



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 0 846 861 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
19.03.2003 Patentblatt 2003/12

(51) Int Cl.7: **F04C 15/04**

(21) Anmeldenummer: **97112646.1**

(22) Anmeldetag: **23.07.1997**

(54) **Stufenlos verstellbare Zahnringpumpe**

Continuously variable annular gear pump

Pompe annulaire à engrenages continuellement variable

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT DE ES FR GB IT SE

(30) Priorität: **04.12.1996 DE 29621073 U**
25.02.1997 DE 29703369 U

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
10.06.1998 Patentblatt 1998/24

(73) Patentinhaber: **Eisenmann, Siegfried A.,
Dipl.-Ing.
D-88326 Aulendorf (DE)**

(72) Erfinder: **Eisenmann, Siegfried A., Dipl.-Ing.
D-88326 Aulendorf (DE)**

(74) Vertreter: **Marx, Lothar, Dr. et al
Patentanwälte Schwabe, Sandmair, Marx
Stuntzstrasse 16
81677 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 258 797 DE-A- 4 231 690

EP 0 846 861 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents 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

[0001] Die Erfindung betrifft eine verstellbare Zahnringpumpe nach dem Oberbegriff von Anspruch 1, die in ihrer spezifischen Fördermenge [Fördervolumen/ Drehzahl] verändert werden kann.

[0002] Bekannte Zahnradpumpen weisen eine systembedingt konstante spezifische Fördermenge auf, weil die Geometrie der Verdrängerzellen nicht verändert werden kann. Die expandierenden und die komprimierenden Förderzellen schwanken während der Drehung des Zahnradatzes von einem Minimum zu einem Maximum und wieder zurück zum Minimum, weil die Zähne starr und nicht veränderbar sind. Aus dieser Konstanz der spezifischen Fördermenge ergibt sich automatisch eine Proportionalität der Fördermenge der Pumpe über der Drehzahl, solange der Füllgrad der Förderzellen 100 % ist.

[0003] In vielen Anwendungsfällen ist jedoch diese Proportionalität störend und unerwünscht. Bei einer Presse beispielsweise ist zwar für den Eilgang eine hohe Liefermenge an Drucköl notwendig, in der Endphase des Arbeitshubes jedoch wird nur noch hoher Druck gefordert, der Bedarf an Öl-Fördermenge geht jedoch auf Null zurück. Da die Antriebsdrehzahl solcher Pumpen in der Regel konstant bleibt, entsteht ein unter hohem Druck stehender Ölstromüberschuß, der energieverlustbehaftet in den Öltank zurückströmt.

[0004] Besonders störend ist dieser Ölstromüberschuß beispielsweise bei Motorschmierpumpen, bei Kraftfahrzeugen und bei den Ölversorgungspumpen von automatischen Getrieben. Diese benötigen zwar bei niedriger Motor- und damit niedriger Pumpendrehzahl eine bei Leerlauf erforderliche Mindestfördermenge und bei hoher Drehzahl einen Mindestöl Druck, der Ölmengenbedarf bei höherer Drehzahl liegt aber weit unterhalb der Proportionalitätslinie, bei maximalen Drehzahlen meistens unter einem Drittel der Proportionalitätsmenge.

[0005] Abgesehen von vielen Bemühungen, dieses Problem durch Saugdrosselung zu lösen, hat man Lösungen mit verstellbaren Flügelzellenpumpen vorgeschlagen. Lösungen mit Zweiregisterpumpen zur Erzielung von wenigstens zwei Förderstufen oder mit zwei variabel gegeneinander arbeitenden Laufsätzen sind auch bekannt geworden.

[0006] Ein guter Lösungsansatz ist eine Zahnringpumpe als Innenzahnradpumpe, die keine Mondsichel benötigt, weil die Zahnform so gewählt ist, daß durch Zahnkopfberührung jede Zahnkammer von den benachbarten Zahnkammern zuverlässig abgedichtet ist, so daß ein guter volumetrischer Wirkungsgrad erzielt wird. Bei derartigen Zahnringpumpen besteht die Möglichkeit, daß der Achsabstand des Innenläufers zum Außenläufer bzw. die Winkellage der Exzenterachse, gegenüber dem Gehäuse und somit gegenüber den Zu- und Abflußöffnungen im Gehäuse verändert werden kann.

[0007] Eine konstruktive Lösung könnte darin bestehen, daß der Außenläufer in einem Exzentering gelagert ist, der im Gehäuse drehbar angeordnet und verstellbar ist. Für eine für die praktische Anwendung notwendige Fördermengenverstellung bis nahe an den Wert Null heran, was beim Kaltstart sehr erwünscht ist, ist eine Winkelverstellung der Exzenterachse von 90° erforderlich. Dies bedeutet, daß der Exzentering zur Verstellung der Exzentrizitätsachse des Laufsatzes um 90° und somit um große Umfangswege verdreht werden muß. Damit müßte auch die Regelfeder sehr große Wege durchfahren, was wegen der erforderlichen weichen Kennlinie zu schwierig zu realisierenden Abmessungen führen würde. Da speziell bei Kraftfahrzeugmotoren und Automatikgetrieben sehr häufige und schnelle Drehzahlwechsel stattfinden, müßte der Exzentering hohe Drehbeschleunigungen und Verzögerungen erfahren, was zu großen Verstellkräften, zu großen Verstellwiderständen und zu hohem Verschleiß führen würde. Auch ist die Verschmutzungsgefahr der großen Regelräume groß.

[0008] Eine gattungsgemäße Zahnringpumpe geht aus der DE 42 31 690 A1 hervor.

[0009] Die Erfindung löst das Problem kleiner Regelwege und schneller, präziser Reaktion der Regelung variabler Zahnringpumpen durch die kennzeichnenden Merkmale von Anspruch 1.

[0010] Nach den Gesetzen der Innengetriebe ist das negative Verhältnis des Drehwinkels der Exzenterachse bzw. des Planetenträgers zum Drehwinkel des Ritzels bzw. des Planetenrades gleich der Zähnezahldifferenz zwischen Hohlrad und Ritzel gleich eins ist. Da gemäß Anspruch 1 der Umfangskreis bzw. der Teilkreis der Außenverzahnung am Verstellring verhältnismäßig groß ist, z.B. eine Zähnezahldifferenz von 16 aufweist, ist die negative Winkelverstellung der Exzenterachse das 16-fache des Drehwinkels des Verstellringes um seine eigene Achse. Dementsprechend führt der Verstellring kleine Winkeldrehungen und somit kleine Verstellwege aus, weil er lediglich eine kleine Abrollbewegung im Gehäuse ausführt.

[0011] Hierbei ist lediglich die Forderung zu erfüllen, daß die Durchmesser differenz der innen aneinander abrollenden Kreise gleich der doppelten Exzentrizität des Zahnradlaufsatzes ist, damit der Achsabstand der Zahnräder während des ganzen Regelweges genau konstant bleibt. Ferner rollen die Kreise schlupffrei aneinander ab.

[0012] Um dieses schlupffreie Abrollen zu gewährleisten, wird erfindungsgemäß eine Ausführung gemäß Anspruch 2 vorgeschlagen.

[0013] Wegen der kleinen Verstellbewegung des Verstellringes besteht nunmehr auch die Möglichkeit, daß mit vertretbarem Bauaufwand eine Reversierpumpe realisiert werden kann gemäß Unteranspruch 6, eine Voraussetzung für den Bau hydrostatischer Antriebe und Steuerungen, die stets auch eine Drehrichtungsumkehr verlangen.

[0014] Vorzugsweise ist die Verzahnung eines als Innengetriebe ausgebildeten Verstellgetriebes zwischen dem Verstellring und dem Gehäuse eine Trochoiden- oder eine Zykloiden-Innenverzahnung.

[0015] Im Exzenterwinkelbereich mit stark reduzierter Schluckmenge der Pumpe entsteht in dem Bereich, wo die Zähne des Zahnringlaufsatzes der Pumpe die Stege zwischen Nieder- und Hochdrucköffnungen bildenden nierenförmigen Gehäuseöffnungen überstreichen, die Gefahr der Kavitation auf der Saugseite und die des Quetschöles auf der Druckseite. Um die damit verbundenen unerwünschten Begleiterscheinungen zu mindern, weist der Verstellring in axialer Richtung gesehen auf der Gegenseite zu den nierenförmigen Niederdruck- und Hochdrucköffnungen eine umlaufende, durch die Gehäusewand geschlossene Verbindungsnut auf, die zusammen mit in der Gehäusewand eingearbeiteten Verbindungsnuten die im Bereich der Stege expandierenden und komprimierenden Förderzellen miteinander verbindet. Es wird zwischen diesen Arbeitskammern eine Kanalverbindung vorgeschlagen, die einen Ausgleichöfluß ermöglicht, so daß übermäßige Druckspitzen an der Quetschölstelle und extreme Unterdrücke an der Kaviationsstelle vermieden werden.

[0016] Besonders bei Pumpen, die sehr niedrigviskose Flüssigkeiten, beispielsweise Motorenöl im heißen Zustand, fördern sollen, ist eine gute Abdichtung aller Arbeits-, Regel- und Druckausgleichsräume unerläßlich. Soll beispielsweise, wie in Anspruch 5 offenbart, der Raum zwischen dem inneren Umfangskreis des Gehäuses und dem äußeren Umfangskreis des Verstellringes als Regelkolben dienen, ist es vorteilhaft, besondere Vorkehrungen entsprechend Anspruch 7 und/oder 8 zu treffen.

[0017] Die Ausführung einer Nullhubpumpe gemäß Anspruch 9 reduziert den Bauaufwand, weil danach nur der Verdichtungsraum in der Zahnringpumpe selbst den Hochdruck führt. Da sich jedoch beim Abregeln der Fördermenge der Momentanpol, das ist der Wälzpunkt, um den sich bei jeder Drehstellung der Verstellring dreht, verändert, in der Weise, dass in der abgeregelten Stellung des Verstellringes die hydrostatische Kraftkomponente des verdichtenden Arbeitsraums kein Moment mehr auf den Verstellring ausübt, wird die Pumpe bei Anwendung einer Feder nicht ganz auf Null abregeln. In diesem Falle weist auch der unter Hochdruck stehende Arbeitsraum die größte Querschnittsfläche in axialer Richtung auf, was unter Umständen zu unzulässig großer axialer Ausbiegung des Gehäuses und insbesondere des Deckels führt. Deshalb werden vorzugsweise Abdichtungsmaßnahmen nach den Ansprüchen 7 und/oder 8 vorgenommen. Diese Merkmale der erfindungsgemäßen Zahnringpumpe sind, unter Umständen auch noch mit bekannten Mitteln, um so vorteilhafter, als im Motorenbau aus Kostengründen das Gehäuse meist in Leichtmetalldruckguß, der Laufsatz und der Verstellring mittels Sinterverfahren und der Deckel oftmals als Blechteil ausgeführt sind. Ferner sollte der Bearbeitung-

aufwand am Gehäuse minimal gehalten werden, der sich weitgehend auf Dreh- und Bohrsowie auf Fräsbearbeitungen mit angetriebenen Werkzeugen auf NC-Drehmaschinen beschränken sollte.

[0018] Die Außenverzahnung des Verstellgetriebes wird vorzugsweise einstückig mit dem Verstellring, insbesondere durch Sintern, hergestellt. Die Außenverzahnung kann grundsätzlich auch durch einen gestanzten Blechring am Verstellring gebildet werden. Die Innenverzahnung kann vorteilhaft am Gehäuse durch einen gestanzten Blechring gebildet werden. In einer anderen Ausführungsform wird die Innenverzahnung des Verstellgetriebes einstückig mit dem Gehäuse ausgeführt, das dann vorzugsweise zusammen mit der Innenverzahnung ebenfalls gesintert ist. Der Innenläufer der Pumpe kann auf die Welle aufgeschraubt sein, wobei vorzugsweise zwischen Wellenschrupfsitz und Innenläufer axiale Verbindungskanäle vorgesehen sind. In einer alternativen Ausführungsform ist der Innenläufer einstückig mit der Welle ausgeführt.

[0019] Soll die erfindungsgemäße Zahnringpumpe als Hochdruckpumpe eingesetzt werden, dann müssen hohe Ansprüche an die Konstruktion erfüllt werden. Besonders vorteilhaft ist es, die Zähne des Zahnringlaufsatzes zur Vermeidung von schnellem Verschleiß an einem der beiden Läufer als Rollen auszubilden. Dies bewährt sich auch bei langsam laufenden Hochdruck-Kreiselpumpen-Maschinen.

[0020] Damit die Maschine dabei im Durchmesser nicht zu groß wird, sind die Rollen bevorzugt am Innenläufer angeordnet.

[0021] Dabei entstehen besonders robuste Verhältnisse und kleine, kompakte Abmessungen dann, wenn der Innenläufer als Lagerung für die Rollen einstückig mit der Welle ausgeführt wird.

[0022] Beim Betrieb solcher Zahnringpumpen treten durch die großen Flächen, auf die der Hochdruck einwirkt, beträchtliche Verformungskräfte auf, insbesondere am Verstellring. Da dieser zugleich das radiale Gleitlager für den hochbelasteten Außenläufer bilden muss, wird die hydrostatische, von innen nach außen wirkende Kraft von außen her nach innen zu so weit als möglich kompensiert. Dies kann dadurch erreicht werden, dass sich der Verstellring und damit die Verzahnung des Verstellgetriebes über die ganze Breite des Pumpenlaufsatzes erstrecken und die Verzahnung des Verstellgetriebes druckdichte Kammern bildet, die vom Arbeitsdruck oder von einem Hochdruck partiell beaufschlagt werden können. Dadurch werden am Verstellring radiale Kräfte ausgeglichen, so dass die Verformungen zumindest stark reduziert werden können.

[0023] Die radiale Ausgleichskraft kann dann auch zum Verstellen der Fördermenge der Zahnringpumpe vorteilhafterweise herangezogen werden, wenn die Kammern in der Verzahnung des Verstellgetriebes über Kanäle und vorzugsweise ein Steuer-Drehventil in Grenzen beliebig sowohl in ihrer Anzahl als auch in ihrer Verdrehlage verändert werden können, wie dies eben-

falls bei den oben erwähnten langsam laufenden Hochdruck-Kreiskolben-Maschinen zum Einsatz kommen kann. Das Steuer-Drehventil ist über Verstellmittel winkelverstellbar zur Verstellung der Lage der hochdruck- und niederdruckbeaufschlagten Kammern. Das zur Verstellung des Verstellringes notwendige Verstellmoment entsteht dadurch, dass der resultierende Kraftvektor des partiellen Druckfeldes in den unter Druck, vorzugsweise unter Hochdruck, stehenden Kammern der Verzahnung des Verstellgetriebes seitlich am Momentanpol M als Drehpunkt vorbeiwirkt, so dass durch die Drehung des Druckfeldes gleichzeitig ein Hebelarm entsteht. Der Verstellring wird sich dann so weit in der Verzahnung des Verstellgetriebes drehen, bis Momentengleichgewicht herrscht zwischen dem Verstellmoment und dem Moment, das das Arbeitsdruckfeld bezüglich des neuen Momentanpols M in Gegendrehrichtung ausübt.

[0024] Insbesondere bei einer Zahnringpumpe für einen geschlossenen Kreislauf ist es vorteilhaft, auf dem dem Antriebsstummel gegenüberliegenden Ende der Welle der Pumpe eine Spül- und Regelpumpe vorzusehen, die in bekannter Weise über Rückschlagventile in den Niederdruckbereich mit stark vermindertem Druck das externe Lecköl ersetzt.

[0025] Vorzugsweise sind in den Kanälen zum Steuer-Drehventil Drosseln vorgesehen, und das Steuer-Drehventil weist Steuerbohrungen auf, um die Kammern in die Leckräume zum Tank zu verbinden.

[0026] Diese Art der Druckkompensation und Verstellung der erfindungsgemäßen, regelbaren Zahnringpumpe erfordert eine genaue Fertigung der Verzahnung des Verstellgetriebes, damit die Leckverluste aus dem Kompensations- und Regelfeld in den Ansaugbereich bzw. in die Leckräume, die sogenannten äußeren Leckverluste der Zahnringpumpe, in zulässigen Grenzen bleiben. Dies ist bei einer Verstellpumpe umso bedeutsamer, weil bei abgeregelter Pumpe bei gleichem Druck der prozentuale Leckanteil an der wirksamen Fördermenge ohnehin ansteigt, so dass der volumetrische Wirkungsgrad entsprechend stark abfällt.

