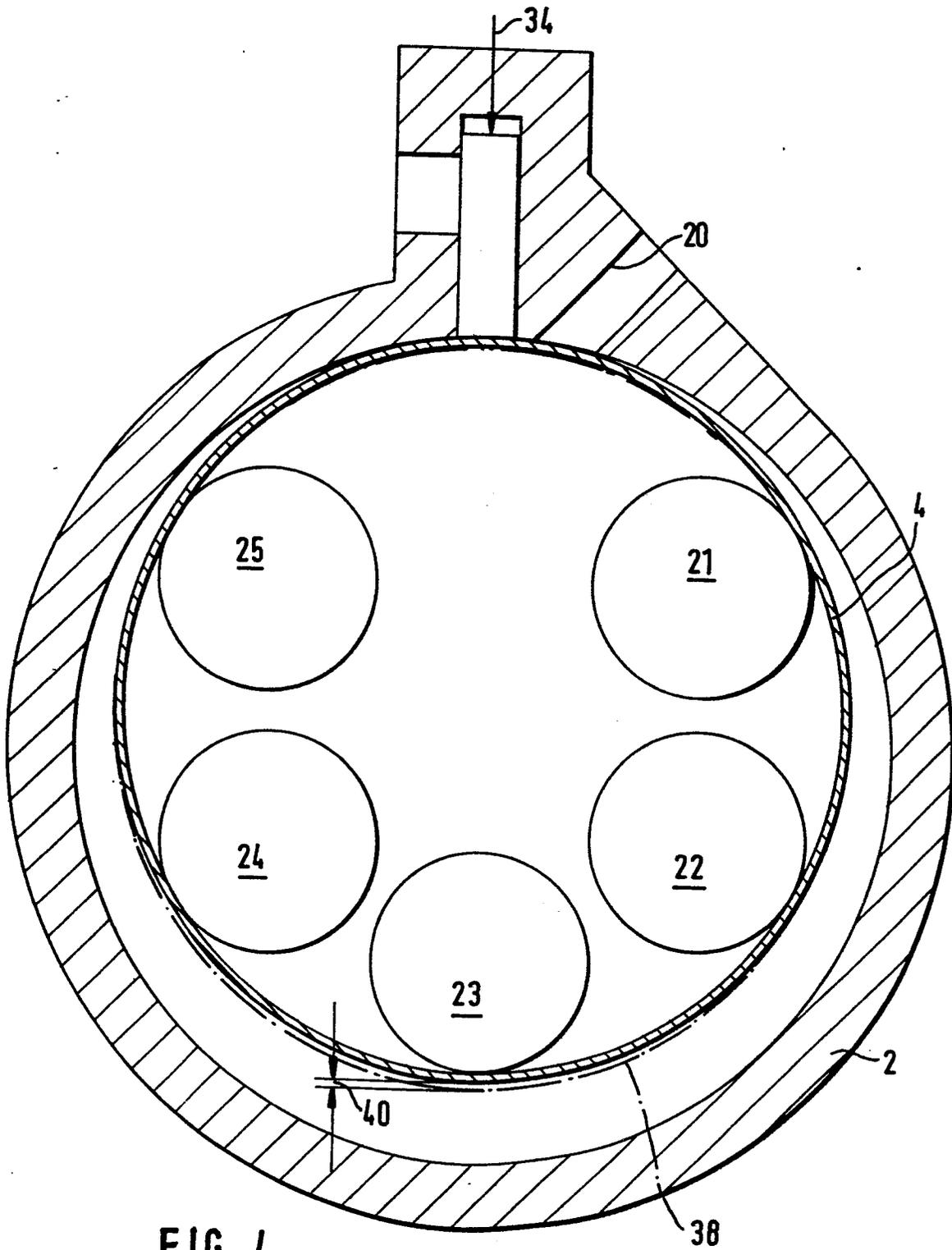


FIG. 4

5/17

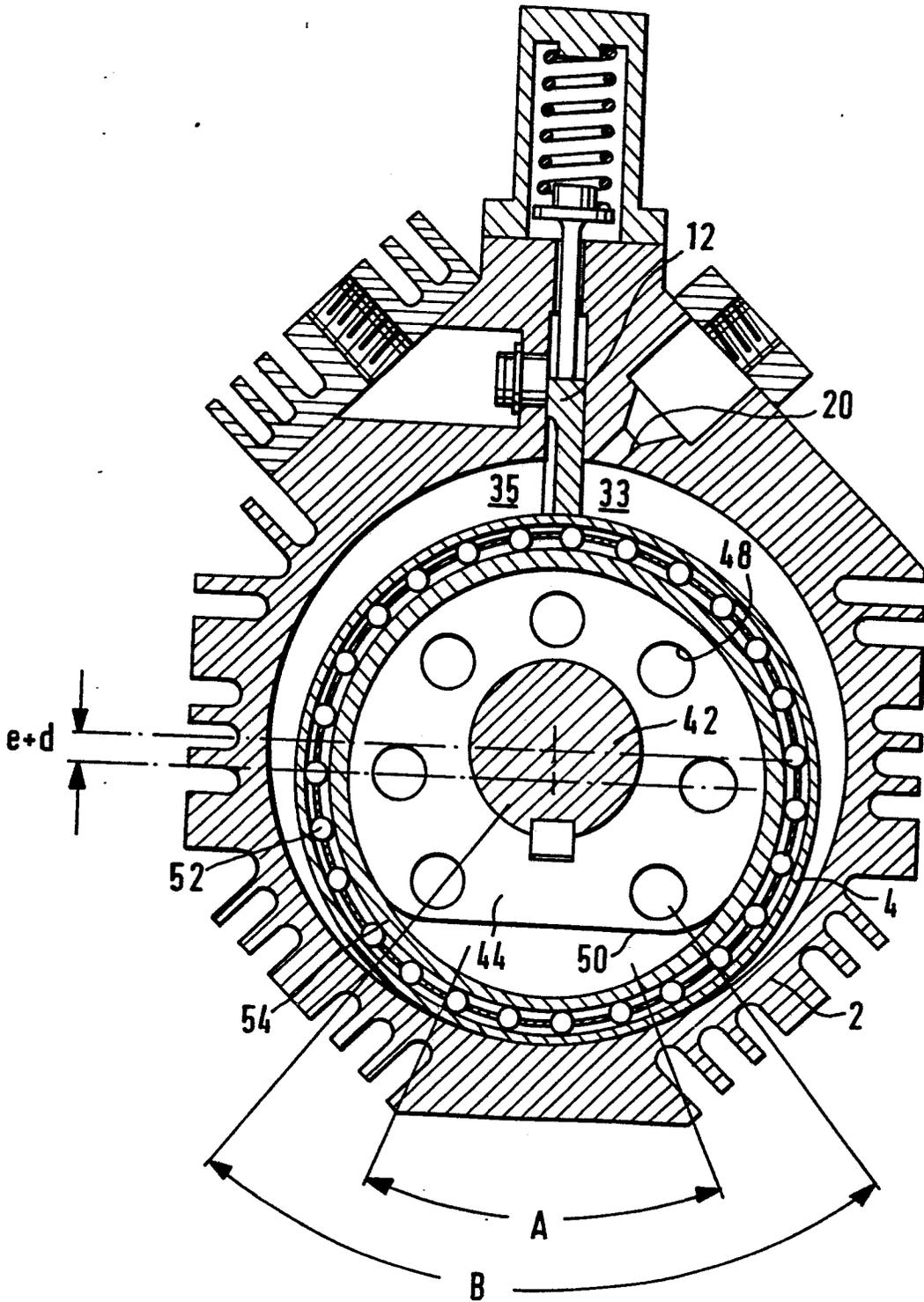


FIG. 5

6/14

0147654

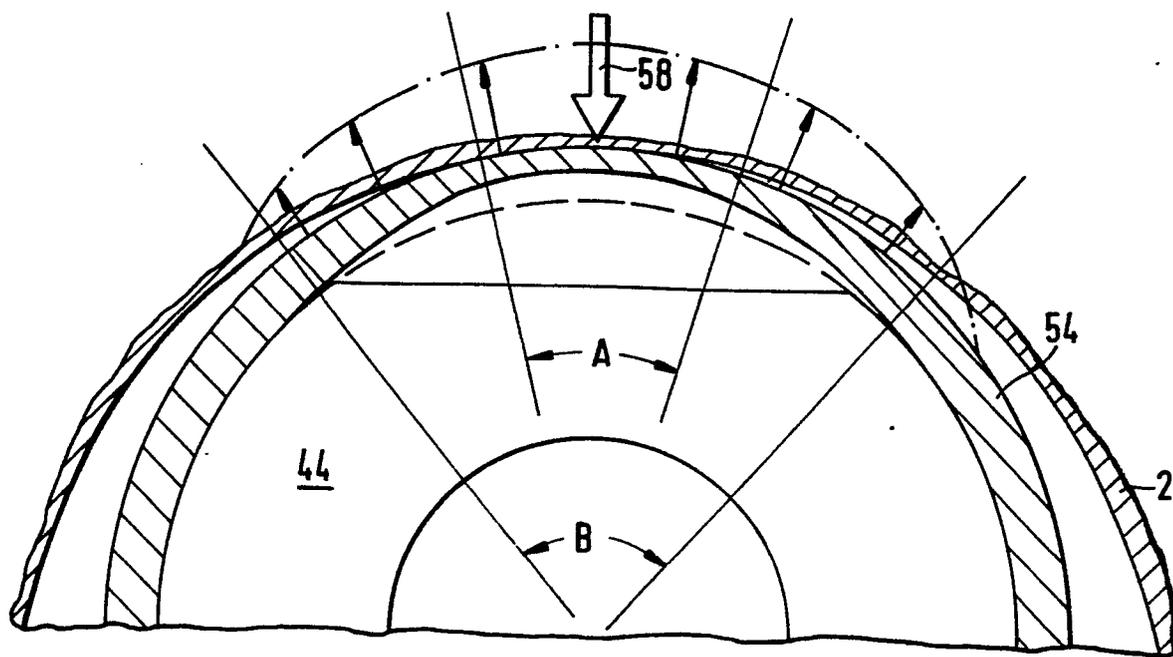


