



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 1 293 667 A1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
19.03.2003 Patentblatt 2003/12

(51) Int Cl.7: **F04B 1/07, F04B 1/047**

(21) Anmeldenummer: **01203499.7**

(22) Anmeldetag: **14.09.2001**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR**
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL LT LV MK RO SI

(72) Erfinder: **Kathmann, Peter B.
L-1630 (LU)**

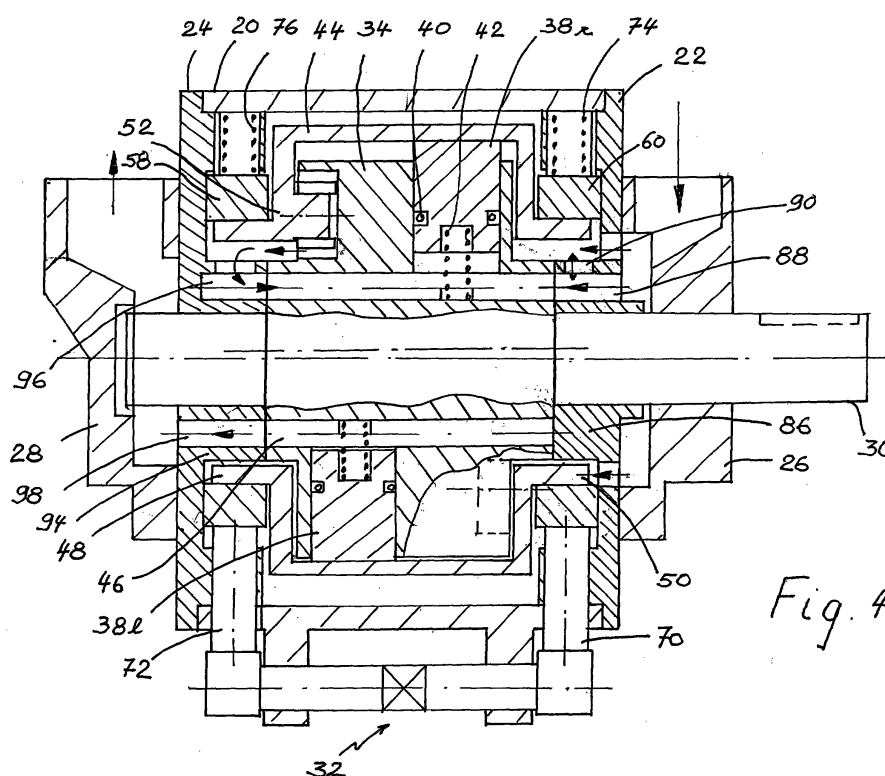
(74) Vertreter: **Meyers, Ernest et al
Office de Brevets
Meyers & Van Malderen
261 route d'Arlon
B.P. 111
8002 Strassen (LU)**

(71) Anmelder: **Seneca-Holding S.A.
1537 Luxembourg (LU)**

(54) **Radialkolbenpumpe**

(57) Die Radialkolbenpumpe umfasst ein Pumpengehäuse (20), zwei seitliche Deckel (22,24), einem mit einem Flüssigkeitseinlass und einem mit einem Flüssigkeitsauslass, einer in den Deckeln (22,24) axial gelagerten drehbaren Antriebswelle (30), ein auf der Antriebswelle (30) sitzender und mit dieser mitdrehender Rotor (34), wenigstens zwei in entsprechenden Zylinderräumen (36) im Rotor geführte radiale Kolben (38) und ein

um den Rotor (34) und den Kolben (38) angeordneter zylindrischer Führungsring (44), eine Mitnehmervorrichtung um den Führungsring (44) gemeinsam mit dem Rotor (34) in Drehung zu setzen, eine Regelvorrichtung (32) mit einer radial verstellbaren Halterung des Führungsring (44) um diesen während dem Pumpbetrieb in einer vorbestimmten gegenüber der Rotorachse exzentrischen Stellung zu lagern.



EP 1 293 667 A1

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Radialkolbenpumpe zur Verdrängung von Flüssigkeiten, mit einem Pumpengehäuse, zwei seitliche Einlassdeckel mit einem Flüssigkeitseinlass und Auslassdeckel mit einem Flüssigkeitsauslass, einer in den Deckeln axial gelagerten drehbaren Antriebswelle, ein auf der Antriebswelle sitzender und mit dieser mitdrehender Rotor, wenigstens zwei in entsprechenden Zylinderräumen im Rotor geführte radiale Kolben und ein um den Rotor und die Kolben angeordneter zylindrischer Führungsring.

[0002] Die Erfindung bezieht sich insbesondere auf eine Pumpe zur Kraftstoffversorgung der Triebwerke eines Flugzeuges. Die Erfindung ist jedoch nicht auf diese bevorzugte Anwendung begrenzt sondern kann auch auf anderen Gebieten zur Beförderung oder Verdrängung von Flüssigkeiten eingesetzt werden.

[0003] Die herkömmlichen Pumpen zur Brennstoffversorgung eines Flugzeugtriebwerkes werden unmittelbar von den Triebwerken angetrieben. Da diese Triebwerke, mit Ausnahme beim Landevorgang, mit konstanter Drehzahl laufen, werden die Pumpen ebenfalls mit konstanter Drehzahl betrieben, so dass das Fördervolumen des Brennstoffes zeitlich konstant ist und so berechnet sein muss, dass es dem höchsten Brennstoffverbrauch nachkommen kann. Dieser Brennstoffverbrauch hängt jedoch von den Flugbedingungen ab und wird im wesentlichen durch den Piloten über den Steuerhebel bestimmt.

[0004] Dieser Steuerhebel wirkt auf eine der Brennstoffpumpe nachgeschaltete Regelvorrichtung welche die Leistung und den Brennstoffverbrauch bestimmt. Ausser der mechanischen Regelung durch den Steuerhebel erfährt die Regelvorrichtung auch noch eine sensorgesteuerte Regelung in Abhängigkeit verschiedener Flugparameter wie Höhe, Druck, usw., so wie eine elektrische Regelung zur Verfeinerung der hydraulischen Regelung.

[0005] Die Regelvorrichtung erhält demgemäss eine zeitlich konstante Brennstoffmenge und speist das zugehörige Triebwerk mit einer kleineren zeitlich veränderlichen Brennstoffmenge. Die Differenz oder überschüssige Brennstoffmenge wird von der Regelvorrichtung abgezweigt und in den Brennstofftank zurückgeführt.

[0006] Die Tatsache, dass die herkömmlichen Pumpen unter den meisten Bedingungen mehr Brennstoff befördern als tatsächlich verlangt ist, bedeutet einen doppelten Energieverlust. Einerseits muss die Pumpenenergie aufgebracht werden zur Beförderung einer nicht benutzten Brennstoffmenge. Andererseits verlangt die zwangsläufige Rückführung eines Teils des Brennstoffs eine Abkühlung, weil durch die zwangsläufige Rückführung eine Druckerhöhung und eine Erwärmung des Brennstoffs und des Systems entsteht. In anderen Worten, es wird nicht nur Energie aufgebracht, die nicht verwendet wird, sondern diese Energie muss

auch noch vernichtet werden.

[0007] Der schlimmste Nachteil dieser bekannten Pumpen mit einer Überbeförderung von Brennstoff ist jedoch die Gefahr, insbesondere die Explosionsgefahr. Die Untersuchungen nach den Ursachen eines Flugzeugabsturzes vor einigen Jahren haben nämlich ergeben, dass eine ausser Kontrolle geratene Erhitzung in der Rückföhrleitung des Brennstoffs zu einer Explosion des Brennstofftanks und zum Ansturz der Maschine geführt hat.

[0008] Ein weiterer Nachteil der bekannten Pumpen wie Kreisel-, Zahnrad-, Seitenkanal-, Flügelzellen- und Kolbenpumpen ist, dass sie nur mit einer begrenzten Drehzahl von nicht mehr als 3-4000 UpM betrieben werden können. Da sie aber vom Triebwerk selbst, welches mit mehr als 18000 UpM dreht angetrieben werden, werden grosse Untersetzungsgetriebe benötigt, was natürlich hinsichtlich Raumbedarf und Gewicht nachteilig ist.

[0009] Der vorliegenden Erfindung liegt deshalb die Aufgabe zugrunde eine Radialkolbenpumpe zu schaffen, welche nur soviel Flüssigkeit befördert, wie vom zugehörigen Verbraucher verlangt wird und wobei die beförderte Flüssigkeit gleichzeitig zur Kühlung der Pumpe dient.

[0010] Zur Lösung dieser Aufgabe weist die erfindungsgemässe Radialkolbenpumpe die im Hauptanspruch vorgesehenen Merkmale auf. Weitere Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen.

[0011] Bei der erfindungsgemässen Pumpe handelt es sich demgemäss um eine volumetrisch arbeitende regelbare Konstruktion. Der benötigte Volumenstrom wird in der bevorzugten Ausführung durch auf zwei Ebenen verteilte radial angeordnete Verdrängerkolben auf das geforderte Druckniveau von etwa $80^{\circ}-10^5$ Pa gebracht und zentral aus der Pumpe verdrängt.

[0012] Die Zwangsföhrung der Kolben im mitdrehenden Führungsring ohne Radialbewegung der Kolben geschieht unter optimalen Massenausgleichsbedingungen. Gleichzeitig wird die Belastung der Antriebswellenhauptlager erheblich minimiert, was geringen Verschleiss und dadurch eine längere wartungsfreie Laufzeit zur Folge hat.