[0027] Wird hingegen die Verstellung des Verstellringes nicht direkt hydraulisch wie oben beschrieben, sondern mechanisch vorgenommen gemäß Anspruch 6, dann dienen die hochdruckbeaufschlagten Zellen zwischen der Verzahnung des Verstellgetriebes lediglich dem Kräfte- und somit dem Spannungsausgleich im Verstellring, um dessen Verformung zu minimieren. In diesem Fall kann die Anzahl und die Auswahl der hochdruckbeaufschlagten Zellen so gewählt werden, dass der Verstellring durch das interne Arbeitsdruckfeld stets dichtend die Zahnköpfe der Verzahnung des Verstellgetriebes auf Berührungskontakt hält. In diesem Fall können beide Teile, der Verstellring mit seiner Außenverzahnung und der Gehäuse ring mit seiner Innenverzahnung, ausreichend genau im Sinterverfahren hergestellt werden. Es kann nämlich dann genügend Zahnspiel vorgesehen werden zur Überbrückung der Fertigungs-

toleranzen.

[0028] Bei einer Hochdruckpumpe ist eine äußerst kompakte Ausführung unerlässlich. Die druckbelasteten Räume dürfen keine großen druckbelasteten Wirkungsflächen aufweisen. Deshalb wird im Falle einer Nullhubpumpe eine Ausführung mit dem Merkmal von Anspruch 15 bevorzugt. Auch hier besteht das Problem, dass die Fördermenge nicht ganz auf Null abgeregelt werden kann, falls lediglich der Druckraum der Innenzahnringpumpe als Verstellkraft in Richtung Nullhub genutzt wird, da in dieser Stellung kein Verstellmoment bezüglich des Momentanpols des Verstellrings mehr zur Verfügung steht. Als Abhilfe steht das Mittel zur Verfügung, dass mit zunehmender Verdrehung des Verstellrings dieser geeignete Kanäle oder wenigstens einen solchen Kanal freigibt, die bzw. der den Hochdruck in solche Zellen in der Hilfsverzahnung zwischen Verstellring und Gehäuse teil leiten bzw. leitet, die das Verdrehen des Verstellringes in Richtung Nullhub begünstigen.

[0029] Bei einer im Sinterverfahren hergestellten Verzahnung zwischen dem Verstellring und dem Gehäuseteil ist man darauf angewiesen, wie bereits erwähnt, dass eine optimale Abdichtung stattfindet durch Zahnkopfberührung in der Verzahnung. Diese wird nicht nur durch das Arbeitsdruckfeld bei Unterkompensation, sondern auch durch die Radialkomponente der Zahnkraft am Momentanpol M bewirkt. Es ist deshalb vorteilhaft, wenn man für die Verzahnung des Verstellgetriebes eine Zahnform auswählt, die an der Stelle tiefsten Zahneingriffs einen großen Eingriffswinkel aufweist. Diese Bedingung ist bei einer Trochoiden-Verzahnung mit kreisförmigen oder hypozykloiden-förmigen Zähnen im Hohlrad erfüllt.

[0030] Vorteilhafterweise ist das Axialspiel des Verstellringes im Gehäuse wesentlich kleiner ausgeführt als das Axialspiel des Zahnringlaufsatzes.

[0031] Bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung werden nachfolgend anhand von Zeichnungen erläutert. Es zeigen:

- Figur 1a ein erstes Ausführungsbeispiel einer Reversierpumpe in einer ersten Endstellung maximalen Fördervolumens,
- Figur 1b die Reversierpumpe der Figur 1a in ihrer Nullstellung,
- Figur 1c die Reversierpumpe der Figuren 1a und 1b in einer zweiten Endstellung maximalen Fördervolumens,
- Figur 2 einen Längsschnitt der Pumpe nach den Figuren 1a-1c,
- Figur 3a ein erstes Ausführungsbeispiel einer Nullhubpumpe in ihrer Endstellung für maximales Fördervolumen,
- Figur 3b die Nullhubpumpe der Figur 3a in ihrer Nullstellung,
- Figur 4a ein zweites Ausführungsbeispiel für eine Nullhubpumpe in ihrer Endstellung für maximales Fördervolumen,

- Figur 4b die Nullhubpumpe der Figur 4a in ihrer Nullstellung,
 Figur 5 einen Längsschnitt durch die Pumpe der Figur 4a,
 Figur 6a ein weiteres Ausführungsbeispiel einer Regelpumpe, insbesondere für Hochdruck Anwendungen,
 Figur 6b einen Längsschnitt der Pumpe nach Figur 6a,
 Figur 7a einen Querschnitt der Pumpe nach den Figuren 6a und 6b,
 Figur 7b eine Ansicht der Pumpe nach den Figuren 6a bis 7a mit teilweisem Schnitt,
 Figur 8a die Regelpumpe nach Fig. 6a in einer ersten Endstellung maximalen Fördervolumens mit positiver Förderrichtung,
 Figur 8b die Pumpe nach Figur 8a in ihrer Nullstellung,
 Figur 8c die Pumpe nach den Figuren 8a und 8b in ihrer zweiten Endstellung für maximales Fördervolumen mit negativer Förderrichtung,
 Figur 9a ein weiteres Ausführungsbeispiel einer Nullhubpumpe,
 Figur 9b die Pumpe nach Figur 9a in ihrer Nullstellung und
 Figur 9c einen Längsschnitt der Pumpe nach Figur 9a und 9b,
 Figur 10 eine Variante des Ausführungsbeispiels nach Fig. 9a,
 Figur 11 den Schnitt A-A nach Figur 10,
 Figur 12 den Schnitt B-B nach Figur 10,
 Figur 13 die Ansicht X nach Figur 11.

[0032] Eine in den Figuren 1a bis 2 dargestellte Zahnringpumpe weist einen Innenläufer 3 und einen Außenläufer 4 auf, die mit ihrer Außen- und Innenverzahnung einen Zahnringlaufsatz 5 bilden. Die Außenverzahnung des Innenläufers 3 weist einen Zahn weniger als die Innenverzahnung des Außenläufers 4 auf.

[0033] Der Innenläufer 3 ist auf eine drehangetriebene Welle 2 aufgeschraubt. Zwischen dem Wellenschraubpf Sitz und dem Innenläufer 3 sind axiale Verbindungskanäle 48 vorgesehen.

[0034] Sowohl die Welle 2 und damit der Innenläufer 3 als auch der Außenläufer 4 sind in einem Pumpengehäuse, wovon Teile mit 1, 1' und 1'' bezeichnet sind, drehbar gelagert. Die Drehachse des Außenläufers 4 verläuft parallel beabstandet, d.h. exzentrisch, zur Drehachse des Innenläufers 3. Die Exzentrizität bzw. der Abstand zwischen diesen beiden Drehachsen ist mit 17 bezeichnet.

[0035] Der Innenläufer 3 und der Außenläufer 4 bilden zwischen sich einen Fluidförderraum. Dieser Fluidförderraum ist in gegeneinander druckdicht abgeschlossene Förderzellen 7 unterteilt. Die einzelnen Förderzellen 7 sind jeweils zwischen zwei aufeinanderfolgenden Zähnen des Innenläufers 3 und der Innenverzahnung

des Außenläufers 4 gebildet, indem je zwei aufeinanderfolgende Zähne des Innenläufers Kopf- oder Flankenberührung 6 mit je zwei aufeinanderfolgenden, gegenüberliegenden Zähnen der Innenverzahnung des Außenläufers 4 haben.

[0036] Im Gehäuse sind seitlich an die Förderzellen 7 sich anschließende nierenförmige Nuten 8 und 9 angenommen, die einen Fluidzufluss und einen Fluidabfluss zu und von den Förderzellen 7 bilden. In der in Figur 1a dargestellten Stellung des Außenläufers 4 bildet die Nut 8 die Niederdrucköffnung zum Zuführen des Fluids und die Nut 9 die Hochdrucköffnung für den Fluidabfluss. Die Nut 8 erstreckt sich von nahe eines Ortes tiefsten Zahneingriffs im Bereich eines gehäuseseitigen Stegs 11 nahezu halbkreisringförmig bis nahe an einen Ort geringsten Zahneingriffs, der von einem dem Steg 11 diametral gegenüberliegenden weiteren gehäuseseitigen Steg 10 überdeckt wird. Die Nut 9 auf der Hochdruckseite in Figur 1a erstreckt sich im Gehäuse spiegelsymmetrisch zur Nut 8 auf der gegenüberliegenden Seite von den beiden Stegen 10 und 11. Vom Ort tiefsten Zahneingriffs beim Steg 11 bis zum Ort geringsten Zahneingriffs beim Steg 10 werden die Förderzellen 7 in Drehrichtung D zunehmend größer, um anschließend vom Ort geringsten Zahneingriffs bis zum Ort tiefsten Zahneingriffs wieder abzunehmen. Beim Drehantreiben des Innenläufers 3 wird somit durch die expandierenden Förderzellen 7 im Bereich der Niederdrucköffnung 8 Fluid angesaugt, über den Ort geringsten Zahneingriffs transportiert und durch die Hochdrucköffnung 9 unter höherem Druck wieder abgefördert. In der in Figur 1a gezeigten Stellung liegt die Drehachse des Außenläufers 4 auf der vom Ort tiefsten Zahneingriffs über die Drehachse des Innenläufers 3 zum Ort geringsten Zahneingriffs gezogenen Geraden, und zwar zum Ort geringsten Zahneingriffs hin gegenüber der Drehachse des Innenläufers 3 versetzt. In dieser Lage der Exzentrizität 17 und Drehrichtung D wird die maximale Förderrate bzw. maximale Fördervolumen von der Niederdruckseite 8 zur Hochdruckseite 9 erreicht.

[0037] Um die Förderrate "V" verändern zu können, ist der Außenläufer 4 in einem Ring 14 aufgenommen, der seinerseits dem Gehäuse gegenüber verstellt werden kann. In diesem Verstellring 14 ist der Außenläufer 4 über seinen äußeren Umfang 13 mittels eines Gleitdrehlagers 12 frei drehbar gelagert. Der Verstellring 14 weist eine Außenverzahnung 24 auf, die mit einer Innenverzahnung 24' kämmt. Die Innenverzahnung 24' ist drehfest mit dem Gehäuse verbunden. Ihr Zentrum fällt mit der Drehachse des Innenläufers 3 zusammen. Im Ausführungsbeispiel ist die Innenverzahnung 24' an einem gestanzten Blechring 27 ausgebildet, der am Gehäuseteil 1'' oder am Gehäuseteil 1 (Fig. 2) starr befestigt ist. Die Innenverzahnung 24' könnte jedoch auch unmittelbar einstückig am Gehäuse ausgebildet sein.

[0038] Das Gehäuse mit der Innenverzahnung 24' und der Verstellring 14 mit der Außenverzahnung 24 bilden ein Verstellgetriebe 20 zum Verstellen der Winkel-

lage des Außenläufers 4 zum Innenläufer 3. Hierzu weist die Innenverzahnung 24' wenigstens einen Zahn mehr auf als die Außenverzahnung 24 des Verstellrings 14. Im Ausführungsbeispiel beträgt die Zähnedifferenz genau eins. Darüberhinaus ist die Differenz der Durchmesser des Fußkreises der Innenverzahnung 24' und des Kopfkreises der Außenverzahnung 24 das Doppelte der Exzentrizität 17.

[0039] Indem nun der Verstellring 14 im Drehsinn D des Innenläufers 3 um den vergleichsweise kleinen Winkel γ unter ständigem gegenseitigen Eingriff der beiden Verzahnungen 24 und 24' des Verstellgetriebes 20 gedreht wird, so dass der Kopfkreis 15 des Verstellrings 14 und der Fußkreis 16 der Innenverzahnung 24' schlupffrei aneinander abrollen, wandert die Drehachse des Außenläufers 4 aus der Stellung von Figur 1a entgegen dem Drehsinn des Innenläufers 3 um 90° um die Drehachse des Innenläufers 3 zunächst in die in der Figur 1b gezeigte Stellung. Die in Figur 1b gezeigte Stellung ist die Nullstellung der Pumpe, in der im Idealfall kein Fluid gefördert wird. In der Nullstellung erstrecken sich die Nutöffnungen 8 und 9 symmetrisch zu beiden Seiten der Orte tiefsten und geringsten Zahneingriffs.

[0040] In Figur 1c ist die Pumpe der Figuren 1a und 1b in ihrer zweiten Endstellung gezeigt. In dieser Stellung wird das Fluid von der dann als Niederdrucköffnung wirkenden Nutöffnung 9 zur entsprechend als Hochdrucköffnung wirkenden Nutöffnung 8 gefördert. Hierzu wurde der Verstellring 14 ein weiteres Mal um den Winkel γ im Uhrzeigersinn weitergedreht.

[0041] Die Pumpe des Ausführungsbeispiels nach den Figuren 1a bis 2 wird durch mechanische Betätigungsmittel verstellt. Hierzu ist ein zweiarmiger Kipphebel 41, 43 um eine von der Drehachse des Innenläufers 3 parallel beabstandete Achse 42 zwischen zwei Endstellungen, nämlich denen der Figuren 1a und 1c, hin und her schwenkbar. Die Schwenkbewegung des Kipphebels 41, 43 wird über nicht dargestellte Mittel motorisch bewirkt. Die Lagerung des Kipphebels 41, 43 erfolgt in dem zwischen den beiden seitlichen Gehäuseteilen 1' und 1'' geklemmten mittleren Gehäuseteil 1. Die Drehachse 42 des Kipphebels 41, 43 liegt, in der Nullstellung der Figur 1b gesehen, in der gleichen Ebene wie die Drehachse des Außenläufers 3 und die Drehachse des Innenläufers 4. Der vordere, von der Kipphebel-Drehachse 42 zu den beiden genannten Drehachsen weisende Kipphebelarm 41 ist an seinem vorderen Ende drehbar um eine zur Kipphebelachse 42 parallele Achse 44, die in der Nullstellung der Figur 1b ebenfalls in der bereits genannten Ebene liegt, mit dem Verstellring 14 gekoppelt. Aus dieser Nullstellung heraus ist der vordere Arm 41 des Kipphebels nach beiden Seiten schwenkbar.

[0042] Der zuvor genannte Winkel γ ist der Winkel, um den sich der Verstellring 14 um seine eigene Achse dreht bei Betätigung des Kipphebelarms 41.

[0043] In Figur 2 ist die Pumpe im Schnitt A-A der Figur 1b dargestellt. Die drehangetriebene Welle 2 ist in

den beiden Gehäusenhälften 1' und 1'', die in Längsrichtung der Welle 2 gesehen nebeneinander angeordnet sind und zwischen sich die drehenden Teile der Zahnringpumpe einschließen, drehbar gleitgelagert und mittels einer Dichtung nach außen abgedichtet. Die Fluidzu- und abführung sind im Gehäuseteil 1'' vorgesehen; die beiden Nutöffnungen 8 und 9 in beiden Gehäusenhälften 1' und 1''. Der Verstellring 14 ist lediglich an einem axialen Ende mit der Außenverzahnung 24 versehen. Der Blechring 27 seinerseits ist an einem Kreisringzylinder 1 angebracht, der den Verstellring 14 umgibt und ein Zwischengehäuse zwischen den beiden Gehäusenhälften 1' und 1'' bildet. Die innere Umfangsfläche des Zwischengehäuses 1 und die äußere Umfangsfläche des Verstellrings 14 bilden in ihren nicht gezahnten Bereichen Abrollzylinderflächen 26 und 29, über die der Verstellring 14 infolge des Verstellgetriebes 20 schlupffrei gegenüber dem kreisringzylindrischen Zwischengehäuse 1 abrollt. Die Teilkreise 15, 16 des Verstellgetriebes liegen in den Abrollzylinderflächen 26 und 29.

[0044] Der Verstellring 14 weist in axialer Richtung gesehen auf der Gegenseite zu den nierenförmigen Niederdruck- und Hochdrucköffnungen 8, 9 eine ganz oder halbkreisförmig umlaufende, durch die Gehäusewand 1' geschlossene Verbindungsnut 45 auf, die zusammen mit in der Gehäusewand eingearbeiteten Verbindungsnuten 46 und 47 (Figur 5) die im Bereich der Stege 10, 11 expandierenden und komprimierenden Förderzellen 7 miteinander verbindet.

