

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 712 997 A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
22.05.1996 Patentblatt 1996/21

(51) Int. Cl.⁶: **F01L 1/344**, F04C 15/04

(21) Anmeldenummer: 95115966.4

(22) Anmeldetag: 10.10.1995

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

(30) Priorität: 17.10.1994 DE 4437076
28.06.1995 DE 19523533

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

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

(74) Vertreter: **Schwabe - Sandmair - Marx**
Stuntzstrasse 16
81677 München (DE)

(54) Ventilsteuerung mit sauggeregelter Zahnring-/Innenzahnradpumpe

(57) Die Erfindung betrifft eine Ventilsteuerung eines Verbrennungsmotors, die ein hydraulisch betätigbares Stellmittel zum motordrehzahlabhängigen Verstellen eines Ventilsteuermittels und eine vom Motor angetriebene Pumpe zur Versorgung des Stellmittels mit Arbeitsflüssigkeit aufweist. Die Pumpe ist als sauggeregelte Zahnringpumpe mit einem sich über mehrere Förderzellen (17.1-17.3) erstreckenden Dichtsteg ausgebildet und weist eine drehzahlabhängige Förderkennlinie die dem Arbeitsflüssigkeitsbedarf des Stellmittels angepaßt ist. Ferner wird eine Innenzahnradpumpe, insbesondere zur Verwendung für eine solche Ventilsteuerung zur Verfügung gestellt.

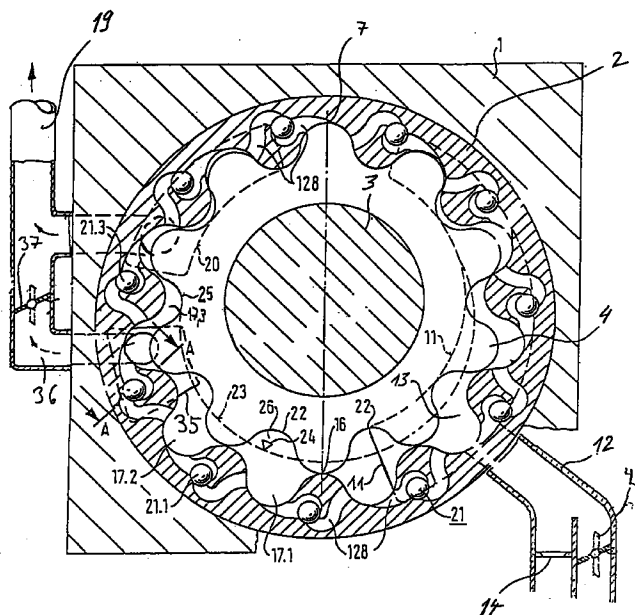


Fig. 4

EP 0 712 997 A2

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Ventilsteuerung für einen Verbrennungsmotor nach dem Oberbegriff von Anspruch 1 und eine insbesondere für diese verwendbare sauggeregelte Zahnring-/Innenzahnradpumpe nach den Oberbegriffen der Ansprüche 16 und 28.

Im Zuge der fortschreitenden Entwicklung im Automobilbau steigen die Anforderungen an die Motorleistung ständig. Die Motoren sollen über einen weiten Drehzahlbereich optimal gesteuert werden. Um diese Anforderung sowohl im unteren als auch im oberen Drehzahlbereich des Motors erfüllen zu können, sind Ventilsteuerungen entwickelt worden, mit denen die Überlappungszeiten von Einlaß- und Auslaßventilen drehzahlabhängig verändert werden können. Bei Steuerungen zum Verstellen der Ventilüberlappungszeiten, bekannt als sogenannte VTC (valve timing control)-Steuerungen werden die Nockenwellen für jeweils die Einlaßventile und die Auslaßventile gegeneinander verstellt, so daß die Nocken der beiden Nockenwelle eine Phasenverschiebung erfahren.

Zusätzlich zu dieser Nockenwellenverstellung durch gegenseitiges Verdrehen der Nockenwellen können auch die Ventilhube verändert werden. Dabei werden große Ventilhube mit entsprechend längeren Überlappungszeiten im oberen Drehzahlbereich und geringere Ventilhube mit kurzen oder gar keinen Überlappungszeiten im unteren Drehzahlbereich des Motors eingestellt. Ferner ist eine Verstellung des Ventilhubs und/oder der Überlappungszeiten vom Warmlaufbetrieb zum Normalbetrieb wünschenswert.

