



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer : **0 167 846 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift :
28.03.90

(51) Int. Cl.⁵ : **F 01 C 1/10, F 01 C 21/16**

(21) Anmeldenummer : **85107098.7**

(22) Anmeldetag : **08.06.85**

(54) **Innenachsige Drehkolbenmaschine.**

(30) Priorität : **12.06.84 CH 2822/84**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung :
15.01.86 Patentblatt 86/03

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung : **28.03.90 Patentblatt 90/13**

(84) Benannte Vertragsstaaten :
AT BE CH DE FR GB IT LI NL SE

(56) Entgegenhaltungen :
DE--A-- 1 551 128
DE--A--24 562 52
FR--A-- 1 136 949
FR--A-- 1 252 836
GB--A-- 394 985
GB--A-- 839 193
GB--A-- 1 046 504
US--A-- 1 753 476
US--A-- 2 442 254
US--A-- 2 701 683

(73) Patentinhaber : **Wankel, Felix, Dr. h.c.**
Eichwaldstrasse 54
D-8990 Lindau (DE)

(72) Erfinder : **Wankel, Felix, Dr. h.c.**
Eichwaldstrasse 54
D-8990 Lindau (DE)

(74) Vertreter : **Quehl, Horst Max, Dipl.-Ing.**
Seestrasse 640 Postfach 90
CH-8706 Meilen/Zürich (CH)

EP 0 167 846 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine innenachsige Drehkolbenmaschine mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Patentanspruchs 1.

Eine Maschine der genannten Art ist bekannt durch die US-A-1 753 476. Der Innenläufer dieser Maschine hat halbkreisförmige Umfangsflächen, deren Krümmungsradius kinematisch bedingt wesentlich kleiner ist als derjenige der Kreisfläche, die den Aussenläufer einschliesst. Durch die somit vorhandenen schädlichen Räume kann der Innenläufer das Medium nur sehr unvollständig aus den Ausnehmungen des Aussenläufers herausverdrängen. Eine bogenförmige Anpassung des radial äusseren Bereichs der Ausnehmungen des Aussenläufers an die kreisförmigen Umfangsflächen des Innenläufers, um die schädlichen Räume zu verringern, in ähnlicher Form wie bei einer Maschine entsprechend der DE-A-2 46 252, würde die Oeffnungsquerschnitte der Ausnehmungen noch enger werden lassen. Ausserdem wären die dann sichelförmigen Begrenzungsgebiete der Ausnehmungen durch Zentrifugalkräfte Biegeverformungen ausgesetzt und es würden dort in verstärktem Masse Quetschströmungen auftreten.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine verbesserte Maschine der eingangs genannten Art zu finden, die durch die Form ihrer Läufer einen höheren Durchsatz, bezogen auf ihr Bauvolumen sowie sehr kleine schädliche Räume aufweist und dabei hohe Drehgeschwindigkeiten ihrer Läufer ermöglicht. Diese Verbesserungen werden zusammen mit weiteren Vorteilen erfindungsgemäss durch eine Maschine mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 ermöglicht.

Auf Grund der Erfindung ergibt sich eine Querschnittsform der Läufer, die hohe Drehgeschwindigkeiten ermöglicht, obwohl für die Erzielung sehr kleiner schädlicher Räume der Innenläufer sich bis an den Aussenumfang des Aussenläufers oder sogar darüber hinaus bewegen kann. Ausserdem weist die erfindungsgemässe Maschine überraschend grosse Arbeitsräume im Verhältnis zu den Gesamtabmessungen der Maschine auf.

Die innere Arbeitsräume begrenzenden Seitenflächen des Aussenläufers sind vorzugsweise eben ausgebildet, wobei einander gegenüberliegende innere Seitenflächen vorteilhaft parallel zueinander verlaufen können, so dass sich grosse Querschnitte der Arbeitsräume und grosse Steueröffnungen am Aussenläufer ergeben.

Die äusseren Eckbereiche des Innenläufers und die inneren Eckbereiche des Aussenläufers sind vorteilhaft mit konstanter oder veränderlicher Querschnittskrümmung abgerundet.

Zur Erzeugung grosser Arbeitsräume sind die inneren Eckbereiche des Aussenläufers weit radial nach innen geführt, so dass sie bis in die Nähe von dessen Welle gelangen.

Mindestens ein verstellbares Wandstück, das an der Innenseite des Gehäuses vorgesehen ist, und an dem sich der Umfang des Aussenläufers

entlang bewegt, ermöglicht in vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung eine Steuerung der Fördermenge und/oder des Förderdruckes, indem es den Zeitpunkt des Zuströmens und damit die Grösse der Füllung und/oder den Zeitpunkt der Abströmung und damit die Druckhöhe des Ueberdruckes in die Druckleitung verändert.

Auf Grund der Erfindung ergeben sich Querschnittsformen des Aussen- und Innenläufers, die durch ihre hohe Festigkeit sehr hohe Drehgeschwindigkeiten zulassen und die sich mit Kühlkanälen versehen lassen, so dass die Maschine durch heisse Abgase angetrieben werden kann. Es versteht sich, dass bei entsprechender Ausgestaltung eine erfindungsgemässe Maschine auch eine Verbrennungskraftmaschine sein kann.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind der folgenden Beschreibung von Ausführungsbeispielen anhand der Zeichnungen entnehmbar. Es zeigen :

Fig. 1 und 2 ein erstes Ausführungsbeispiel der Drehkolbenmaschine im Radialquerschnitt mit verschiedenen Drehpositionen ihrer Läufer und verschiedenen Stellpositionen eines Wandstückes zur Veränderung der inneren Kompression,

Fig. 3a-1 eine Maschine entsprechend Fig. 1 und 2 ohne veränderliche innere Kompression mit mehreren aufeinanderfolgenden Drehpositionen ihrer Läufer,

Fig. 4 eine Ausführungsform der Maschine mit gleicher Ausbildung ihrer Läufer wie nach Fig. 1-3, jedoch mit einer anderen Ausführungsform von Mitteln zur Veränderung der Fördermenge und/oder der inneren Kompression.