[0013] Durch die verhältnismässig grosse Anzahl Verdrängerkolben wird eine wesentlich geringere Pulsation des Fördermediums erreicht, wodurch eine wesentlich geringere mechanische Belastung aller kraftstoffführenden Teile, wie Rohre und Schläuche erreicht wird.

[0014] Bei der erfindungsgemässen Radialkolbenpumpe entfällt demgemäss die Regelvorrichtung, welche bei den herkömmlichen Pumpen erforderlich war, um das von der Pumpe geförderte Brennstoffvolumen durch mechanisch, hydraulische und elektrische Steuerungen zu drosseln. Diese Steuerungen wirken nun unmittelbar auf die erfindungsgemässe Radialkolbenpumpe und sind in der Lage die geförderte Brennstoffmenge

linear zu vergrössern oder zu verkleinern. Hierdurch ergibt sich nicht nur eine wesentliche Energieeinsparung, sondern auch und insbesondere die Beseitigung eines grossen Risikofaktors.

[0015] Die Überhitzungsprobleme werden dadurch gelöst, dass die beförderte Flüssigkeitsmenge als Kühlmittel benutzt wird. Ein gewisser Anteil der aufgenommenen Flüssigkeiten füllt erst den gesamten Pumpeninnenraum und wird anschliessend von der Pumpe in den Verbraucher ausgestossen. Da dieser Anteil durch eine geeignete Wahl der Querschnitte der einzelnen Bohrungen willkürlich bestimmt werden kann, kann die Pumpe unter optimalen Bedingungen betrieben werden.

[0016] Da sämtliche Bauteile der Pumpe die in Bewegung sind von der Flüssigkeit umspült sind ist eine separate Schmierung dieser Teile nicht erforderlich. Hieraus ergibt sich ein wartungsfreier und verschleissarmer Betrieb.

[0017] Weitere Einzelheiten, Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der folgenden Beschreibung eines bevorzugten Ausführungsbeispiels der Erfindung.

[0018] Fig. 1 ist eine Perspektivansicht einer erfindungsgemässen Radialkolbenpumpe.

[0019] Fig. 2 ist eine auseinandergerissene Perspektivansicht der Pumpe in Richtung Einlassdeckel.

[0020] Fig. 3 ist eine auseinandergerissene Perspektivansicht der Pumpe in Richtung Auslassdeckel.

[0021] Fig. 4 ist ein Axialschnitt durch die erfindungsgemässe Pumpe längs der Schnittlinie IV — IV von Fig. 5.

[0022] Fig. 5 ist ein Diagonalschnitt durch die linke Kolbengruppe der Figur 4.

[0023] Die Figuren 6 und 7 sind Perspektivansichten der Innenseite bzw. der Aussenseite des Einlassdeckels.

[0024] Die Figuren 8 und 9 sind Perspektivansichten der Innenseite bzw. der Aussenseite des Auslassdeckels.

[0025] Die Fig. 10 ist eine Perspektivansicht des Rotors ohne Kolben.

[0026] Die Fig. 11 ist eine Perspektivansicht der verstellbaren Führungslager.

[0027] Die Figuren 12 und 13 sind Perspektivansichten der auf dem Führungsring sitzenden Führungslager.

[0028] Die Figuren zeigen ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemässen Radialkolbenpumpe zur Versorgung eines Flugzeugtriebwerkes mit Brennstoff. Die Erfindung ist jedoch nicht auf diese bevorzugte Anwendung begrenzt.

[0029] Die Pumpe ist in einem zylindrischen Pumpengehäuse 20 angeordnet. Dieses Gehäuse ist seitlich von einem Einlassdeckel 22 und einem Auslassdeckel 24 verschlossen. Auf den beiden Deckeln 22 und 24 sitzt jeweils ein Einlasstutzen 26 und ein Auslasstutzen 28 welche mit den jeweiligen nicht gezeigten Brennstoffzufuhr- und Abfuhrleitungen verbunden sind. In den Stutzen 26 und 28 ist eine Antriebswelle 30 drehbar ge-

lagert. Diese Welle 30 wird mit einer konstanten Drehzahl von z.B. 8600 Upm über ein nicht gezeigtes Untersetzungsgetriebe vom Flugzeugtriebwerk angetrieben.

[0030] An der Aussenseite des Pumpengehäuses 20 ist eine Regelvorrichtung 32 vorgesehen mit welcher, wie nachfolgend beschrieben wird, die Pumpe geregelt wird und die beförderte Brennstoffmenge stufenlos verändert werden kann.

[0031] Der Aufbau der Radialkolbenpumpe wird nachfolgend insbesondere mit Bezug auf die Figuren 2 bis 5 näher erläutert. Die Antriebswelle 30 trägt einen fest mit ihr verbundenen und in Fig. 10 einzeln gezeigten Rotor 34 mit einer Anzahl radialen Bohrungen oder Zylinderräumen 36 in welchen sich radial bewegbare Kolben 38 befinden. Im gezeigten Beispiel umfasst der Rotor 34 eine rechte und eine linke Gruppe von jeweils fünf Zylinderräumen 36r bzw. 36l in welcher sich jeweils die rechten Kolben 38r bzw. die linken Kolben 38l befinden. Die Anzahl Kolben 38 und Zylinderräume 36 bzw. die Anzahl Gruppen kann jedoch auch grösser oder kleiner sein. Die Pumpe muss jedoch minimal zwei gegenüberliegende Kolben aufweisen. Wichtig ist auch, dass die Kolben der einen Gruppe winkelmässig gegenüber den Kolben der anderen Gruppe winkelmässig versetzt sind. Im vorliegenden Beispiel mit jeweils fünf Kolben in jeder Gruppe sind die Kolben 38r um 36° gegenüber den Kolben 38l versetzt, d.h., dass wenn ein Kolben 38l der linken Gruppe, wie in Figur 5 gezeigt ist, nach Süden orientiert ist, ein entsprechender Kolben 38r der rechten Gruppe nach Norden orientiert ist. Hiermit besteht bei der Drehung eine optimale Auswuchtung.

[0032] In jedem Zylinderraum 36 befindet sich eine Druckfeder 42 (siehe Figur 4 und 5) welche zwischen der Grundfläche des Zylinderraumes 36 und dem Kolben 38, vorzugsweise in einer entsprechenden Ausbohrung des Kolbens eingespannt ist und den Kolben 38 demgemäss radial nach aussen beaufschlagt.

[0033] Der Rotor 34 befindet sich in einem zylindrischen Führungsring 44 an dessen Innenfläche sich die einzelnen Kolben 38r und 38l jeder Gruppe unter der Wirkung ihrer Federn 42 abstützen. Die Kopffläche der einzelnen Kolben 38 ist eine zylindrische Fläche mit einem kleineren Krümmungsradius als diejenige des Führungsringes 44. Zwischen dem Führungsring 44 und den einzelnen Kolben besteht demgemäss nur ein linearer tangentialer Kontakt wie aus den Figuren 4 und 5 ersichtlich ist. Die Kopffläche der Kolben 38 könnte auch kugelförmig sein und der Kontakt mit dem Führungsring demgemäss punktförmig. Der Grund dafür ist, dass bei der erfindungsgemässen Pumpe die Kopffläche der Kolben keine Arbeitsfläche sondern nur eine Führungsfläche ist. Die Arbeitsfläche der einzelnen Kolben ist nämlich wie nachfolgend erkennbar wird, die der Drehachse des Rotors 34 zugekehrte Grundfläche der einzelnen Kolben 38.

[0034] Der Rotor 34 wird von einer Seitenfläche zur anderen von zehn achsenparallelen Bohrungen 46 durchquert. Jede dieser Bohrungen 46 durchquert ei-

nen entsprechenden Zylinderraum 36 und bildet abwechselnd die Ansaugverbindung und die Verdränger-
verbindung mit den einzelnen Kolben 38.

[0035] Wie insbesondere aus den Figuren 2 und 3 ersichtlich ist, ist der Führungsring 44 trommelförmig mit zwei seitlichen ringförmigen radialen Wänden welche in der Nähe der Antriebswelle 30 als sich beidseitig axial erstreckende Führungsflansche 48, 50 ausgebildet sind. Der Führungsring muss montagebedingt durch eine nicht gezeigte Trennung zweiteilig ausgebildet sein.

[0036] Der Rotor 34 ist in Drehrichtung mit dem Führungsring 44 gekoppelt, so dass beide Teile gemeinsam von der Antriebswelle 30 um ihre jeweiligen Mittelachsen angetrieben werden. Die Kupplung besteht aus an den beiden radialen Innenseiten des Führungsringes 44 vorgesehenen Mitnehmerbolzen 52 welche in entsprechende zwischen den einzelnen Zylinderräumen 36 vorgesehenen Ausnehmungen 54 im Rotor 34 eingreifen. Es gibt demgemäss ebenfalls zehn Mitnehmerbolzen 52 und zehn Ausnehmungen 54. Jeder Mitnehmerbolzen 52 ist von einem Mitnehmermerring 56 umgeben dessen Aussendurchmesser, wie später verständlich wird, mindestens um den doppelten Mittenversatz kleiner sein muss als der Innendurchmesser der entsprechenden Ausnehmung. Diese Mitnehmermerringe 56 sind axiale Distanzstücke zwischen dem Rotor 34 und dem Führungsring 44.