Ein Mehrphasen-Ventileinstellmechanismus ist aus der "Motortechnische Zeitschrift" 55 (1994) 6, Seite 342, bekannt. Der dabei verwendete Nockensatz eines Sechszylindermotors verfügt über zwei Kipphebel. T-Wellen steuern je nach Drehzahl gleichzeitig die beiden Einlaß- und Auslaßventile pro Zylinder. Bei hoher Drehzahl verbinden Hydraulikkolben die entsprechenden Kipphebel mit den T-Wellen. Bei niedriger Drehzahl werden die T-Wellen mit den Hebeln für geringe Drehzahlen verbunden. Zusätzlich ist mit diesem Mechanismus eine Zylinderabschaltung möglich. Dazu werden die T-Wellen von den Kipphebeln für die hohen Drehzahlen ausgeklinkt, so daß nur noch drei der sechs Zylinder arbeiten.

Gewöhnliche Pumpen zum Fördern von Motoröl, beispielsweise Flügelzellenpumpen oder übliche Zahnradpumpen, fördern ihr Arbeitsmedium mit einem mit der Pumpendrehzahl ständig steigenden Förderdruck bzw. Fördervolumenstrom. Die Pumpen werden üblicherweise direkt mechanisch vom Motor über einen entsprechenden Zahnriemenantrieb oder ein sonstiges geeignetes Getriebe angetrieben, so daß Förderdruck bzw. Volumenstrom mit der Motordrehzahl steigen. Um die erforderlichen Ventilsteuervorgänge bereits bei niedrigen Motordrehzahlen durchführen zu können, müssen die verwendbaren Pumpen im unteren Drehzahlbereich des Motors einen steilen Anstieg ihres geförderten Volumenstroms aufweisen. Die bekannten Pumpen sind

daher groß mit einer entsprechend hohen Leistungsaufnahme ausgeführt. Bei steigender Motordrehzahl fördern sie deshalb mehr Motoröl als von den Stellmitteln der Ventilsteuerung benötigt wird, so daß der Überschuß direkt von dem Pumpenausgang in einen Sumpf zurückgeleitet werden muß.

Eine als Innenzahnradpumpe ausgestaltete Pumpe ist z.B. aus der DE 39 33 978 bekannt. Der Antrieb erfolgt in der Regel durch die das Ritzel tragende Welle. Das Liefersoll solcher Pumpen, z.B. der Schmierpumpe eines Kfz-Motors, ist nur im unteren Teil des Betriebsbereiches etwa der Drehzahl proportional. Im oberen Drehzahlbereich steigt der Schmiermittel- bzw. Arbeitsflüssigkeitsbedarf weitaus geringer als die Drehzahl des Motors. Damit wird eine Saugregelung der Pumpe notwendig.

Nachteilig bei einer solchen Saugregelung ist die auftretende Kavitation. Der durch die Erhöhung der Drehzahl zu erwartende lineare Druckanstieg kann im Druckbereich solcher Pumpen nicht gehalten werden, vielmehr steigt der Druck ab einer bestimmten Drehzahl nicht linear mit geringerer Steigung an. Beim Unterschreiten der vollen geometrischen Fördermenge im Arbeitsbereich über dem Proportionalitätsbereich tritt Kavitation auf, die zu Implosionen der gasförmigen Bestandteile der Zelleninhalte führt, so daß unerwünschte Geräusche und Schädigungen der Zellenwände die Folge sind. Des weiteren weisen solche Pumpen in höheren Drehzahlbereichen verhältnismäßig geringe Wirkungsgrade auf.

Die Erfindung hat es sich zur Aufgabe gemacht, eine Ventilsteuerung für einen Verbrennungsmotor zu schaffen, bei der Stellglieder zum Verstellen von Steuermitteln für Ventile des Motors in einer energiesparenden und damit kostengünstigen Weise mit der zum Betätigen der Stellglieder notwendigen Arbeitsflüssigkeit versorgt werden können. Es ist eine weitere Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Innenzahnradpumpe mit minimaler Kavitation und hohem Wirkungsgrad zur Verfügung zu stellen, welche insbesondere für eine oben genannte Ventilsteuerung verwendet werden kann.

Diese Aufgaben werden durch die Gegenstände der Ansprüche 1, 16 und 28 gelöst.