[0045] Die Figuren 3a und 3b zeigen eine Nullhubpumpe, die zwischen einer abgeregelten Stellung, der Nullstellung, und einer einzigen Endstellung für maximale Förderrate verstellbar ist. Zusätzlich sind Maßnahmen getroffen, um die Förderrate V mit steigender Drehzahl des Innenläufers 3 zu begrenzen. Das aus Verstellring 14 und Außenläufer 4 gebildete Bauteil wird dazu gegen die Kraft einer als Druckfeder ausgebildeten Regelfeder 36 verstellt, und zwar indem der Hochdruck-Arbeitsraum 35 der Pumpe als Zylinderraum über dem Außenläufer 4 als Regelkolben genutzt wird.

[0046] Die Regelfeder 36 ist zwischen einer ersten, drehstarrten Anlenkung am äußeren Umfang des Verstellrings 14 und einer zweiten als Drehlager ausgebildeten Anlenkung am Gehäuse auf Druck vorgespannt, derart, daß sie den Verstellring 14 stets in seine Endstellung für maximale Förderung zu drücken trachtet. Um den Außenläufer 4 bzw. den Verstellring 14 als Regelkolben verwenden zu können, muß der Hochdruck-Arbeitsraum der Pumpe, der gleichzeitig als Zylinderarbeitsraum 35 genutzt werden soll, über der inneren Umfangsfläche des Außenläufers 4 so liegen, dass der Verstellring 14 gegen die Kraft der Regelfeder 36 im Verstellgetriebe 20 verdreht wird. Die Pumpe regelt sich dadurch mit zunehmender Drehzahl und damit einhergehendem zunehmenden Druck auf der Druckseite selbsttätig bis idealerweise in die in Figur 3b dargestellte Nullstellung ab.

[0047] Die Nutzung des Pumpenarbeitsraums 35 als

Zylinderraum für die Verstellung des Verstellgetriebes 20 reduziert den Bauaufwand der Pumpe.

[0048] Der Hochdruck-Arbeitsraum 35 ist ferner mit wenigstens einem Raum 86 zwischen dem Verstellring 14 und der inneren Wandung des Zwischengehäuses 1, an dem auch die Innenverzahnung des Verstellgetriebes 20 ausgebildet ist, verbunden. Das so über dem Hochdruck-Arbeitsraum 35 gebildete Druckfeld 86 drückt den Verstellring 14 gegen die dem Druckfeld 86 und dem Arbeitsraum 35 radial gegenüberliegenden Zähne 87 der Innenverzahnung 24' des Verstellgetriebes 20. Die Druckräume liegen so, daß in der Stellung von Fig. 3b bezüglich des Momentanpols M des Verstellgetriebes 20 ein die Feder 36 ausreichend belastendes Moment entsteht.

[0049] Eine andere Möglichkeit der Abregelung einer Zahnringpumpe mit steigender Drehzahl zeigen die Figuren 4a, 4b und 5. In diesem Ausführungsbeispiel ist ferner das jetzt mit 21 bezeichnete Verstellgetriebe als partielles Innengetriebe ausgebildet mit einem nur teilweise außenverzahnten Verstellring 14 und einem entsprechend nur zum Teil innenverzahnten Blechring 27. Die Teilaußenverzahnung ist mit 22 und die Teilinnenverzahnung mit 23 bezeichnet. Die beiden Teilverzahnungen 22 und 23 dienen zum schlupffreien Abrollen der Abroll-Kreiszyylinderflächen 26 und 29 des Verstellrings 14 und des Gehäuses im Regelbereich.

[0050] Am Gehäuse ist ein sich über die Breite des Verstellrings 14 erstreckendes Dichtstück 89 angeordnet. Das Dichtstück 89 ist im Querschnitt zylindrisch, im Ausführungsbeispiel kreiszylindrisch. Das Dichtstück 89 drückt dichtend gegen eine ihm gegenüberliegend am Verstellring 14 ausgebildete als Gegendichtstück wirkende Verdickung bzw. zahnkopffähnliche Stelle 88. Dichtstück 89 und Verdickung 88 sind den Teilverzahnungen 22 und 23 in etwa diametral gegenüberliegend angeordnet, so dass sich zwischen der derart gebildeten Dichtstelle 88, 89 und der Teilverzahnung 22, 23 über der äußeren Umfangsfläche des Verstellrings 14 innerhalb eines Raums 28 ein Druck aufbauen kann, der auf den äußeren Umfang des Verstellrings 14 drückend und den Verstellring so als Verstellkolben nutzend gegen die Kraft einer Regelfeder 32, die der Regelfeder 36 des vorhergehenden Beispiels vergleichbar ist, verstellt. Das Dichtstück 89 ist, von der Regelfeder 32 aus gesehen, an der Rückseite der zum Anlenken der Regelfeder 32 am Verstellring ausgebildeten wulfförmigen Verdickung 88, gegen diese Verdickung 88 drückend, am Gehäuse gelagert. Auf den Rücken 85 des Dichtstücks 89 wirkt ein Fluiddruckfeld, das zwischen dem Dichtstückrücken 85 und dem Gehäuse aufgebaut wird und das Dichtstück 89 fest an das Gegendichtstück 88 auch bei dessen Bewegung unter dem Dichtstück 85 hindurch im Zuge der Verstellung des Verstellrings 14 fest und dicht andrückt.

[0051] In dem als Verstellzylinder genutzten Druckraum 28 über dem äußeren Umfang des Verstellrings 14 herrscht der Pumpenhochdruck. Der Raum 28 liegt

am äußeren Umfang des Verstellrings 14 in etwa über der Hochdruck-Nutöffnung 9 und ist mit der Nutöffnung 9 durch im Gehäuse ausgenommene, radiale Kanäle 9a verbunden.

[0052] Wie am besten im Längsschnitt der Figur 5 zu erkennen ist, wird das Dichtstück 89 durch eine Dichtbüchse gebildet, die um eine zur Drehachse des Innenläufers 3 parallele Achse im Gehäuse drehbar gelagert ist. Auch die Verbindung der expandierenden und komprimierenden Förderzellen der Pumpe durch die umlaufende Verbindungsnut 45 und die beiden radialen Verbindungsnuten 46 und 47, wie sie im Zusammenhang mit dem Ausführungsbeispiel der Figur 1 beschrieben wurden, sind in Figur 5 sehr schön zu erkennen.

[0053] In den nachfolgenden Figuren 6a bis 9c sind Regelpumpen dargestellt, die sich insbesondere für den Einsatz als Hochdruckpumpen eignen. Die Zähne des Innenläufers 51 werden durch Rollen 50, im Ausführungsbeispiel kreiszylindrische Rollen, gebildet, die um Achsen parallel zur Drehachse des Innenläufers 51 drehgelagert sind. Der Innenläufer 51 ist mit seiner Antriebswelle einstückig ausgeführt, wie insbesondere in Figur 6b zu erkennen ist.

[0054] Um die Verformungskräfte auf den Verstellring 14 weiter zu reduzieren, erstreckt sich die Verzahnung 52, 53 des Verstellgetriebes 20 über die gesamte Breite des Verstellrings 14. Gleichzeitig bildet dadurch das hohlradähnliche Gehäuseteil 55 mit der Innenverzahnung 53 das Zwischengehäuse zwischen den beiden Gehäuseteilen 1' und 1".

[0055] Um die Belastung insbesondere des Verstellrings 14 weiter zu verringern, wird der Verstellring 14 im Bereich seiner äußeren Umfangsfläche, die sich radial gesehen über der Hochdruckseite der Pumpe erstreckt, mit dem Druck der Hochdruckseite beaufschlagt. Die sich über der Niederdruckseite der Pumpe erstreckende äußere Umfangsfläche des Verstellrings 14 wird mit dem Niederdruck beaufschlagt. Hierzu bildet das Verstellgetriebe 20 mittels seiner Verzahnung 52, 53 druckdichte Kammern 56' auf der Hochdruckseite und druckdichte Kammern 56" auf der Niederdruckseite.

[0056] Die druckdichten Kammern 56' und 56" sind über Kanäle 58 in einem Gehäuseteil 57 (Figur 6b) mit den Druck- und Saugräumen, d.h. mit der Hochdruck- und der Niederdruckseite der Pumpe verbunden. Die Kanäle 58 münden in die Zahnfußbereiche der Innenverzahnung 53 im Zwischengehäuse 55. Im Gehäuseteil 57 sind wenigstens ein Verbindungskanal 60 zur einen Nutöffnung 9 und ein diametral gegenüberliegender weiterer Verbindungskanal 61, der in die andere Nutöffnung 8 mündet, vorgesehen.

[0057] Die Verbindungskanäle 60 und 61 werden mittels eines Steuer-Drehventils 59 mit den Kanälen 58 verbunden. Wie in den Figuren 6b, 7a und 7b gezeigt, weist das Steuer-Drehventil 59 einen kreisringzylindrischen Drehkörper auf, der im Gehäuseteil 57 konzentrisch zur Welle 2 verdrehbar aufgenommen und in dieser Aufnahme gesteuert winkelverstellbar ist. Durch

Verbinden der Kanäle 60 und 58 bzw. 61 und 58 sind dementsprechend die beiden Nutöffnungen 8 und 9 jeweils mit ihren rückwärtigen, durch die Verzahnung 52, 53 des Verstellgetriebes gebildeten Druckkammern 56' und 56" verbunden. Diese Kammern 56' und 56" stehen somit unter dem Druck der ihnen zugeordneten Nutöffnung. Die Verbindung zwischen den Kanälen 60 und 58 bzw. 61 und 58 wird über Drosseln 74 und 75 in den Kanälen 60 und 61 und Kanalendabschnitte 62 und 63 hergestellt, wobei diese Kanalendabschnitte 62 und 63, im Ausführungsbeispiel einfache Bohrungen, über Verbindungskanäle im Drehkörper des Steuer-Drehventils 59 an die nahe dem Fußkreis der Innenverzahnung 53 mündenden Kanäle 58 anschließbar sind.

[0058] Durch Verdrehung des Steuer-Drehventils 59 wird die Lage der mit dem Hochdruck und dem Niederdruck beaufschlagten Kammern 56' und 56" verändert, d.h. es werden der Winkellage des Steuer-Drehventils entsprechend selektiv Kammern 56' und 56" beaufschlagt. Im Ausführungsbeispiel ist, wie in Figur 7a zu erkennen ist, je in der Nachbarschaft der Kanäle 60 und 61 ein weiterer Kanal 77 und 79 vorhanden. Durch das Steuer-Drehventil 59 bzw. dessen Drehkörper und darin vorgesehenen Steuernuten werden wahlweise die Kanäle 60 und 61 mit den ihnen zugeordneten Kanälen 58 oder mittels Steuerbohrungen 76, 78 im Drehkörper das zweite Paar von Kanälen 77 und 79 mit den Leckräumen 80 zum Tank 81 verbunden. Hierdurch werden die Druckkammern 56', 56" wahlweise bedrückt oder mit den Leckräumen verbunden. Indem das Druckfeld in der Verzahnung 52, 53 des Verstellgetriebes veränderbar ist und mittels des Steuer-Drehventils 59 der daraus resultierende Kraftvektor zumindest bzgl. seiner Richtung ebenfalls gesteuert verändert werden kann, derart, daß er seitlich an dem den Drehpunkt des Verstellrings 14 darstellenden Momentanpol M vorbeigeht, wirkt der Kraftvektor des partiellen Druckfeldes der Kammern 56' und 56" über den derart gebildeten Hebelarm als Verstellmoment auf den Verstellring 14. Der Verstellring 14 dreht sich unter der Einwirkung dieses Moments in seine Gleichgewichtslage, in der das von außen angreifende Verstellmoment und das Moment des Arbeitsdruckfeldes zwischen dem Innen- und dem Außenläufer 51, 54 bezüglich des jeweiligen Momentanpuls M im Gleichgewicht stehen. Hierdurch kann eine bedarfsorientierte Förderrate erzielt werden.

[0059] Wie in Figur 6b dargestellt, ist an dem dem Antriebsstummel gegenüberliegenden Ende der Welle 2 eine Spül- und Regelpumpe 72 angeordnet, die im Falle eines geschlossenen Kreislaufs über Rückschlagventile 73 in dem Niederdruckbereich mit stark vermindertem Druck das externe Lecköl ersetzt. Ferner weisen das Steuer-Drehventil und das Gehäuseteil 57, wie in Figur 7a eingezeichnet, die Steuerbohrungen 76, 77 sowie 78, 79 auf, die die Kammern 56' und 56" mit den Leckräumen 80 zum Fluidreservoir verbinden.

[0060] Diese Steuerung ist als Kommutierung bei Orbit-Kreiskolbenmotoren bekannt. Liegen beispielsweise

sechzehn Kammern 56' vor, dann werden dreißig Kommutatorbohrungen im Regelring 59 vorgesehen, die abwechselnd mit den Saug- und Druck- Nutöffnungen in Verbindung stehen. Da solche Steuerungen grundsätzlich bekannt sind, sind Erläuterungen hierzu nicht erforderlich.

[0061] Die Winkelverstellung des Steuer-Drehventils 59 erfolgt mittels des in den Figuren 7a und 7b zu erkennenden Verstellmechanismus. Ein Kipphebel 64 wirkt in einer dem Kipphebel 41, 43 zur Verstellung des Verstellrings 14 im Ausführungsbeispiel der Figuren 1a bis 2 vergleichbaren Weise. Der Kipphebel 64 ist im Gehäuse begrenzt schwenkbar um eine Achse gelagert, die parallel zur Drehachse des Innenläufers 3 verläuft. Mit einem freien Ende ist er über eine Kugellagerung mit dem Drehkörper des Steuer-Drehventils 59 gekoppelt. Der einfach gerade Kipphebel 64 ist mit seinem zur gegenüberliegenden Seite über seine Drehachse hinaus stehenden Ende an zwei Linearverstellmittel 65 angelenkt, die den Kipphebel 64 um seine Drehachse hin und her verschwenken. Hierdurch wird der Drehkörper des Steuer-Drehventils 59 innerhalb eines begrenzten Winkelbereichs verstellt.

[0062] In den Figuren 8a bis 8c sind die drei wesentlichen Verstellphasen der Zahnringpumpe nach den Figuren 6a bis 7b dargestellt. Die Pumpe nach den Figuren 8a bis 8c ist als Hochdruck-Reversierpumpe ausgebildet.

[0063] In den Figuren 9a bis 9c ist eine selbstabregelnde Hochdruckpumpe dargestellt. Im Ausführungsbeispiel der Figur 9a bis 9c ist explizit lediglich eine Nullhubpumpe dargestellt mit einem federbelasteten Druckstück 93 auf einer Seite 94 des Gehäuses. Lediglich angedeutet ist auf der dem Druckstück 93 gegenüberliegenden Seite 95 des Gehäuses eine zweite spiegelbildliche Anordnung mit einem zweiten, federbelasteten Druckstück 93'. Durch die Anordnung des zweiten federbelasteten Druckstücks 93' wird die Pumpe, wie sie in den Figuren 9a bis 9c dargestellt ist, zu einer Nullhubpumpe für beide Drehrichtungen weitergebildet. Der Verstellring 14 wird über das Druckstück 93, auf das eine Regelfeder 117 wirkt, gegen eine Flanke der Außenverzahnung 24 des Verstellrings 14 in eine Lage für maximale Förderung in eine Richtung vorgespannt. Die Regelfeder 117 wirkt in der Art der bereits zuvor beschriebenen Regelfedern 32 bzw. 36. Das zweite Druckstück 93', das ebenfalls mitsamt seiner Regelfeder von der anderen Seite her gegen eine Zahnflanke der Außenverzahnung 24 andrückbar ist, drückt den Verstellring 14 in Richtung auf die maximale Förderung in Gegenrichtung zu. Dabei ist wahlweise das eine Druckstück 93 oder das andere Druckstück 93', je nach gewünschter Drehrichtung, im Flankeneingriff mit der Außenverzahnung 24. Indem die Druckstücke 93 und 93' federnd nachgiebig gegen ihre jeweiligen Zahnflanken der Außenverzahnung 24 gedrückt werden, entsteht eine selbstabregelnde Nullhubpumpe entsprechend den Ausführungsbeispielen der Figuren 3a bis 4a. Die Null-

hubpumpe kann herstellerseitig so vorbereitet sein, daß sie je nach den Gegebenheiten am Einbauort als links- oder rechtsdrehende Pumpe eingebaut werden kann, indem das Gehäuse für beide Drehrichtungen vorbereitet ist und beim Einbau der Pumpe das für die gewünschte Drehrichtung erforderliche Druckstück samt Feder eingebaut wird. Die Pumpe könnte sogar zu einer Reversierpumpe weitergebildet werden, indem ein Verstellmittel, beispielsweise ein Stellzylinder, auf die Regelfeder 117 drückend die Lage der Regelfeder 117 gesteuert verändert.