FIG. 6

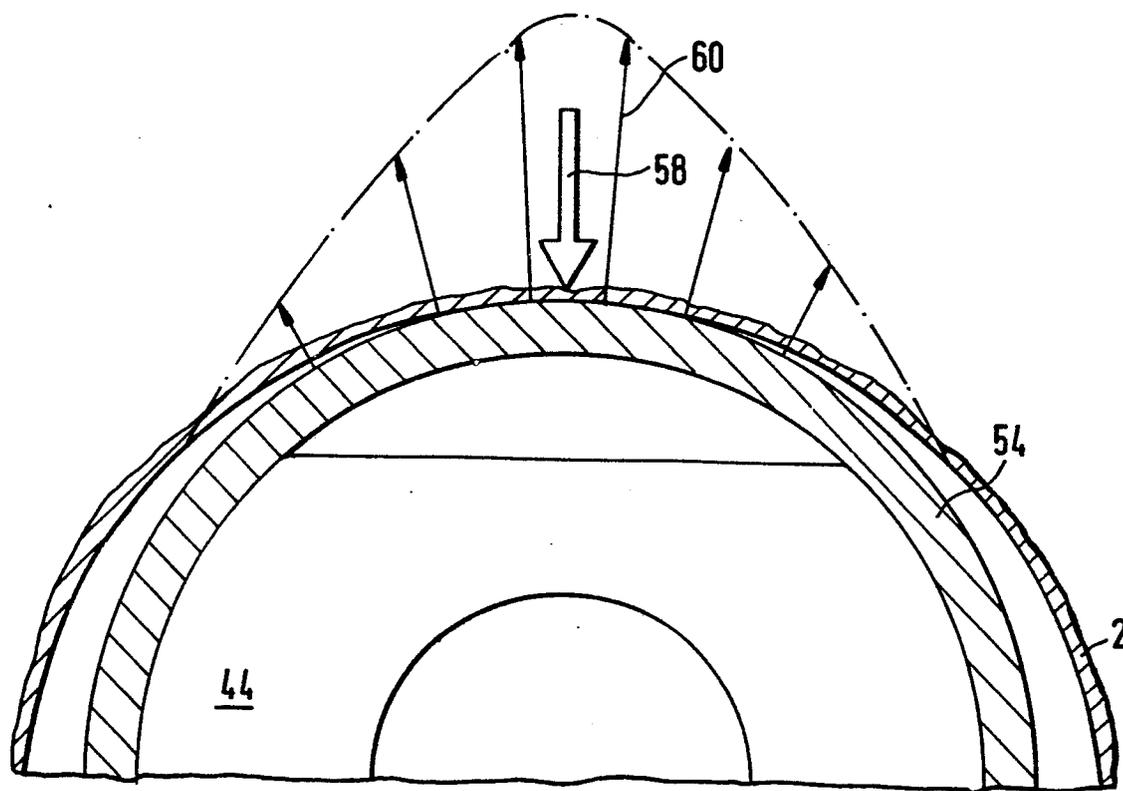
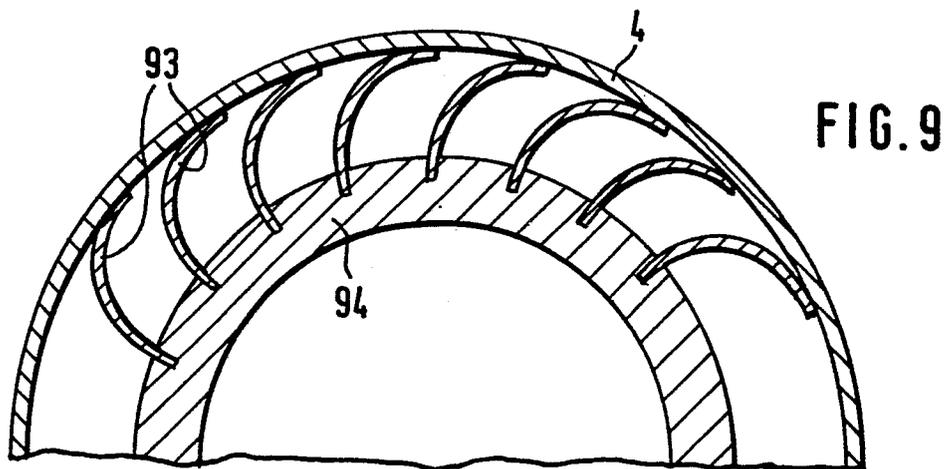
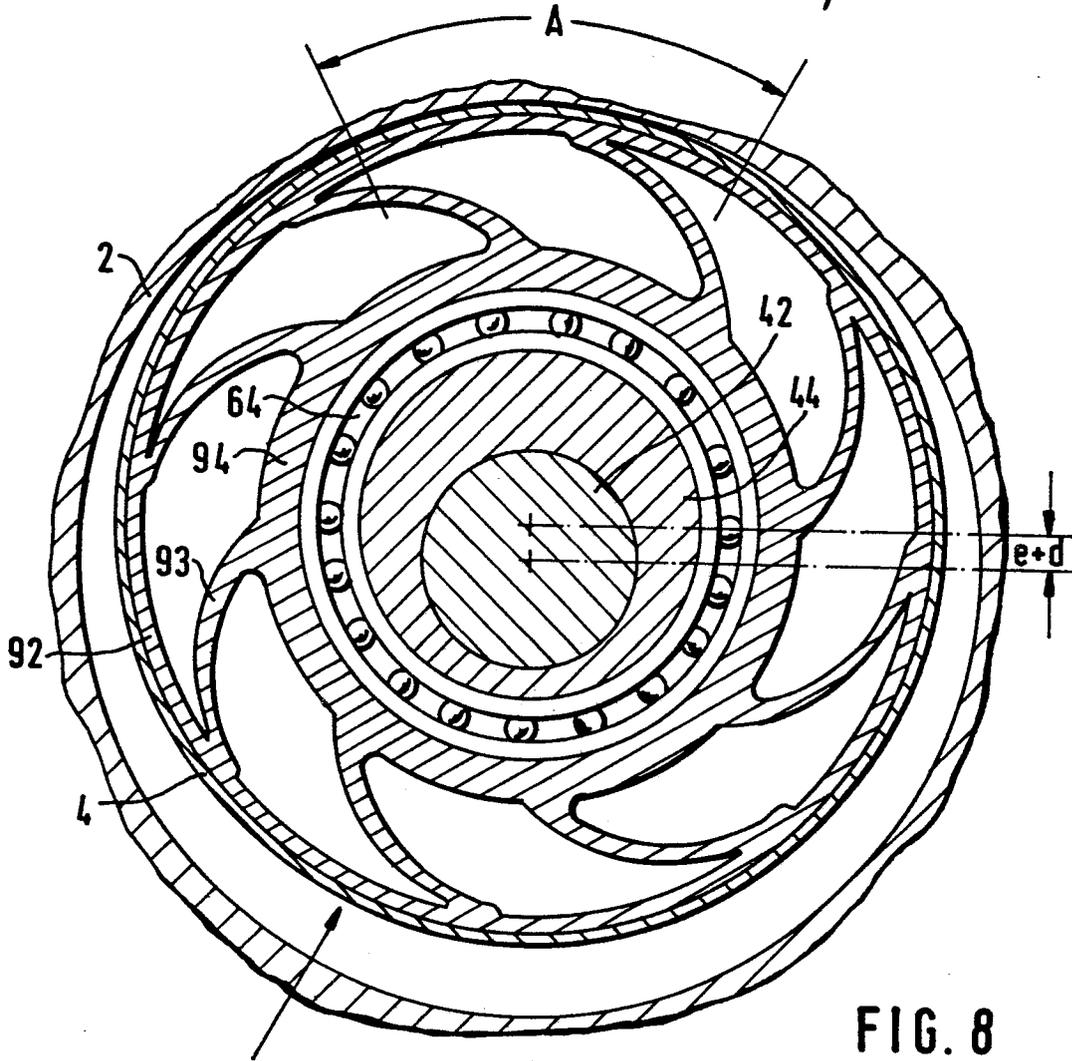


