

⑫ **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

- ④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift: **23.05.90** ⑤① Int. Cl.⁵: **F 04 C 2/04, F 04 C 15/00**
⑦① Anmeldenummer: **86901030.6**
⑦② Anmeldetag: **21.02.86**
⑧④ Internationale Anmeldenummer:
PCT/CH86/00023
⑧⑦ Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 86/05241 12.09.86 Gazette 86/20

⑤④ **VERDRÄNGERMASCHINE, INSBESONDERE -PUMPE.**

- | | |
|--|--|
| <p>③⑩ Priorität: 27.02.85 CH 894/85</p> <p>④⑧ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
18.03.87 Patentblatt 87/12</p> <p>④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
23.05.90 Patentblatt 90/21</p> <p>⑧④ Benannte Vertragsstaaten:
CH DE FR GB IT LI SE</p> <p>⑤⑥ Entgegenhaltungen:
EP-A-0 053 868 FR-A- 630 656
EP-A-0 061 560 FR-A- 825 643
CH-A- 476 212 FR-A-1 095 539
DE-A-1 962 109 FR-A-1 197 750
DE-A-2 222 168 FR-E- 7 156
DE-A-2 257 398 GB-A- 17 672
DE-A-3 106 314 GB-A- 154 261
DE-A-29 211 655 GB-A-1 013 263
DE-C- 62 264 US-A-2 112 890
DE-C-2 230 773 US-A-2 856 860
FR-A- 428 218 US-A-3 551 079</p> | <p>⑦③ Patentinhaber: GUTAG INNOVATIONS AG
Pestalozzistrasse 24
CH-3280 Murten (CH)</p> <p>⑦⑦ Erfinder: GÜTTINGER, Kurt
Pestalozzistrasse 24
CH-3280 Murten (CH)</p> <p>⑦④ Vertreter: Steiner, Martin et al
c/o AMMANN INGENIEURS-CONSEILS EN
PROPRIETE INTELLECTUELLE SA BERNE
Schwarztorstrasse 31
CH-3001 Bern (CH)</p> |
|--|--|

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

Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Verdrängermaschine, insbesondere Verdrängerpumpe, mit Verdrängerkammern, in welche je ein Verdrängerflügel greift, wobei Verdrängerkammer und Verdrängerflügel in zyklische Relativbewegung versetzbar sind, während welcher die Verdrängerflügel mit äusseren und inneren Dichtflächen dichtend den Wandungen der Verdrängerkammern folgen mit einem gemeinsamen zentralen Ausström, und wobei Eintritts- und Austrittskanäle für das die Maschine durchströmende Medium in die Verdrängerkammern münden. Maschinen dieser Art sind beispielsweise bekannt aus der deutschen Patentschrift 22 30 773.

Der Antrieb erfolgt hierbei mittels starr wirkender Exzenter oder Kurbeln. Es erweist sich jedoch als praktisch unmöglich, die Formen der Verdrängerkammern und -flügel derart präzise herzustellen, dass bei Antrieb mit starrer Hub-, bzw. mit einer genauen Kreisbewegung, die Verdrängerflügel stets gerade dichtend an die Wandungen der Verdrängerkammern anliegen, ohne dass übermässige Beanspruchungen oder aber Undichtheiten auftreten. Es wären ferner zusätzliche Führungsmittel erforderlich, um den angetriebenen Teil stets stabil in der gewollten Lage zu halten. Schliesslich sind die Verdrängerkammern und -flügel so geformt, dass sie nur über einen Abschnitt von rund 270° der Relativbewegung dichtend ineinandergreifen. Es ist daher erforderlich, je mindestens zwei Verdrängerkammern mit überlappenden Dicht-, bzw. Förderbereichen in Serie zu schalten, um eine gleichmässige Förderung ohne Undichtheit zu erzielen.

Ziel vorliegender Erfindung ist es, eine Maschine anzugeben, welche all die erwähnten Nachteile zu vermeiden gestattet. Eine Lösung ist im Kennzeichen des Anspruchs 1 umschrieben.

Das radial anpassbare Glied, welches eine Antriebskraft mit radialer und tangentialer Komponente erzeugt, wirkt auf den angetriebenen Träger in der Weise, dass die Verdrängerflügel und -kammern stets in dichtender Berührung bleiben. Ungleichförmigkeiten der Relativbewegung, d.h. Abweichungen derselben von der Kreisform, gleicht das radial verstellbare Glied, welches federnd, keilartig oder sonstwie kraftschlüssig, aber nicht formschlüssig wirkt, aus. Die Richtung der Antriebskraft kann so gewählt werden, dass der angetriebene Träger durch die gegenseitigen Anlagestellen der in einem äusseren Kranz angeordneten Verdrängerflügel und -kammern stets stabil in bestimmter Lage gestützt ist und nicht kippen kann. Der nachgiebige Antrieb, der eine nicht streng kreisförmige Relativbewegung gestattet, erlaubt dementsprechend grössere Freiheit in der Gestaltung der Form der Verdrängerkammern und -flügel, insbesondere deren Gestaltung in der Weise, dass jede Kammer für sich über mindestens 360° der Relativbewegung dichtet. Jede Kammer kann also direkt, ohne Serieschaltung mit einer anderen, zur Förderung beitragen. Vorzugsweise besteht der Antrieb

aus einem auf der Antriebswelle befestigten Mitnehmer, der mit einer gegenüber der Radialrichtung geneigten Mitnahmefläche auf eine Buchse wirkt, die ihrerseits auf einem Bolzen des anzu-treibenden Trägers gelagert ist. Diese Anordnung hat den Vorteil, dass sich die Richtung der Antriebskraft bei Abnutzung in dem Sinne ändert, dass die Radialkomponente der Kraft etwas abnimmt, was an sich erwünscht ist. Damit dass sich die Verdrängerkammern und -Flügel nach aussen erweitern, ergeben sich ganz besonders günstige Bedingungen für einen stabilen Betrieb trotz der nur an einer Stelle kraftschlüssig angreifenden Antriebskraft, und eine optimale Nutzung des verfügbaren Raumes.

Es sind zwar Pumpen oder Kompressoren mit entsprechend aufgebautem, radial anpassbarem bzw. nachstellbarem Antrieb bekannt, jedoch nicht in Kombination mit Massnahmen für einen stabilen Betrieb und optimale Raumnutzung mit einer Mehrzahl von Verdrängerkammern (FR—A—825 643, FR—A—1 095 539, GB—A—17,672/1909).

Die Erfindung wird nun anhand eines Ausführungsbeispiels einer Verdrängerpumpe sowie einer Variante näher erläutert.

Fig. 1 zeigt einen Axialschnitt durch die Pumpe, nach Linie I—I der Fig. 2,

Fig. 2 zeigt einen Querschnitt durch die Pumpe, nach Linie II—II der Fig. 1,

Fig. 3 zeigt die geometrischen Gesetzmässigkeiten einer Verdrängerkammer und eines Verdrängerflügels,

Fig. 4 dient der Erläuterung der Wirkungsweise des Antriebs der Pumpe,

Fig. 5 zeigt eine bevorzugte Querschnittsform eines Verdrängerflügels,

Fig. 6 zeigt eine weitere bevorzugte Ausführungsform eines Verdrängerflügels und einer Verdrängerkammer,

Fig. 7 zeigt eine Ausführungsvariante des Kurbelantriebs, und die

Fig. 8 zeigt Ausführungsvarianten.