Fig. 5 einen Radialquerschnitt durch das Läuferpaar einer Maschine mit einem Drehzahlverhältnis von 4 : 3 und

Fig. 6 und 7 eine Maschine ohne innere Kompression im Axialquerschnitt entlang der Linie VI-VI und einem Radialquerschnitt.

Das Grundsätzliche einer erfindungsgemässen Maschine, das für alle ihre Ausführungsformen zutrifft, wird im folgenden anhand der Fig. 1 beschrieben.

Die Querschnittsdarstellung lässt drei Hauptteile der Maschine erkennen, d. h. einen Innenläufer 1, einen Aussenläufer 2, mit drei starr miteinander verbundenen Läuferteilen 2a, 2b und 2c und das beide umschliessende Gehäuse 3. Wie auch der Querschnittsdarstellung eines Ausführungsbeispiels nach Fig. 6 entnehmbar ist, verlaufen die in der Darstellung nach Fig. 1 im Querschnitt sichtbaren Begrenzungsflächen dieser Teile parallel zu den Drehachsen der Läufer, während ihre nicht sichtbaren endseitigen Begrenzungsflächen senkrecht zu diesen Achsen verlaufen. Die Wand des Gehäuses 3 geht in einen Zuström- und Abströmkanal 4, 5 über, wobei es von der Verwendung der Maschine abhängt, ob der Zuströmkanal 4 ein Ansaugkanal ist oder ein Zuströmkanal für ein Treibmittel.

Beide Läufer 1, 2 drehen sich um feststehende Achsen 6, 7, die einen Abstand voneinander aufweisen. Das Drehzahlverhältnis ist 3:2 entsprechend dem Verhältnis zwischen der Anzahl der Arbeitsräume bildenden Ausnehmungen 8, 9, 10 des Aussenläufers zu der Anzahl von sich von der Achse 6 wegerstreckenden Eingriffsteilen 11, 12 des Innenläufers.

Im Beispiel nach Fig. 5 beträgt dieses Verhältnis 4:3, entsprechend vier Ausnehmungen 14, 15, 16, 17 und drei sich in die Ausnehmungen hinein und aus ihnen wieder herausbewegenden Teilen 18, 19, 20 des Innenläufers.

Der Bewegungsablauf beider Läufer 1, 2 relativ zu einander und relativ zum Maschinengehäuse 3, ist den Darstellungen der Fig. 3 zu entnehmen. Die ununterbrochene Abdichtung zwischen dem Innen- und Aussenläufer ergibt sich dadurch, dass beide Läufer bei ihrer Bewegung relativ zueinander ihre Form gegenseitig erzeugen. Dabei werden die vier äusseren Eckbereiche 22-25 des Innenläufers nach Fig. 1 und die drei inneren Eckbereiche 26, 27, 28 des Aussenläufers zur Kurvenerzeugung verwendet. Beim vorgegebenen Drehzahlverhältnis zwischen beiden Läufers bewegen sich die Eckbereiche des Innenläufers entlang den inneren Seitenflächen 30, 31 des Aussenläufers bzw. erzeugen diese, und die inneren Eckbereiche 26, 27, 28 des Aussenläufers bewegen sich an den äusseren Umfangsflächen 32, 33 des Innenläufers entlang bzw. erzeugen diese. Dies ist durch die in Fig. 3 gezeigten Bewegungspositionen veranschaulicht.

Die Abdichtung zwischen den inneren Seitenflächen 30, 31 des Aussenläufers und den Seitenflächen 34, 35 des Innenläufers ergibt sich durch eine zahnflankenartige Berührung zwischen beiden. Die Eckbereiche 22-28 beider Läufer sind vorzugsweise abgerundet statt scharfkantig, so dass die Abrundung am anderen Läufer eine Aequidistante zum Krümmungsmittelpunkt der Abrundung erzeugt.

Wie der in Fig. 1 dargestellten Drehposition zu entnehmen ist, befindet sich der innere Eckbereich 28 des Aussenläufers 2 verhältnismässig nahe zur Achse des Innenläufers, wie ein Vergleich mit dem Stand der Technik gemäss der genannten DE-A-2 456 252 zeigt. Daraus ergibt sich der in Fig. 1 sichtbare ausserordentlich grosse Querschnitt des Raumes zwischen den inneren Seitenflächen 30, 31 des Aussenläufers, der Seitenfläche 34 des Innenläufers und der inneren Gehäuseflächen 37, so dass das Durchsatzvolumen der Maschine im Verhältnis zu ihrer Baugrösse besonders gross ist. Bei einer Baugrösse von beispielsweise $1,35 \text{ dm}^3$ beträgt das Durchsatzvolumen beispielsweise 1 dm^3 .

Die inneren Seitenflächen 30, 31 des Aussenläufers verlaufen im Beispiel nach Fig. 1 parallel zueinander, so dass die Öffnung der Ausnehmungen 8, 9, 10 des Aussenläufers, die sich jeweils mit sehr hoher Geschwindigkeit an den Gehäuseöffnungen vorbeibewegt, entsprechend vorteilhaft gross ist. Auch bei den übrigen Ausführungsbeispielen ist dieser Öffnungsquerschnitt

der Ausnehmungen des Aussenläufers vorteilhaft gross. Das Ausführungsbeispiel nach Fig. 7 zeigt innere Seitenflächen des Aussenläufers, die radial nach aussen leicht aufeinander zulaufen.

Trotz dieser besonders grossen äusseren Öffnungsquerschnitte der Ausnehmungen 8, 9, 10 des Aussenläufers wird das genannte besonders grosse Arbeitsvolumen zwischen den inneren Seitenflächen des Aussenläufers bei der Bewegung des Innenläufers in diesen Ausnehmungen 8, 9, 10 hinein nahezu vollständig verdrängt, wie die Drehposition entsprechend Fig. 3a zeigt. Auf diese Weise ist nahezu kein schädliches Volumen vorhanden, das bei der Ausführungsform der Maschine als Kompressor von dem Druckkanal 5 zurück zu dem Saugkanal 4 gefördert wird. Dieses schädliche Volumen ist in Fig. 3a mit den Ziffern 40, 41 bezeichnet. Die negative Auswirkung dieses schädlichen Volumens ist jedoch vernachlässigbar, nicht nur weil es besonders klein ist, sondern weil das darin komprimierte Medium Arbeitsleistung erbringt, da es auf die Läufer in Drehrichtung wirkt, wie Fig. 3a veranschaulicht.