Bevorzugte Ausführungsformen werden durch die Unteransprüche beschrieben.

Eine Ventilsteuerung für einen Verbrennungsmotor wird nach der Erfindung mit einer sauggeregelten Zahnringpumpe ausgestattet, die einen Dichtsteg mit mehreren sich von einem Einlaß für Arbeitsflüssigkeit zu einem Pumpenauslaß hin verkleinernden Förderzellen, den sog. Druckzellen, aufweist. Solch eine für die Zwecke der Erfindung verwendete Pumpe weist bereits von Hause aus eine drehzahlabhängige Förderkennlinie auf, die im wesentlichen dem Bedarf der Ventilsteuerung entspricht. In ihrem unteren Drehzahlbereich weist solch eine Pumpe einen steilen Anstieg der Fördermenge auf, um alle Verbraucher sofort ausreichend mit Öl versorgen zu können. Die Förderkurve flacht im oberen Drehzahlbereich ab bzw. ist dort im wesentlichen konstant, was

dem tatsächlichen Bedarf einer Ventilsteuerung entspricht. So kann die hydraulische Verlustleistung reduziert werden. Bei entsprechender konstruktiver Ausführung der Pumpe kann auf die nach dem Stand der Technik notwendigen teuren Druckregelventile verzichtet werden. Einfache Sicherheitsventile reichen aus, um besonders empfindliche Verbraucher bei Kaltstart des Motors vor Überdruck zu schützen. Durch die Anpassung der Fördermenge an den Bedarf wird neben einer hydrostatischen Leistungseinsparung noch eine Einsparung bei den Bauelementen im Pumpenförderkreis erzielt.

Vorteilhafterweise kommt eine sauggeregelte Zahnringpumpe als Förderpumpe für eine Nockenwellenverstellung zur Anwendung. Eine andere bevorzugte Verwendung ist die Verwendung als Förderpumpe für eine Ventilhubverstellung. Desweiteren kann solch eine Pumpe mit Vorteil für die Zu- und Abschaltung von Zylindern, wie sie beispielsweise in der vorbezeichneten "Motortechnische Zeitschrift" 55 (1994) 6, Seite 342, beschrieben ist, verwendet werden. Eine Kombination solcher Ventilsteuerarten kann ebenso vorteilhaft durch solch eine sauggeregelte Zahnringpumpe versorgt werden. Bei entsprechender Dimensionierung kann die erfindungsgemäß zum Zwecke der Ventilsteuerung verwendete Pumpe zusätzlich den Motor mit Schmieröl versorgen. Das Schmier- bzw. Motoröl dient dabei gleichzeitig auch als Arbeitsöl für die Stellmittel der Ventilsteuerung.

Bevorzugterweise weist die Pumpe einsaugseitig eine Drosselung auf, die veränderbar ist, um die Fördercharakteristik der Pumpe noch besser an den Bedarf der Verbraucher anpassen zu können. So kann bereits mit einer mehrstufigen Drosselung eine Pumpe mit einer mehrstufigen Förderkennlinie, deren Anzahl von Stufen derjenigen der Drosselung entspricht, bereitgestellt werden. Als Drosselelemente kommen einfache Blenden oder Drosseln, aber auch Regelventile in Frage. Eine kontinuierliche Verstellbarkeit der Drosselung kann mit Vorteil ebenfalls zur Anwendung kommen, um Pumpen einer Pumpengröße unterschiedlichen Anforderungen flexibel vor Ort anpassen zu können.

Der entscheidende Vorteil der neuen erfindungsgemäßen Innenzahnradpumpe liegt darin, daß durch die geregelte Zuführung von Arbeitsflüssigkeit aus der Auslaßmündung in eine Einlaßmündung und die gleichzeitige Unterbrechung der Zufuhr von Arbeitsflüssigkeit aus dem Einlaßkanal in diese Einlaßmündung eine Förderzelle, in welcher bei steigender Drehzahl Druckabfall und damit Kavitation auftreten würde, auf den höheren Auslaßdruck gebracht wird. Hierdurch wird Kavitation in dieser Förderzelle vermieden. Weiterhin entsteht ein großer Vorteil dadurch, daß, weil kein Hohlraum, d. h. kein Unterdruck in dieser Förderzelle entsteht, sondern diese mit Druck beaufschlagt wird, dieser Druck ein positives Drehmoment am Ritzel erzeugt. Diese unter dem höheren Druck stehende Förderzelle arbeitet somit wie ein Hydromotor, wodurch ein sehr hoher Wirkungsgrad erreicht werden kann.

Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform verbindet die im kennzeichnenden Teil des Anspruchs 16 genannte Einrichtung bei steigendem Druck im Druckbereich nacheinander die an diesen angrenzenden Einlaßmündungen mit dem Druckbereich. Hierdurch wird bei steigender Drehzahl gewährleistet, daß jeweils diejenige Förderzelle, in der Druckabfall und damit Kavitation auftreten könnte, rechtzeitig mit Druck beaufschlagt wird, so daß Geräuschentwicklung und Schäden vermieden werden können.

Vorteilhafterweise weist die oben genannte Einrichtung einen mit der Auslaßmündung verbundenen Übertrittskanal auf, der über eine Ventilvorrichtung in mindestens einen Zufuhrkanal mündet, welcher wiederum mit einer Einlaßmündung in Verbindung steht. Die Ventilvorrichtung kann damit die geregelte Zufuhr der Arbeitsflüssigkeit aus der Auslaßmündung, also dem Druckbereich, in die Einlaßmündung steuern und gleichzeitig die Zufuhr von Arbeitsflüssigkeit aus dem Einlaßkanal in diese Einlaßmündung zunächst drosseln und später unterbrechen. Hierzu weist eine solche Ventilvorrichtung vorzugsweise einen Ventilkolben auf, der mittels einer im Gehäuse abgestützten Feder gegen den Druck der Arbeitsflüssigkeit im Übertrittskanal angestellt gelagert ist und mittels eines Kopfabsatzes den Zugang der Arbeitsflüssigkeit in die Zufuhrkanäle sperrt oder freigibt. Die Feder bietet, bei unterschiedlicher Auswahl ihrer Steifigkeit, eine Möglichkeit zur Steuerung des Betriebsverhaltens der Ventilvorrichtung, während der Kopfabsatz des Ventilkolbens so ausgebildet sein kann, daß die unter Druck stehende Arbeitsflüssigkeit entgegen der Federkraft gegen eine seiner Oberflächen drückt, während er mit seinen Seitenflächen die Zufuhrkanäle für die Arbeitsflüssigkeit je nach Stellung des Ventilkolbens sperrt oder freigibt.

Der Ventilkolben kann im drucklosen Zustand des Übertrittskanals bzw. bis zu einem vorbestimmten Druck in diesem gegen die Kraft der Feder durch einen Anschlag am Gehäuse in einer Stellung gehalten werden, wo keine Arbeitsflüssigkeit aus dem Übertrittskanal in einen Zufuhrkanal fließt. Dieser Zustand entspricht der Ausgangsstellung der Ventileinrichtung bei geringer Drehzahl oder beim Stillstand der Pumpe. Der entgegengesetzte Anschlagpunkt des Ventilkolbens kann dadurch festgelegt werden, daß der Ventilkolben in der Stellung, wo Arbeitsflüssigkeit aus dem Übertrittskanal in alle Zufuhrkanäle einfließt, in seiner Bewegung gegen die Richtung der Federkraft angehalten wird, weil die Feder blockiert wird.

Die Einlaßmündung für die nicht mit dem Übertrittskanal zu verbindenden Förderzellen ist bevorzugt in ihrer Größe auf etwa den Bereich beschränkt, in dem sich diese Förderzellen erstrecken. Hierdurch wird sichergestellt, daß diejenigen Förderzellen, die mit steigender Drehzahl mit Druck aus dem Hochdruckraum beaufschlagt werden sollen, völlig vom Saugraum abgeschnitten werden können. Demgegenüber kann sich die Auslaßmündung etwa über den gesamten Bereich der Förderzellen erstrecken, welche in Förderichtung

stromabwärts von den Förderzellen liegen, die mit dem Übertrittskanal verbunden werden können. Diese Ausbildung der Auslaßmündung ist deshalb geeignet, weil die mit ihr in Verbindung stehenden Förderzellen praktisch während des gesamten Betriebs unter Hochdruck stehen.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform bildet das dem Kopfabsatz abgewandte Ende des Ventilkolbens zusammen mit dem Gehäuse eine Federkammer, die zur Dämpfung der Kolbenbewegung mit Arbeitsflüssigkeit gefüllt ist und über eine Bohrung in Flüssigkeitsverbindung mit der Arbeitsflüssigkeit im Einlaßkanal steht.