[0037] Gemäss einem wichtigen Merkmal der Erfindung ist der Führungsring 44 gegenüber dem Rotor 34 radial verschiebbar. Zu diesem Zweck sind, wie aus den Figuren 11 bis 13 ersichtlich ist, die beiden Führungsflansche 48, 50 drehbar in zwei seitlichen Führungslagern 58, 60 gelagert. Die beiden Führungslager 58, 60 haben auf zwei gegenüberliegenden Seiten parallele Abflachungen 62 mit welchen sie an entsprechenden inneren Abflachungen 64 im Seitenrand 66 des Einlassdeckels 22 und im Seitenrand 68 des Auslassdeckels 24 drehfest im Gehäuse gehalten werden und in einer Richtung parallel zu den Abflachungen 62, 64 radial bewegt werden können.

[0038] Die radiale Verstellung der Führungslager 58, 60 und folglich des Führungsringes 44 erfolgt über zwei seitliche durch das Gehäuse 20 und die Seitenränder 66, 68 der Deckeln radial geführten Distanzbolzen 70, 72. Auf der gegenüberliegenden Seite der Distanzbolzen sind die Führungslager 58, 60 der Wirkung von Druckfedern 74, 76 ausgesetzt. Die radiale Verstellung der Distanzbolzen 70, 72, gegen die Wirkung der Federn 74, 76 erfolgt über die Regelvorrichtung 32. Diese kann, wie gezeigt, aus einer an der Aussenseite des Gehäuses 20 drehbar gelagerten Exzenterwelle 78 mit zwei seitlichen Nocken 80, 82 und einem Kipphebel 84 bestehen. Beim Kippen des Hebels 84, werden die Distanzbolzen 70, 72 radial verstellt.

[0039] Die Wirkung der Regelvorrichtung 32 auf den Betrieb der Pumpe geht am besten aus Figur 5 hervor wobei davon auszugehen ist, dass die Drehachse des Rotors 34 ortsfest ist und die Achse des Führungsringes

44 von der Stellung des Kipphebels 84 abhängig ist. In der Nullstellung der Regelvorrichtung liegen beide Achsen aufeinander. In dieser Stellung wird alles coaxial von der Welle 30 angetrieben und es findet keine Relativbewegung und keine Raumveränderung statt. Die Pumpe, obschon sie dreht, verdrängt keinen Brennstoff.

[0040] Bei Bedienung der Verstellvorrichtung wandert die Achse des Führungsringes 44 wie in Fig. 5 gezeigt ist in den eingestellten Abstand zur Rotorachse. Bei einer Drehung der Antriebswelle 30 wird nun der Rotor 34 um seine eigene Achse gedreht und der Führungsring 44 ebenfalls um seine eigene Achse. Die einzelnen Kolben 38 drehen mit dem Führungsring 44 um dessen Achse. Da die Kolben 38 jedoch auch vom Rotor 34 geführt werden findet eine Relativbewegung zwischen den einzelnen Kolben 38 und dem Rotor 34 statt obschon die einzelnen Kolben 38 sich während Drehung radial nicht bewegen. Da es keine typische Kolbenbewegung gibt, ist ein Massenausgleich nicht erforderlich. Ein Auswuchten der drehenden Teile ist nur aufgrund unterschiedlicher Fertigungstoleranzen erforderlich.

[0041] Wie die Figur 5 deutlich erkennen lässt, ergibt sich bei der Drehung in den Zylinderräumen 36 zentrumseitig eine Raumgrößenveränderung welche dem doppelten Abstand der Achsen des Rotors 34 und des Führungsringes 44 entspricht. Im gezeigten Beispiel ist die Raumgrösse auf der Südseite am kleinsten und auf der Nordseite am grössten. Bei einer Drehung im Uhrzeigersinn ist demgemäss jeder Kolben in der Ansaugphase wenn er auf der linken Seite ist und in der Verdrängungsphase wenn er auf der rechten Seite ist.

[0042] Ein wesentlicher Punkt der erfindungsgemässen Radialkolbenpumpe ist der Durchfluss des Brennstoffs durch die Pumpe weil dieser Durchfluss sowohl für die Kühlung als auch für die Schmierung der Pumpe sorgt.

[0043] Der Einlassdeckel 22 (siehe Figuren 6 und 7) umfasst eine mittlere zum Rotor hin gerichtete Nabe 86 mit einem axialen nierenförmigen Schlitz 88. Dieser Schlitz 88 bildet während der Drehung des Rotors 34 eine Verbindung zu den einzelnen axialen Bohrungen 46 im Rotor 34. Die Winkelstellung ist so, dass der Schlitz 88 sich auf der linken in bezug zu Fig. 5 beschriebenen Ansaugseite befindet.

[0044] Die Nabe 86 umfasst ebenfalls eine Anzahl radiale Öffnungen 90 welche den Schlitz 88 mit dem Pumpeninnenraum verbinden. Der Deckel umfasst ausserdem einen Kranz axiale Öffnungen 92 welche ebenfalls zum Pumpeninnenraum führen.

[0045] Der Auslassdeckel 24 (siehe Figuren 8 und 9) umfasst ebenfalls eine mittlere zum Rotor hin gerichtete Nabe 94, hier jedoch mit zwei entgegengesetzten axialen nierenförmigen Schlitz 96, 98 wobei der Schlitz 96 über radiale Öffnungen 100 mit dem Pumpeninnenraum verbunden ist, aber nicht mit dem Auslassutzen 28. Bei der Drehung des Rotors 34 kommen die einzelnen axialen Bohrungen 46 ebenfalls nacheinander in Verbindung mit den beiden Schlitz 96, 98. Winkel-

mässig sind die Schlitze so angeordnet dass, bezogen auf die Fig. 5, der Schlitz 96 sich auf der Ansaugseite befindet und der Schlitz 98 auf der Verdrängungsseite.

[0046] Mit dieser Anordnung ist der Durchfluss in Fig. 4 durch Pfeile angedeutet. Der Brennstoff fliesst auf der linken Seite durch den Einlassutzen 26 und den Einlassdeckel 22 in die Pumpe. Der durch die axialen Öffnungen 92 einfliessende Brennstoff füllt den Pumpeninnenraum und umspült sämtliche Bauteile. Dieser Brennstoffanteil sorgt demgemäss für die Abkühlung und eine Schmierung der einzelnen Bauteile.

[0047] Der durch den Schlitz 88 und die Öffnungen 90 in dem Schlitz 88 fliessende Brennstoff wird durch die nacheinander den Schlitz 88 überstreifenden axialen Bohrungen 46 in die sich vergrössernden Zylinderräume 36 auf der Ansaugseite der Pumpe angesaugt.

[0048] Der im Pumpeninnenraum erwärmte Anteil des Brennstoffs gelangt schliesslich auf der Ausgangsseite durch die radialen Öffnungen 100 in den Schlitz 96 und wird dann durch die vorbeidrehenden Bohrungen 46 in die sich vergrössernden Zylinderräume 36 auf der Ansaugseite angesaugt. Sobald die so gefüllten Zylinderräume 36 den Scheitel passieren und auf die Verdrängungsseite gelangen wird der Brennstoff aus den sich verkleinernden Zylinderräumen 36 durch die Bohrungen 46 und den Schlitz 98 aus der Pumpe ausgestossen.

[0049] Wie bereits oben erwähnt, ist die Kühlung ein sehr wichtiger Punkt weil bei Pumpen eine sehr grosse Wärmeentwicklung entsprechend der Antriebsleistung und Umgebungstemperatur zu erwarten ist. Da die Kühlung oder der Wärmeentzug durch den Brennstoff erfolgt ist, bei der erfindungsgemässen Radialkolbenpumpe die Kühlung proportional zum Durchsatz.

[0050] Bei der erfindungsgemässen Pumpe wird beim Einlassvorgang von der rechten Seite kaltes Medium und von der linken Seite wärmeres Medium angesaugt und wieder ausgestossen, wobei sich aufgrund der Fliehkraft das wärmere Medium immer am Drehmittelpunkt befindet und damit als erstes aus dem Betriebsraum verdrängt wird. Die Einstellung des Verhältnisses von kaltem Medium zu warmem Medium kann über die Querschnitte der axialen Bohrungen auf beiden Seiten des Rotors erfolgen.

[0051] Alle Verschleissteile wie Lager, Einlass- und Auslassteuerung usw. werden aus Silizium-Karbid gefertigt, womit eine extrem hohe Betriebsdauer zu erwarten ist.

[0052] Durch die hohe Drehzahl der Pumpe ist es möglich die Ausmasse sehr gering zu halten. So sind die Darstellungen der Figuren 4 und 5 im Masstab von 1:1. Bei einer solchen Pumpe mit 10 Kolben von 20 mm Durchmesser und einer Hubveränderung von 2 mm durch die Regelvorrichtung 84 wird bei einer Drehzahl von 8600 U/min. ein Durchsatz von 6480 L pro Stunde erreicht.

[0053] Die hohe Drehzahl der Pumpe erspart desweiteren riesige Untersetzungsgetriebe mit dem hierfür er-

forderlichen Raum und Gewicht.

[0054] Es ist nicht auszuschliessen, dass die Pumpe mit 18000 U/min. unmittelbar vom Triebwerk ohne Untersetzungsgetriebe angetrieben werden kann und die Abmessungen dementsprechend noch kleiner werden können.