Im dargestellten Ausführungsbeispiel bewegen sich die äusseren Umfangsflächen 32, 33 des Innenläufers bis an den äusseren Umfang des Aussenläufers heran, so dass sich der schädliche Raum auf Grund der unterschiedlichen Krümmung der Umfangsfläche des Innenläufers und der Umfangsfläche des Aussenläufers ergibt. Da die äusseren Umfangsflächen 32, 33 des Innenläufers beim Passieren des dichtenden Bereiches 42 zwischen beiden Kanälen 4, 5 des Gehäuses auch allein die Abdichtung übernehmen können, ist es möglich, dass diese Umfangsflächen 32, 33 sich auch über den Umfang des Aussenläufers hinausbewegen.

Die Abdichtung zwischen dem Aussenläufer 2 und der Gehäuseinnenwand auf der dem Dichtbereich 42 zwischen den Kanälen 4, 5 diametral gegenüberliegenden Seite des Gehäuses erfolgt mittels eines in Umfangsrichtung verstellbaren Wandstückes 43, so dass die innere Kompression der Maschine ausgehend von Null veränderbar ist. Die Fig. 1 zeigt eine Position des Wandstückes 43, durch die sich keine innere Kompression ergibt, während in der Position nach Fig. 2 die innere Kompression bis zur dargestellten Drehposition erfolgt, bis sich der Arbeitsraum 8 öffnet, indem die nachlaufende Kante 44 des Aussenläufers sich von dem Wandstück 43 entfernt. Für die Verstellung des Wandstückes 43 in Umfangsrichtung ist ein nicht dargestelltes Betätigungsorgan vorhanden, das sich durch einen Schlitz in der Gehäusewand nach aussen erstreckt. Durch Verstellen des Wandstückes 43, ausgehend von der Position nach Fig. 1 in Richtung zu dem Zuströmkanal 4, lässt sich ausserdem die Durchsatzmenge ändern, da auf diese Weise der Winkelbereich der Umdrehung des Aussenläufers verkleinert wird, innerhalb dessen Medium in den sich zunehmend vergrössernden Arbeitsraum 8 zwischen beiden Läufers einströmen kann.

Die Fig. 4 zeigt ein anderes Ausführungsbeispiel für die Ausgestaltung von Mitteln für die Verände-

nung des Durchsatzvolumens und/oder der inneren Kompression der Maschine. Diese Mittel bestehen aus mehreren in Umfangsrichtung nebeneinander angeordneten kreisbogenförmigen Radialschiebern 46, 47 auf der Zuström- und Abströmseite der Maschine bei Drehrichtung der Läufer in Richtung des Pfeiles 48. Die zuströmseitigen Radialschieber verändern die Grösse des sich an den Zuströmkanal 4' anschliessenden Bogenbereich, über den eine Zuströmung in den von beiden Läufern eingeschlossenen Arbeitsraum 8' in Richtung des Pfeiles 49 erfolgt. Die Fig. 4 zeigt zwei zuströmseitige Radialschieber 46 in radial äusserer Position, während die in Drehrichtung sich anschliessenden Radialschieber ihre radial innerste Position haben, so dass beim Betrieb der Maschine als Kompressor eine maximale innere Kompression erreicht wird. Die Stärke der inneren Kompression lässt sich bei diesem Ausführungsbeispiel nach Fig. 4 stufenweise verändern, entsprechend der Anzahl der aus der dargestellten Position radial nach aussen zurückgezogenen Radialschieber 47.

Es versteht sich, dass dieses Mittel 43, 46, 47 zur Veränderung der Fördermenge und/oder der inneren Kompression an jeder Maschine anwendbar ist, bei der eine sich um eine feststehende Achse drehender Aussenläufer vorhanden ist, dessen radial nach aussen offenen Arbeitsräume bildenden Aussparungen sich an Gehäuseöffnungen vorbeibewegen.

Die Fig. 6 zeigt, wie eine erfindungsgemässe Maschine gemäss Fig. 7 im Axialquerschnitt aussehen kann. Die bereits anhand der Fig. 1 beschriebenen Teile der Maschine nach Fig. 6 und 7 haben die gleichen Bezugsziffern.

Die Teile 2a, 2b, 2c des Aussenläufers sind an den beiden axialen Enden des Läufers durch Seitenplatten 50, 51 starr miteinander verbunden. Von diesen Seitenplatten steht axial nach aussen eine Nabe 52 bzw. 53 ab, über die der Aussenläufer mittels eines Kugellagers 54 bzw. 55 von grossem Durchmesser an den Gehäuseseitenplatten 56, 57 gelagert ist. Bei hohen Drehgeschwindigkeiten ergeben sich an diesen Lagern ausserordentlich hohe Laufgeschwindigkeiten der Wälzkörper, die zu vorzeitigem Verschleiss führen können, so dass sich die erwähnte Ausführung gemäss deren EP-A-0087747 des gleichen Anmelders empfiehlt.

Auf der An- bzw. Abtriebsseite der Maschine hat die Nabe 53 des Aussenläufers eine Innenverzahnung 58, die mit einem auf dem Wellenzapfen 59 des Innenläufers 1 befestigten Zahnrad 60 kämmt. Diese somit vorhandene Antriebsverbindung empfiehlt sich für einen exakten Lauf beider Läufer zueinander, so dass eine optimale Spaltdichtung zwischen beiden Läufern stets vorhanden ist, obwohl die zahnrückenartige Berührung zwischen den Seitenflächen beider Läufer die zusätzliche Zahnradverbindung 58, 60 überflüssig machen könnte.

Die Seitenplatten 50, 51 des Aussenläufers umschliessen kreisförmige seitliche Dichtplatten 62, 63, die an den Gehäuseseiten 56, 57 ange-

schraubt sind und mit dichtendem Spaltabstand an die Endflächen 64, 65 des Innenläufers angrenzen. Diese Dichtplatten umschliessen ausserdem die beiden Wellenzapfen 59, 66 des Innenläufers. Entsprechend umschliesst auch das äussere Lager 44 des Aussenläufers jeweils das die Wellenzapfen 59, 66 lagernde Wälzlager 67, 68.