Die Ventilvorrichtung wirkt vorteilhafterweise gleichzeitig als Sicherheitsventil in Form eines Bypaß-Ventils. Wenn bei Höchstdruck im Druckbereich der Kopfabsatz den letzten Zufuhrkanal soweit überschritten hat, daß unter entstandender Dekompression eine Kurzschlußströmung der Arbeitsflüssigkeit vom Druckbereich in den Einlaßkanal auftritt, geht die Feder deshalb erst dann auf Block, wenn ein ausreichender Abströmquerschnitt geschaffen ist.

Bei einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung weist das Ritzel der Innenzahnradpumpe zwei Zähne weniger auf als der Zahnring, und an der Stelle des Außereingriffkommens der Zähne ist ein mondsichelförmiges gehäusefestes Füllstück vorgesehen. Hierbei sollten die Zähne des Zahnringes ausreichend spitz ausgeführt sein, so daß im Saugbereich die Förderzellen über den Zahneingriff gegeneinander abgedichtet sind.

Ferner kann die erfindungsgemäße Innenzahnradpumpe dadurch gekennzeichnet sein, daß der Kopfabsatz des Ventilkolbens aus einer Absatzbasis und einer längs an diese anschließenden Absatzfahne mit gleichem Außendurchmesser besteht, wobei die Führung und die Dichtfunktion des Ventilkolbens in der Gehäusebohrung an den Gehäuseabsätzen an den Außenflächen der Absatzbasis und der Absatzfahne stattfinden.

Vorteilhafterweise kann eine erfindungsgemäße Innenzahnradpumpe als sauggeregelte Pumpe für eine Ventilsteuerung gemäß dieser Erfindung verwendet werden.

Nachfolgend wird die Erfindung anhand von in Figuren dargestellten Ausführungsbeispielen näher erläutert. Es zeigen:

- Figur 1 eine Darstellung des Arbeitsölbedarfs einer Ventilsteuerung;
- Figur 2 eine sauggeregelte Zahnringpumpe mit Drosselblende im Einlaßkanal;
- Figur 3 die Förderkennlinie der sauggeregelten Zahnringpumpe nach Figur 2;
- Figur 4 eine sauggeregelte Zahnringpumpe im Querschnitt;
- Figur 5 eine weitere sauggeregelte Zahnringpumpe im Querschnitt;
- Figur 6 den Leckölstrom als Funktion der Drehzahl N für die Pumpe nach Figur 5;

Figur 7

Figur 8

Figur 9

Figur 10

Figur 11

Figur 12

Figur 13

den Saugdruck im Einlaß der Pumpe nach Figur 5 als Funktion der Pumpendrehzahl; den Zwischendruck P_I und die Druckdifferenz $P_I - P_H$ bei der Pumpe nach Figur 5 als Funktion der Pumpendrehzahl; eine Querschnittsansicht einer erfindungsgemäßen Innenzahnradpumpe, bei der die Stellung der Ventileinrichtung im Anlaufzustand der Pumpe wiedergegeben ist; eine Querschnittsansicht der erfindungsgemäßen Innenzahnradpumpe in einem Zustand mit gegenüber der Figur 9 erhöhter Drehzahl; eine Querschnittsansicht der erfindungsgemäßen Innenzahnradpumpe, wobei die Drehzahl soweit angestiegen ist, daß die Ventileinrichtung bereits eine von der Zufuhr durch ihre Einlaßmündung abgetrennte Förderzelle zur Druckbeaufschlagung vom Druckbereich her freigibt; eine Querschnittsansicht der erfindungsgemäßen Innenzahnradpumpe, bei der die Ventilvorrichtung eine Stellung eingenommen hat, in welcher alle Einlaßmündungen und Zufuhrkanäle die mit ihnen verbundenen Förderzellen mit unter Hochdruck stehender Arbeitsflüssigkeit versorgen; und eine weitere Ausführungsform der erfindungsgemäßen Innenzahnradpumpe, wobei das Ritzel zwei Zähne weniger aufweist als der Zahnring und an der Stelle des Außereingriffkommens der Zähne ein mondsichelförmiges, gehäusefestes Füllstück vorgesehen ist.