Die Pumpe nach Fig. 1 und 2 weist ein Gehäuse mit einem Gehäusemantel 1 sowie einem Lagerflansch 2 mit Lagerbohrung 3 auf. In die Lagerbohrung 3 ist eine Lagerbuchse 4 eingesetzt, in welcher eine Antriebswelle 5 gelagert ist. Am äusseren Ende der Lagerbuchse 4 ist zwischen dieselbe und die Welle 5 ein Dichtungsring 6 eingesetzt. Die Welle 5 hat eine verdickte inneres Ende 7, das angefräst ist, so dass an einem vorspringenden Segment 7a eine ebene Mitnahmefläche 7b entsteht. Das Segment 7a greift in eine zylindrische Ausnehmung 8 eines plattenförmigen Trägers 9, wo seine Mitnahmefläche 7b auf eine abgeflachte Stelle einer Buchse 7c aufliegt. Die Buchse 7c ist auf einem Zapfen 9a des Trägers 9 gelagert. Sie weist einen Schlitz 7d auf, welcher eine intensive Schmierung und Kühlung zwischen Buchse 7c und Zapfen 9a begünstigt. Die Wirkungsweise dieses Antriebs wird später anhand der Fig. 4 erläutert. Es ist ein Antrieb in beiden Drehrichtungen möglich. Dieser plattenförmige Träger 9 besteht aus einem Stück mit rippenförm-

migen Verdrängerflügeln 10, die in nutenförmige Verdrängerkammern 11 greifen, die in einem weiteren plattenförmigen Träger 12 gebildet sind. Die Verdrängerkammern 11 sind von erhöhten Rippen 121 des Trägers 12 umgeben. In der Mitte des Trägers 12 entsteht innerhalb der Rippen eine Vertiefung 122. Wie in Fig. 1, 5 und 6 gezeigt, sind die Stirnflächen sowohl der Rippen 121 als auch der Verdrängerflügel 10 leicht konvex bombiert, um jede grossflächige Auflage zwischen den Teilen 9 und 12 und damit Reibung zu vermeiden. Die Breite der Rippen 121 ist vorzugsweise kleiner als die doppelte Exzentrizität der Bewegung des Trägers 9, was günstige Voraussetzungen dafür schafft, dass zwischen die Teile 9 und 12 gelangende Feststoffe wirksam und rasch herausgearbeitet werden. Wie noch eingehender zu erläutern ist, können die beiden Träger 9 und 12 als einfache Formteile aus Kunststoff bestehen. Die Rückwand der Pumpe bildet eine Platte 13, die als Verbindungsplatte ausgebildet ist, indem an deren Innenseite Verbindungskanäle 14 und 15 gebildet sind, welche Eintritts- und Austrittskanäle 19 bzw. 20 der Verdrängerkammern 11 unter sich und mit einer Eintrittsöffnung 16 bzw. einer Austrittsöffnung 17 verbinden.

Fig. 2 zeigt die besondere Form und Anordnung der vorhandenen Verdrängerkammern und Verdrängerflügel während Fig. 3 die geometrische Form dieser Verdrängerkammern und Verdrängerflügel genauer zeigt. Am Träger 9 sind in zentralsymmetrischer Anordnung vier Verdrängerflügel 10 vorgesehen, die in vier entsprechend im plattenförmigen Träger 12 zentralsymmetrisch angeordnete Verdrängerkammern 11 greifen. Diese zentralsymmetrische Anordnung von je vier Verdrängerflügel bzw. Verdrängerkammern dreieckiger oder herzförmiger Gestalt ergibt nicht nur eine sehr vorteilhafte Platzausnutzung auf den Trägern 9 und 12, sondern auch eine hohe Lagestabilität des beweglichen Trägers 9, bei dessen Antrieb durch die punk- oder linienförmige Auflage der Mitnehmerrolle 7 in der Ausnehmung 8. Vorerst sei etwas näher auf die in Fig. 3 dargestellte Formgebung der Verdrängerflügel und Verdrängerkammern eingetreten. Geometrische Konstruktionsgrundlage dieser Formen bildet ein gleichseitiges Dreieck mit den Seiten a, b und c und den Ecken A, B und C. Eine in Fig. 3 eingezeichnete Symmetriemittellinie M des Verdrängerflügels und der zugeordneten Verdrängerkammer setzt sich zusammen aus zwei längeren Abschnitten M_b und M_c mit je einem grossen Krümmungsradius R und mit Krümmungszentren B bzw. C sowie anschliessenden kürzeren Abschnitten m_a , m_b und m_c mit kleinen Krümmungsradien r und Krümmungszentren A, B bzw. C. Die Mittellinien der Endteile oberhalb der Abschnitte m_b bzw. m_c verlaufen entweder mit grossem Krümmungsradius und Krümmungszentrum A oder mit kleinen Krümmungsradius und Krümmungszentren B bzw. C oder nach einer dazwischenliegenden Kurve, wie noch eingehender erläutert wird. Die Flanken jedes Verdrängerflügels 10 und jeder Verdrängerkammern 11 ver-

laufen nach entsprechenden Kurven, nämlich mit grossen oder kleinen Radien und entsprechenden Krümmungszentren A, B und C wie aus Fig. 3 ersichtlich ist. Wesentlich ist hierbei, dass an den Uebergängen zwischen den Teilen mit kleinem Krümmungsradius und den Teilen mit grossem Krümmungsradius keine Unstetigkeiten auftreten, d.h., die Tangenten an die aneinander anschliessenden Kurventeile sollen ohne Sprung ineinander übergehen. Nur unter dieser Voraussetzung ist es möglich, dass die Verdrängerflügel bei einer zyklischen kreisförmigen Relativbewegung derselben in den Verdrängerkammern stetig an je zwei Stellen dichtend gegen die Wandungen der Verdrängerkammern anliegen, wobei diese Dichtungsstellen für jede zyklische Bewegung stetig längs der Wandungen der Verdrängerkammern wandern. Die Grösse und Richtung dieser zyklischen translatorischen Kreisbewegung des Trägers 9 und seiner Verdrängerflügel 10 ist in Fig. 2 durch den Pfeil im Zentrum angegeben. Diese Bewegung hat gemäss Fig. 2 eine oberste Ausgangsstellung angenommen, für welche der Verdrängerflügel 10 in der obersten Verdrängerkammer oben beidseitig symmetrisch anliegt und dichtet. Aus dieser Stellung beginnen sich alle vier Verdrängerflügel der Pumpe bei der translatorischen Rotationsbewegung horizontal nach rechts zu bewegen und es ist ersichtlich, dass hierbei für alle durch Punkte D bezeichneten Dichtungsstellen bzw. Berührungsstellen zwischen jedem Verdrängerflügel und der zugeordneten Verdrängerkammer eine freie Bewegung horizontal nach rechts längs der Tangente bzw. Tangentialebene an die Wand der Verdrängerkammer and der Stelle D möglich ist. Die Dichtungs- bzw. Berührungsstellen wandern dann der zyklischen translatorischen Rotationsbewegung entsprechend zyklisch längs den Wandungen der Verdrängerkammer weiter. Die Enden der dreieck- oder herzförmigen Verdrängerkammern sind jeweils durch eine Wand 12a voneinander getrennt, und diese Enden kommunizieren mit nach innen gerichteten und sich nach innen verengenden Kammerfortsätzen 18. In diesen Kammerfortsätzen 18 befindet sich je eine den Träger 12 durchsetzende Eintrittsöffnung 19 bzw. eine Austrittsöffnung 20. Hierbei liegen die Eintrittsöffnungen 19 radial innerhalb der Austrittsbohrungen 20. Wie insbesondere Fig. 5 zeigt sind alle Eintrittsöffnungen 19 durch den Ringkanal 14 miteinander und mit dem Einlass 16 der Pumpe verbunden. Entsprechend sind alle Austrittsöffnungen 20 mit dem Ringkanal 15 und über denselben mit dem Austritt 17 der Pumpe verbunden. Die vier Verdrängerkammern sind somit parallel geschaltet und arbeiten parallel, was sich unter anderem auf die Pulsation der gesamten Förderung günstig auswirkt.