[0064] Der Verstellring 14 wird, wie bereits im Zusammenhang mit den Figuren 6a bis 8c beschrieben, an seiner äußeren Umfangsfläche druckbeaufschlagt, indem durch die Verzahnung 24, 24' des Verstellgetriebes mit der Hochdruckseite und der Niederdruckseite verbundene Kammern 91' und 91" gebildet werden. Hier sind die Hochdruckseite und die Niederdruckseite über Kanäle 92' und 92", die im Fußbereich der Außenverzahnung 24' münden, mit den jeweiligen Kammern 91' und 91" verbunden. Durch wenigstens eine auf der Hochdruckseite, im Falle einer Reversierpumpe somit auf beiden Seiten, im Gehäuse vorgesehene Nut 96, die mehrere der Kammern 91' bzw. 91" miteinander verbindet, wird eine besonders gute, kontinuierliche Abstimmung der äußeren Druckbeaufschlagung des Verstellrings 14 erreicht.

[0065] Die infolge des in den Pumpenarbeitsräumen 90' und 90" herrschenden Drucks auf den Verstellring 14 wirkende Kraft ist kleiner als die durch den Druck in den äußeren Druckräumen 91' und 91" auf den Verstellring 14 ausgeübte Kraft, was in gleicher Weise auch für die anderen mit solchen Druckfeldern sich abregelnden Pumpen gilt. Dies wird dadurch erreicht, daß die druckbeaufschlagte radial wirkende Fläche in den Arbeitsräumen 90' und 90" kleiner ist als die druckbeaufschlagte radial wirkende Fläche der Druckräume 91' und 91". Die Stellung des Verstellrings 14 wird somit durch den resultierenden Kraftvektor infolge des Drucks in den Arbeitsräumen 90' und 90" und den Druckräumen 91' und 91" bestimmt.

[0066] In Figur 10 ist eine Variante der selbstabregelnden Nullhub- bzw. Reversierpumpe der Figuren 9a - 9c dargestellt, wobei die Zähne des Innenläufers jedoch wieder einstückig mit dem Innenläufer ausgebildet sind. Um die Fertigung der Verzahnung zwischen dem Verstellring 14 und dem Gehäuseteil 102 zu erleichtern, sind die Außenzähne 100 im Querschnitt des Verstellrings 14 kreis- bzw. teilkreisförmig. Hierdurch wird insbesondere die Fertigung der Gegenverzahnung 103 am Gehäuse 102 erleichtert. Die Gegenverzahnung 103 wird mittels eines hochtourigen Walzenfräasers geformt, dessen Radius gleich dem Radius 104 der Außenzähne 100 ist. Die Drehachse des Walzenfräasers, d.h. dessen Mittellängsachse, wird auf einer Hypozykloide mit derselben Exzentrizität 17 wie der Verstellring 14 geführt. Das Gehäuseteil 102 kann so zunächst im Druckgußverfahren einteilig ohne Zwischengehäuse

hergestellt werden. Die Verzahnung 103 wird dann mit dem beschriebenen Fräsarbeitsgang herausgearbeitet. Auf diese Weise wird eine besonders wirtschaftliche Herstellung des die Innenverzahnung des Verstellgetriebes aufweisenden Gehäuseteils 102 möglich.

[0067] Im Ausführungsbeispiel nach den Figuren 10 bis 13 ist das Gehäuse zweiteilig mit dem die Innenverzahnung aufweisenden Gehäuseteil 102 und einem Deckelteil 111. Das Gehäuseteil 102 könnte grundsätzlich, wie bei zuvor beschriebenen Ausführungsbeispielen auch, selbst nochmals zweigeteilt sein mit einem den zuvor beschriebenen Gehäuseteilen 55 vergleichbaren Zwischengehäuseteil.

[0068] Im Ausführungsbeispiel nach den Figuren 10 bis 13 weist der Verstellring 14 wieder zumindest auf einer seiner Axialseiten eine Umfangsnut 45 auf, die über die beiden weiteren Axialnuten 46 und 47, die wiederum vorzugsweise im deckelartigen Gehäuseteil 111 ausgebildet sind, im Bereich der Stege zwischen dem Saugbereich 114 und dem Druckbereich 115 eine Kanalverbindung herstellt zwischen dem Quetschraum 112 und dem Kavitationsraum 113. Die Pumpe wird wiederum mittels einer Regelfeder 117 selbsttätig abgeregelt. Wie bereits im Ausführungsbeispiel nach den Figuren 9a - 9c wirkt die Regelfeder 117 über ein Druckstück 93 auf die Außenverzahnung 100 des Verstellrings 14. In Ausbildung einer selbstabregelnden Reversierpumpe kann wieder eine zweite Regelfeder 117 vorgesehen sein.

[0069] Die Regelfeder 117 kann vorteilhafterweise zu einem Regelfedersystem mit wenigstens zwei seriell geschalteten Federn weitergebildet werden. Auf diese Weise kann die erfindungsgemäße Pumpe mit einer Fördercharakteristik gebildet werden, bei der die Pumpe

- innerhalb eines ersten Pumpendrehzahlbereichs eine schnell anwachsende Förderrate aufweist, die in erster Näherung proportional zur Drehzahl der Pumpe ist,
- innerhalb eines zweiten höheren Drehzahlbereichs sich schnell bis zum Erreichen einer voreingestellten Pumpendrehzahl abregelt und
- in einem sich an diese voreingestellte Pumpendrehzahl anschließenden dritten, noch höheren Drehzahlbereich wieder stärker als im zweiten Drehzahlbereich mit der Pumpendrehzahl steigt.

[0070] Eine Fördercharakteristik dieser Art ist insbesondere beim Einsatz für Kraftfahrzeuge vorteilhaft, bei denen eine erfindungsgemäße Pumpe vom Kraftfahrzeugmotor angetrieben wird, die Pumpendrehzahl also in fester Beziehung zur Motordrehzahl steht. Kraftfahrzeuge benötigen im unteren Motordrehzahlbereich, d. h. ab Start, unmittelbar große Ölmengen. Nach Erreichen einer vorgegebenen Motordrehzahl und der damit einhergehenden Pumpendrehzahl und -förderung wird über den sich an die vorgegebene Motordrehzahl an-

schließenden Drehzahlbereich keine oder keine nennenswerte Erhöhung der Förderrate der Pumpe benötigt. Würde die Förderrate mit steigender Pumpendrehzahl ungedrosselt weiter steigen, würde über den tatsächlichen Bedarf hinausgefördert werden mit einem entsprechenden unnötig hohen Leistungsbedarf für die Pumpe. Nach Durchfahren dieses mittleren Drehzahlbereichs, im allgemeinen ist dies der Hauptbetriebsbereich des Motors, wird bei höheren Motordrehzahlen wieder eine höhere Ölförderrate benötigt, da mit den höheren Motordrehzahlen höhere Fliehkräfte an den zu schmierenden Stellen einhergehen, beispielsweise an der Kurbelwelle. Zur Überwindung dieser an Bedeutung gewinnenden Fliehkräfte wird ein höherer Öldruck benötigt. Im allgemeinen handelt es sich bei den drei zu unterscheidenden Drehzahlbereichen im Falle von Personenkraftfahrzeugen um den unteren Motordrehzahlbereich von 0 bis etwa 1.500 U/min, dem sich daran anschließenden Hauptbetriebsbereich von etwa 1.500 bis etwa 4.000 U/min und dem dritten, darüber liegenden Motordrehzahlbereich ab etwa 4.000 U/min.

[0071] Zur Erzielung der gewünschten Fördercharakteristik, nämlich mit einem steilen Anstieg der Förderrate im unteren Drehzahlbereich, einem dagegen vergleichsweise langsamen Anstieg oder gar Nullanstieg im mittleren Drehzahlbereich und schließlich wieder einem steileren Anstieg im oberen Drehzahlbereich, werden eine weiche erste Regelfeder und eine demgegenüber härtere zweite Regelfeder, die zusammen ein Regelfedersystem 117 bilden, seriell hintereinander geschaltet. Die Regelfeder 117 in den Figuren 9a - 9c oder Figur 10, grundsätzlich auch die Regelfeder 36 der Figuren 3a bis 4b, werden zur Erzielung dieser Fördercharakteristik durch die beiden genannten Regelfedern ersetzt. Das Regelfedersystem 117 wird unter Vorspannung eingebaut, so daß es im unteren Drehzahlbereich kaum nachgibt. Bei Überschreiten der Vorspannkraft am Übergang zwischen dem unteren und dem mittleren Drehzahlbereich beginnt die weiche erste Feder einzufedern, bis sie am oberen Ende des mittleren Drehzahlbereichs gegen die härtere zweite Regelfeder auf Anschlag zu liegen kommt. Bei weiterer Erhöhung der Drehzahl wird die Fördercharakteristik dann durch die härtere zweite Regelfeder bestimmt.

[0072] Bei ihrem Einsatz als Ölpumpe für Verbrennungskraftmaschinen, insbesondere für Kraftfahrzeuge, kann die erfindungsgemäße Pumpe nicht nur als Schmiermittelpumpe eingesetzt werden, sie kann mit Vorteil auch das Öl für einen hydraulischen Ventilspielausgleich und/oder insbesondere als Pumpe für eine Ventilsteuerzeitenverstellung eingesetzt werden. Sie kann für jede der genannten Anwendungen allein oder in Kombination eingesetzt werden. Für diese Zwecke eignet sich die erfindungsgemäße Pumpe jedoch grundsätzlich in allen beschriebenen Ausführungsvarianten, da sie aufgrund ihrer stufenlosen Verstellbarkeit grundsätzlich jeder gewünschten Fördercharakteristik sehr genau angepaßt werden kann.

Patentansprüche

1. Stufenlos verstellbare Zahnringpumpe mit

- a) einem feststehenden Gehäuse,
- b) einem in dem Gehäuse mittels einer Welle (2) drehbar gelagerten und angetriebenen Innenläufer (3) und
- c) einem ebenfalls drehbar gelagerten, mit dem Innenläufer (3) kämmenden Außenläufer (4),
- d) wobei die Zähnezahldifferenz des den Innenläufer (3) und den Außenläufer (4) umfassenden Zahnringlaufsatzes (5) gleich eins ist, mit einer Zahnform, bei der durch Zahnkopfberührung (6) eine Vielzahl von gegeneinander abgedichteten, expandierenden und komprimierenden Förderzellen (7) entsteht,
- e) mit im Gehäuse feststehenden, seitlich im Bereich der Förderzellen (7) angeordneten nierenförmigen Niederdruck- und Hochdrucköffnungen (8, 9), die durch Stege (10, 11) voneinander getrennt sind,
- f) und mit einem Verstellring (14), in dem der Außenläufer (4) an seinem Außendurchmesser (13) gelagert ist und der mit seinem äußeren Umfangskreis oder Teilkreis (15) an einem inneren Umfangskreis oder Teilkreis (16) abrollbar ist, um die Winkellage der Exzenterachse (Exzentrizität 17) des Zahnringlaufsatzes (5) gegenüber dem Gehäuse zu verändern,
- g) wobei die Differenz der Durchmesser der beiden Umfangs- oder Teilkreise (15, 16) gleich der doppelten Exzentrizität (17) des Zahnringlaufsatzes (5) ist,

dadurch gekennzeichnet, daß

h) ein vollständiges oder partielles Innengetriebe (24, 24'; 22, 23; 52, 53; 100, 103) von einer Außenverzahnung (24; 22; 52; 100) am Verstellring (14) und einer gehäuseseitigen Innenverzahnung (24'; 23; 53; 103) gebildet wird, die miteinander in einem kämmenden Zahnfeingriff stehen, so daß die Umfangs- oder Teilkreise (15, 16) des Verstellrings (14) und des Gehäuses schlupffrei aneinander abrollen.

2. Zahnringpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die aneinander schlupffrei abrollenden Umfangs- oder Teilkreise (15, 16) des Verstellrings (14) und des Gehäuses durch die Teilkreise des Innengetriebes (24, 24'; 22, 23; 52, 53; 100, 103) gebildet werden und diese Teilkreise die gleiche Exzentrizität wie der Zahnringlaufsatz (5) aufweisen.

3. Zahnringpumpe nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Innenverzahnung (24'; 23; 53; 103) für den Zahneingriff mit der Außenverzahnung (24; 22; 52; 100) wenigstens, vorzugswei-

- se genau, einen Zahn mehr als die Außenverzahnung (24; 22; 52; 100) aufweist, wobei diese Differenz im Falle nur partieller Verzahnungen auf vollumlaufend gedachte Verzahnungen bezogen ist.
4. Zahnringpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** Zähne (24; 22; 52; 100) der Außenverzahnung zur Bildung des Innengetriebes nur seitlich am Verstellring (14) angeordnet sind und daß die Restbreite des Verstellrings (14) als Abroll-Zylinder-fläche (26, 29) dient.
5. Zahnringpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** zur Bildung einer Nullhubpumpe auf der Druckseite ein Raum (28) zwischen einer den inneren Umfangskreis (16) bildenden Wandung des Gehäuses und einer den äußeren Umfangskreis (15) bildenden Wandung des Verstellrings (14) druckbeaufschlagt und der Verstellring (14) als Verstellkolben (31) gegen eine Regelfeder (32) genutzt wird zur Betätigung der Regel-Abrollbewegung des Verstellrings (14).
6. Zahnringpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** zur Bildung einer Reversierpumpe Mittel (40, 41, 42, 43, 44) vorgesehen sind, die die mechanische Betätigung der Regel-Abrollbewegung des Verstellrings (14) in beide Richtungen aus der abgeregelten Stellung (Nullstellung) der Zahnringpumpe in die Förderstellung ermöglichen.
7. Zahnringpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** zwischen dem Verstellring (14) und dem Gehäuse wenigstens ein abgedichtetes, mit dem Hochdruck verbundenes, radial wirkendes Druckfeld (86) angeordnet ist, das den Verstellring (14) auf der radial gesehenen Gegenseite mit seinen Zahnköpfen (87) oder zahnkopfähnlichen Stellen (88) gegen die Zahnköpfe oder zahnkopfähnlichen Stellen (89) des Gehäuses dichtend andrückt.
8. Zahnringpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** am Gehäuse wenigstens ein Dichtstück (89) vorgesehen ist, das an seinem Rücken (85) zwischen dem Gehäuse und dem Dichtstück wenigstens ein abgedichtetes Druckfeld aufweist, welches das wenigstens eine Dichtstück (89) gegen den oder die Zahnköpfe oder zahnkopfähnlichen Stellen (88) des Verstellrings (14) dichtend andrückt, vorzugsweise indem es mit Hochdruck beaufschlagt wird.
9. Zahnringpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** zur Bildung einer Nullhubpumpe der druckaufbauende Arbeitsraum (35) als Verstellzylinder über den Außenläufer (4) auf den Verstellring (14) wirksam ist und eine Regelfeder (36) vorgesehen ist, die bestrebt ist, den Verstellring (14) in Richtung maximales Fördervolumen zu bewegen.
10. Zahnringpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, insbesondere für hohen Arbeitsdruck, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Förderzellen bildenden Zähne des Zahnringlaufesatzes (5) an einem der beiden Läufer (51, 54) als Rollen (50) ausgebildet sind, die in dem jeweiligen Läufer (51, 54) drehbar gelagert sind.
11. Zahnringpumpe nach einem der Ansprüche 2 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, daß** sich die Verzahnung (24, 24'; 22, 23; 52, 53; 100, 103) des Verstellgetriebes (20; 21) über die gesamte Breite des Zahnringlaufesatzes (5) erstreckt.
12. Zahnringpumpe nach einem der Ansprüche 2 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Verstellgetriebe druckdichte Kammern (56', 56'') bildet, die in einem Gehäuseteil (57) über Kanäle (58) mit den Druck- bzw. den Saugräumen der Pumpe in Verbindung stehen.
13. Zahnringpumpe nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Kammern (56', 56'') sowohl in ihrer Zahl als auch in ihrer Lage jeweils gegenüberliegend über ein Steuer-Drehventil (59) mit dem Hochdruck und dem Niederdruck über Kanäle (58, 60, 61, 62, 63) beaufschlagbar sind.
14. Zahnringpumpe nach Anspruch 12 oder 13, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Summe der hochdruckbeaufschlagten Flächen in den Druckkammern (56', 56'') zwischen dem Verstellring (14) und dem Gehäuse in ihrer Kraftwirkung kleiner ausgeführt sind als die Summe der druckbeaufschlagten Flächen der Arbeitskammern (35) in der Pumpenverzahnung.
15. Zahnringpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 14, **dadurch gekennzeichnet, daß** zur Bildung einer Nullhubpumpe eine Federkraft bestrebt ist, den Verstellring (14) in Richtung maximale Förderichtung zu verdrehen; vorzugsweise wird die Federkraft mittels eines Druckstücks (93) auf eine Zahnflanke (94) der Außenverzahnung (24; 100) des Verstellrings (14) übertragen.
16. Zahnringpumpe nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, daß** mehrere auf der Druckseite liegende Zahnkammern (91'') zwischen dem die Innenverzahnung des Verstell-

getriebes bildenden Gehäuseteil (55) und der Außenverzahnung des Verstellringes (14) über Kanäle (92') mit dem Hochdruck und die gegenüberliegenden, korrespondierenden Zahnkammern (91'') über Kanäle (92'') mit dem Niederdruck verbunden sind.