Das auf dem Wellenzapfen 59 des Innenläufers befestigte seitlich über die Gehäuseplatte 57 herausragende Zahnrad 69 dient entweder dem Antrieb der Maschine, wenn diese als Gebläse oder Kompressor verwendet wird oder als Abtriebszahnrad, wenn die Maschine als Motor bzw. Treiber durch ein zuströmendes Medium, wie z. B. das Abgas einer Verbrennungskraftmaschine angetrieben wird.

Patentansprüche

1. Innenachsige Drehkolbenmaschine, mit einem von einem gemeinsamen Gehäuse (3) dichtend umschlossenen äusseren Läufer (2) und einem inneren Läufer (1), die durch jeweils mindestens ein Eingriffsteil (2a, 2b, 2c; 11, 12) mit Seitenflächen (30, 31; 34, 35) und Umfangsflächen (32, 33) gebildet sind und die sich bei zahnrückenartiger Berührung zwischen den Seitenflächen (30, 31) des Aussenläufers (2) und den Seitenflächen (34, 35) des Innenläufers (1) mit einem Drehzahlverhältnis von $n+1:n$ gleichförmig drehen, wobei sich zwischen den Eingriffsteilen (2a, 2b, 2c) des Aussenläufers (2) durch diese Seitenflächen (30, 31) begrenzte, radial nach aussen offene $n+1$ Ausnehmungen (8, 9, 10) für den Eingriff von n , d. h. mindestens einem Eingriffsteil (11, 12) des Innenläufers (1) befinden und die Arbeitsräume bildenden $n+1$ Ausnehmungen (8, 9, 10) sich an im Gehäusemantel vorgesehenen Ein- und Auslassöffnungen (4, 5) vorbeibewegen, dadurch gekennzeichnet, dass ein kontinuierlich dichtender Eingriff zwischen beiden Läufern (1, 2) dadurch gegeben ist, dass die inneren Seitenflächen (30, 31) der Eingriffsteile (2a, 2b, 2c) des Aussenläufers (2) paarweise radial innenliegende Eckbereiche (26, 27, 28) bilden, welche Kurvenerzeugende für äussere Umfangsflächen (32, 33) des Innenläufers (1) sind und dass diese Umfangsflächen (32, 33) mit der in Umfangsrichtung jeweils angrenzenden Seitenfläche (34, 35) des mindestens einen Eingriffsteiles (11, 12) des Innenläufers (1) radial aussenliegende Eckbereiche (22-25) bilden, welche Kurvenerzeugende der inneren Seitenflächen (30, 31) des Aussenläufers (2) sind.

2. Drehkolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die inneren Seitenflächen (30, 31) des Aussenläufers (2) eben sind.

3. Drehkolbenmaschine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die einander gegenüberliegenden inneren Seitenflächen (30, 31) des Aussenläufers (2) parallel zueinander verlaufen.

4. Drehkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die kurvenerzeugenden Eckbereiche (22-28) der

Läufer (2, 1) mit konstanter oder veränderlicher Krümmung abgerundet sind.

5. Drehkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die radial innenliegenden Eckbereiche (26, 27, 28) des Aussenläufers (2) sich bis in die Nähe der Welle (59, 66) des Innenläufers (1) erstrecken.

6. Drehkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Eingriffsteile (11, 12) des Innenläufers (1) bis mindestens an den Umfang des Aussenläufers (2) in dessen Ausnehmungen (8, 9, 10) eindringen.

7. Drehkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass zur Veränderung der Durchsatzmenge und/oder der Druckhöhe eines Überschubs in eine Druckleitung (5) zwischen dem Umfang des Aussenläufers (2) und der Gehäuseinnenwand mehrere in Umfangsrichtung nebeneinander angeordnete und in radialer Richtung einzeln verstellbare Wandstücke (46, 47) vorhanden sind.

Claims

1. Internal axis single-rotation machine with an external rotor (2) sealingly surrounded by a common casing (3) and an internal rotor (1), which are in each case formed by at least one engagement part (2a, 2b, 2c; 11, 12) with lateral faces (30, 31; 34, 35) and circumferential faces (32, 33) and which in the case of a tooth flank-like contact between the lateral faces (30, 31) of the external rotor (2) and the lateral faces (34, 35) of the internal rotor (1) uniformly rotate with a speed ratio of $n+1:n$, whereby between the engagement parts (2a, 2b, 2c) of the external rotor (2) are located $n+1$ recesses (8, 9, 10), which are radially open to the outside and bounded by said lateral faces (30, 31) for the engagement of n , i. e. at least one engagement part (11, 12) of the internal rotor (1) and the $n+1$ recesses (8, 9, 10) forming the working spaces move past inlets and outlets (4, 5) provided in the casing circumference, characterized in that a continuously sealing engagement between the two rotors (1, 2) is obtained in that the inner lateral faces (30, 31) of the engagement parts (2a, 2b, 2c) of the external rotor (2) form pairwise radially inner corner regions (26, 27, 28), which are curve generating for external circumferential faces (32, 33) of internal rotor (1) and that these circumferential faces (32, 33) form with the circumferentially adjacent lateral face (34, 35) of the at least one engagement part (11, 12) of the internal rotor (1) radially external corner regions (22-25) which are curve generating of the inner lateral faces (30, 31) of the external rotor (2).

2. Single-rotation machine according to claim 1, characterized in that the inner lateral faces (30, 31) of the external rotor (2) are planar.

3. Single-rotation machine according to claim 2, characterized in that the facing inner lateral faces (30, 31) of the external rotor (2) are parallel to one another.

4. Single-rotation machine according to one of the claims 1 to 3, characterized in that the curve generating corner regions (22-28) or rotors (2, 1) are rounded with a constant or variable curvature.

5. Single-rotation machine according to one of the claims 1 to 4, characterized in that the radially inner corner regions (26, 27, 28) of the external rotor (2) extend into the vicinity of the shaft (59, 66) of the internal rotor (1).

6. Single-rotation machine according to one of the claims 1 to 5, characterized in that the engagement parts (11, 12) of the internal rotor (1) penetrate into said recesses (8, 9, 10) at least up to the circumference of the external rotor (2).