FIG. 7

4/14



8/14

0147654

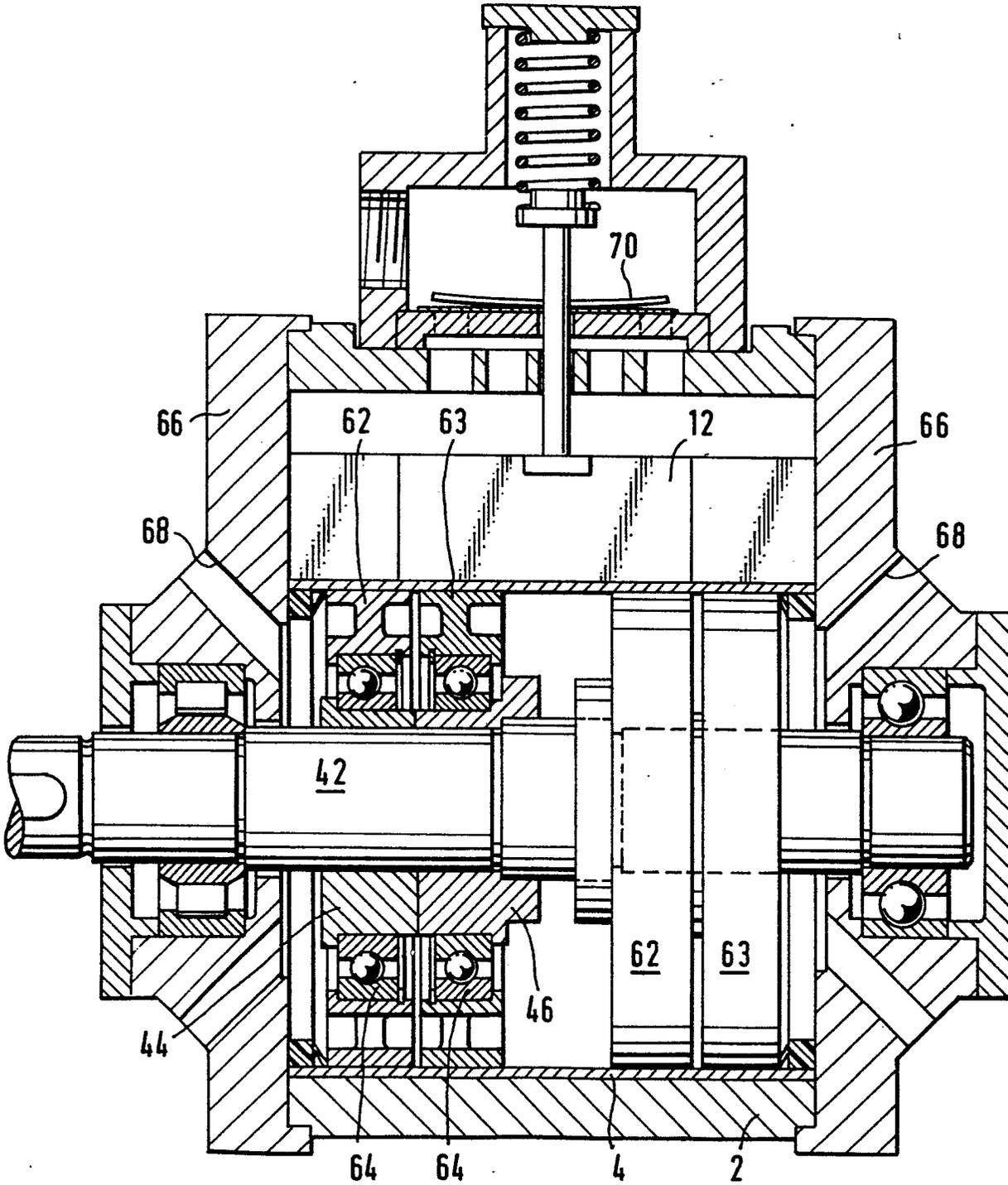


FIG. 10

9/17

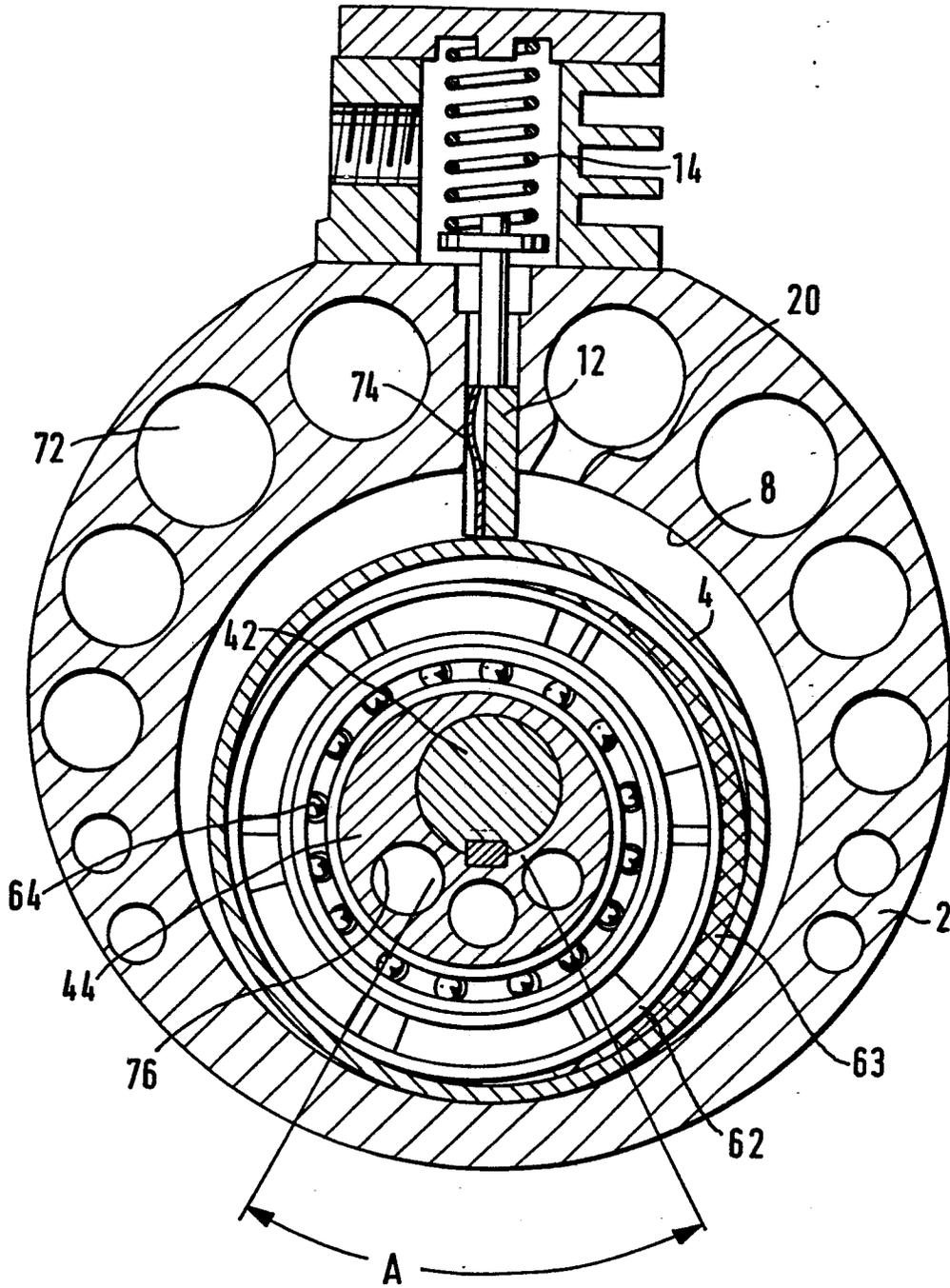