In Figur 1 sind ein Volumenstrom V_P einer Pumpe und ein Volumenstrombedarf einer Ventilsteuerung in Abhängigkeit von der Motordrehzahl D_M dargestellt. Der Volumenstrombedarf der Ventilsteuerung steigt zunächst bis zu einer Motordrehzahl D_{1M} an, bleibt in dem sich daran anschließenden Drehzahlbereich zwischen D_{1M} und D_{2M} im wesentlichen konstant, steigt ein zweites Mal von der Drehzahl D_{2M} bis zu einer Motordrehzahl D_{3M} wieder an, um danach bei weiter wachsenden Motordrehzahlen im wesentlichen bei dem bei D_{3M} erreichten Wert zu verharren.

Figur 2 zeigt eine sauggeregelte Zahnringpumpe 100, die aufgrund der Saugregelung bereits eine Förderkennlinie aufweist, die dem Volumenstrombedarf einer Ventilsteuerung angepaßt ist. Die Förderkennlinie der sauggeregelten Zahnringpumpe nach Figur 2, nämlich deren über der Pumpendrehzahl aufgetragenen Volumenstrom V_P der auch durch den Pumpenförderdruck ersetzt gedacht werden kann, ist in Figur 3 dargestellt. Danach flacht oder knickt der von der Pumpe geförderte Volumenstrom V_P ab einer konstruktiv festlegbaren oder auch während des Betriebs einstellbaren Grenzdrehzahl

D_g , dem sogenannten Abregelpunkt, ab und bleibt trotz weiter steigender Pumpendrehzahl D_P danach im wesentlichen konstant.

Durch eine Drosselblende 14 im Saugrohr oder Einlaßkanal 12 der Pumpe 100 wird die Ölmenge im Abregelpunkt D_g begrenzt. Es stellt sich eine kritische Strömungsgeschwindigkeit an der Drosselblende 14 ein, und die angesaugte und geförderte Ölmenge bleibt trotz einer weiteren Drehzahlzunahme ab dem Abregelpunkt D_g im wesentlichen konstant. Durch die einsaugseitige Drosselung ergibt sich nach der Blende 14 ein starker Unterdruck, der geringer ist als der Dampfdruck des Öls. Das Öl beginnt zu siedeln und verdampft. Bei einer Rotation eines innen verzahnten Hohlrads 2 und eines damit in Eingriff stehenden Ritzels 4 oberhalb des Abregelpunktes D_g füllen sich die Zahnkammern 13 über einen in das Pumpeninnere mündenden Einlaß, der sog. Saugniere 11, mit einem Öl-Gasgemisch. Bei einer herkömmlichen Zahnringpumpe ist der Aodichtsteg zwischen der Saugniere 11 und einem Pumpenauslaß, der sog. Druckniere 20, Klein. Würde eine solche Pumpe Verwendung finden, würde das unter geringem Druck stehende Zahnvolumen plötzlich druckbeaufschlagt. Das "Hochdrucköl" würde in den "Niederdruckbereich" eindringen und die Gasblasen würden schlagartig vom gasförmigen Zustand in flüssigen Aggregatzustand überwechseln, d.h. sie würden implodieren. Dieses unter dem Begriff "Kavitation" bekannte Phänomen verursacht Geräusche und Schäden an der Pumpe. Um dies zu vermeiden, weist die sauggeregelte Zahnringpumpe einen langen Dichtsteg zwischen der Saugniere 11 und der Druckniere 20 auf. Der Dichtsteg sollte einen Winkel von mindestens 45° , vorzugsweise mindestens 90° , überdecken. Das Öl/Gas-Gemisch wird dadurch bei maximalem Zahnkammervolumen und nach Saugende und anschließender Volumenverkleinerung durch Drehung der Pumpe langsam und nicht schlagartig komprimiert. Das Gas kann in den den Dichtsteg bildenden Druckzellen 17 einen kontrollierten Aggregatzustandwechsel durchlaufen und in den flüssigen Zustand übergegangen sein, bevor das Zahnkammervolumen in die Druckniere 20 entleert wird.