Wie Fig. 1 zeigt, wird der Träger 9 mittels Schraubenfedern 21, die sich in Ausnehmungen des Trägers 9 bzw. des Lagerflansches 2 abstützen, mit bestimmten Vordruck gegen den Träger 12 angedrückt. Im übrigen befindet sich der Träger 9 frei beweglich in einer Zwischendruckkam-

mer 22. In diese Zwischendruckkammer oder Ausgleichskammer 22 tritt während des Laufs der Pumpe durch den Spalt 23 zwischen den aneinander liegenden Stirnflächen der Träger 9 und 12 sowie durch eine zentrale Öffnung des Trägers 9 unter dem in den Verdrängerkammern 11 aufgebauten Drucke ein Anteil des geförderten Mediums aus und sammelt sich in der Zwischendruckkammer 22, welche sich mit diesem Medium füllt. Aus dieser Zwischendruckkammer 22 kann dann das Medium durch den Ringspalt 24 zwischen der Lagerbuchse 4 und der Kurbelwelle 5 nach aussen in den von der Dichtung 6 abgeschlossen ringförmigen Raum 25 durchtreten. Von dort kann das Medium durch einen Kanal 26, in den eine Blende 27 eingebaut sein kann, zum Pumpeneintritt 16 also zur drucklosen Saugseite zurückfliessen. Der Kanal 26 kann ein eingeformtes Röhrchen sein. Es hat sich gezeigt, dass die richtige Bemessung des durch die Federn 21 erzeugten Vordruckes eine wesentliche Voraussetzung für ein stabiles Arbeiten der Pumpe ist. Der Vordruck soll z.B. 1/4 bis 1/2 des gesamtgen Andrucks betragen, soll aber doch so bemessen sein, dass der Antriebsmotor nach Betriebspausen anzulaufen vermag.

Der Antrieb des Trägers 9 erfolgt, wie bereits erwähnt, über den einfachen Mechanismus bestehend aus der Welle 5, die in Drehung versetzt wird, deren Mitnehmersegment 7, die Buchse 7c und den Zapfen 9a. Die Situation ist in Fig. 4 in grösserem Massstab dargestellt. Wiederum ist dort angenommen, der Träger 9 befinde sich in der obersten symmetrischen Stellung, d.h., die Achse der zylindrischen Ausnehmung 8, bzw. des Zapfens 9a befinde sich im Punkt O, der in Fig. 2 entsprechend bezeichnet ist, und während einer zyklischen Bewegung verlagere sich diese Achse längs eines Kreises mit dem Radius r_e . Der Träger 9 kann also bezüglich der Achse der Welle 5 eine exzentrische Translationsbewegung mit dem Exzenteradius r_e ausführen. Die Mitnahmeffläche 7b des Segmentes 7a ist gegenüber der Verbindungslinie zwischen der Achse 5 und dem Zapfen 9a um beispielsweise 15 bis 20° geneigt. Unter der Annahme, die Reibung zwischen den aufeinanderliegenden Flächen des Segmentes 7a und der Buchse 7c einerseits und zwischen der Bohrung dieser Buchse und dem Zapfen 9a andererseits sei vernachlässigbar, steht die wirkende Kraft F_N senkrecht auf der Fläche 7b, wie in Fig. 4 eingezeichnet. Diese Kraft kann zerlegt werden in einen in der momentanen Bewegungsrichtung des Trägers 9 gerichtete Tangentialkraft F_T und eine rechtwinklig dazu wirkende Radialkraft F_R . Die bei den dargestellten Verhältnissen überwiegende Tangentialkraft F_T bewirkt eine Mitnahme des Trägers 9 in der jeweiligen Tangentialrichtung oder Umfangsrichtung und bewirkt somit die zyklische translatorische Kreisbewegung des Trägers 9 und seiner Verdrängerflügel 10. Die Radialkraft F_R sorgt für eine sichere Anlage der Verdrängerflügel 10 in den Verdrängerkammern 11. Es kann gezeigt werden, und Versuche bestätigen es, dass bei der dargestellten Anordnung und Ausbil-

dung der Verdrängerflügel und -kammern relative geringe resultierende hydrostatische Drücke in Radialrichtung auf den Träger 9 wirken. Die Radialkomponente der Mitnahmekraft F_N wirkt sich daher insbesondere in einem Anlegen der Verdrängerflügel radial nach aussen in den Verdrängerkammern aus. Es ergibt sich damit die erforderliche Stabilität des Bewegungsablaufs, indem die momentane Lage des Trägers 9 und seiner Verdrängerflügel bezüglich des Trägers 12 bzw. der Verdrängerkammern 11 stets stabil vorgegeben ist. Das ist in Fig. 2 für zwei spezielle Positionen gezeigt. Bei der dargestellten Lage wirkt die Radialkomponente der Mitnahmekraft F_R senkrecht nach oben, wie in Fig. 4 für die entsprechende Stellung gezeigt. Die beiden oberen Dichtungsstellen D in den horizontal orientierten Kammern liegen in einem maximalen Basisabstand B_{max} . Nach einer Drehung um 45° erreicht dieser Basisabstand ein Minimum B_{min} wie in Fig. 2 links oben angedeutet. Die dargestellte Anordnung erlaubt somit nicht nur eine gute Ausnutzung des verfügbaren Raumes, sondern führt auch zu einer Stabilisierung der Bewegung, die einen äusserst einfachen Antrieb erlaubt. Dieser Antrieb wirkt im übrigen quasi elastisch bzw. in jeder Richtung selbst nachstellend, womit die oben erwähnten optimalen Bedingungen auch dann immer noch erfüllt sind, wenn gewisse Abnützungen aufgetreten sind. Jede Abnutzung in den Verdrängerkammern und an den Verdrängerflügeln führt dazu, dass sich der Träger 9 etwas nach aussen verlagert, d.h., dass sein Zapfen 9a eine Kreisbewegung etwas grösseren Durchmessers beschreibt. In diesem Falle verschiebt sich die Buchse etwas auf der Mitnahmeffläche 7b nach aussen. Die Antriebsverhältnisse, insbesondere die Richtung der Kraft F_N , ändern dabei nur unbedeutend. Dies hängt unter anderem damit zusammen, dass die ebenen Auflageflächen des Segmentes 7a und der Buchse 7c praktisch keiner Abnutzung unterworfen sind. Im übrigen kann sich die Abnutzung im Antrieb selbst dahin auswirken, dass die Bohrung der Buchse 7c an ihrer der Mitnahmeffläche 7b am nächsten liegenden Stelle etwas abgearbeitet wird, aber auch die derart abgenutzte Stelle weist einen Radius entsprechend dem eventuell gleichmässig etwas abgenutzten Zapfen 9a auf, so dass stets eine gute Lagerung und Kraftübertragung gewährleistet bleibt.