FIG. 11

10/17

FIG. 12

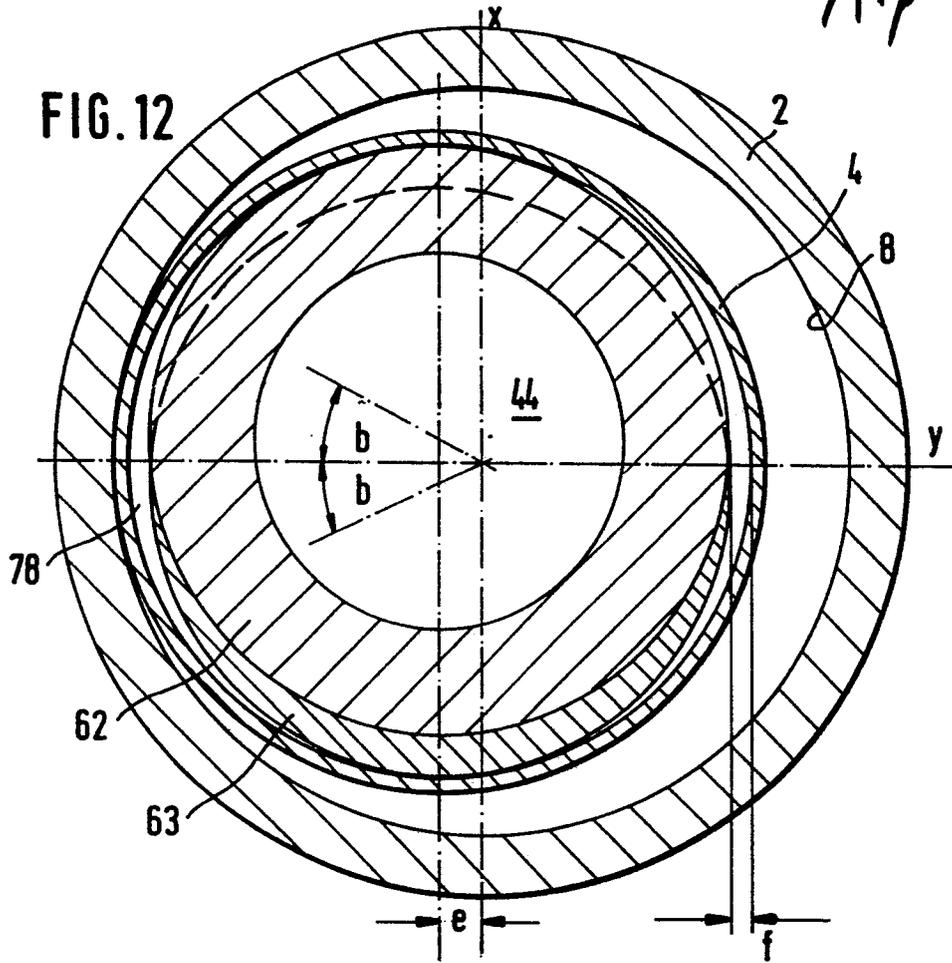
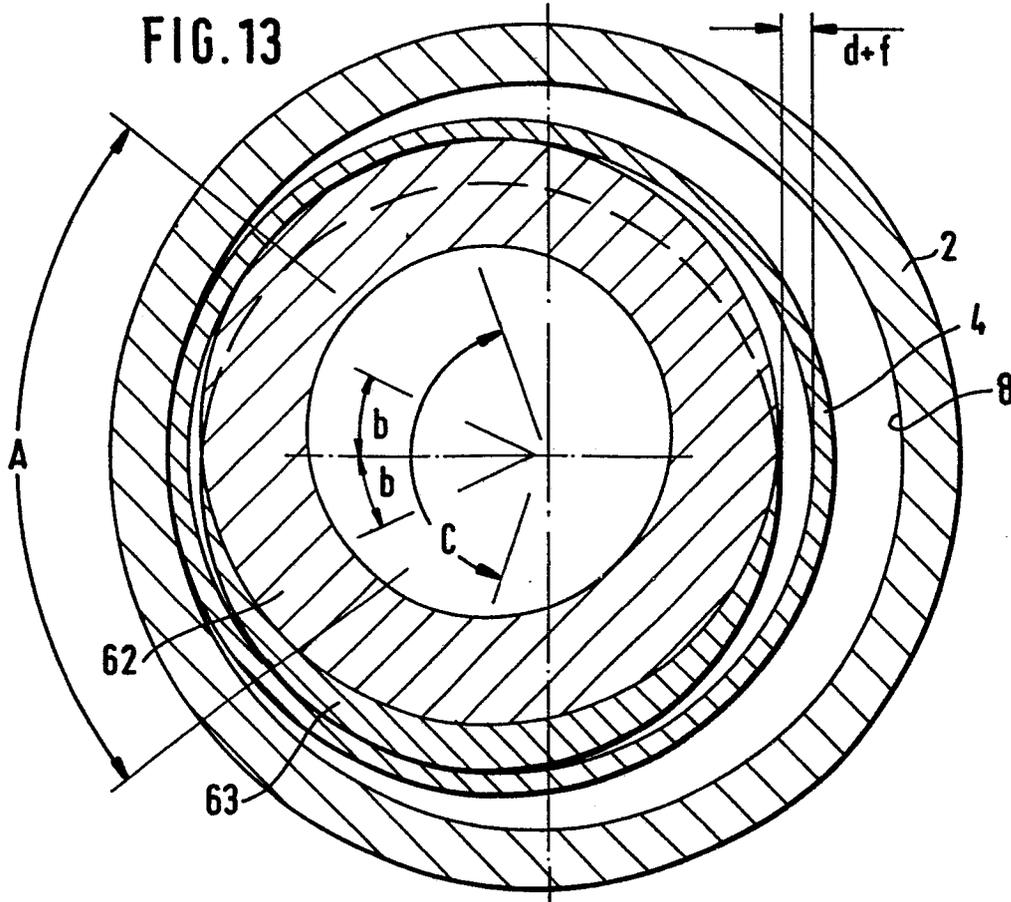