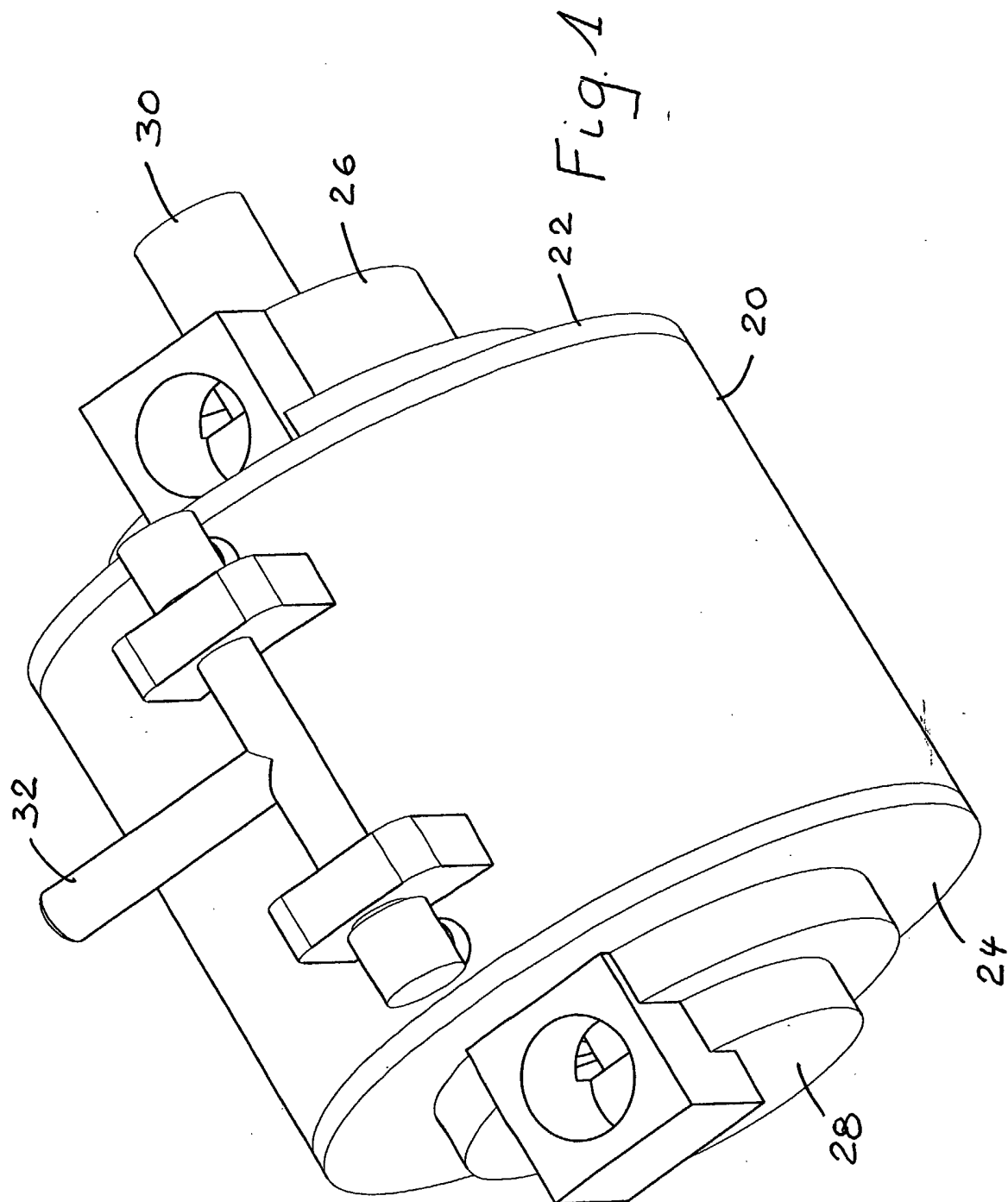
Patentansprüche

1. Radialkolbenpumpe zur Verdrängung von Flüssigkeiten mit einem Pumpengehäuse (20), zwei seitliche Einlassdeckel (22) mit einem Flüssigkeitseinlass und Auslassdeckel (24) mit einem Flüssigkeitsauslass, einer in den Deckeln (22, 24) axial gelagerten drehbaren Antriebswelle (30), ein auf der Antriebswelle (30) sitzender und mit dieser mitdrehender Rotor (34), wenigstens zwei in entsprechenden Zylinderräumen (36) im Rotor geführte radiale Kolben (38) und ein um den Rotor (34) und den Kolben (38) angeordneter zylindrischer Führungsring (44) **gekennzeichnet durch** eine Mitnehmervorrichtung um den Führungsring (44) gemeinsam mit dem Rotor (34) in Drehung zu setzen, eine Regelvorrichtung (32) mit einer radial verstellbaren Halterung des Führungsring (44) um diesen während dem Pumpbetrieb in einer vorbestimmten gegenüber der Rotorachse exzentrischen Stellung zu lagern und zwischen den radial nicht beweglichen Kolben (38) und dem Rotor (34) eine Relativbewegung zu erzeugen, welche die rotorachsenseitigen mit dem Flüssigkeitseinlass und dem Flüssigkeitsauslass verbundenen Volumen der Zylinderräume (36) nacheinander vergrössert und verkleinert.
2. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Rotor zwei nebeneinander liegende Gruppen mit einer ungeraden Anzahl Zylinderräumen (361, 36r) und entsprechenden Kolben (381, 38r) aufweist.
3. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** jede Gruppe fünf um jeweils 72° versetzte Zylinderräume (36) mit entsprechenden Kolben (38) aufweist wobei der Zylinderraum (36) einer Gruppe um 36° gegenüber einem Zylinderraum der anderen Gruppe versetzt ist.
4. Radialkolbenpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** jeder Zylinderraum (36) eine Feder (42) enthält welche den zugehörigen Kolben (38) nach aussen belastet.
5. Radialkolbenpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Mitnehmervorrichtung aus an den Seitenflächen des Rotors (34) zwischen den einzelnen Zylinderräumen (361, 36r) vorgesehenen axialparallelen Ausnehmungen

(54) in welche entsprechende an den seitlichen Innenflächen des Führungsrings vorgesehene Mitnehmerbolzen (52) dringen besteht.

6. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen jedem Mitnehmerbolzen (52) und der entsprechenden Ausnehmung (54) ein als axiales Distanzstück dienender Mitnehmerring (56) vorgesehen, ist wobei der Ausendurchmesser des Mitnehmerrings (56) mindestens um den doppelten Mittenversatz kleiner ist als der Innendurchmesser der Ausnehmung (54). 5
7. Radialkolbenpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Führungsring (44) zwei seitliche axiale Führungsflansche (48, 50) aufweist, welche in zwei radial verstellbaren Führungslagern (58, 60) gelagert sind. 10
8. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regelvorrichtung (32) aus einer an der Aussenseite des Gehäuses (20) vorgesehenen Exzenterwelle (78) besteht welche über zwei Distanzbolzen (70, 72) mit den verstellbaren Führungslagern (58, 60) verbunden sind. 15
9. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Führungslager (58, 60) gegen zwei Druckfedern (74, 76) verstellbar sind. 20
10. Radialkolbenpumpe nach einem der Ansprüche 1 — 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Rotor (34) von einer Anzahl axialparallelen kranzförmig angeordneten Bohrungen (46) durchquert ist, wobei jede Bohrung (46) jeweils mit einem Zylinder- 25
raum (36) verbunden ist. 30
11. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Einlassdeckel (22) eine innere dem Rotor (34) zugewandte Nabe (86) mit einem nierenförmigen Schlitz (88) aufweist mit welchem die Einlassseiten der axialen Bohrungen (46) des Rotors (34) bei dessen Drehung nacheinander in Verbindung kommen. 35
40
12. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Einlassdeckel (22) ebenfalls eine Anzahl um die Nabe (86) angeordnete Einlassöffnungen (92) aufweist durch welche der Pumpeninnenraum mit Flüssigkeit gefüllt wird. 45
50
13. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 11 und 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** der nierenförmige Schlitz (88) durch radiale Öffnungen (90) mit dem Innenraum der Pumpe verbunden ist. 55
14. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Auslassdeckel (24) ei- 60
15. Rotationskolbenpumpe nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** in der Nabe (96) des Auslassdeckels (24) ein durchgehender Schlitz (98) vorgesehen ist mit welchem die Auslassseite der axialen Bohrungen (46) des Rotors (34) bei dessen Drehung nacheinander in Verbindung kommen so dass die Flüssigkeit aus den sich verkleinernden Zylinderräumen (36) durch den Schlitz (98) aus- 65
gestossen wird.
16. Verwendung einer Radialkolbenpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 15 zur Kraftstoffversorgung der Triebwerke eines Flugzeuges. 70

ne innere dem Rotor (34) zugewandte Nabe (94) mit einem nierenförmigen nichtdurchgehenden Schlitz (96) aufweist mit welchem die Einlassseiten der axialen Bohrungen (46) des Rotors (34) bei dessen Drehung nacheinander in Verbindung kommen, dass der Schlitz (96) über radiale Öffnungen (100) mit dem Pumpeninnern verbunden ist so dass die im Pumpeninnenraum erhitzte Flüssigkeit in die sich vergrößernden Zylinderräume (36) angesaugt wird.