Die eigentliche Pumpwirkung der dargestellten Pumpe dürfte keiner ausführlichen Erläuterung bedürfen. Wie oben erwähnt, bewegt sich der Verdrängerflügel in der in Fig. 2 oben liegenden Verdrängerkammer zunächst horizontal nach rechts. Nach einer Viertelsdrehung erreicht er die Position wie sie in der in Fig. 2 links liegenden Kammer dargestellt ist. Man sieht, dass während dieser Bewegung das Volumen zwischen der Aussenfläche des Verdrängerflügels 10 und der Aussenfläche der Verdrängerkammer 11 verringert worden ist und das Medium in Richtung der Austrittsöffnung 20 verdrängt worden ist. Dagegen hat das Volumen zwischen der Innenfläche des Verdrängerflügels und der gegenüberliegen-

den Fläche der Verdrängerkammer auf der Eintrittseite stark zugenommen, so dass dort durch die Einlassöffnung 19 Medium angesaugt wird. Nach einer halben Umdrehung wird die Stellung erreicht, wie sie in Fig. 2 unten dargestellt ist. In dieser Stellung hat nun das Volumen innerhalb des Verdrängerflügels ein Maximum erreicht, während das Volumen ausserhalb des Verdrängerflügels ein Minimum erreicht hat. Bei der weiteren Drehung in die in Fig. 2 rechts dargestellte relative Lage des Verdrängerflügels in der Verdrängerkammer wird nun das Medium an der Innenseite des Verdrängerflügels in den Austritt verdrängt, während ausserhalb des Verdrängerflügels Medium angesaugt wird.

Versuche haben ergeben, dass bei dieser Form von Verdrängerflügeln und Verdrängerkammern eine verhältnismässig stetige pulsationsarme Förderung von Medium vom Eintritt zum Austritt in jeder einzelnen Kammer erfolgt.

Praktische Grenzen sind der Verwerklischung dadurch gesetzt, dass selbstverständlich die Enden der kanalförmigen Verdrängerkammern durch die Zwischenwand 12a getrennt sein müssen, was einen entsprechend grossen gegenseitigen Abstand der Enden der Verdrängerflügel bedingte. Wie erwähnt ist es jedoch möglich, bei jeder dargestellten Gestaltung und Anordnung recht geringe Pulsationen zu erzielen.

Bei optimaler Gestaltung und Parallelschaltung der vier Verdrängerkammern lassen sich Pulsationen in der Grössenordnung von 1% der Fördermenge erzielen. Eine gewisse Pulsation die kleiner ist als der Leckstrom und die sich hauptsächlich in diesem auswirkt ist sogar erwünscht, um im Kapillarspalt zwischen den Stirnflächen der Träger 9 und 12 eventuelle Abriebteilchen auszuspielen und den mit Fördermedium gefüllten Spalt wegen den sonst extrem hohen Scherkräften nicht zu klein werden zu lassen.

Wie schon erwähnt, erlaubt die dargestellte Gestaltung und Anordnung von Verdrängerkammer und -flügeln eine sehr gute Raumausnutzung oder anders ausgedrückt eine hohe spezifische Fördermenge und Leistung der Pumpe. In Fig. 2 sind die jeweiligen aktiven Kolbenbreiten eingetragen und mit KB bezeichnet. Die totale aktive Kolbenbreite ist grösser als der Durchmesser eines die Förderkammern umschliessenden Kreises.

Ein Kompromiss zwischen der Notwendigkeit eine gute Dichtung zu erzielen und der Notwendigkeit hohe Reibungen zu vermeiden ist nicht nur an der Berührungsfläche bzw. im Spalt 23 zwischen den Trägern 9 und 12, sondern auch zwischen den Stirnflächen der Verdrängerflügel 10 und den gegenüberliegenden Grundflächen der Verdrängerkammern 11 zu finden. Versuche haben gezeigt, dass vollkommen ebene Flächen ungünstig sind. Es ist eher eine endgültige Form gemäss Fig. 6 anzustreben. Das heisst, die Stirnfläche der Verdrängerflügel sollte leicht bombiert sein, damit praktisch nur eine Linienberührung zwischen dieser Stirnfläche und der Grundfläche 11a der Verdrängerkammer 11 besteht. Diese

Form kann bei der oben beschriebenen Feinbearbeitung mit einem Schleif- oder Läppmittel automatisch erzielt werden, indem nämlich die Verdrängerflügel 10 beim Enlappen mit wechselweise entgegengesetzter Drehrichtung leicht verformt und somit an den Seiten etwas stärker abgearbeitet werden. Die bombierte Form kann aber auch beim Rohling vorgegeben sein.

Wie Fig. 6 zeigt, kann das Profil der Verdrängerrippen 10 und Verdrängerkammern 11 leicht trapezförmig mit gerundeten Ecken ausgeführt sein, um eine bessere Entformung aus Press- oder Spritzwerkzeugen zu erzielen.

Der elastische oder selbst nachstellend Antrieb kann etwas anders ausgebildet sein als anhand der Figuren 1 und 4 beschrieben. Fig. 7 zeigt eine Ausführungsvariante, bei welcher die radiale Kraftkomponente und Nachstellbarkeit mittels eines elastischen Abschnitts 5a der Welle 5 in Form einer lamellenförmigen verdünnten Strecke über eine Rolle 71 erzeugt werden. Bei grösseren Pumpen könnte entsprechend eine radial auf einen Mitnehmer wirkende Druckfeder vorgesehen sein.

Die dargestellte, im wesentlichen dreieckige oder herzförmige Gestaltung bietet jedoch die besten Voraussetzungen für eine optimale Stabilität und Raumausnutzung. In jedem Fall müssen die folgenden Bedingungen erfüllt sein:

In keiner Stellung darf ein freier Durchgang zwischen Einlass und Auslass sein, d.h., um im inneren und äusseren Forderraum einen Rücklauf des Mediums zu verhindern, müssen mindestens pro Kammer in axialer Richtung zwei Dichtungslinien vorhanden sein (Fig. 2).

Diese Dichtungslinien fallen zusammen mit den gemeinsamen Tangenten an die Verdrängerflügel und -kammern.