Im unteren Pumpendrehzahlbereich vor dem Abregelpunkt D_g sind die entlang des Dichtstegs zwischen der Saugniere 11 und der Druckniere 20 liegenden Zahnkammern 17 zu 100 % mit Öl gefüllt. Ausgehend vom maximalen Zahnkammervolumen wird bei Drehung des Radsatzes 2, 4 die Saugnierenkante überschritten, das Zahnkammervolumen wird abgetrennt und bei weiterer Drehung durch Volumenverkleinerung druckbeaufschlagt. Nun treten Kugelventile 21 in Funktion, die im äußeren Hohlrad 2 in Überströmkanälen 128 angeordnet sind und wie Rückschlagventile wirken. Steigt der Druck in einer Zahnkammer 17, so wird das nachlaufende Ventil 21 gegenüber der als Saugraum wirkenden Saugniere 11 geschlossen, das vorlaufende Ventil 21 gegenüber der als Druckraum wirkenden Druckniere 20 geöffnet. Das Öl strömt über den dadurch gebildeten Bypasskanal in die nächste Zahnkammer. Da auch dort

bei Drehung der Druck erhöht wird, strömt das Öl in die dann folgende Zahnkammer und so fort bis es in die Druckniere 20 gelangt. Es konnte durch Messung nachgewiesen werden, daß diese Pumpe keine Kavitation erzeugt. Das Öl kann zwar Gasblasen bilden, sie implodieren aber nicht, sondern gehen langsam und kontrolliert in den flüssigen Zustand über.

Bei einer einsaugseitig zu einem Abregelpunkt D_g hin gedrosselten und wie vorstehend beschrieben ausgebildeten Zahnringpumpe kann somit, wie in Figur 3 dargestellt, bei entsprechender Dimensionierung der Pumpe der gewünschte steile Anstieg des geförderten Ölvolumenstroms V_P bei niedriger Pumpendrehzahl erreicht werden. Trotz des sich bei steigender Pumpendrehzahl D_P bildenden Öl/Gas-Gemisches im Dichtsteg zwischen Saugniere 11 und Druckniere 20, bleibt die Leistungsaufnahme der Pumpe bei dann im wesentlichen konstantem Volumenstrom V_P vergleichsweise gering. Bei Verwendung solch einer Pumpe im Versorgungskreis einer Ventilsteuerung muß wenig oder gar kein überschüssig gefördertes Öl in einen Sumpf abgeleitet werden. Auf den Einsatz teurer Druckregelventile kann ebenfalls verzichtet werden. Es sind allenfalls billige Druckbegrenzungsventile notwendig. Die Leistungersparnis entspricht gegenüber den herkömmlicherweise verwendeten Pumpen in etwa dem Volumenstromdreieck oberhalb des Abregelpunktes D_g , d.h. in etwa der oberen, dunkel dargestellten Dreiecksfläche in Figur 3.

Figur 4 zeigt eine für die Zwecke der Erfindung besonders geeignete Pumpe, wie sie aus der DE 42 09 143 C1 bekannt ist. Diese Pumpe besitzt ein vereinfacht dargestelltes Pumpengehäuse 1, in dessen zylindrischer Zahnradkammer des Hohlrads 2 mit seinem Umfang auf der Umfangswandung der Zahnradkammer gelagert ist. Ebenfalls im Pumpengehäuse 1 ist die das Ritzel 4 der Zahnringpumpe tragende Welle 3 gelagert; es sind insoweit jedoch auch andere Lagerungen möglich.

Das Ritzel 4 besitzt einen Zahn weniger als das Hohlrad 2, so daß jeder Zahn des Ritzels 4 ständig mit einem Zahn des Hohlrads 2 in Eingriff ist, wodurch alle durch die Zahnlücken von Ritzel und Hohlrad gebildeten Förderzellen ständig gegen die benachbarten Zellen abgedichtet sind. Die Pumpe dreht im Uhrzeigersinn. Die Ansaugniere 11 ist in der hinter der Zeichenebene liegenden Stirnwand der Zahnradkammer vorgesehen. Entsprechendes gilt für die Druckniere 20. Die Mittelpunkte der beiden Zahnräder 2 und 4 besitzen eine Exzentrizität, die zusammen mit den Kopfkreisdurchmessern und der Breite der Zahnräder die Steilheit der Pumpenförderlinie (Figur 3) bestimmt.