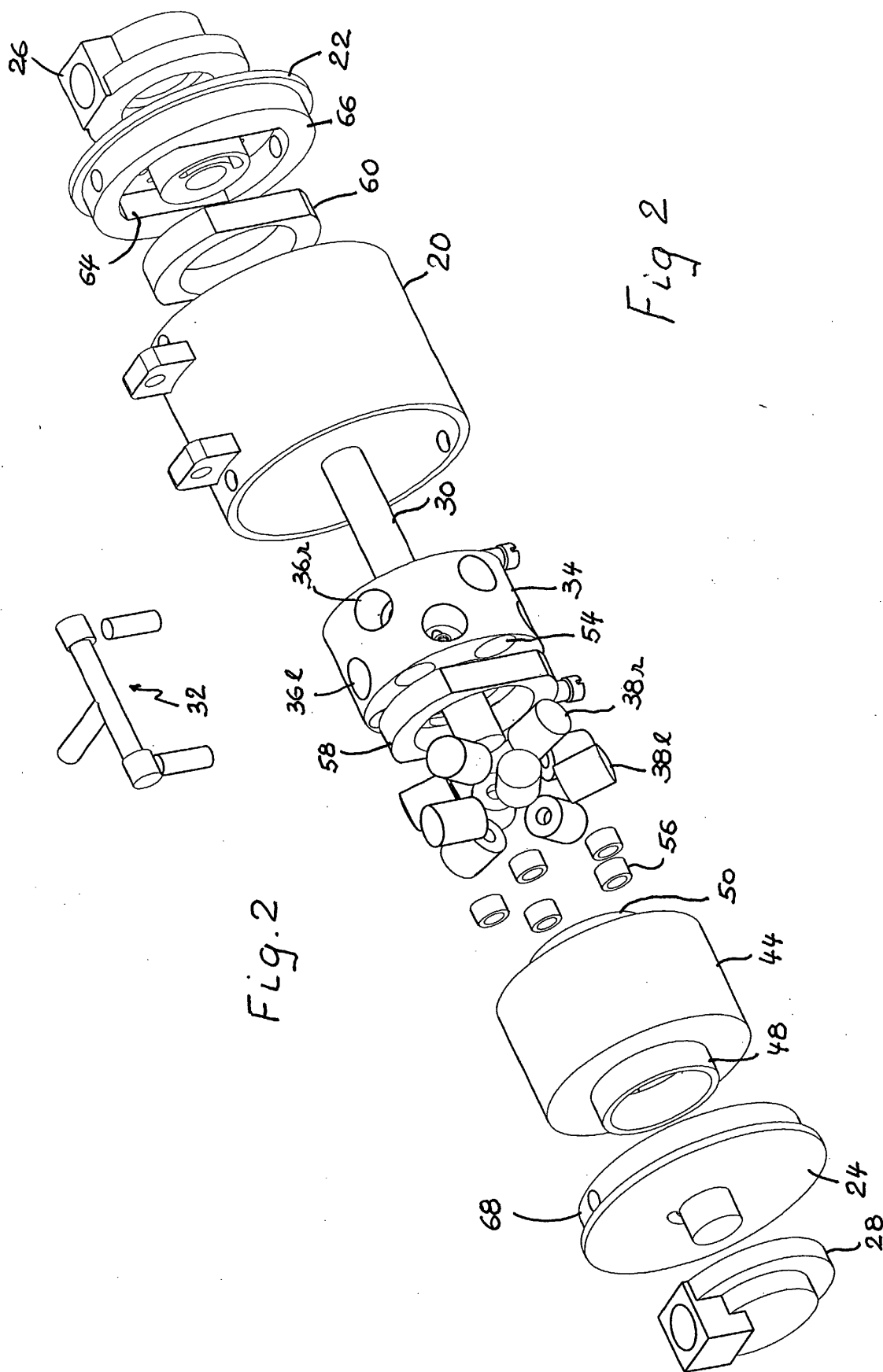


Fig 2

Fig.2

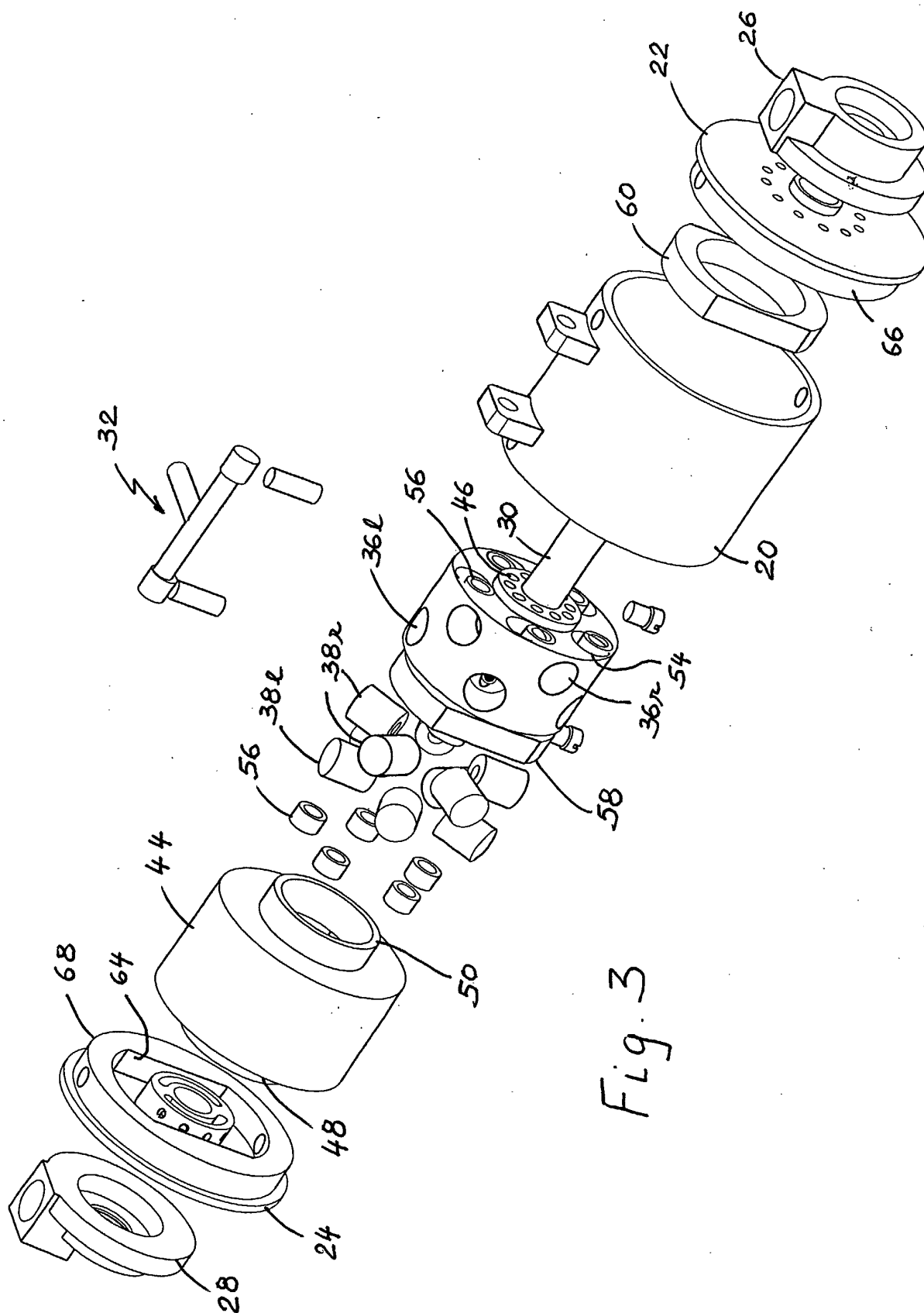