FIG. 13



11/14 0147654

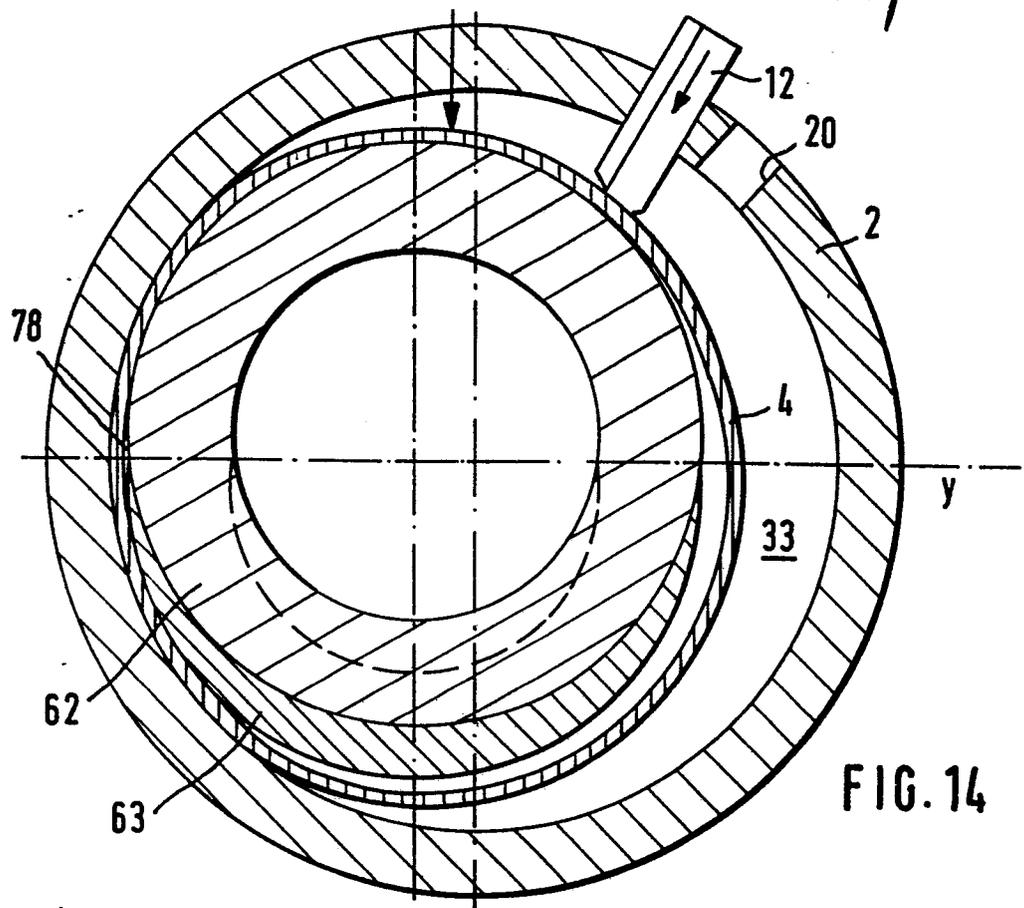


FIG. 14

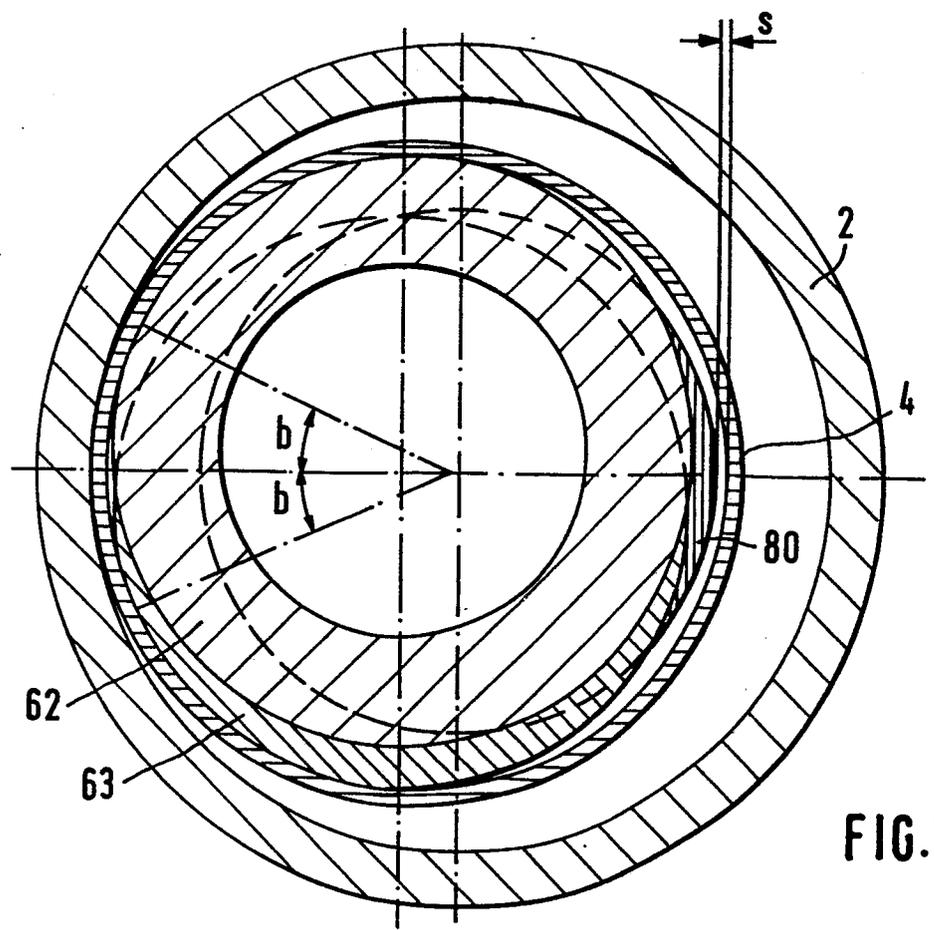


FIG. 15

12/14

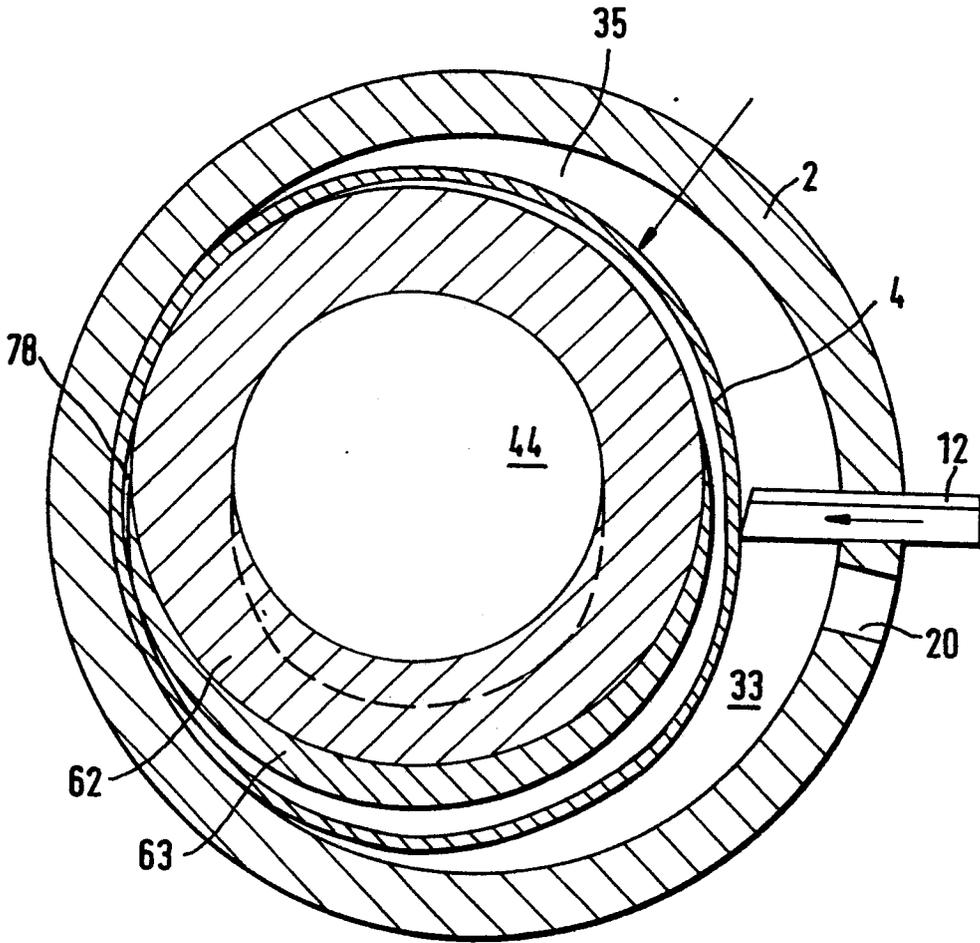


FIG. 16

13/17