7. Single-rotation machine according to one of the claims 1 to 6, characterized in that for modifying the through-feed rate and/or the pressure level of a transfer in a pressure line (5) between the circumference of the external rotor (2) and the casing inner wall are provided a plurality of circumferentially juxtaposed and radially individually adjustable wall portions (46, 47).

Revendications

1. Machine à piston rotatif à axe interne comportant un rotor externe (2) et un rotor interne (1), qui sont entourés, d'une façon étanche, d'un carter (3) commun et qui sont chacun constitués d'au moins une pièce d'engrènement (2a, 2b, 2c; 11, 12) comportant des surfaces latérales (30, 31; 34, 35) et des surfaces périphériques (32, 33) et qui, avec un contact de la qualité d'une denture d'engrènement entre les faces latérales intérieures (30, 31) du rotor externe (2) et les faces latérales (34, 35) du rotor interne (1), sont en rotation uniforme avec un rapport des vitesses de rotation de $n+1:n$, étant donné qu'entre les pièces d'engrènement (2a, 2b, 2c) du rotor externe (2) se trouvent $n+1$ évidements (8, 9, 10), ouverts radialement vers l'extérieur et limités par ces faces latérales (30, 31), pour l'engrènement avec n , c'est-à-dire avec au moins une pièce d'engrènement (11, 12) du rotor interne (1), et que les $n+1$ évidements (8, 9, 10) se déplacent, en formant des enceintes de travail, le long d'ouvertures (4, 5) d'admission et d'échappement prévues dans l'enveloppe extérieure du carter, caractérisée en ce qu'un engrènement, assurant l'étanchéité d'une façon continue entre les deux rotors (1, 2) est réalisé par le fait que les faces latérales intérieures (30, 31) des pièces d'engrènement (2a, 2b, 2c) du rotor externe (2) forment des zones angulaires internes (26, 27, 28) situées par paire radialement vers l'intérieur, lesquelles décrivent la courbe enveloppe des faces périphériques extérieures (32, 33) du rotor interne (1), et que ces faces périphériques extérieures (32, 33), avec chacune des faces latérales (34, 35), placées à côté d'elles suivant la périphérie, d'au moins l'une des pièces d'engrènement (11, 12) du rotor interne (1), forment des zones angulaires externes (22-25), lesquelles décrivent la courbe enveloppe des faces latérales intérieures (30, 31) du rotor

externe (2).

2. Machine à piston rotatif suivant la revendication 1, caractérisée en ce que les faces latérales intérieures (30, 31) du rotor externe (2) sont planes.

3. Machine à piston rotatif suivant revendication 2, caractérisée en ce que les faces latérales intérieures opposées (30, 31) du rotor externe (2) sont disposées parallèlement l'une par rapport à l'autre.

4. Machine à piston rotatif suivant l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que les zones angulaires externes (22-28) des rotors (1, 2) décrivant les courbes enveloppes sont arrondies suivant une courbure constante ou variable.

5. Machine à piston rotatif suivant l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisée en ce que les zones angulaires situées radialement

vers l'intérieur (26, 27, 28) du rotor externe (2) s'étendent jusqu'au voisinage de l'arbre (59, 66) du rotor interne (1).

5 6. Machine à piston rotatif suivant l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisée en ce que les pièces d'engrènement (11, 12) du rotor interne (1) pénètrent dans les évidements (8, 9, 10) du rotor externe (2), au moins jusqu'à sa surface périphérique extérieure.

10 7. Machine à piston rotatif suivant l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisée en ce que, pour faire varier le débit et/ou le niveau de pression d'un fluide d'échappement pénétrant dans une conduite de compression (5), on dispose, entre la surface extérieure du rotor externe (2) et la paroi interne du carter, plusieurs éléments de parois (46, 47), placés les uns à côté des autres suivant la direction périphérique et pouvant être déplacés séparément suivant la direction radiale.