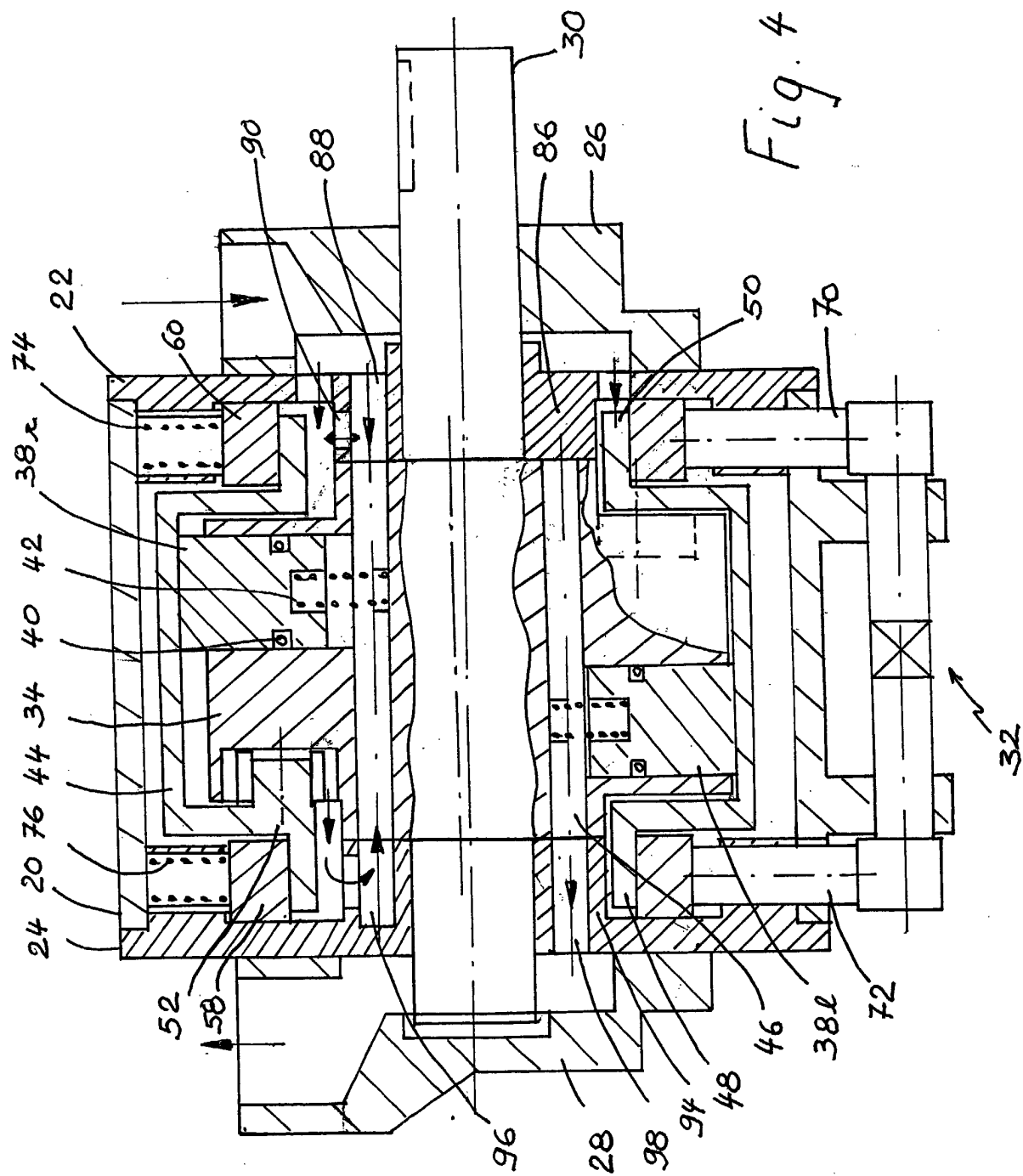
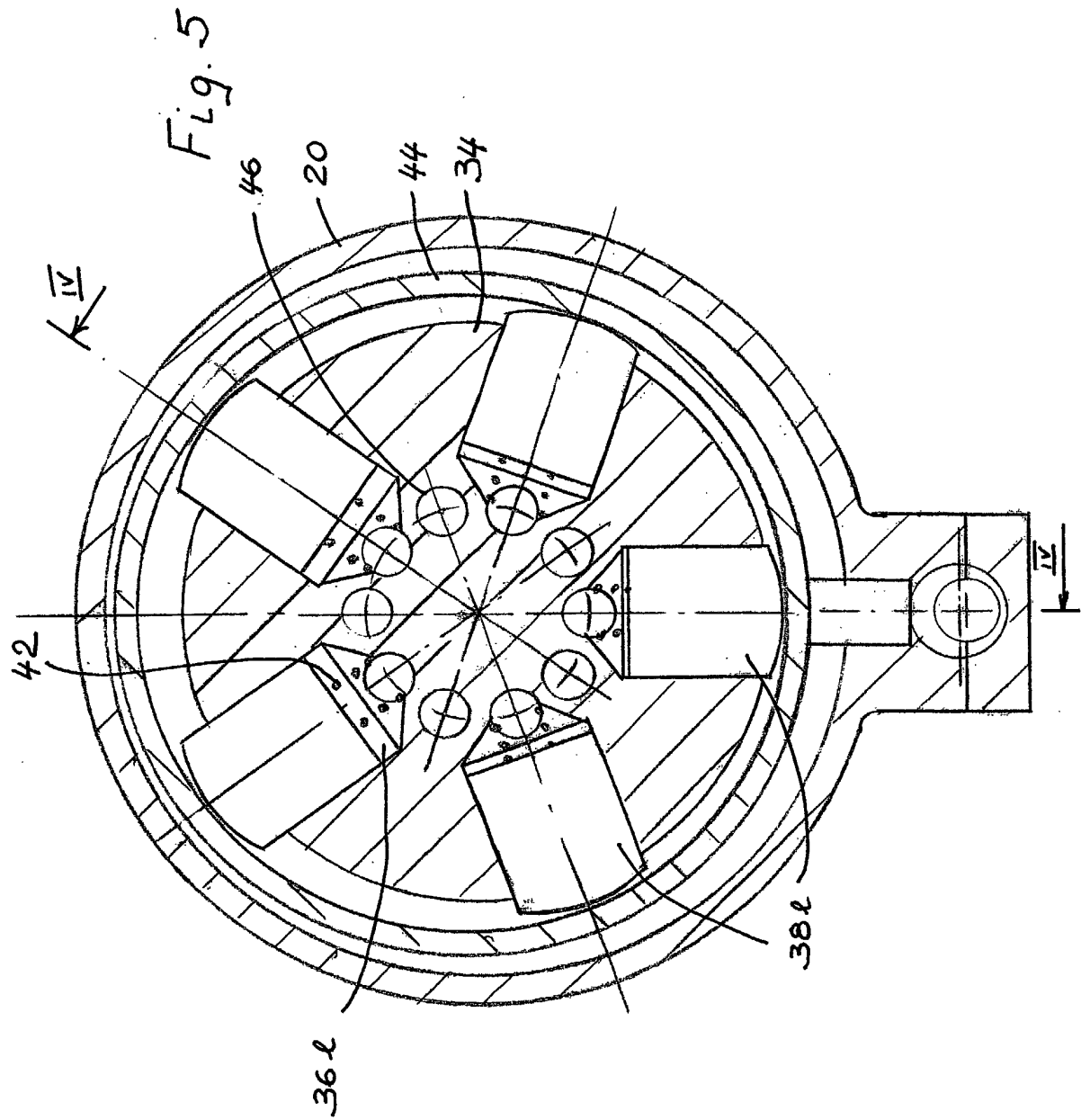