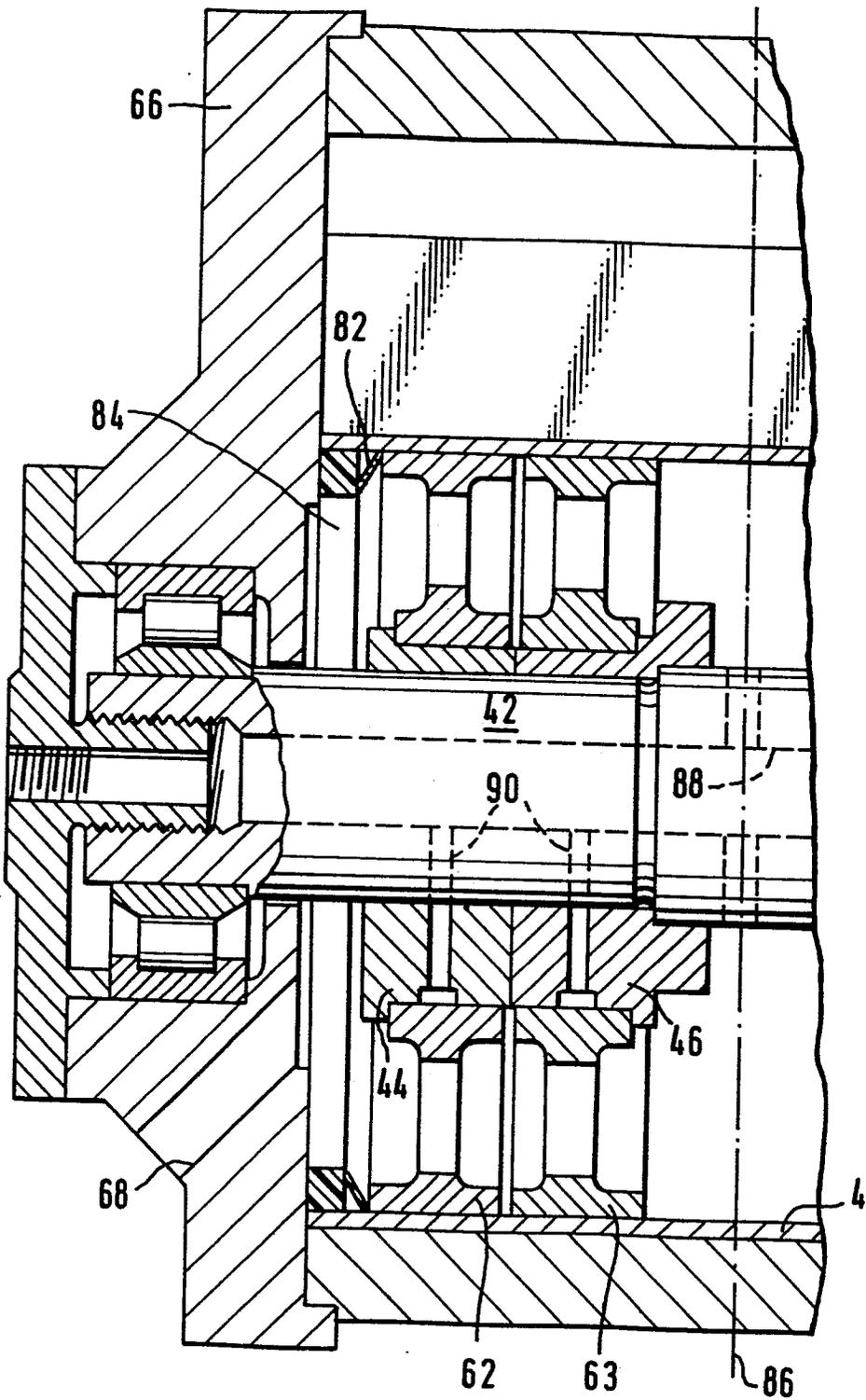
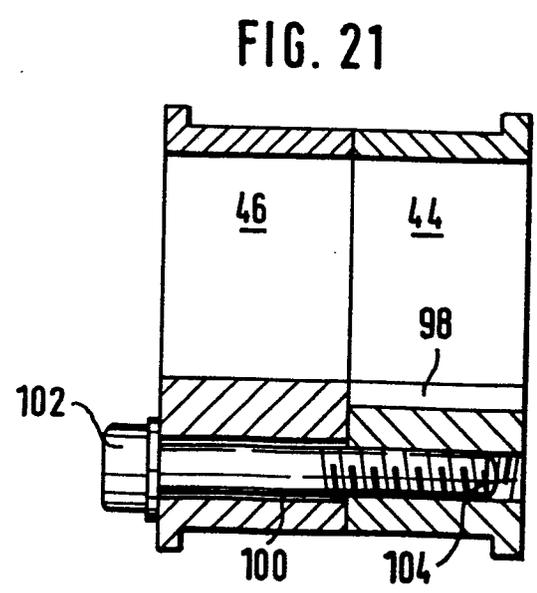
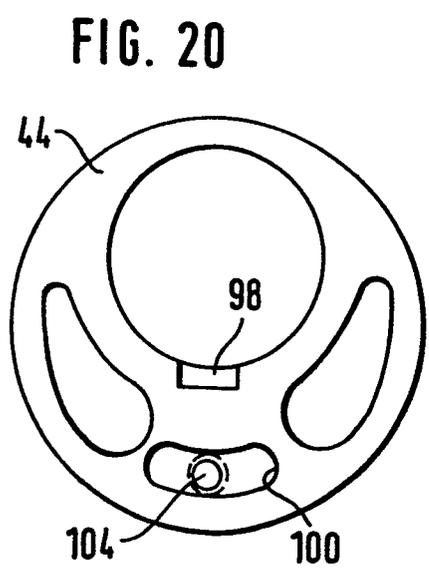
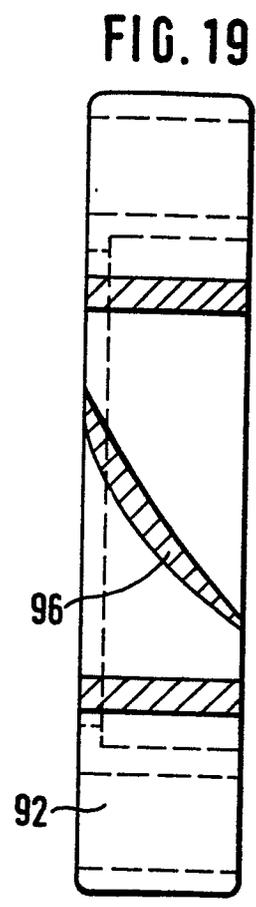
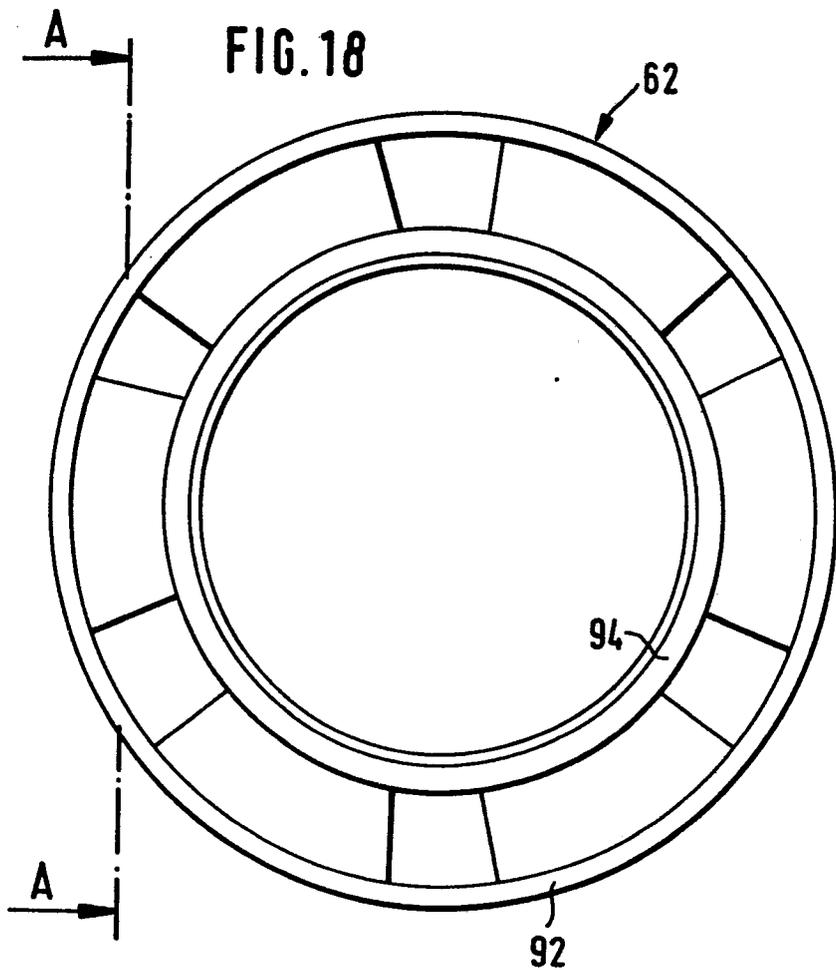