Bei mehreren Kammern im gleichen Körper müssen alle an die Dichtungslinien angelegten Tangenten übereinstimmen.

Die relative Bewegungsrichtung zwischen den beiden Teilen muss mit diesen Tangenten mindestens eine volle Drehung um 360° machen.

Die für die Fördermenge massgebende Kolbenquerschnitt ist das Produkt aus der Kolbenbreite gesehen durch den jeweiligen Abstand dieser Tangenten und der unveränderlichen Eintauchtiefe des Verdrängerflügels in die Verdrängerkammer. Der jeweilige Kolbenhub entspricht dem Produkt aus Drehwinkel und Exzentrizität, d.h. pro Umlauf $r_e \cdot 2\pi$.

Bei gleichförmiger, kreisartiger Relativbewegung der beiden Teile ist eine Variation (Pulsation) der Förderung nur durch den ungleichen Abstand zwischen den jeweiligen Tangenten gegeben.

Die Form der Verdrängerkammer ist anhängig von der Form des Verdrängerflügels und dem Radius des Exzenterantriebs.

Die Verdrängerkammern weisen je einem Ein- und Austrittskanal auf und sind daher wie oben beschrieben parallelgeschaltet, wenn relativ geringer Förderdruck bei grosser Fördermenge gewünscht wird, wie es beispielsweise bei einer

Umwälzpumpe der Fall ist. Sind eher höhere Drücke und geringere Fördermenge gewünscht, können je zwei von vier Kammern über Kreuz in Serie geschaltet werden.

Fig. 8 entspricht der Fig. 3 und zeigt eine Ausführungsvariante der Formgebung des Verdrängerflügels 10 und der Verdrängerkammer 11. Während nach Fig. 3 die Endabschnitte m_b und m_c durchgehend den kleinen Krümmungsradius r aufweisen, sind diese Endabschnitte gemäss Fig. 8 in je einen sich über 60° erstreckenden Teil m'_b bzw. m'_c mit Krümmungsradius r , je einen Mittelteil M'_b und M'_c mit einem Krümmungsradius R und einen kurzen Endteil m''_b und m''_c mit Krümmungsradius r aufgeteilt. Die Enden der Verdrängerkammern 11 sind hierbei auch näher zusammenengerückt und sie münden direkt in ovale Eintritts- und Austrittsöffnungen 19' und 20'. Die Ausführung nach Fig. 8 erlaubt eine noch geringere Pulsation zu erreichen als die Ausführung gemäss Fig. 3. Wie Fig. 8 zeigt, ist die Verdrängerkammer 11 innen von einer Rippe 121 umgeben, deren Breite der oben erwähnten Regel entsprechend geringer ist als der doppelte Exzenterhub r_e , und innerhalb dieser Rippe befindet sich eine flache Ausnehmung 122, in deren Bereich sich eine Öffnung 35 befindet, die mit der Saugseite oder Druckseite der Pumpe, also mit einem der Öffnungen 19' oder aber mit einem der Öffnungen 20' verbindenden Ringkanal ähnlich den Kanälen 14 und 15 verbunden sein kann.

Wie eingangs erwähnt, neigen die Träger 9 und 12 dazu, aneinander haften zu bleiben und dann schlagartig losgerissen zu werden. In Fig. 2 ist eine mögliche Massnahme zur Verhinderung dieses Nachteils dargestellt. Durch äussere, in Umfangsrichtung verlaufende Rippen 123 werden zusammen mit den Begrenzungsrippen 121 der Verdrängerkammer dreieckige, geschlossene Taschen 124 gebildet. Beim Betrieb der Pumpe baut sich in diesen Taschen zwischen den Trägern 9 und 12 ein gewisser Zwischendruck auf, der gegebenenfalls durch Entlastungsdurchlässen mit definiertem Durchflusswiderstand bestimmt werden kann. Die Flüssigkeitspolster in den Taschen 124 verhindern wirksam Unstabilitäten der vorgenannten Art, und tragen damit bedeutend zum ruhigen Lauf der Maschine bei.

Der Antrieb kann auch so gestaltet sein, dass eine Rolle entsprechend der Rolle 71 nach Fig. 7 auf einem starren Exzenter der Antriebswelle gelagert ist und auf eine zylindrische Mitnahmefläche des Trägers 9 wirkt, wobei die Exzentrizität der Bewegung der Rolle grösser ist als der Radius der zyklischen Relativbewegung des Trägers 9. Auch ein solcher Antrieb ist einfach und wirksam, doch hat er gegenüber dem Antrieb nach Fig. 1 und 4 gewisse Nachteile.

Patentansprüche

1. Verdrängermaschine, insbesondere -pumpe, mit mehreren Verdrängerkammern (11), in welche je ein Verdrängerflügel (10) greift, wobei

Verdrängerkammer und Verdrängerflügel in zyklische Relativbewegung versetzbar sind, während welcher die Verdrängerflügel mit äusseren und inneren Dichtflächen dichtend den mit einem gemeinsamen, zentralen Antrieb (7, 9) zur Erzeugung der Relativbewegung, Wandungen der Verdrängerkammern folgen, und wobei Eintritts (19)- und Austrittskanäle (20) für das die Maschine durchströmende Medium in die Verdrängerkammern (11) münden, dadurch gekennzeichnet, dass der Antrieb ein einziges, radial anpassbares Glied aufweist, über welches von einer Antriebswelle, eine Antriebskraft mit definierter Radial- und Tangentialkomponente an einen Träger der Verdrängerkammern (11) oder Verdrängerflügel (10) übertragen wird, dass die Verdrängerkammern, mit je einem Ein- und Austrittskanal (19, 20) und -flügel in einem den Antrieb umgebenden Kranz angeordnet sind, wobei die Verdrängerkammern (11) und Verdrängerflügel (10) je eine äussere und innere Dichtfläche aufweisen die sich beide über mindestens 360° erstrecken und bei der zyklischen Relativbewegung sich jeweils über einen vollen Bewegungszyklus für jede Verdrängerkammer einzeln beidseitig des Verdrängerflügels dichtend ineinander verschieben, und wobei die Verdrängerkammern (11) und -Flügel (10) sich radial auswärts erweiternde Form aufweisen und Berührungspunkte (D) von Verdrängerflügeln (10) in benachbarten Verdrängerkammern einen Mindestabstand (B_{min}) aufweisen, der die gegenseitige Anlage dieser Elemente in stets bestimmter Lage gewährleistet.

2. Maschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Antrieb einen auf der Antriebswelle (5) befestigten Mitnehmer (7) aufweist, der mit einer gegenüber der Radialrichtung geneigten Mitnahmefläche (7b) auf eine Buchse (7c) wirkt, die auf einem Bolzen (9a) des Trägers (9) gelagert ist.

3. Maschine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Buchse (7c) eine ebene Anlagefläche aufweist, die gegen die Mitnahmefläche (7a) anliegt.

4. Maschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Antrieb einen Mitnehmer (7) aufweist, der elastisch, selbstnachstellend auf den einen Träger (9) wirkt.

5. Maschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Mitnehmer eine Rolle ist, die auf eine zylindrische Mitnahmefläche des einen Trägers aufliegt, wobei die Exzentrizität der Bewegung der Rolle grösser ist als der Radius der zyklischen Relativbewegung.

6. Maschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Kraft durch einen flachen, elastischen Teil (5a) der Welle (5) des Getriebes erzeugt wird.

7. Maschine, nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Verdrängerkammern (11) im wesentlichen herz- oder V-förmig Nuten sind, wobei am weiteren, äusseren Ende der Herz- oder V-form getrennte Ein- und Austrittskanäle (19, 20) in die Verdrängerkammer münden.

8. Maschine nach Anspruch 7, deren Gehäuse im wesentlichen kreisförmigen Querschnitt hat, dadurch gekennzeichnet, dass mehrere Verdrängerkammern derart angeordnet sind, dass sich die weiteren Enden der Herz- oder V-Form am Umfang der Maschine befinden.

9. Maschine nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Verdrängerkammern (11) und Verdrängerflügel (10) die Form eines Gleichdicks aufweisen, wobei sich die Flanken der Verdrängerkammern und -flügel aus stetig ineinander übergehenden Kreisbogen zusammensetzen, deren Krümmungszentren in den Ecken eines ungeradzahigen, regulären Vielecks, vorzugsweise Dreiecks, liegen und wobei sich Kreisbogen mit grösserem und kleinerem Krümmungsradius wechselweise folgen.

Revendications

1. Machine à déplacement positif, en particulier pompe, avec plusieurs chambres déplacement (11) dans chacune desquelles est engagée une pale de déplacement (10), les chambres de déplacement et les pales de déplacement étant susceptibles d'être mises en mouvement relatif cyclique pendant lequel les pales de déplacement avec des surfaces d'étanchéité extérieures et intérieures suivent de manière étanche les parois des chambres de déplacement avec un entraînement central commun (7, 9) produisant le mouvement relatif et, pour le milieu traversant la machine, des canaux d'entrée (19) et de sortie (20) débouchant dans les chambres de déplacement (11), caractérisée en ce que l'entraînement comprend un seul élément adaptable radialement par lequel, à partir d'un arbre d'entraînement, une force d'entraînement avec des composantes radiales et tangentielles définies est transmise à un support de chambres de déplacement (11) ou des pales de déplacement (10), en ce que chacune des chambres et des pales de déplacement est disposée avec un canal d'entrée et de sortie (19, 20) selon une couronne entourant l'entraînement, les chambres de déplacement (11) et les pales de déplacement (10) comprenant chacune une surface d'étanchéité extérieure et intérieure s'étendant toutes deux sur au moins 360° et se déplaçant au cours du mouvement relatif cyclique l'une dans l'autre de manière étanche chaque fois sur un cycle entier du mouvement pour chaque chambre de déplacement individuellement des deux côtés des pales de déplacement, les chambres (11) et les pales (10) de déplacement ayant une forme s'évasant radialement vers l'extérieur et les points de contact (D) des pales de déplacement (10) ayant dans les chambres de déplacement voisines une distance minimale (Bmin) qui garanti toujours la dispositif relative de ces éléments dans une position déterminée.

2. Machine selon la revendication 1, caractérisée en ce que l'entraînement comporte un arbre d'entraînement (5) sur lequel est fixé un entraîneur (7) qui agit avec une surface d'entraînement (7b) inclinée par rapport à la direction radiale sur

une douille (7c) montée sur un boulon (9a) du support (9).

3. Machine selon la revendication 2, caractérisée en ce que la douille (7c) comprend une surface d'appui plane qui repose sur la surface d'entraînement (7b).

4. Machine selon la revendication 1, caractérisée en ce que l'entraînement comprend un entraîneur (7) qui agit de manière élastique, auto-réglable sur l'un des supports (9).

5. Machine selon la revendication 1, caractérisée en ce que l'entraîneur est un rouleau qui repose sur une surface d'entraînement cylindrique de l'un des supports, l'excentricité du mouvement du rouleau étant plus grande que le rayon du mouvement relatif cyclique.

6. Machine selon la revendication 4, caractérisée en ce que la force est fournie par une partie plate, élastique (5A) de l'arbre (5) de la transmission.

7. Machine selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisée en ce que les chambres de déplacement (11) sont des rainures pour l'essentiel en forme de coeur ou de V, des canaux d'entrée et de sortie (19, 20) débouchant dans les chambres de déplacement à l'extrémité extérieure large de la forme en coeur ou en V.

8. Machine selon la revendication 7 dont le boîtier est de section pour l'essentiel circulaire, caractérisée en ce que plusieurs chambres de déplacement sont disposées de manière que les extrémités larges de la forme en coeur ou en V se trouvent à la périphérie de la machine.

9. Machine selon l'une des revendications 7 ou 8, caractérisée en ce que les chambres de déplacement (11) et les pales de déplacement (10) sont d'épaisseur uniforme, les flancs des chambres et des pales de déplacement se composant d'arcs de cercle se raccordant de manière continue, dont les centres de courbure se trouvent dans les coins d'un polygone régulier de nombre impair de côtés, les arcs de cercle se suivant alternativement avec des rayons de courbure plus grands et plus petits.

Claims

1. A positive displacement machine, more particularly pump, with a plurality of displacement chambers (11) in each of which is engaged a displacement vane (10), the displacement chambers and the displacement vanes being capable to be set into a relative, cyclical motion during which the displacement vanes having external and internal surfaces of tightness follow in a tight way the walls of the displacement chambers with a common central drive (7, 9) producing the relative motion and, for the medium which flows through the machine, inlet channels (19) and outlet channels (20) opening out in the displacement chambers (11), characterized in that the drive comprises a unique element capable to be radially adapted by which, from a driving shaft, a driving force with definite radial and tangential components is transmitted to a support of the

displacement chambers (11) or of the displacement vanes (10), in that each of the displacement chambers and vanes is arranged with an inlet and outlet channel (19, 20) according to a crown surrounding the drive, the displacement chambers (11) and vanes (10) comprising each an external and internal surface of tightness extending both over at least 360° and moving during the relative cyclical motion one in the other in a tight way, each time over a full cycle of the motion for each displacement chamber individually on both sides of the displacement vanes, and displacement chambers (11) and vanes (10) having a form which widens radially toward the outside and the points of contact (D) of the displacement vanes (10) having in the adjacent displacement chambers a minimal distance (Bmin) which guarantees always the relative arrangement of these elements in a determined position.

2. A machine according to claim 1, characterized in that the drive comprises a driving shaft (5) on which is fastened a catch (7) which acts with a driving surface (7b) inclined with respect to the radial direction, on a bushing (7c) mounted on a bolt (9a) of the support (9).

3. A machine according to claim 2, characterized in that the bushing (7c) comprises a flat resting surface which rests on the driving surface (7b).

4. A machine according to claim 1, characterized in that the drive comprises a catch (7) which acts resiliently, in a self-adjusting way on one of the supports (9).

5. A machine according to claim 1, characterized in that the catch is a roller which rests on a cylindrical driving surface of one of the supports, the eccentricity of the motion of the roller being greater than the radius of the relative, cyclical motion.