Fig. 3





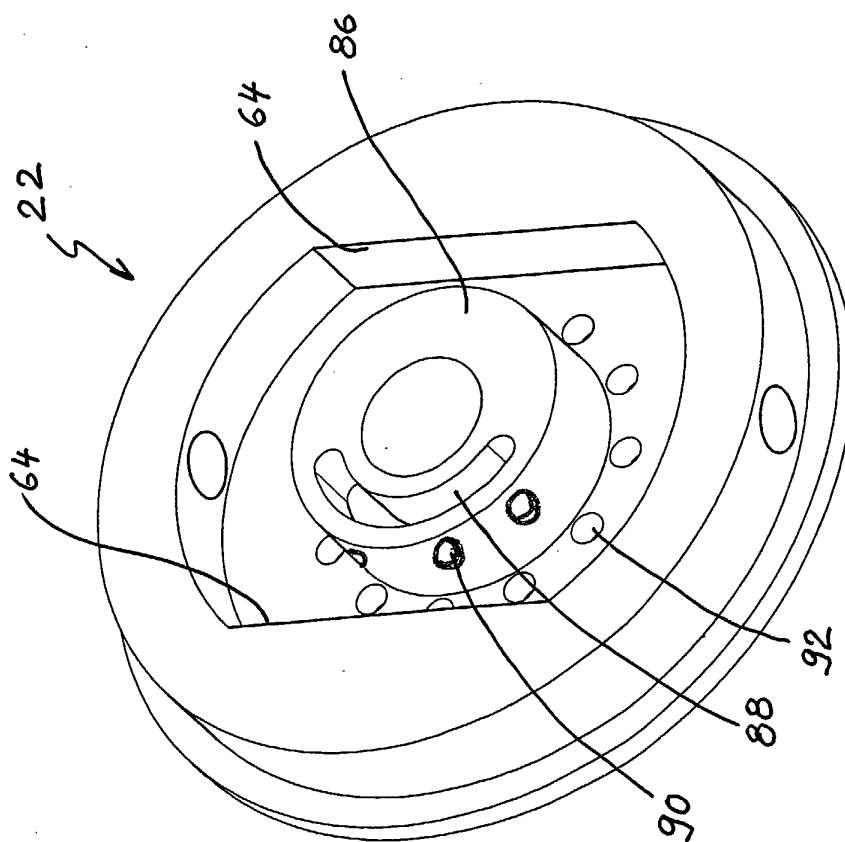


Fig. 6

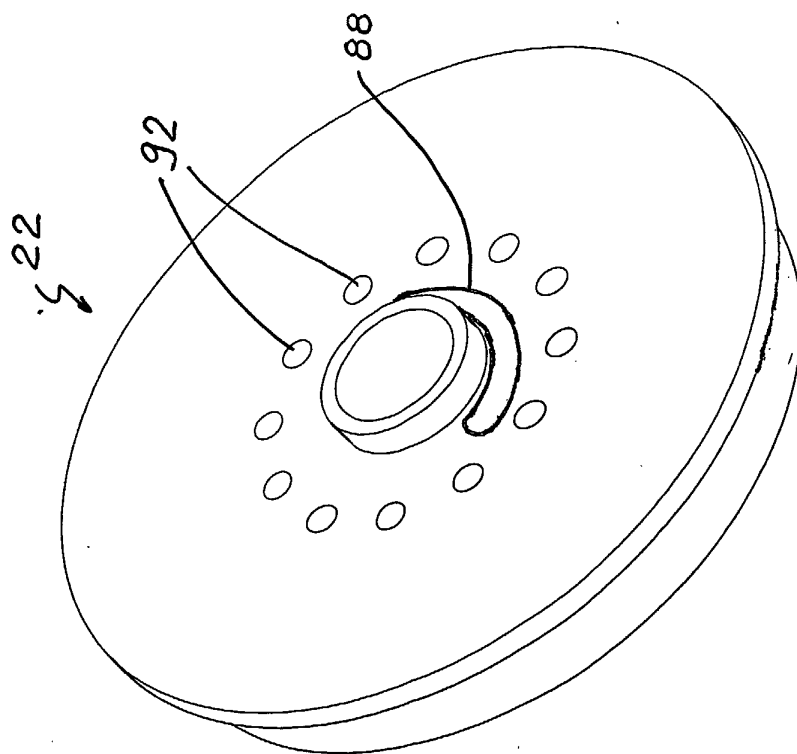
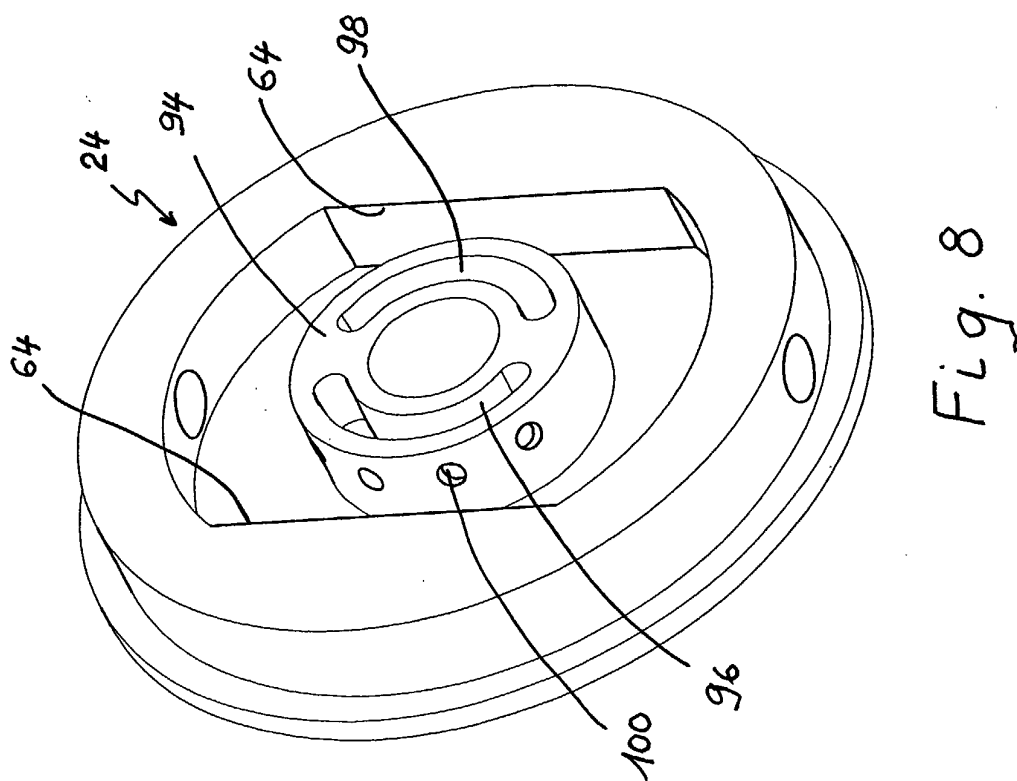
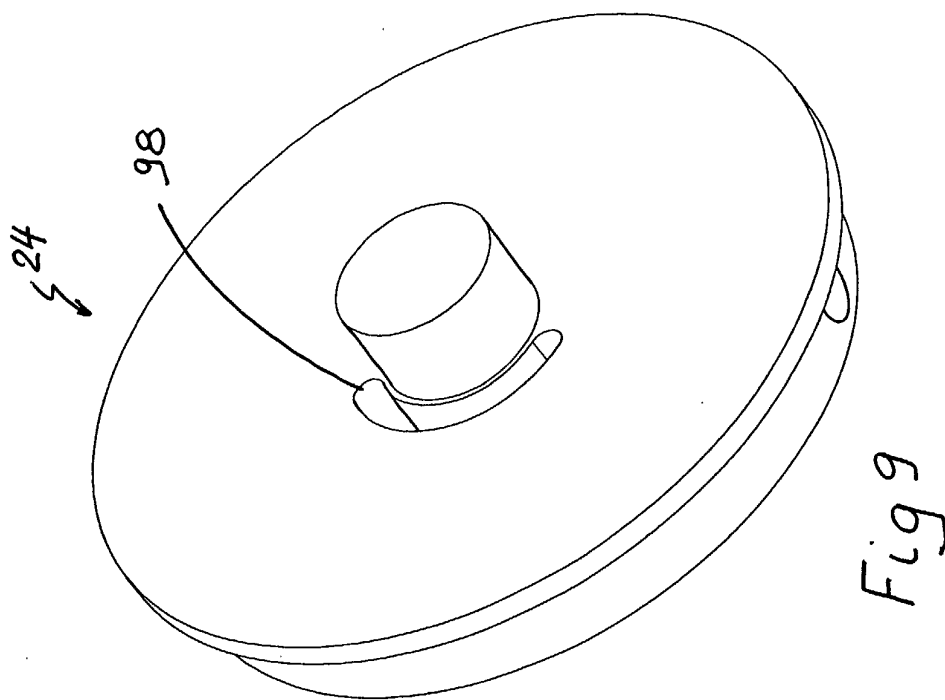