FIG. 17

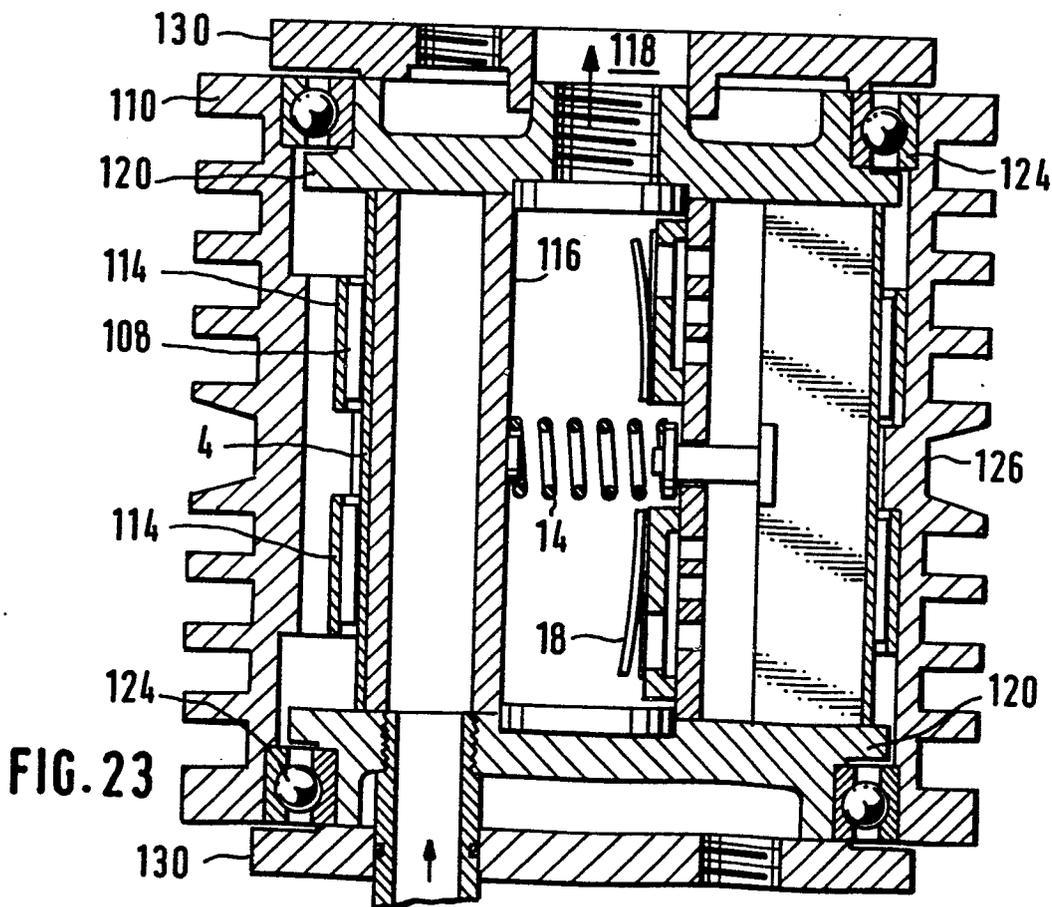
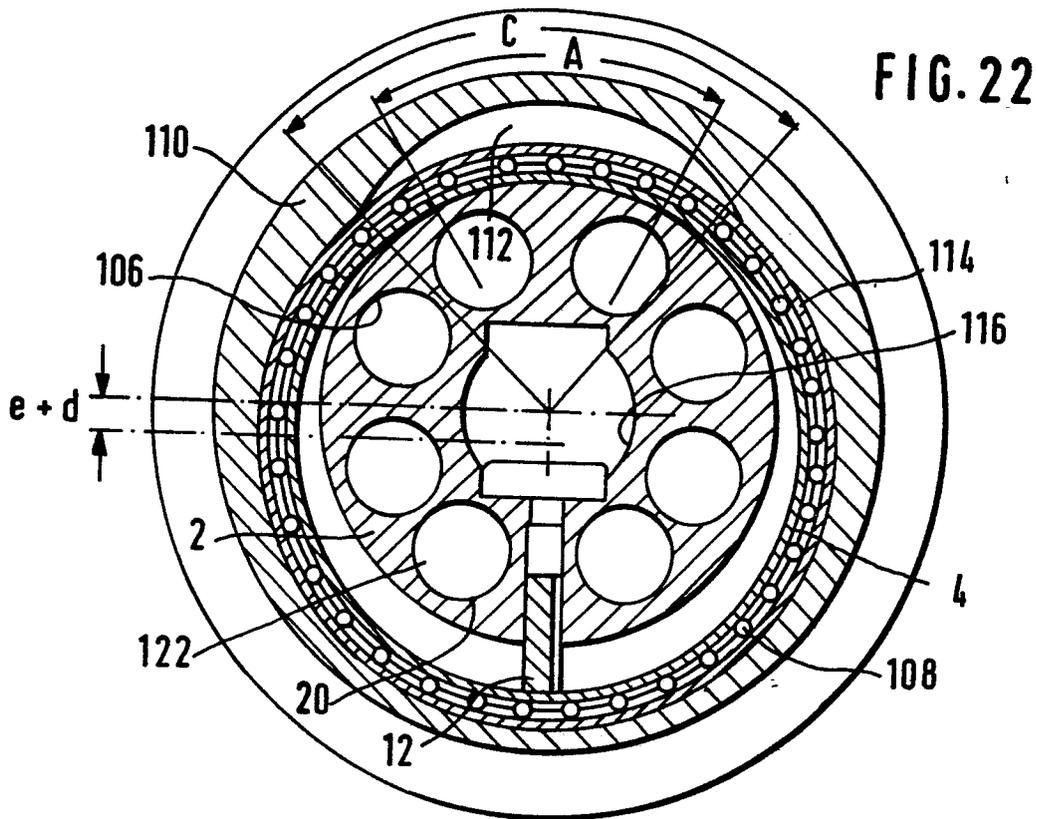
14/14