17. Zahnringpumpe nach Anspruch 15 oder 16, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Kanäle (92') so angeordnet sind, daß sie nacheinander mit abnehmender Fördermenge durch die Drehbewegung des Verstellringes (14) vom Hochdruck abgeschnitten und/oder zugeschaltet werden.

18. Zahnringpumpe nach einem der Ansprüche 15 bis 17, **dadurch gekennzeichnet, daß** auf beiden Seiten (94, 95) des Gehäuses Druckstücke (93) angeordnet sind und zur Bildung einer Reversierpumpe die Druckstücke (93) durch Verstellzylinder betätigbar sind.

19. Zahnringpumpe nach einem der Ansprüche 15 bis 18, **dadurch gekennzeichnet, daß** im Bereich des Verstellgetriebes (20; 21) zwischen dem Verstellring (14) und dem Gehäuse (1; 55) in dem seitlich angeordneten Gehäuseteil (1') in Umfangsrichtung verlaufende Nuten (96) eingearbeitet sind, die auf der Hochdruckseite oder auf der Niederdruckseite oder auf beiden in geeigneter Länge für die Abstimmung der hydraulischen Kräfte in diesen Bereichen Zahnkammern (91', 91'') der Verzahnung (24, 24') miteinander verbinden.

20. Zahnringpumpe nach einem der Ansprüche 15 bis 19, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein Regel Federsystem (117) zur Erzeugung der Federkraft wenigstens zwei Federn aufweist und in einem ersten Mengenabregelbereich eine weiche Federkennlinie mit einem kleinen Kraftzuwachs und in einem folgenden zweiten Mengenabregelbereich eine andere Kennlinie mit einem größeren Kraftzuwachs über dem Regelweg gegeben ist.

21. Zahnringpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Verstellring (14) wenigstens auf einer Axialseite eine Umfangsnut (45) aufweist, die über wenigstens zwei weitere Axialnuten (46, 47), die vorzugsweise in einem deckelartigen Gehäuseteil (111) angeordnet sind, eine Kanalverbindung herstellt zwischen dem Quetschraum (112) und dem Kavitationsraum (113) in den Stegbereichen zwischen dem Saugbereich (114) und dem Druckbereich (115).

22. Zahnringpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Verstellring (14) an seinem Außendurchmesser zur Bildung des Verstellgetriebes kreisförmige Außen-

zähne (100) aufweist und das Gehäuse (102) als Innenverzahnung (103) durch Abrollen des Verstellrings (14) mit der mit dem Zahnringlaufsatz (5) gemeinsamen Exzentrizität (17) gebildet wird.

23. Verfahren zur Herstellung der Zahnringpumpe nach Anspruch 22, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Gehäuse (102) im Druckgußverfahren hergestellt ist und die Zahnform der Innenverzahnung (103) mittels eines Walzenfräsers geformt wird.

24. Zahnringpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** sie als Pumpe zur Versorgung eines hydraulisch betätigten Stellmittels zur Ein- und Verstellung der Steuerzeiten von Ventilen eines ventilgesteuerten Verbrennungsmotors verwendet wird.

20 Claims

1. A continuously variable annular gear pump comprising

a) a stationary casing,

b) an internal rotor (3) in the casing rotatably supported and driven by means of a shaft (2) and

c) an external rotor (4) likewise rotatably supported, meshing with said internal rotor (3),

d) the difference in the number of teeth of the gear ring running set (5) comprising said internal rotor (3) and said external rotor (4) being equal to unity, having a tooth shape in which a plurality of expanding and contracting displacement cells (7) each sealed off from the other materializes due to tooth tip contact (6), and

e) kidney-shaped low and high pressure ports (8, 9) fixedly arranged laterally in the region of said displacement cells (7) being provided in the casing, said ports being separated from each other by webs (10, 11),

f) and an adjusting ring (14) in which said external rotor (4) is supported at its outer diameter (13), said adjusting ring (14) being rollable by its outer circumferential or pitch circle (15) on an inner circumferential or pitch circle (16) for varying the angular position of the eccentric axis (eccentricity 17) of said annular gear running set (5) relative to the casing,

g) wherein the difference in the diameters of said two circumferential or pitch circles (15, 16) equals twice the eccentricity (17) of said annular gear running set (5),

characterised in that

a complete or partial internal gear (24, 24'; 22, 23; 52, 53; 100, 103) is formed by an external toothing

- (24; 22; 52; 100) on said adjusting ring (14) and an internal toothing (24'; 23; 53; 103) on the casing side, said external toothing and said internal toothing being in meshing tooth engagement for rolling of said circumferential or pitch circles (15, 16) of said adjusting ring (14) and said casing with zero slip.
2. The annular gear pump as set forth in claim 1, wherein said circumferential or pitch circles (15, 16) of said adjusting ring (14) and said casing, rolling with zero slip on one another, are formed by the pitch circles of said internal gear (24, 24'; 22, 23; 52, 53; 100, 103), said pitch circles having the same eccentricity as said annular gear running set (5).
 3. The annular gear pump as set forth in claim 1 or 2, wherein said internal toothing (24'; 23; 53; 103) featuring for flank engagement with said external toothing (24; 22; 52; 100) at least one, preferably precisely one, tooth more than said external toothing (24; 22; 52; 100), this difference in the case of only partial toothings being related to toothings imagined to be fully circumferential.
 4. The annular gear pump as set forth in any of the previous claims, wherein teeth (24; 22; 52; 100) of said external toothing for forming said internal gear (24, 24'; 22, 23; 52, 53; 100, 103) are arranged only laterally on said adjusting ring (14), and wherein the remaining width of said adjusting ring (14) serves as a rolling cylindrical surface area (26, 29).
 5. The annular gear pump as set forth in any of the previous claims, wherein for forming a zero-stroke pump a space (28) between a wall of said casing forming said inner circumferential circle (16) and a wall of said adjusting ring (14) forming said outer circumferential circle (15) is pressurized on the pressure side and said adjusting ring (14) is used as an adjusting piston (31) acting against a governor spring (32) for actuating the governing rolling movement of said adjusting ring (14).
 6. The annular gear pump as set forth in any of the claims 1 to 4, wherein for forming a reversible pump means (40, 41, 42, 43, 44) are provided permitting mechanical actuation of said governing rolling movement of said adjusting ring (14) in both directions from the deadhead position (zero position) of said annular gear pump into the delivery position.
 7. The annular gear pump as set forth in any of the previous claims, wherein between said adjusting ring (14) and said casing at least one sealed radially acting pressure field (86) connected to said high pressure is arranged, this pressure field sealingly urging said adjusting ring (14) at the opposite side as viewed radially by its tooth tips (87) or tooth-tip similar parts (88) against the tooth tips or tooth-tip similar parts (89) of said casing.
 8. The annular gear pump as set forth in any of the previous claims, wherein on said casing at least one sealing member (89) is provided, said sealing member comprising on its rear (85) between said casing and said sealing member at least one sealed pressure field sealingly urging said at least one sealing member (89) against said tooth tip(s) or tooth-tip similar parts(88) of said adjusting ring (14), preferably by being exposed to high pressure.
 9. The annular gear pump as set forth in any of the previous claims, wherein for forming a zero-stroke pump the pressure-building working space (35) is effective as an adjusting cylinder over said external rotor (4) on said adjusting ring (14) and a governor spring (36) is provided biased to move said adjusting ring (14) in the direction of maximum displacement.
 10. The annular gear pump as set forth in any of the previous claims, more particularly for high working pressure, wherein said teeth of said annular gear running set (5) forming said displacement cells are configured on one of said two rotors (51, 54) as rollers (50), said rollers being rotatably mounted in said respective rotor (51, 54).
 11. The annular gear pump as set forth in any of the claims 2 to 10, wherein the toothing (24, 24'; 22, 223; 52, 53; 100, 103) of said adjusting gear (20; 21) extends over the full width of said annular gear running set (5).
 12. The annular gear pump as set forth in any of the claims 2 to 11, wherein said adjusting gear forms pressure-tight chambers (56', 56''), which are in a casing part (57) in connection via passages (58) with the pressure and suction spaces respectively of said pump.
 13. The annular gear pump as set forth in any of the previous claims, wherein via a rotary control valve (59) said chambers (56', 56'') can be exposed both in number and in location each oppositely to high pressure and low pressure via passages (58, 60, 61, 62, 63).
 14. The annular gear pump as set forth in claim 12 or 13, wherein the sum of surface areas exposed to high pressure in said pressure chambers (56', 56'') between said adjusting ring (14) and said casing has a smaller force effect than the sum of the surface areas exposed to pressure in the working chambers (35) in said pump toothing.

15. The annular gear pump as set forth in any of the claims 1 to 14, wherein for forming a zero-stroke pump a spring force strives to turn said adjusting ring (14) in the direction of maximum delivery; preferably said spring force being transmitted by means

5

16. The annular gear pump as set forth in any of the previous claims, wherein several tooth chambers (91") located on the pressure side between said internal tothing of said casing part (55) forming said adjusting gear and said external tothing of said adjusting ring (14) are connected via passages (92') to the high pressure and said tooth chambers (91") located correspondingly oppositely are connected to the low pressure via passages (92").

10

17. The annular gear pump as set forth in claim 15 or 16, wherein said passages (92') are arranged so that they are cut off from and/or connected to the high pressure one after the other on a reduction in displacement by the rotatory movement of said adjusting ring (14).

20

18. The annular gear pump as set forth in any of the claims 15 to 17, wherein pressure members (93) are arranged on both sides (94, 95) of said casing, said pressure members (93) being actuatable by an adjusting cylinder for forming a reversible pump.

25

19. The annular gear pump as set forth in any of the claims 15 to 18, wherein in the region of said adjusting gear (20, 21) between said adjusting ring (14) and said casing (1; 55) grooves (96) are machined in the laterally arranged casing part (1') oriented circumferentially, said grooves connecting tooth chambers (91', 91") of said tothing (24, 24') to each other on the highpressure side or on the low-pressure side or on both sides in a suitable length for tuning the hydraulic forces in these areas.

35

40

20. The annular gear pump as set forth in any of the claims 15 to 19, wherein a governor spring system (117) for generating the spring force comprises at least two springs, and in a first regulating range a soft spring characteristic having a small increase in force and in a subsequent second regulating range another characteristic having a larger increase in force is provided via the governor path.

45

50

21. The annular gear pump as set forth in any of the previous claims, wherein said adjusting ring (14) comprises on at least one axial side a circumferential groove (45) producing via at least two further axial grooves (46, 47) preferably arranged in a cover-like casing part (111) a passage connection be-

55

tween the entrapment space (112) and the cavitation space (113) in the web portions between said suction portion (114) and said pressure portion (115).

22. The annular gear pump as set forth in any of the previous claims, wherein said adjusting ring (14) comprises circular external tothing (100) on its outer diameter for forming said adjusting gear and said casing (102) is formed as an internal tothing (103) by rolling action of said adjusting ring (14) having said eccentricity (17) in common with that of said annular gear running set (5).

15

23. A method of producing the annular gear pump as set forth in claim 22, wherein said casing (102) is produced by die-casting and said tooth shape of said internal tothing (103) is formed by means of a milling cutter.

24. The annular gear pump as set forth in any of the previous claims, wherein said pump is used to supply a hydraulically actuated adjusting means for setting and varying the valve timing control of a valve-controlled internal combustion engine.

Revendications

30

1. Pompe annulaire à engrenages réglable en continu, comportant

a) un carter fixe,

b) un rotor intérieur (3) entraîné et monté tournant dans le carter au moyen d'un arbre (2), et

c) un rotor extérieur (4) également monté tournant et engrenant avec le rotor intérieur (3),

d) la différence du nombre de dents de la couronne dentée (5) formée du rotor intérieur (3) et du rotor extérieur (4) est égale à un, avec une forme des dents pour laquelle, par contact (6) de la tête des dents, il se forme un grand nombre de cellules de refoulement (7) étanches les unes par rapport aux autres, qui s'expansent et se compriment,

e) avec des ouvertures basse pression et haute pression (8, 9) en forme de haricot, fixes dans le carter, disposées latéralement dans la zone des cellules de refoulement (7) et qui sont séparées les unes des autres par des cloisons (10, 11),

f) et avec un anneau de réglage (14) dans lequel le rotor extérieur (4) est supporté sur son

diamètre extérieur (13) et qui peut rouler, par son cercle périphérique extérieur ou cercle partiel (15), sur un cercle périphérique intérieur ou cercle partiel (16), afin de faire varier la position angulaire de l'axe d'excentrique (excentricité 17) de la couronne dentée (5) par rapport au carter,

g) la différence entre les diamètres des deux cercles périphériques ou cercles partiels (15, 16) étant égale au double de l'excentricité (17) de la couronne dentée (5),

caractérisée en ce que

h) il est formé un engrenage intérieur (24, 24' ; 22, 23 ; 52, 53Z ; 100, 103) complet ou partiel par une denture extérieure (24 ; 22, 52, 100) sur l'anneau de réglage (15) et par une denture intérieure (24' ; 23 ; 53 ; 103) côté carter, qui sont en engrenement entre elles, ce qui fait que les cercles périphériques ou partiels (15, 16) de l'anneau de réglage (14) et du carter roulent les uns sur les autres sans glissement.

2. Pompe annulaire à engrenages selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** les cercles périphériques ou partiels (15, 16), roulant sans glissement les uns sur les autres, de l'anneau de réglage (14) et du carter, sont formés par les cercles partiels de l'engrenage intérieur (24, 24' ; 22, 23 ; 52, 53 ; 100, 103) et ces cercles partiels présentent la même excentricité que la couronne dentée (5).
3. Pompe annulaire à engrenages selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que** la denture intérieure (24' ; 23 ; 53 ; 103) comporte, pour l'engrenement avec la denture extérieure (24 ; 22, 52, 100), au moins, de préférence précisément, une dent de plus que la denture extérieure (24 ; 22, 52, 100), dans le cas de dentures seulement partielles, cette différence étant rapportée à des dentures imaginées complètes.
4. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** des dents (24 ; 22, 52, 100) de la denture extérieure ne sont disposées que sur le côté de l'anneau de réglage (14), pour former l'engrenage intérieur, et **en ce que** la largeur restante de l'anneau de réglage (14) sert de surface cylindrique de roulement (26, 29).
5. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** pour former une pompe à course zéro sur le côté refoulement, un volume (28) compris entre une paroi du carter formant le cercle périphérique intérieur (16) et une paroi de l'anneau de réglage (14), for-

mant le cercle périphérique extérieur (15), est alimenté en pression, et l'anneau de réglage (14) est utilisé comme piston de réglage (31) contre un ressort de régulation (2), pour actionner le mouvement de régulation de l'anneau de réglage (14).

6. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisée en ce que** pour former une pompe réversible sont prévus des moyens (40, 41, 42, 43, 44) qui permettent l'actionnement mécanique du mouvement de régulation de l'anneau de réglage (14) dans les deux sens à partir de la position non réglée (position zéro) de la pompe annulaire à engrenages dans la position de refoulement.
7. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** entre l'anneau de réglage (14) et le carter est disposée au moins une zone de pression (86) étanche, reliée à la haute pression et agissant radialement, qui presse de manière étanche l'anneau de réglage (14) sur le côté opposé, vu radialement, par ses têtes de dent (87) ou emplacements (88) similaires à des têtes de dent, contre les têtes de dent ou emplacements (89) similaires à des têtes de dent du carter.
8. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** sur le carter est prévue au moins une pièce d'étanchéité (89) qui présente, sur sa face arrière (85), entre le carter et la pièce d'étanchéité, au moins une zone de pression étanche, qui presse de manière étanche la ou les pièces d'étanchéité (89) contre la ou les têtes de dent ou emplacements (88) similaires à des têtes de dent de l'anneau de réglage (14), de préférence en l'alimentant en haute pression.
9. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** pour former une pompe à course zéro, la chambre de travail (35) constituant la pression agit comme cylindre de réglage, par l'intermédiaire du rotor extérieur (4), sur l'anneau de réglage (14), et il est prévu un ressort de régulation (36) qui tend à déplacer l'anneau de réglage (14) en direction du volume de refoulement maximal.
10. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications précédentes, en particulier pour une pression de travail élevée, **caractérisée en ce que** les dents de la couronne dentée (5), formant les cellules de refoulement, sont réalisées sur l'un des deux rotors (51, 54) en tant que rouleaux (50) qui sont montés tournants dans le rotor (51, 54) respectif.

11. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications 2 à 10, **caractérisée en ce que** la denture (24, 24' ; 22, 23 ; 52, 53 ; 100, 103) du mécanisme de réglage (20 ; 21) s'étend sur toute la largeur de la couronne dentée (5).
12. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications 2 à 11, **caractérisée en ce que** le mécanisme de réglage forme des chambres (56', 56'') étanches à la pression qui sont en liaison, dans une partie (57) du carter, par des canaux (58), avec les compartiments de refoulement ou d'aspiration de la pompe.
13. Pompe annulaire à engrenages selon la revendication précédente, **caractérisée en ce que** les chambres (56', 56'') opposées, tant par leur nombre que par leur position, sont alimentées en haute pression par une soupape tournante de commande (59) et en basse pression par des canaux (58, 60, 61, 62, 63).
14. Pompe annulaire à engrenages selon la revendication 12 ou 13, **caractérisée en ce que** la somme des surfaces soumises à la haute pression dans les chambres de refoulement (56', 56'') entre l'anneau de réglage (14) et le carter, sont réalisées plus petites en ce qui concerne l'effet de leur force que la somme des surfaces soumises à pression des chambres de travail (35) dans la denture de la pompe.
15. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications 1 à 14, **caractérisée en ce que** pour former une pompe de course zéro, la force d'un ressort tend à faire tourner l'anneau de réglage (14) dans le sens du refoulement maximal ; de préférence la force du ressort est transmise, au moyen d'une pièce de pression (93), à un flanc de dent (94) de la denture extérieure (24 ; 100) de l'anneau de réglage (14).
16. Pompe annulaire à engrenages selon la revendication précédente, **caractérisée en ce que** plusieurs chambres de dent (91''), situées sur le côté refoulement, entre la partie de carter (55) formant la denture intérieure du mécanisme de réglage et la denture extérieure de l'anneau de réglage (14), sont reliées, par des canaux (92'), à la haute pression, et les chambres de dent (91'') opposées et correspondantes sont reliées à la basse pression par des canaux (92').
17. Pompe annulaire à engrenages selon la revendication 15 ou 16, **caractérisée en ce que** les canaux (92') sont disposés de manière qu'ils puissent être séparés de la haute pression et/ou reliés à celle-ci, les uns après les autres, avec débit décroissant, par le mouvement de rotation de l'anneau de réglage (14).
18. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications 15 à 17, **caractérisée en ce que** sur les deux côtés (94, 95) du carter sont disposées des pièces de pression (93) et, pour former une pompe réversible, les pièces de pression (93) peuvent être actionnées au moyen de cylindres de réglage.
19. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications 15 à 18, **caractérisée en ce que** dans la zone du mécanisme de réglage (20 ; 21), entre l'anneau de réglage (14) et le carter (1 ; 55), les rainures (96) s'étendant dans la direction périphérique et qui relie entre elles des chambres de dent (91', 91'') de la denture (24, 24'), sur le côté haute pression ou sur le côté basse pression ou sur les deux côtés, dans une longueur qui convient pour l'accord des forces hydrauliques dans ces zones, sont pratiquées dans la partie de carter (1') disposée latéralement.
20. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications 15 à 19, **caractérisée en ce que** un système de régulation à ressort (117), destiné à produire la force de ressort, comporte au moins deux ressorts et, dans une première zone de régulation de quantité, il existe une courbe caractéristique de ressort souple avec une petite croissance de la force et, dans une deuxième zone suivante de régulation de quantité, une autre courbe caractéristique avec une plus grande croissance de la force sur le parcours de régulation.
21. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** l'anneau de réglage (14) comporte au moins sur un côté axial une rainure périphérique (45) qui réalise, à travers au moins deux autres rainures axiales (46, 47) qui sont disposées de préférence dans une partie de carter (111) de type couvercle, une liaison en canal entre l'espace d'écrasement (112) et l'espace de cavitation (113) dans les zones des cloisons entre la zone d'aspiration (114) et la zone de refoulement (115).
22. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** l'anneau de réglage (14) présente, sur son diamètre extérieur, des dents extérieures (100) de forme circulaire, pour former le mécanisme de réglage, et le carter (102) est réalisé en tant que denture intérieure (103) par roulement de l'anneau de réglage (14) avec l'excentricité (17) commune à la couronne dentée (5).
23. Procédé de fabrication de la pompe annulaire à en-

grenages selon la revendication 22, **caractérisé en ce que** le carter (102) est fabriqué par un procédé de moulage sous pression- et la forme des dents de la denture intérieure (103) est formée au moyen d'une fraise cylindrique.

5

24. Pompe annulaire à engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'elle** est utilisée pour alimenter un moyen de réglage à actionnement hydraulique pour le réglage et l'ajustage des temps de commande de soupapes d'un moteur à combustion interne commandé par soupapes.