6. A machine according to claim 4, characterized in that the force is generated by a flat, resilient part (5a) of the shaft (5) of the gearing.

7. A machine according to one of the claims 1 to 6, characterized in that the displacement chambers (11) are grooves having essentially the form of a heart or a V, inlet and outlet channels (19, 20) opening out in the displacement chambers at the wide external extremity of the heart or the V.

8. A machine according to claim 7 the case of which being of an essentially circular cross section, characterized in that a plurality of displacement chambers are so arranged that the wide extremities of the heart or V form are located at the periphery of the machine.

9. A machine according to one of the claims 7 or 8, characterized in that the displacement chambers (11) and the displacement vanes (10) are of uniform thickness, the sides of the displacement chambers and vanes being composed of arcs of a circle joining smoothly, the centers of curvature of which being located in the wedges of a regular polygone having an odd number of sides, the arcs of a circle following each other alternatively with greater and smaller radii of curvature.

35

40

45

50

55

60

65

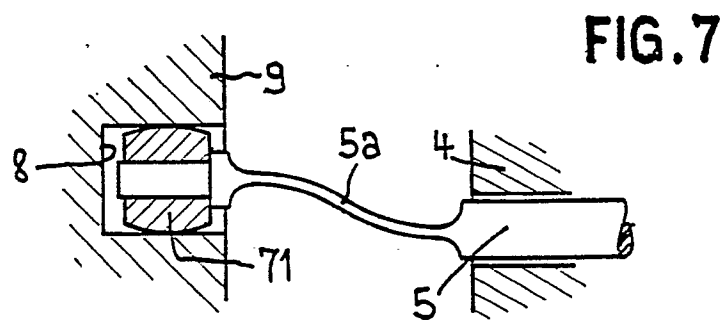
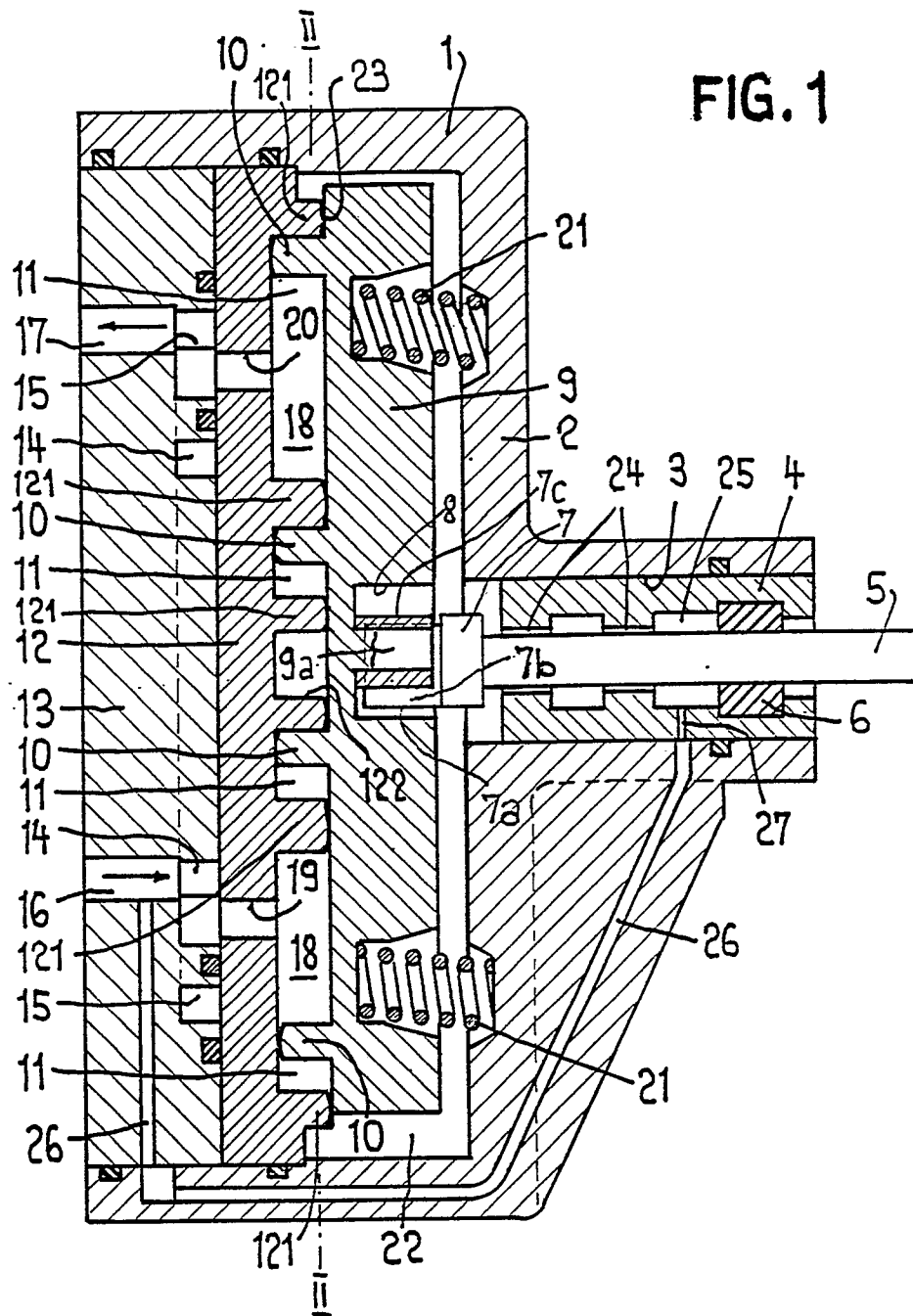