0147654



15/14

0147654



16/14

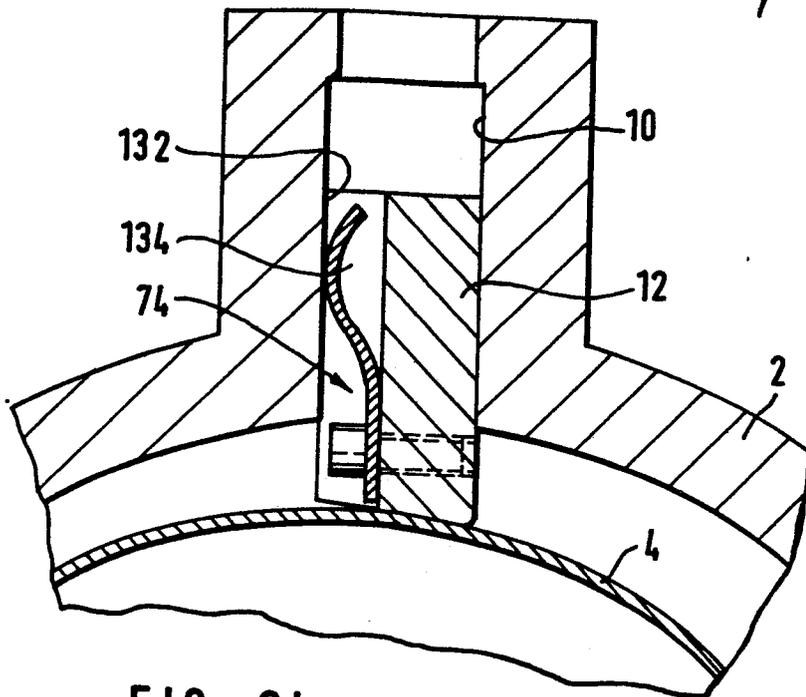


FIG. 24

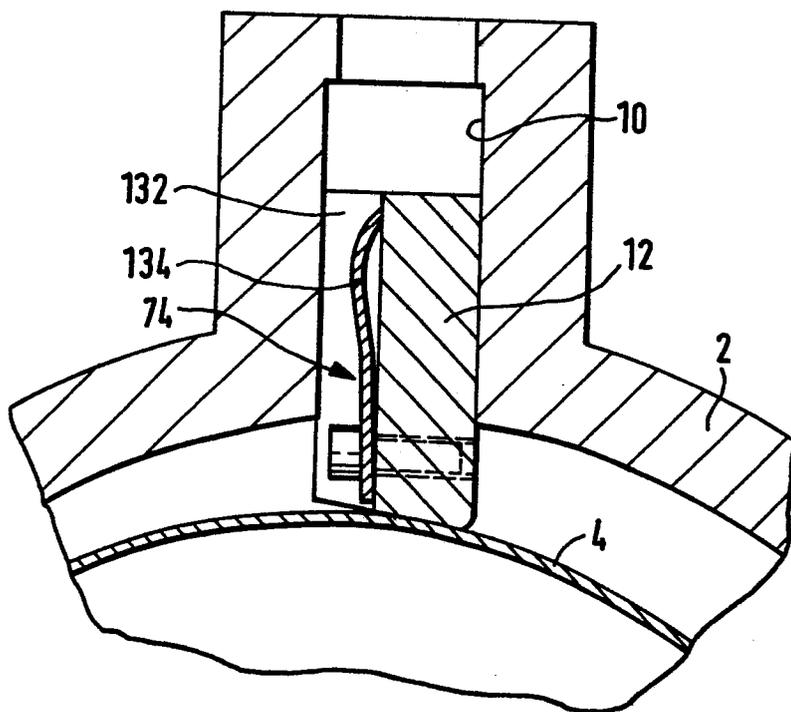


FIG. 25

17/17

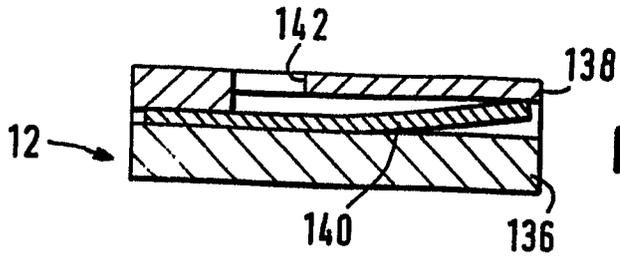


FIG. 26

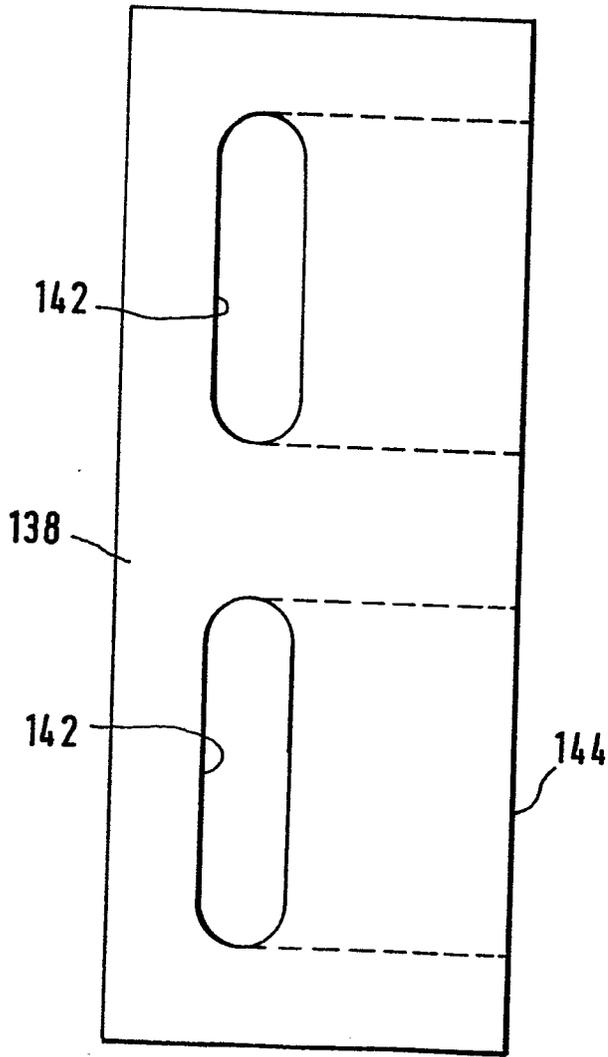


FIG. 27

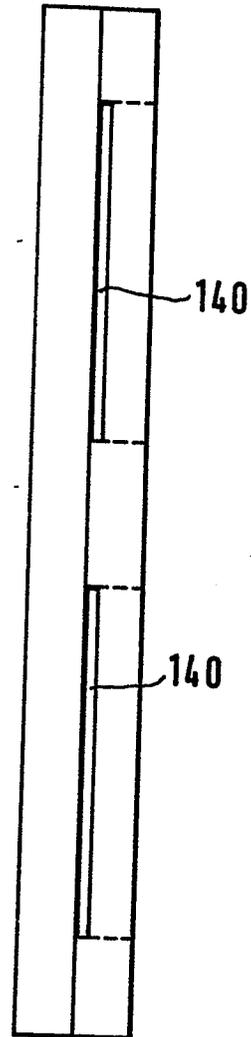


FIG. 28