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

Fig. 1a

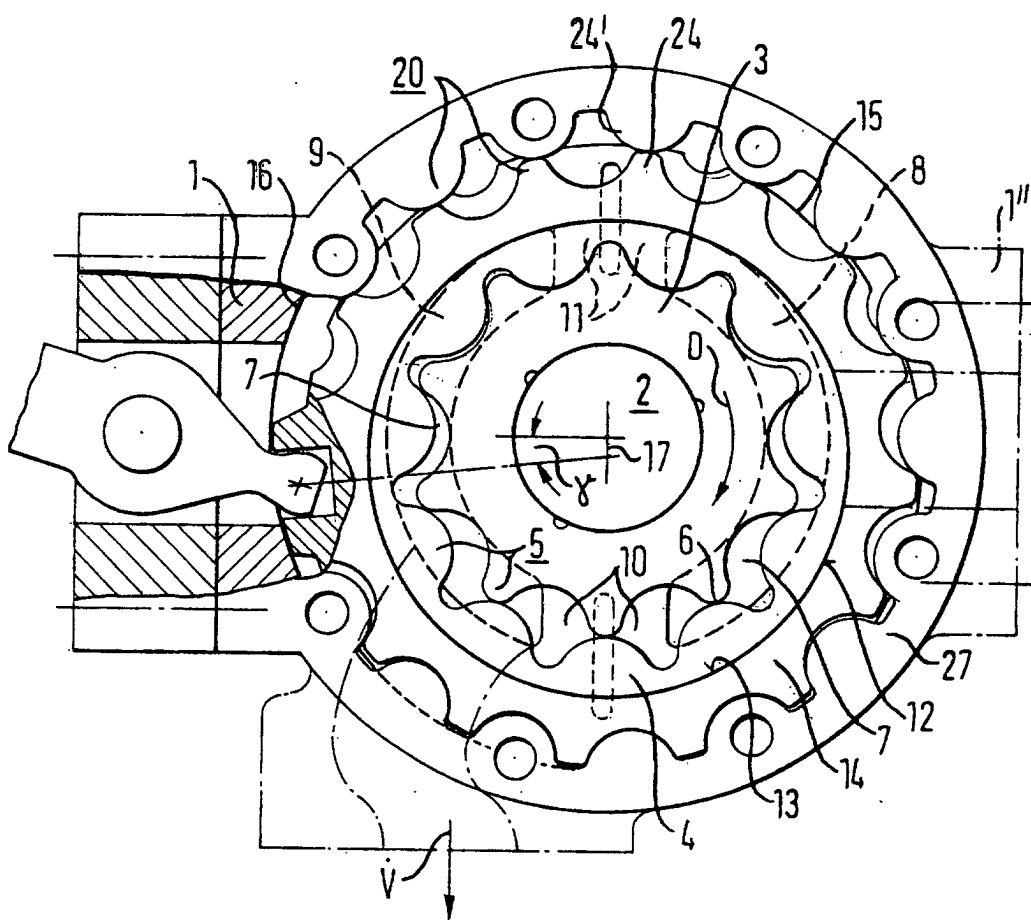


Fig. 1b

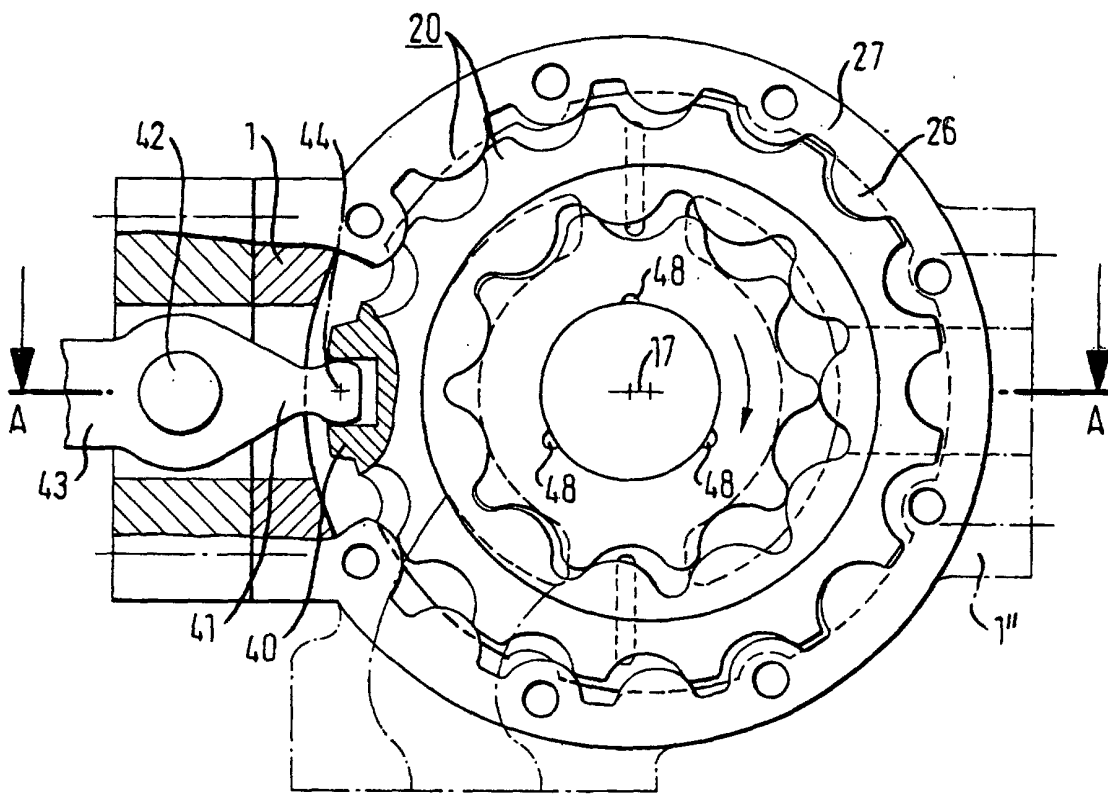


Fig. 1c

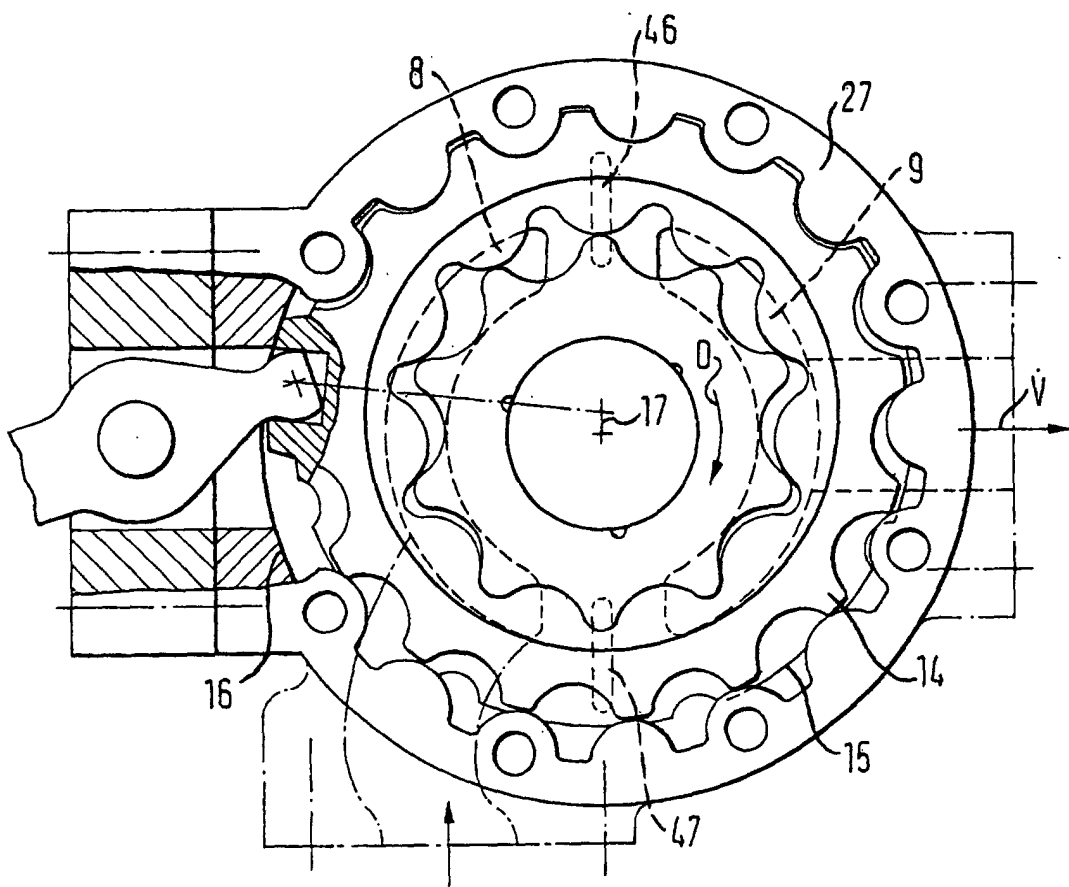


Fig. 2

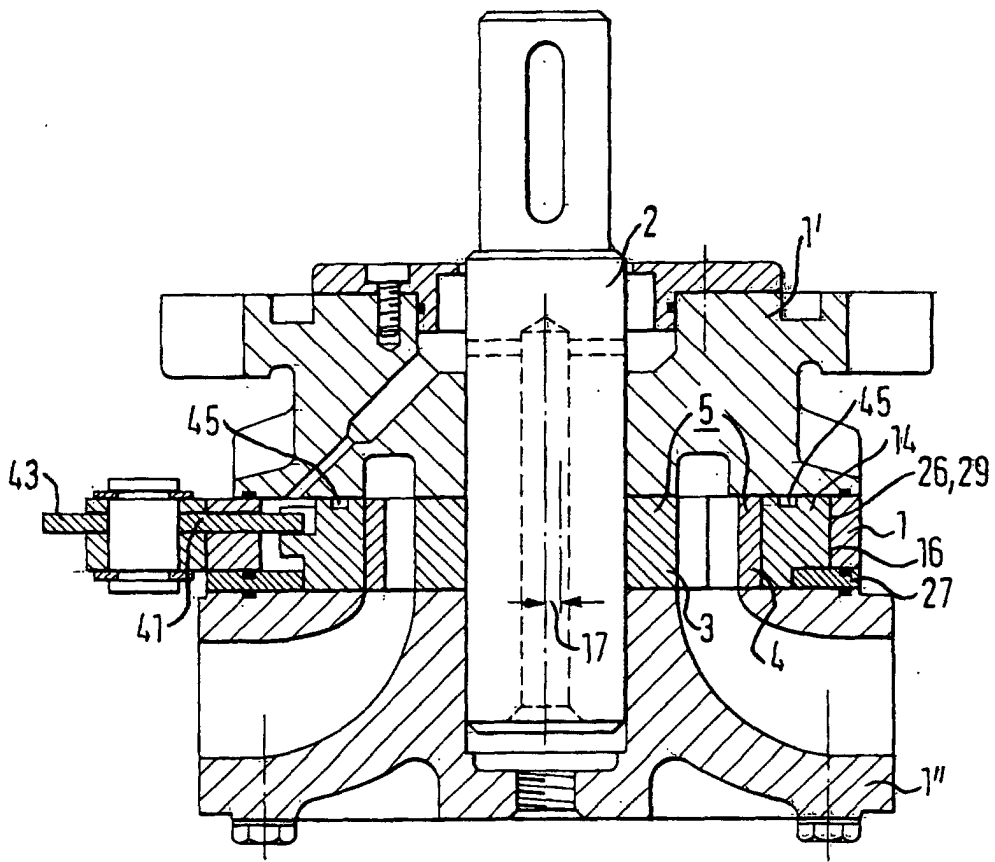


Fig. 3a

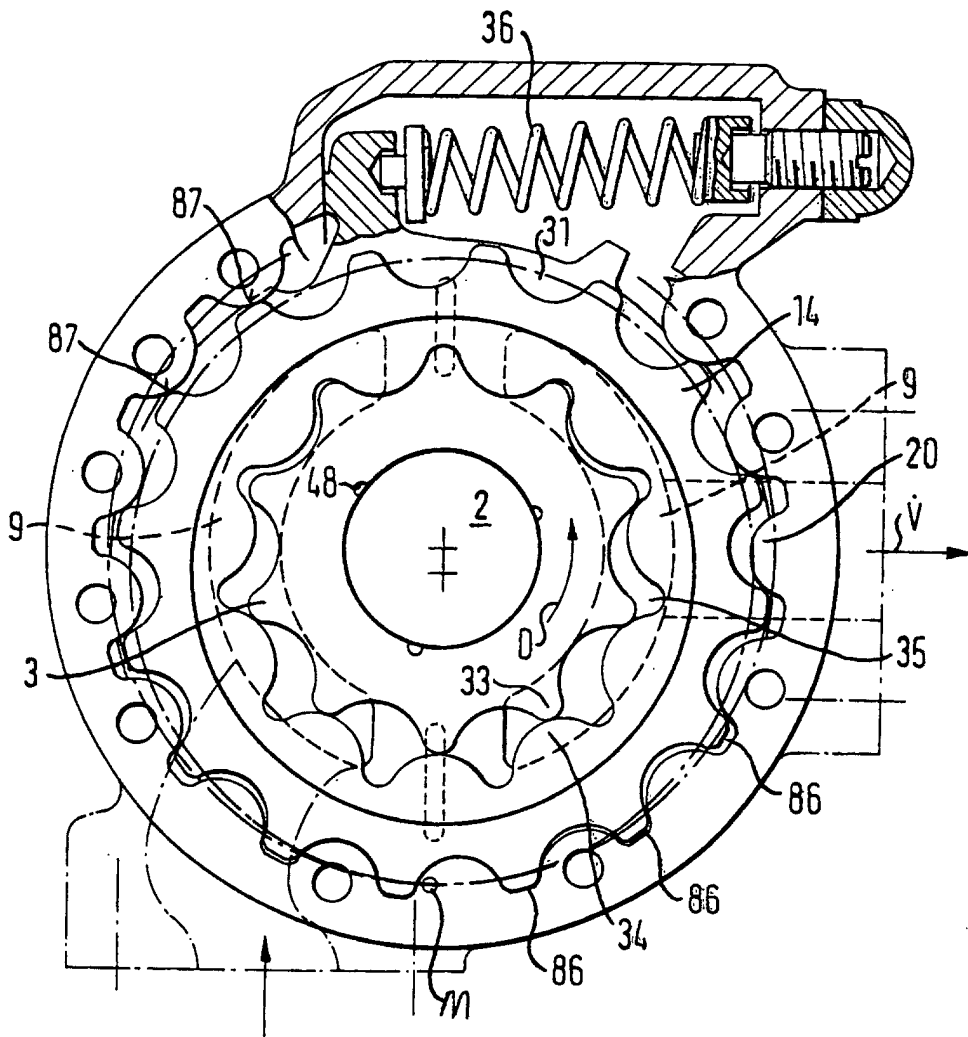


Fig. 3b

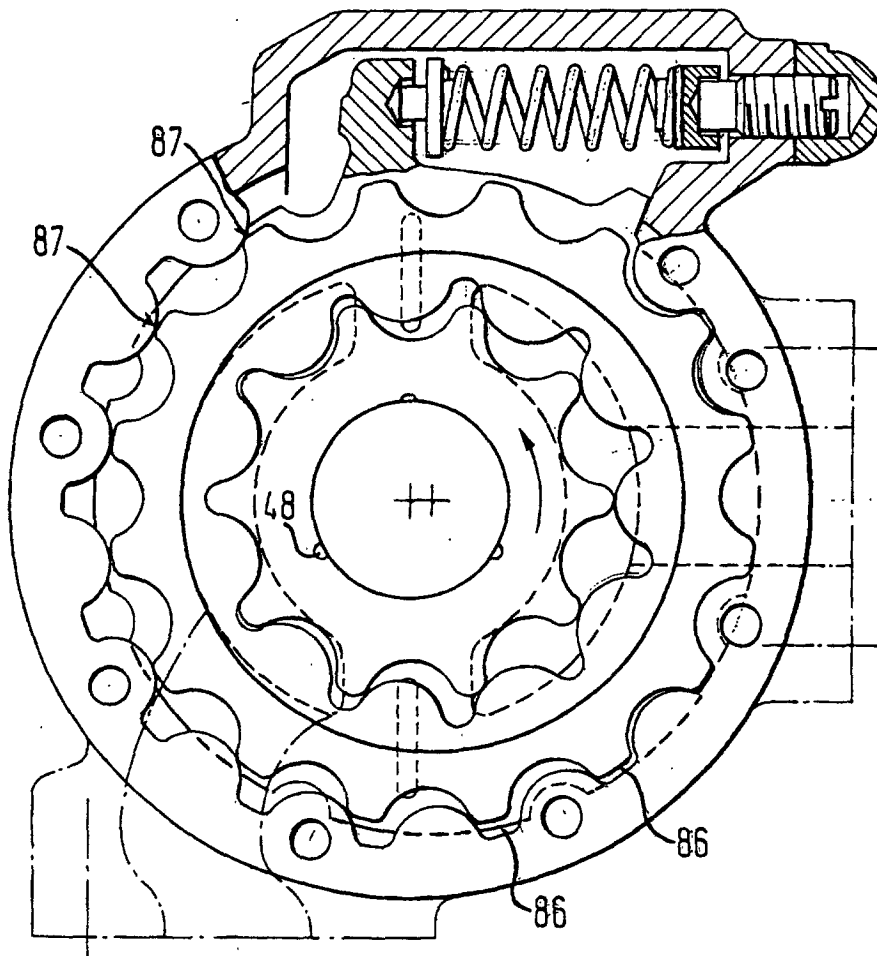


Fig. 4a

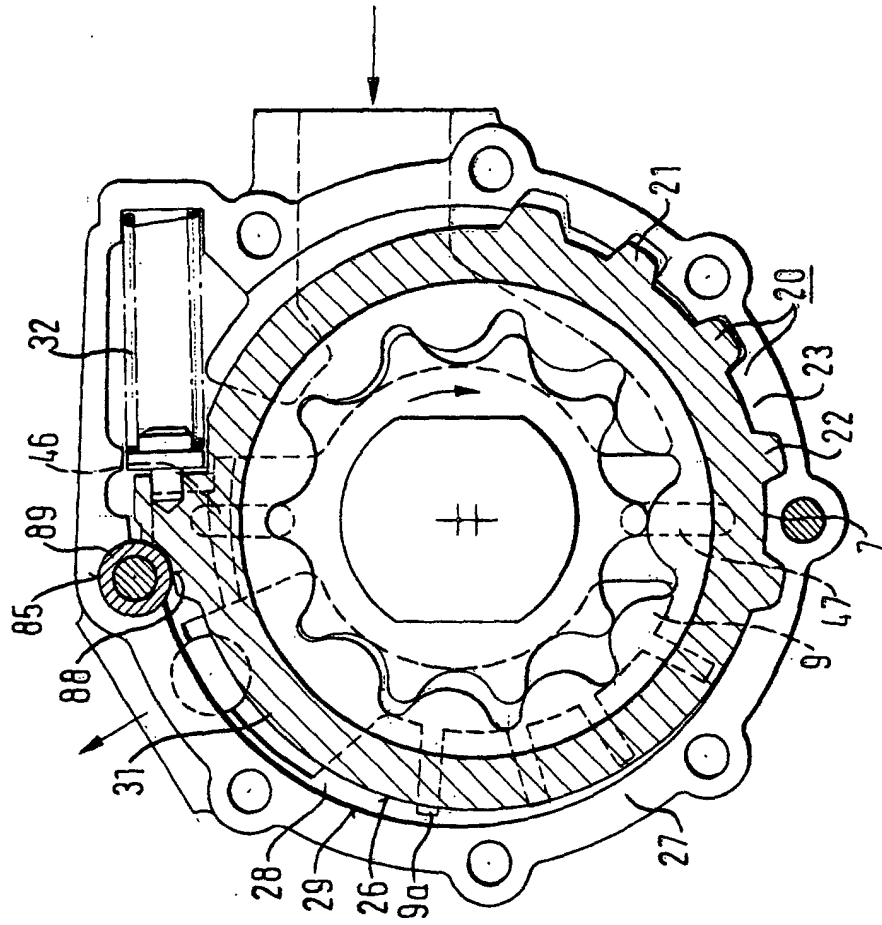


Fig. 5

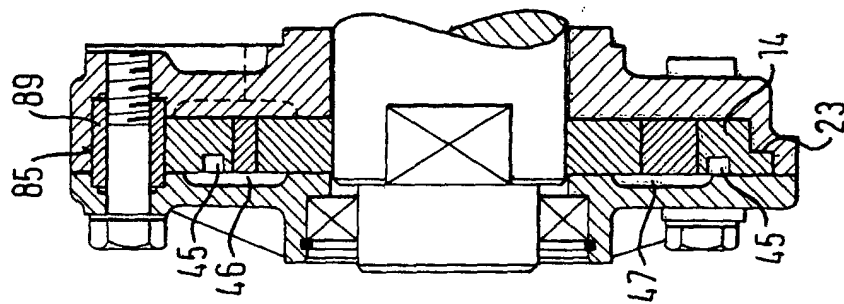


Fig. 4b

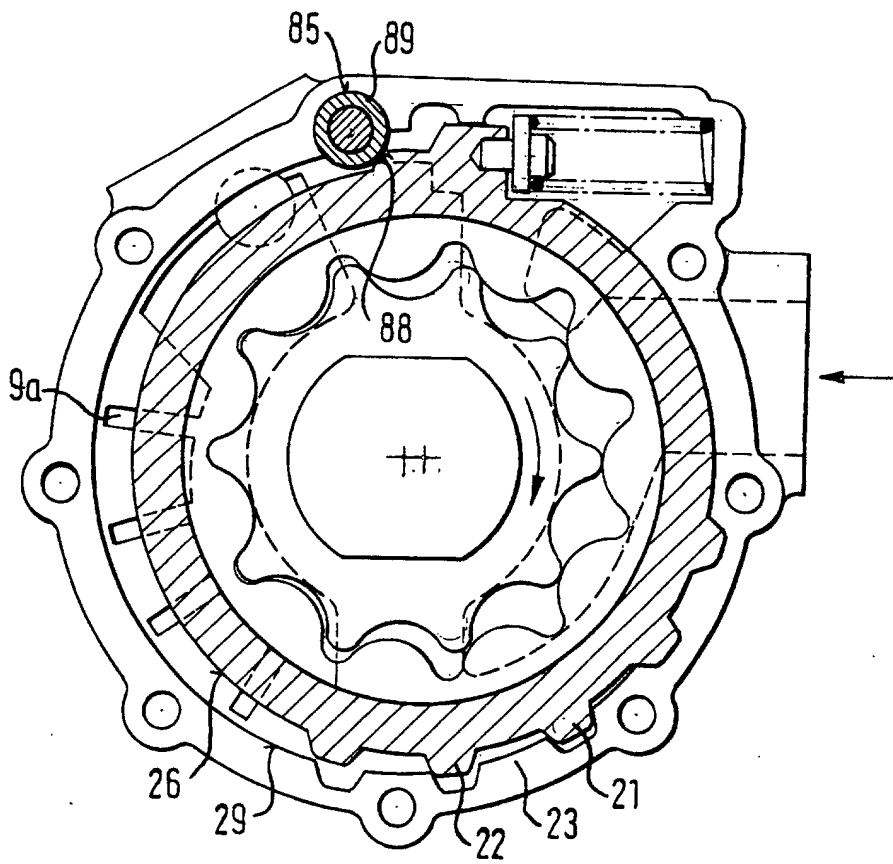


Fig. 6a

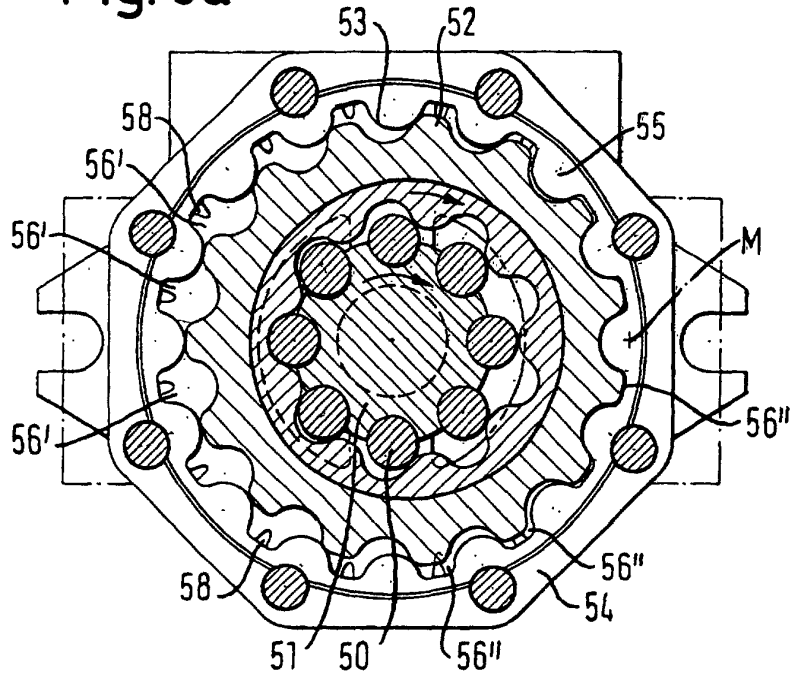
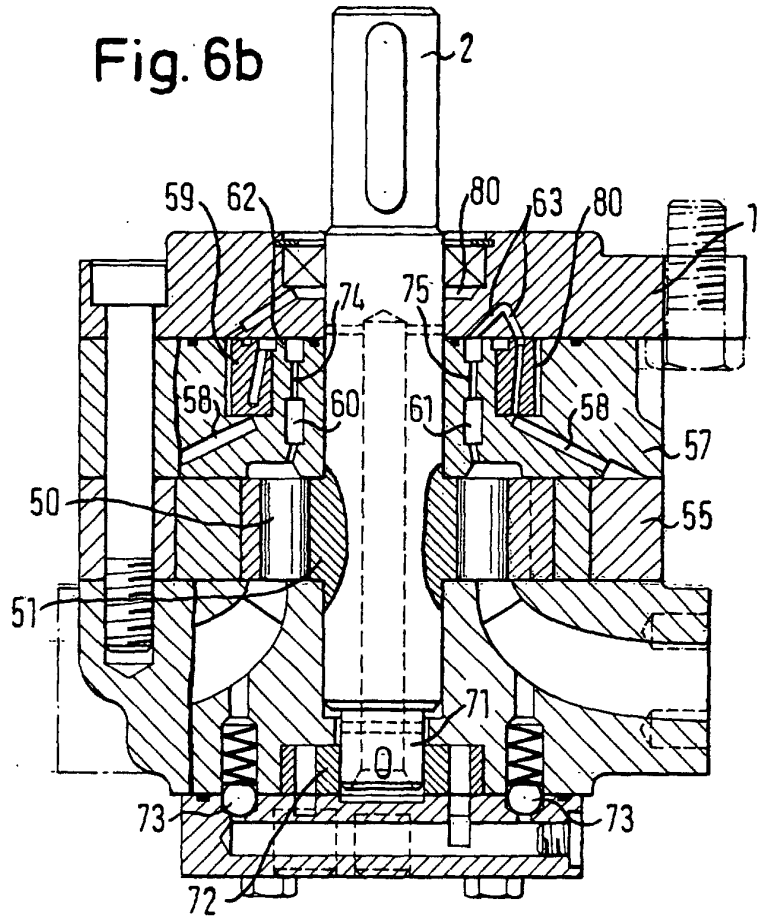