FIG. 2

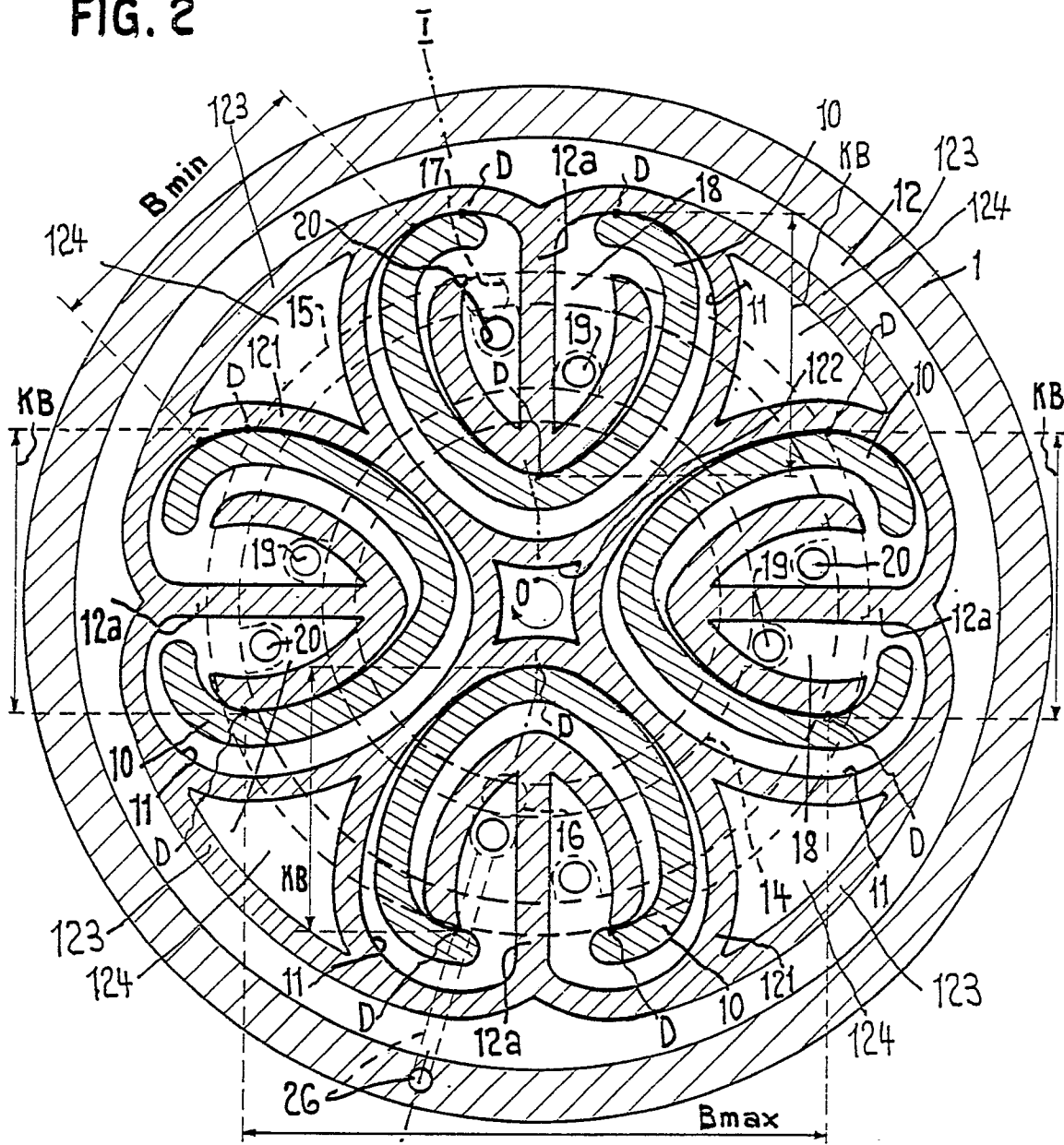


FIG. 4

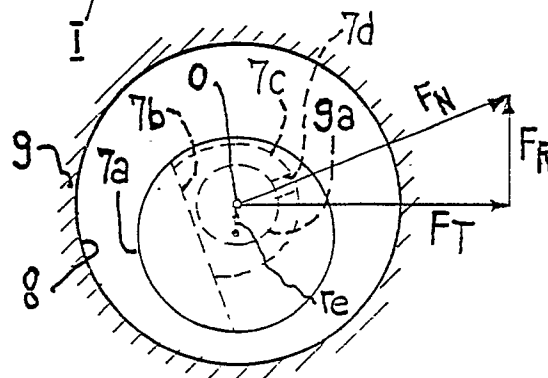


FIG. 3

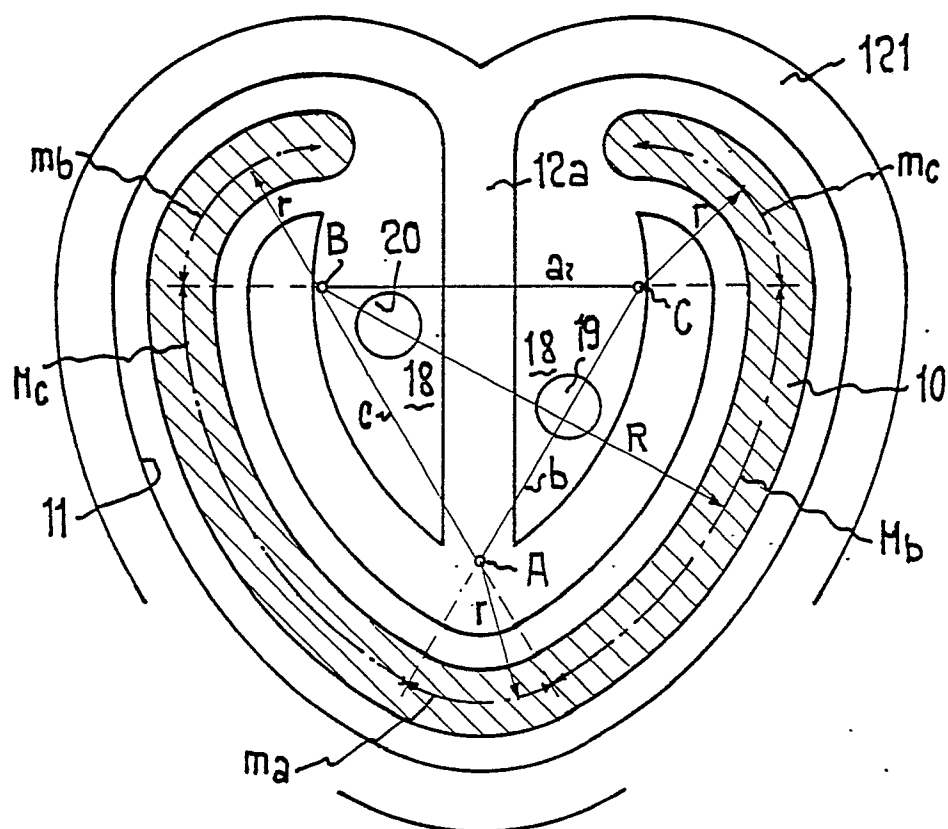


FIG. 5

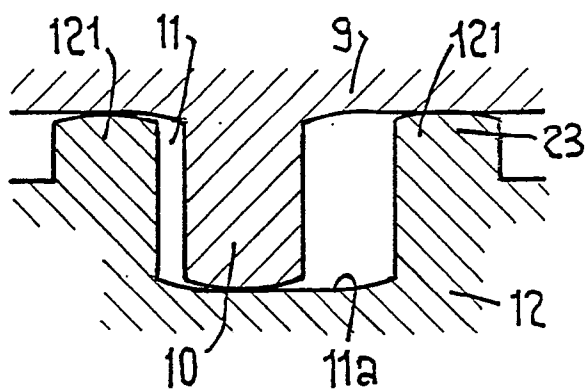


FIG.6

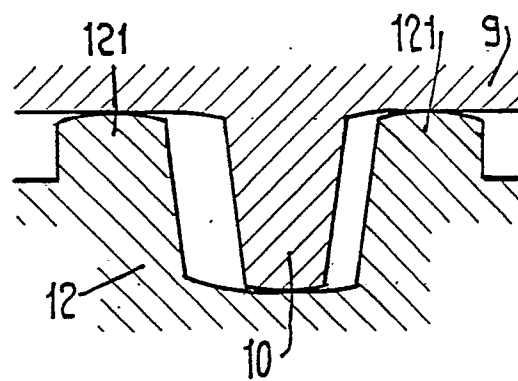


FIG. 8