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

6

FIG. 1

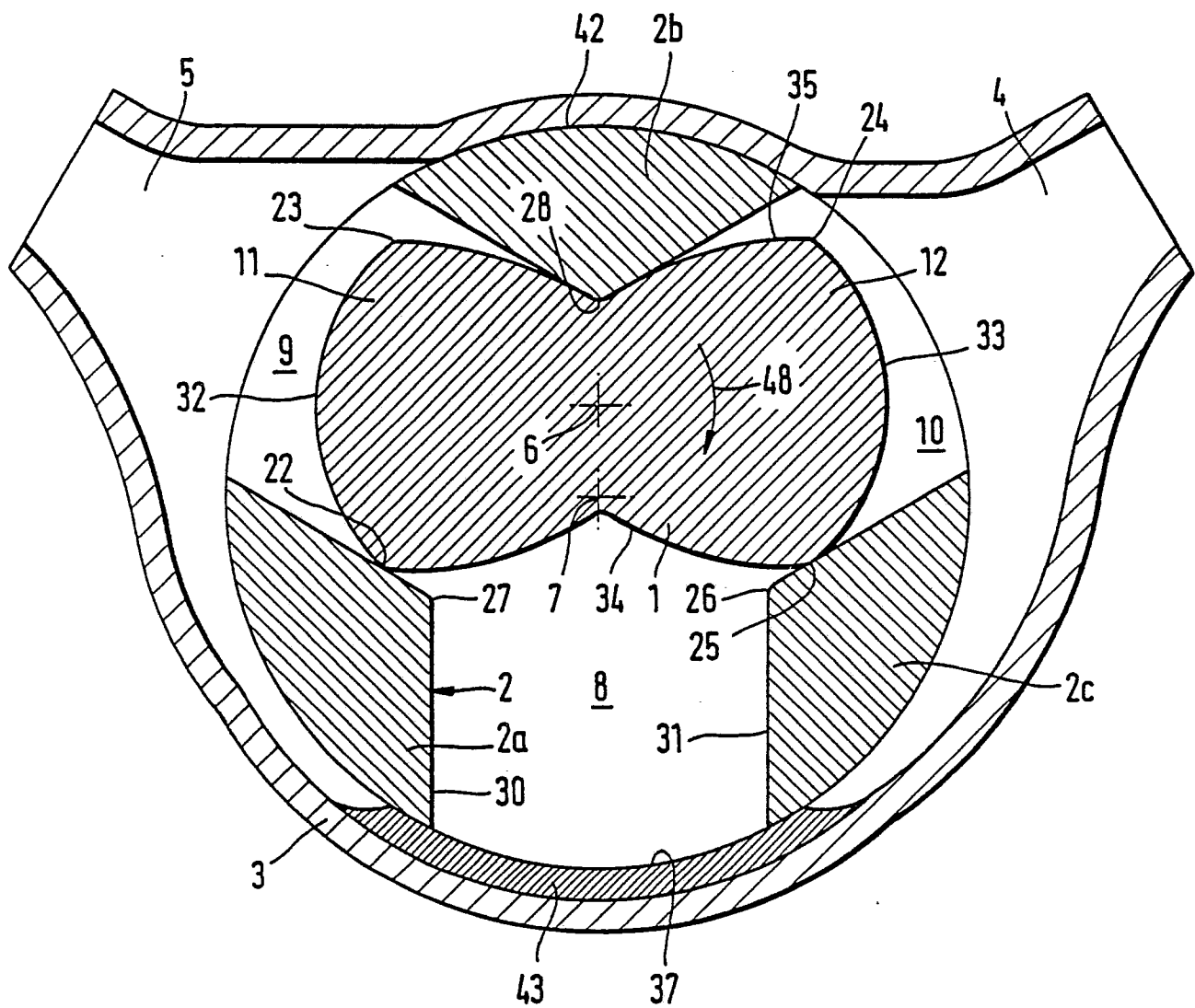
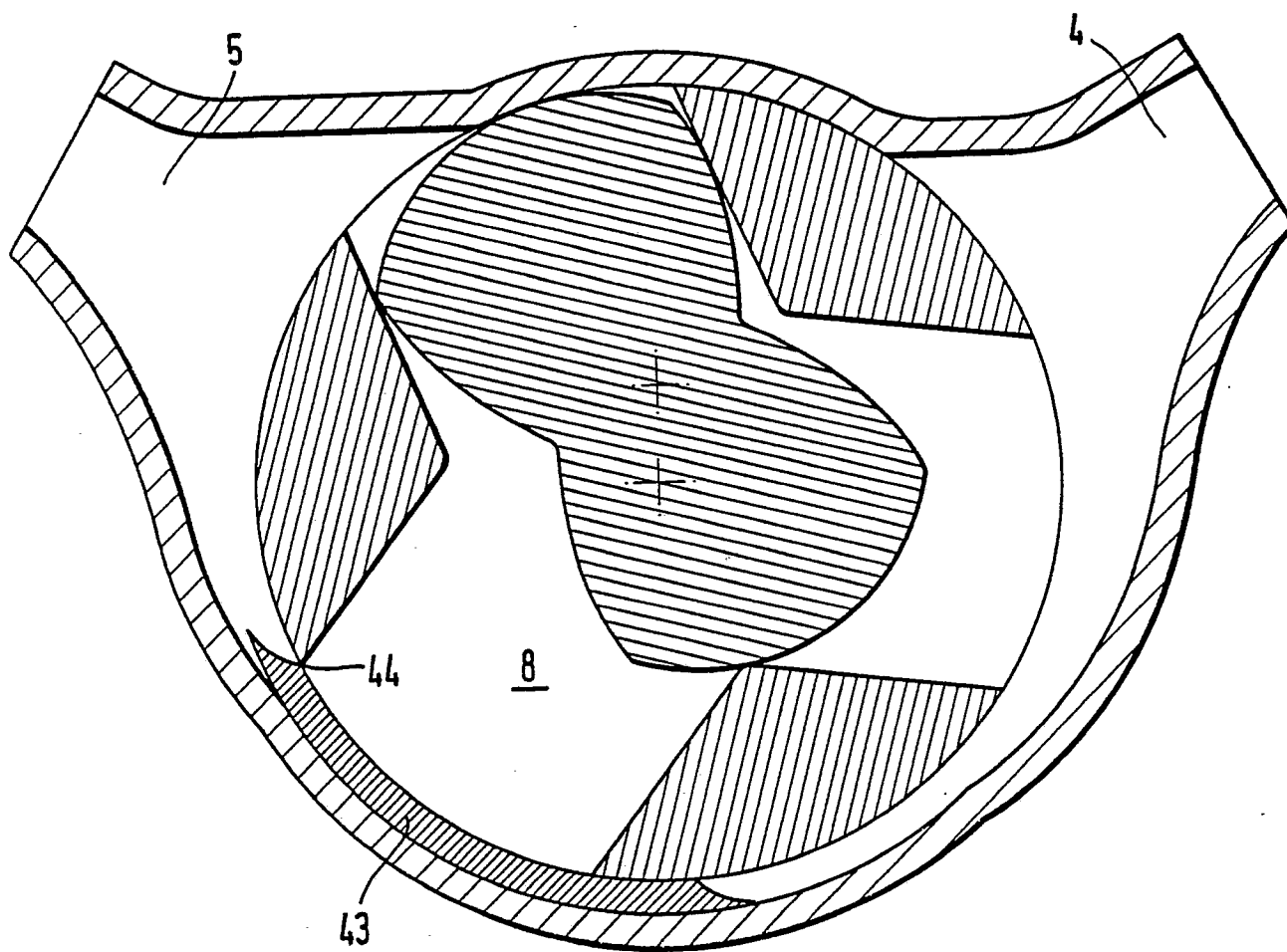