Fig. 6b



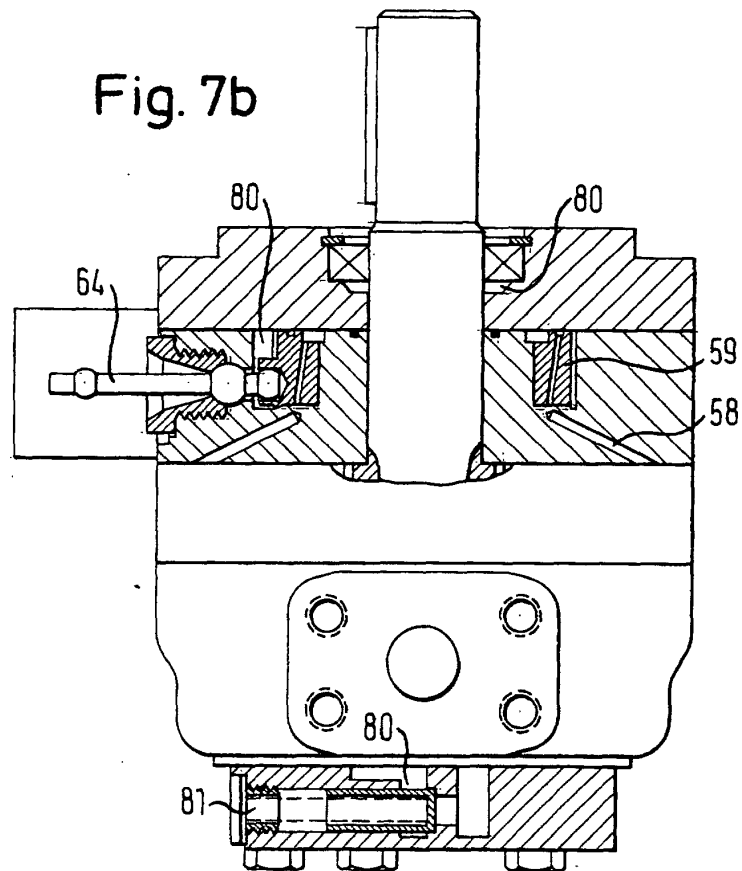
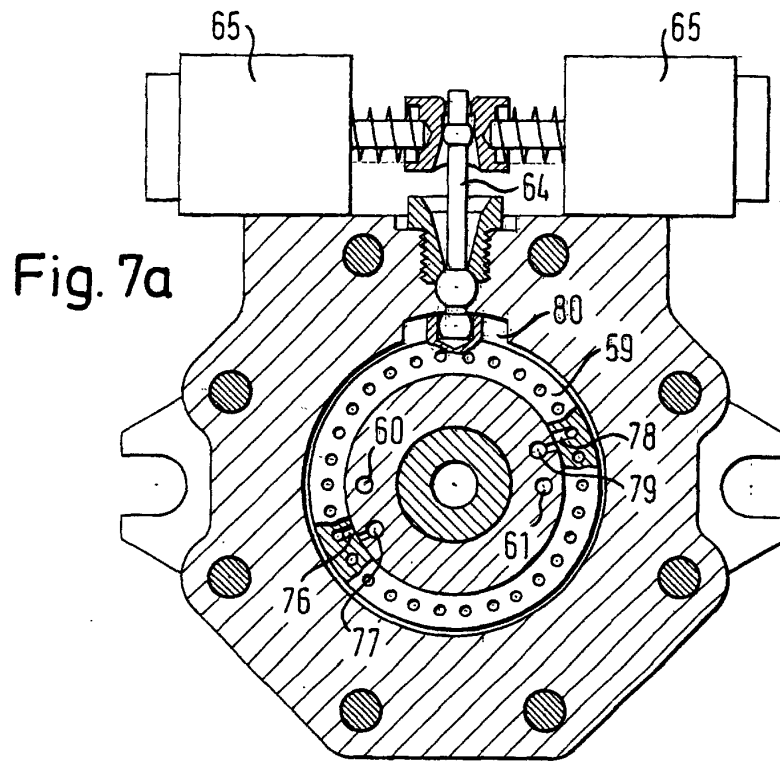


Fig. 8a

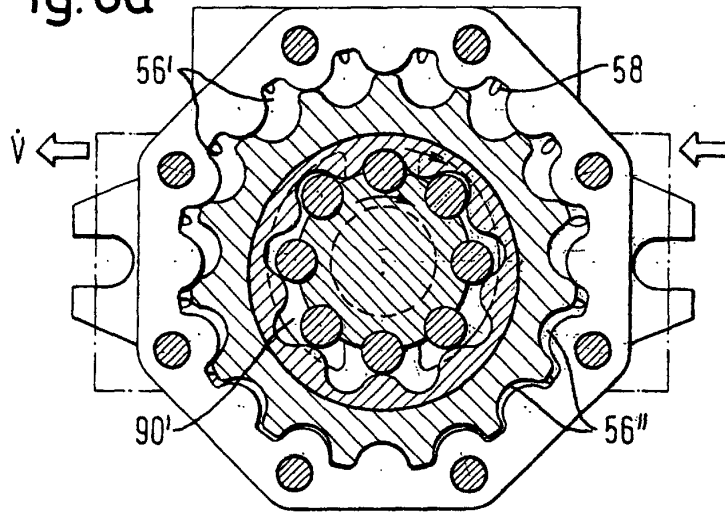


Fig. 8b

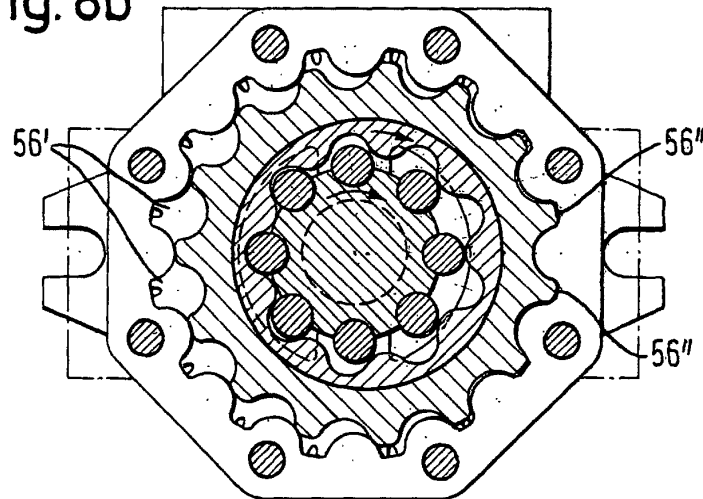
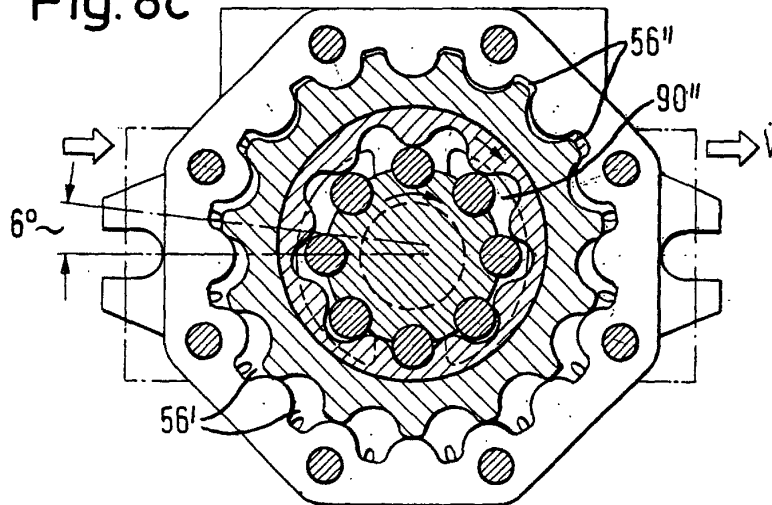


Fig. 8c



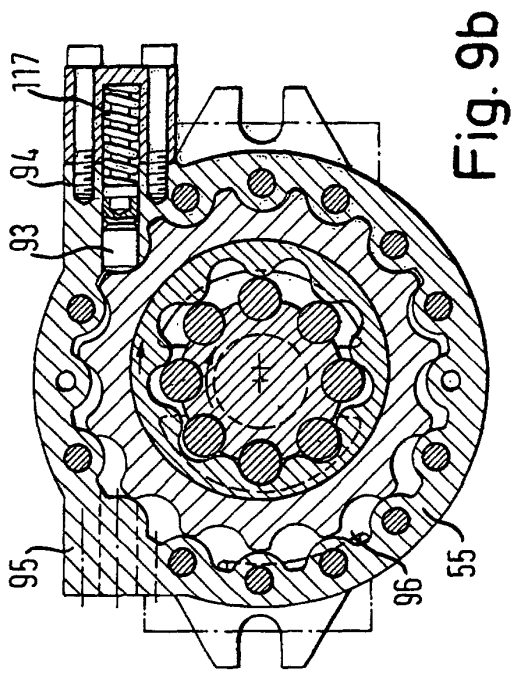


Fig. 9a

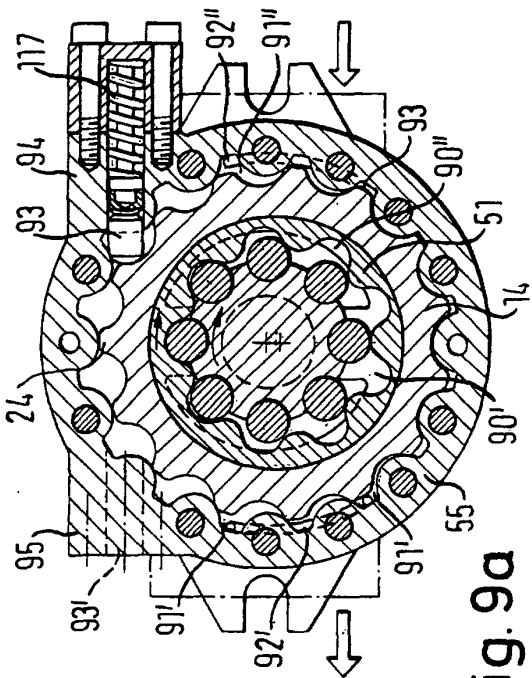


Fig. 9b

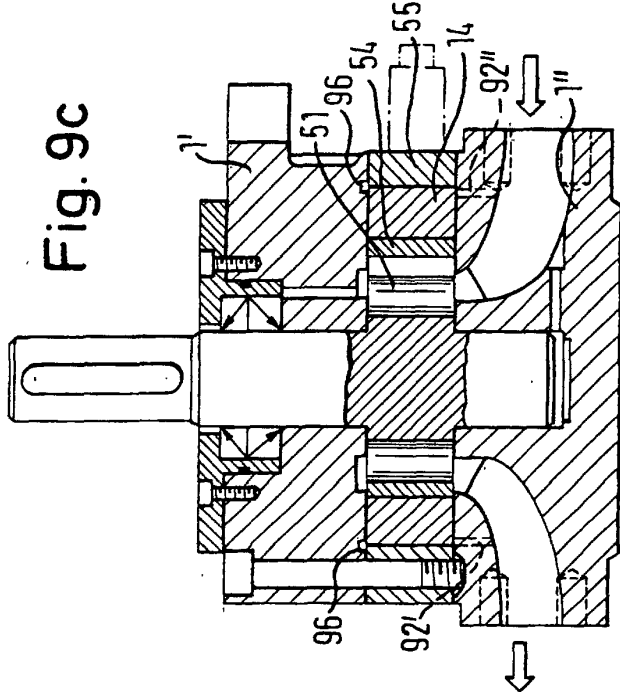


Fig. 9c

Fig. 11

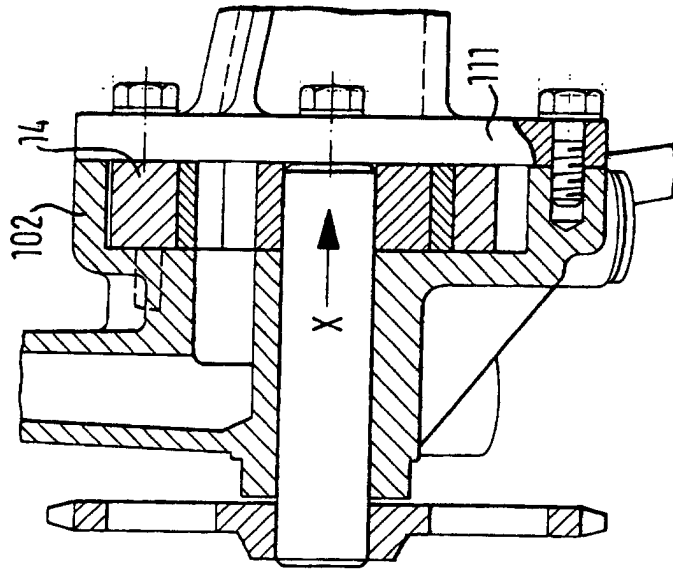


Fig. 10

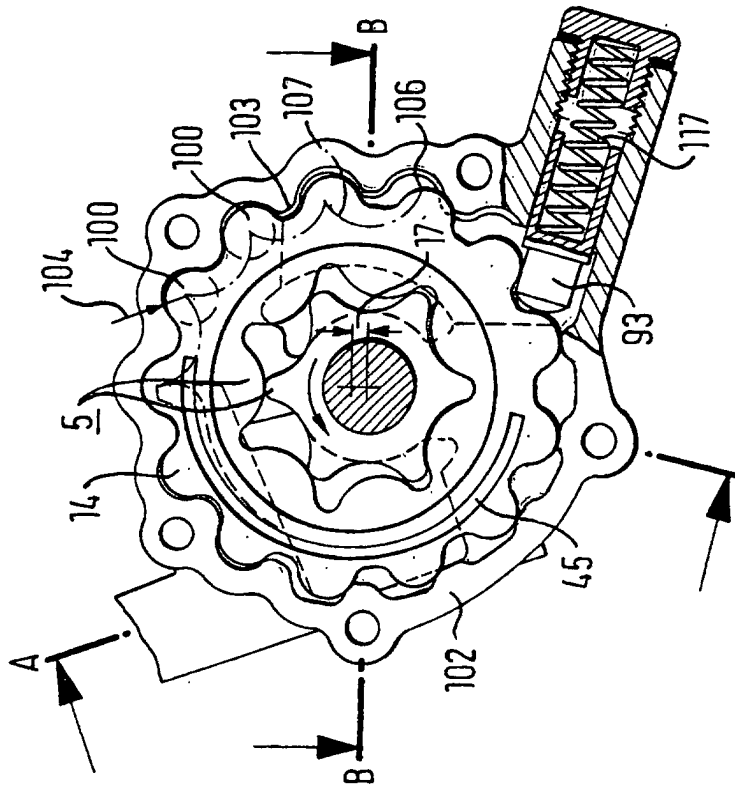


Fig. 13

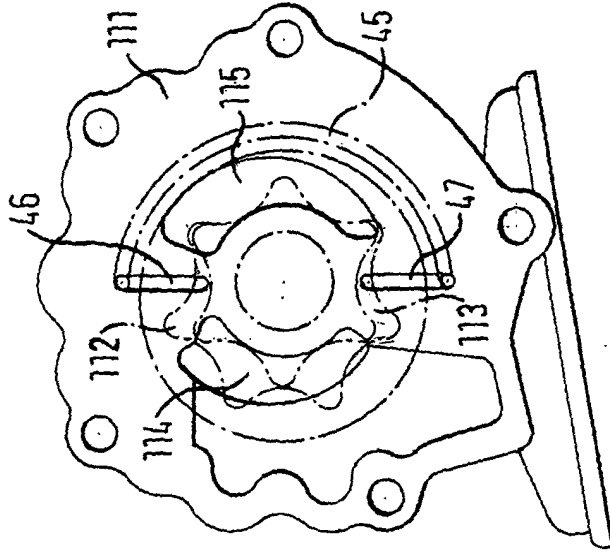


Fig. 12