Fig. 7



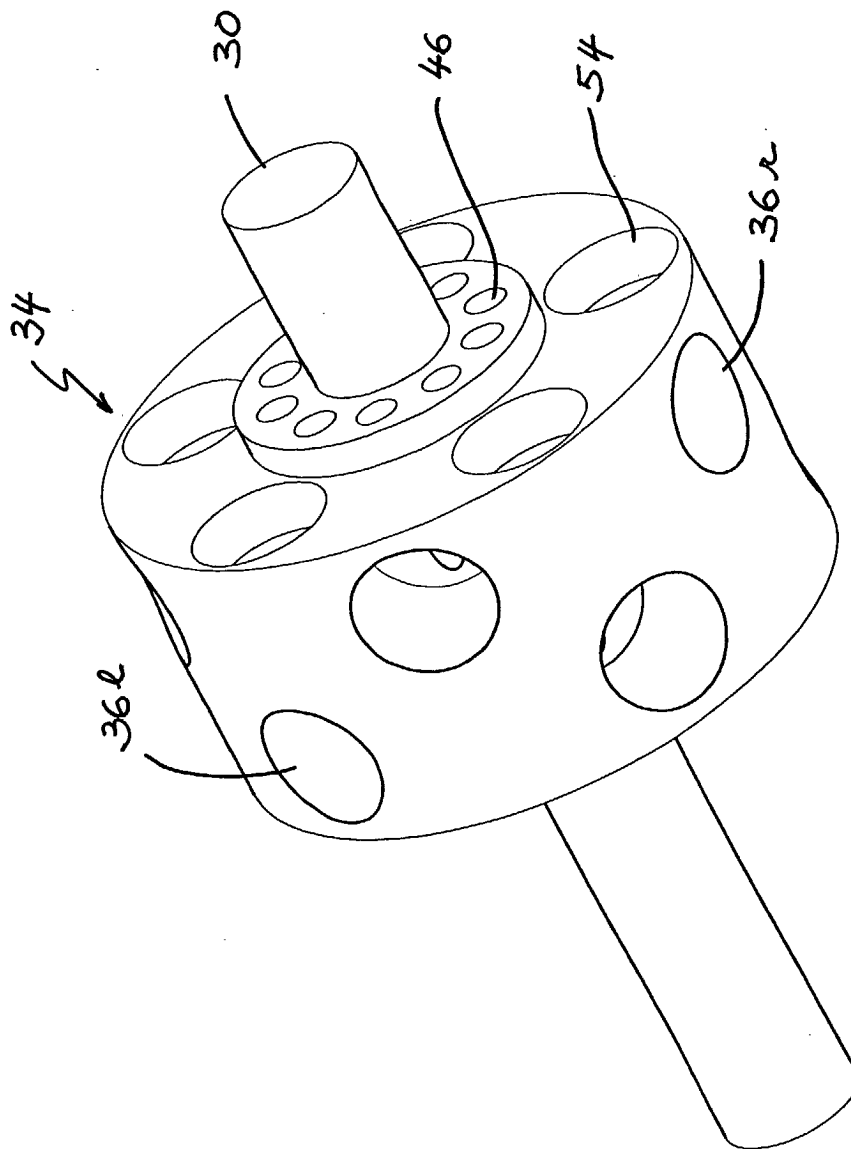
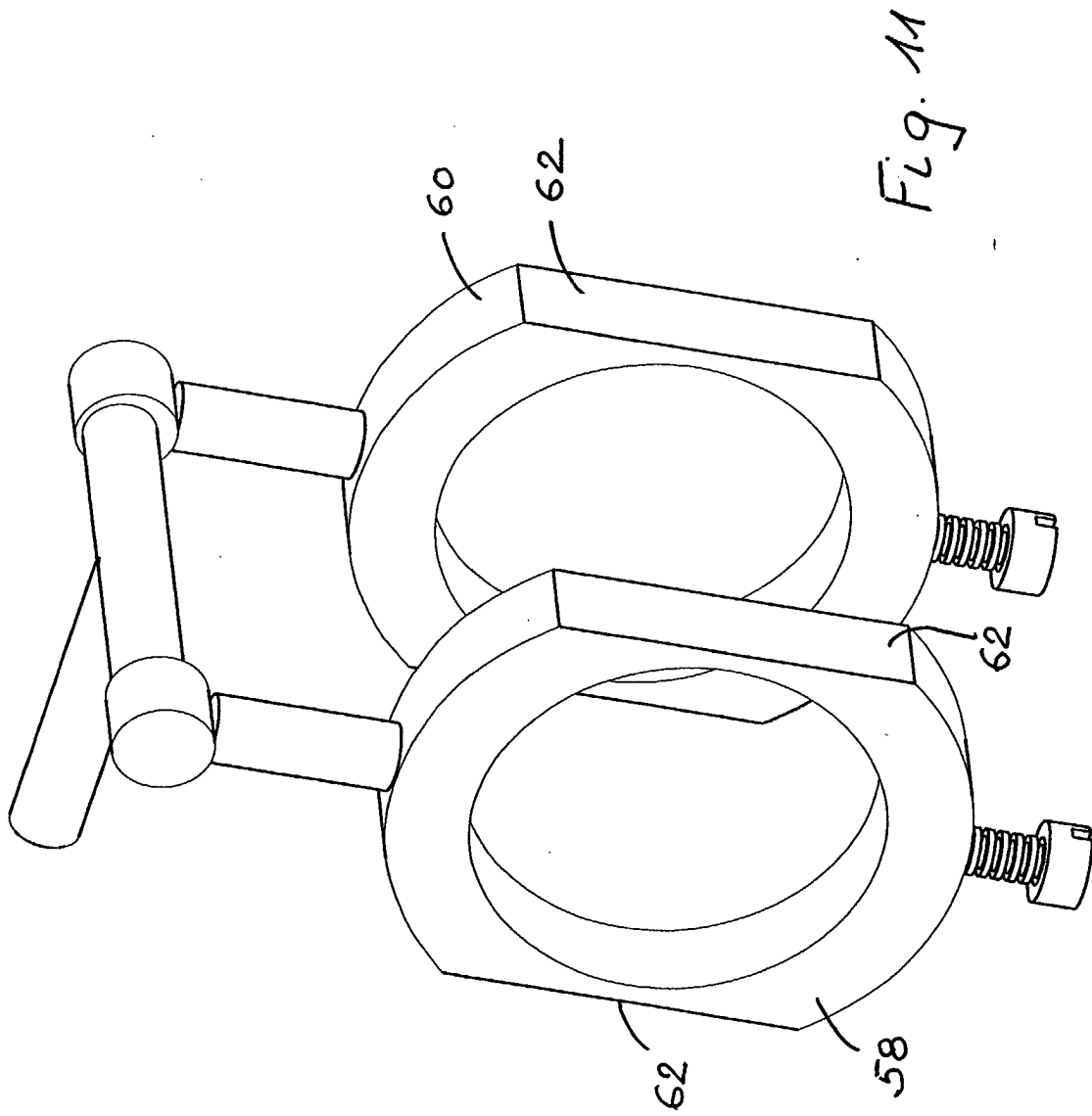
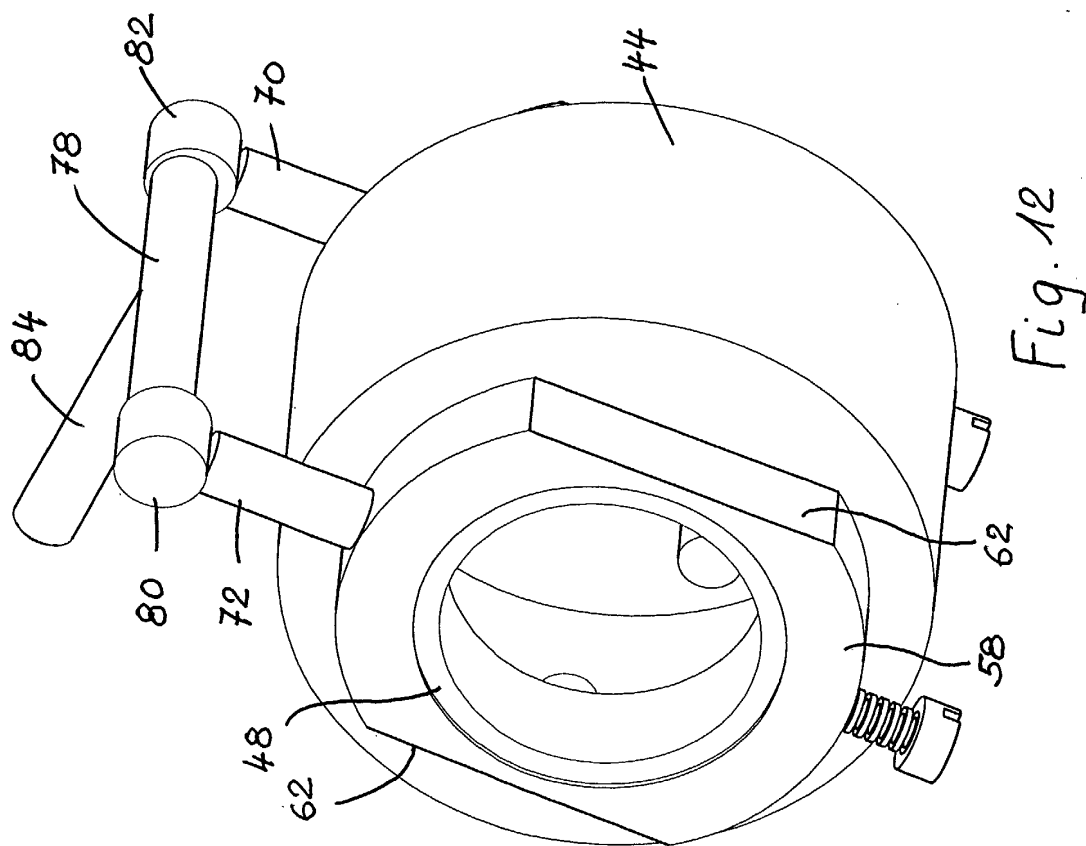
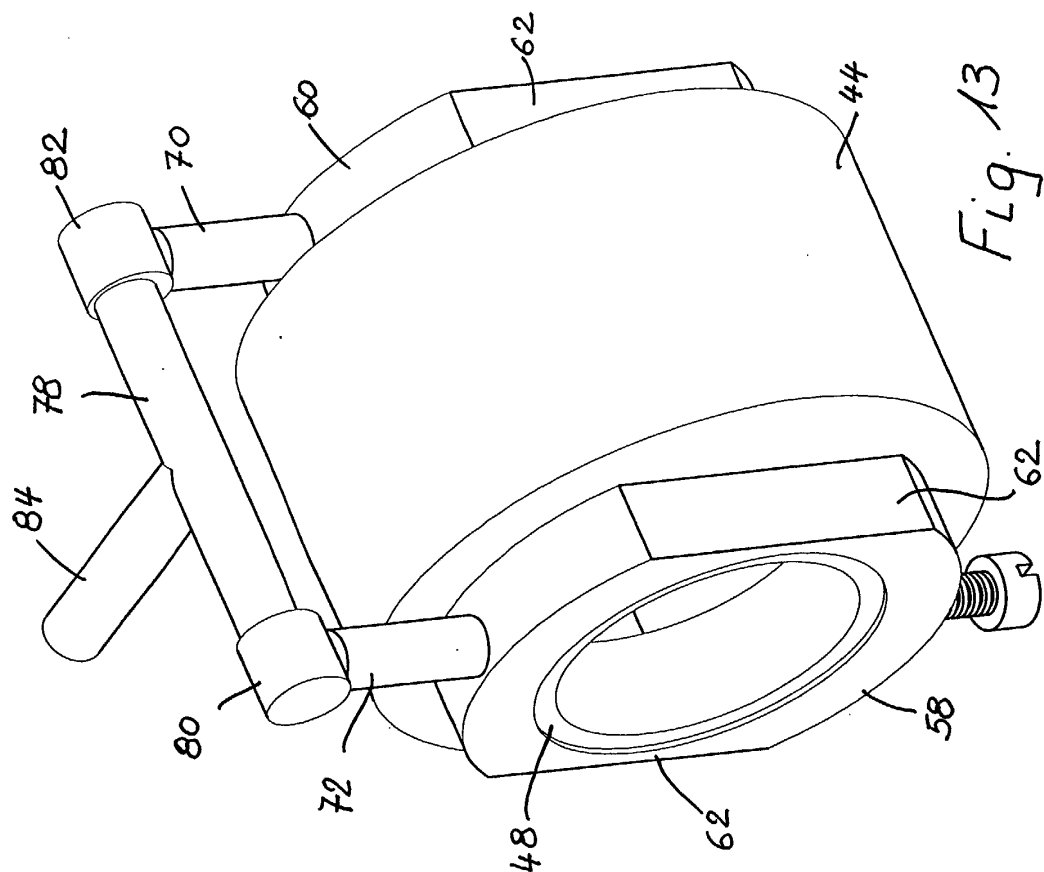


Fig 10







Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 01 20 3499

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.7)
A	GB 120 773 A (R.F.CAREY) 19. Dezember 1918 (1918-12-19) * das ganze Dokument * * Seite 5, Zeile 52 - Seite 6, Zeile 3; Abbildungen 7,8 *	1,16	F04B1/07 F04B1/047
A	US 3 028 814 A (DOUGLAS RUMSEY ROLLIN ET AL) 10. April 1962 (1962-04-10) * das ganze Dokument * * Spalte 2, Zeile 18 - Spalte 3, Zeile 43; Abbildungen 1,3 *	1,16	
A	US 4 601 641 A (KUROYANAGI MASATOSHI ET AL) 22. Juli 1986 (1986-07-22) * das ganze Dokument *	1,16	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int.Cl.7)
			F04B
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 15. Februar 2002	Prüfer Ingelbrecht, P
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

EPO FORM 1503 03/82 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 01 20 3499

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.
 Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
 Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

15-02-2002

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
GB 120773	A		KEINE		
US 3028814	A	10-04-1962	KEINE		
US 4601641	A	22-07-1986	JP	1840791 C	25-04-1994
			JP	5050592 B	29-07-1993
			JP	61031675 A	14-02-1986

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82