FIG. 2



40
41

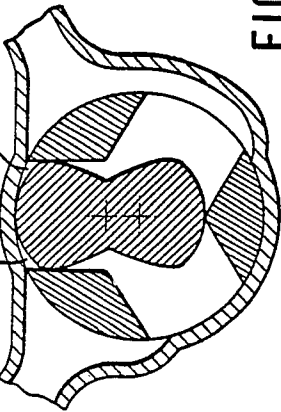


FIG. 3a

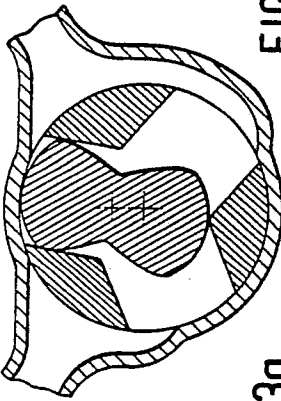


FIG. 3b

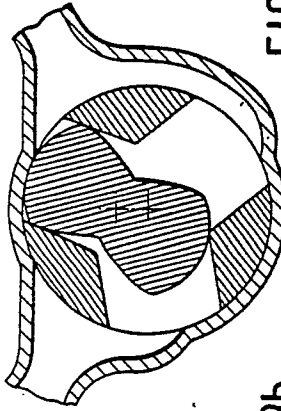


FIG. 3c

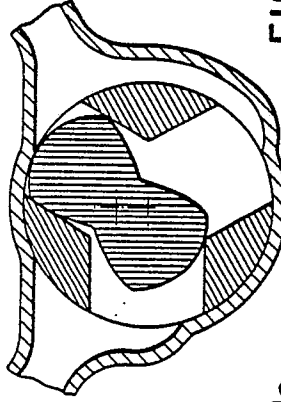


FIG. 3d

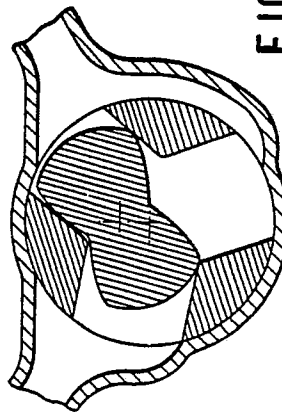


FIG. 3e

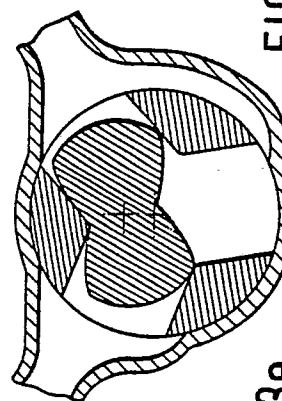


FIG. 3f

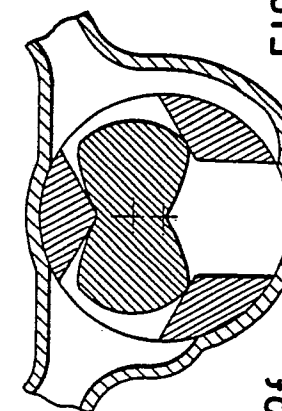


FIG. 3g

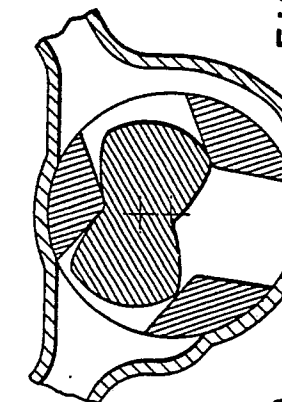


FIG. 3h

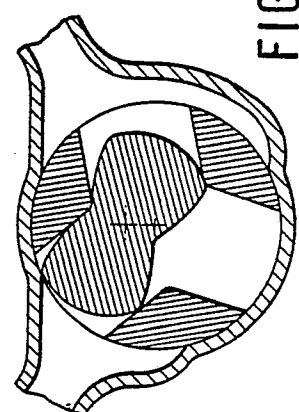


FIG. 3i

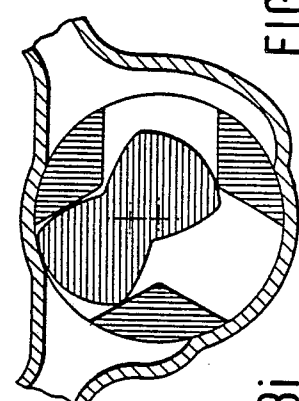


FIG. 3j

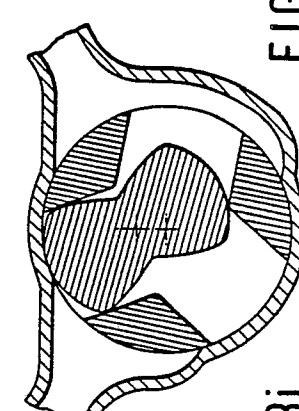


FIG. 3k

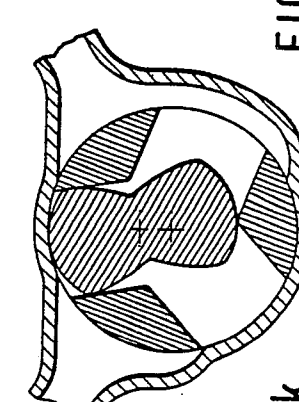


FIG. 3l

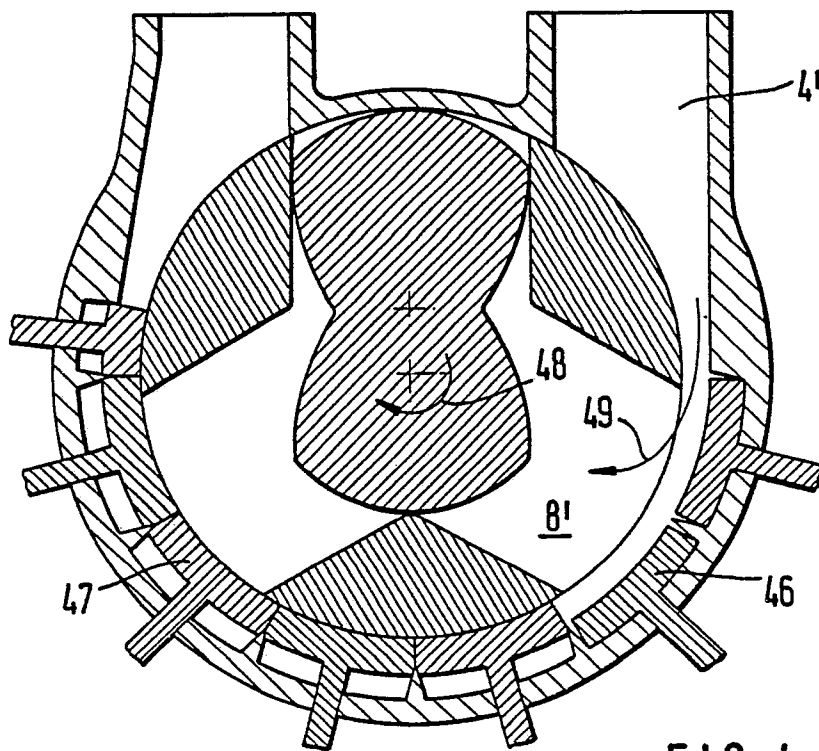


FIG. 4

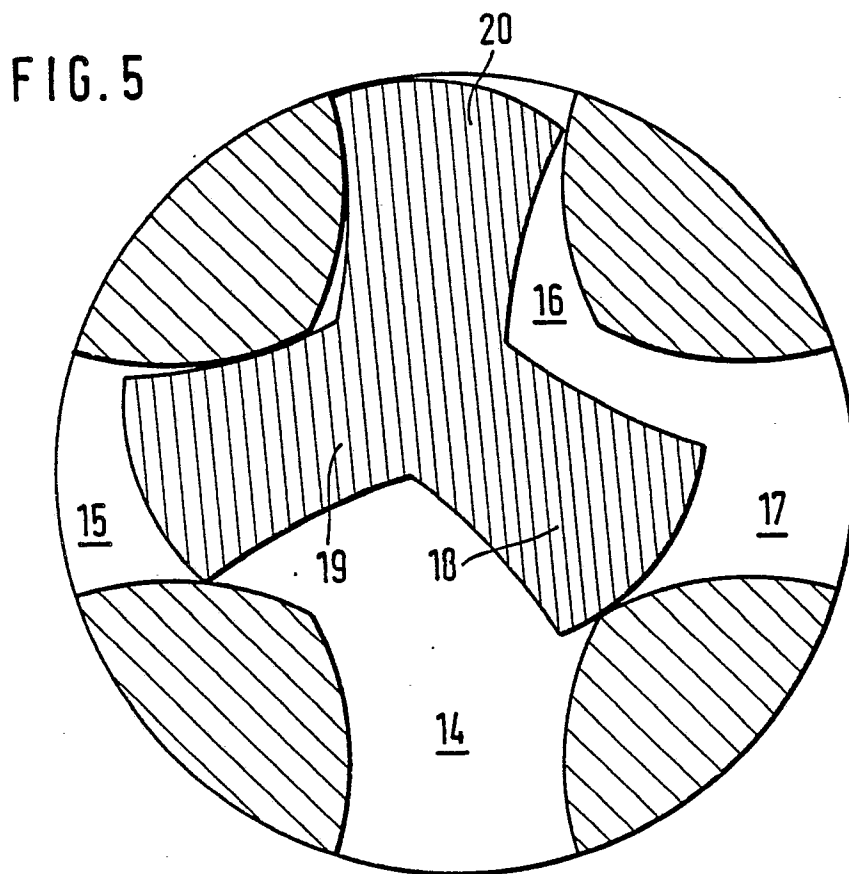


FIG. 5

FIG. 6

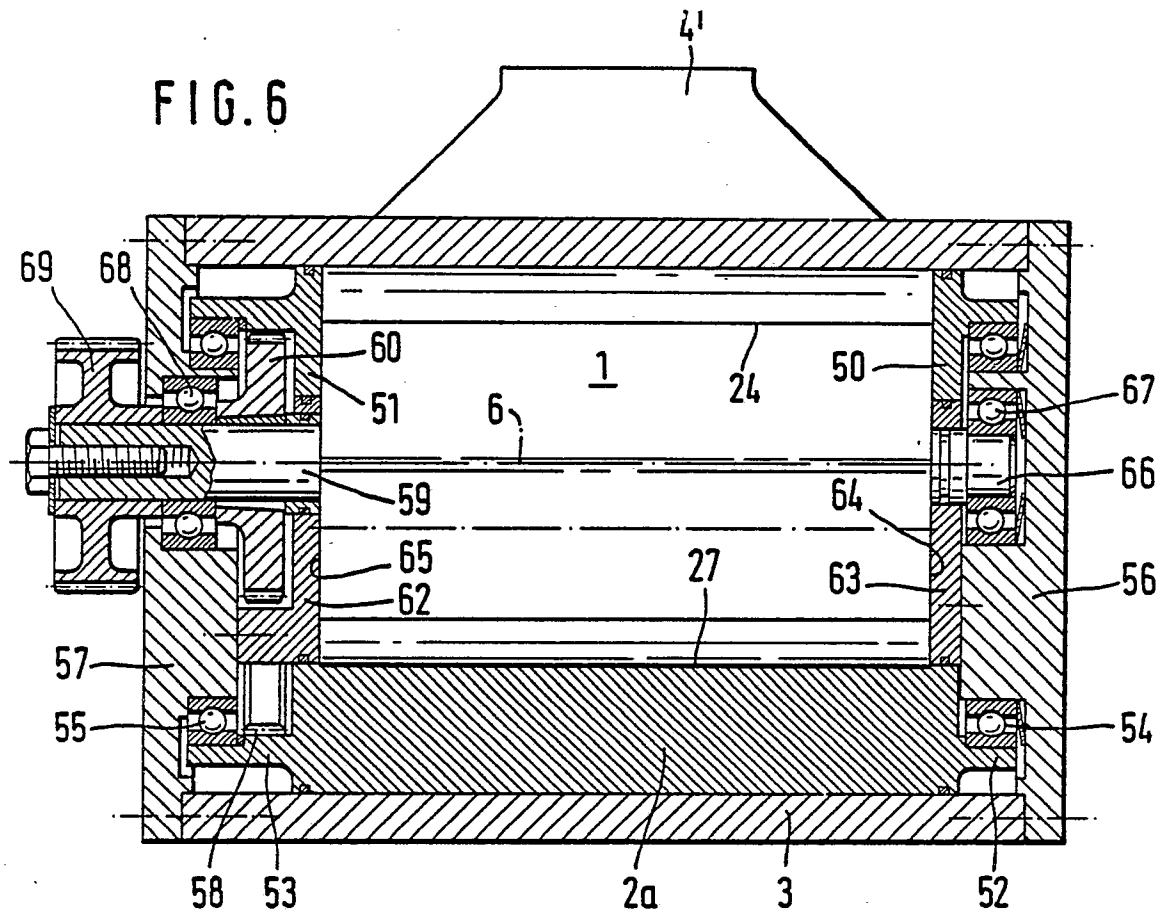


FIG. 7