Bei niedriger Drehzahl ist die Ansauggeschwindigkeit im Saugrohr 12 klein, so daß aus der sich fast über den ganzen Ansaugumfangsbereich erstreckenden, seitlich im Gehäuse 1 angeordneten Saugniere 11 das Öl blasenfrei einströmen kann, da kein wesentlicher Unterdruck auftritt. Da bei niedriger Drehzahl und Zahnfrequenz auch die Strömungsimpedanz zwischen Zahn und Zahnücke klein ist, werden die durch die Zähne der

Räder 2 und 4 der Saugseite gebildeten Saugzellen 13 mit weitgehend blasenfreiem Öl gefüllt. Die als Saugrohrmündung dienende Ansaugiere 11 erstreckt sich in Umfangsrichtung der Räder 2 und 4 bis nahe an einen Punkt 16 geringsten Zähneingriffs heran. Im Bereich dieses Punktes 16 haben die durch zwei jeweils einander gegenüberliegende Zahnücken gebildeten Förderzellen 13 ihr größtes Volumen erreicht und sind bei niedriger Drehzahl vollständig mit Öl gefüllt. Dreht die Pumpe dann weiter und gelangen die Förderzellen in den Bereich links von Punkt 16, so werden die Zellen in den Positionen 17.1, 17.2 und 17.3 zu Verdrängerzellen, da sich das Volumen der Förderzellen von hieran bis zur Stelle 7 tiefsten Zähneingriffs, der dem Punkt 16 geringsten Zähneingriffs diametral gegenüberliegt, bis auf fast Null stetig verringert.

Bei nicht sauggeregelten Zahnringpumpen kann die als Auslaßöffnung dienende Druckniere 20 bis nahe an den Punkt 16 heranreichen. Dabei würden die Druckniere 20 und somit auch schon die Förderzelle in der ersten Position 17.1 unter vollem Förderdruck stehen.

Im Gegensatz hierzu wird bei der vorliegenden Pumpe die Druckniere 20 der Zahnradkammer sehr weit in Umfangsrichtung auf die Stelle tiefsten Zähneingriffs hin verkürzt, so daß mehrere Förderzellen 17.1 bis 17.3 zwischen der Saugniere 11 und der Druckniere 20 liegen. Der Dichtsteg überdeckt im Ausführungsbeispiel einen Winkel von mehr als 90°. Dabei müssen sich die Förderzellen 17.1 bis 17.3 bei blasenfreier Ölfüllung entleeren können. Dies ermöglichen Überströmkanäle 128 in den Zähnen des Hohlrads 2. Jeder Überströmkanal 128 ist mit einem Rückschlagventil 21 versehen. Die Förderzellen 17.1 bis 17.3, in denen das Volumen des komprimierten Mediums ständig abnimmt, können sich durch die in Reihe geschalteten Überströmkanäle 128 mit den darin angeordneten Rückschlagventilen 21.1 bis 21.3 in Förderrichtung zur Druckniere 20 hin entleeren. Hierbei muß dann in den Förderzellen 17.1 bis 17.3 ein etwas höherer statischer Druck herrschen als in der Druckniere 20, da die Überströmkanäle 128 mit den Rückschlagventilen 21 wegen des Strömungswiderstandes verlustbehaftet sind. Bei niedriger Drehzahl sind diese Verluste nicht hoch, da die Strömungsgeschwindigkeiten klein sind. Die Drosselverluste sollten durch eine entsprechende Konstruktion der Rückschlagventile so klein wie möglich gehalten werden.

Bis zu einer bestimmten Grenzdrehzahl D_g (Figur 3) wird eine der Drehzahl in etwa proportionale Fördermenge geliefert. Wird diese Grenzdrehzahl D_g überschritten, so beginnt der statische Druck im Saugrohr 12 abzufallen und sinkt dabei unter einen kritischen Wert ab. Bei der untersuchten Pumpe nach dem Ausführungsbeispiel liegt diese Grenzdrehzahl D_g in etwa bei 1200 U/min. Ab etwa 1500 U/min stagniert die Fördermenge trotz steigender Drehzahl, da der statische Saugdruck unter den Verdampfungsdruck des Arbeitsöls gefallen ist. Von nun an entstehen Hohlräume in den Förderzellen der Saugseite der Pumpe, die sich theoretisch im Bereich des Fußkreises des Ritzels 4, also bei 22, kon-

zentrieren, da das blasenfreie Öl durch Fliehkraft radial nach außen gedrängt wird. Bei etwa 2100 U/min fördert die Pumpe nur noch etwa 2/3 ihres maximalen Förder volumens. Dieser Zustand ist durch eine gestrichelte Niveaulinie 23 als zum Hohlradmittelpunkt konzentrischer Kreis dargestellt. Diese Niveaulinie 23 ist mit dem Niveauzeichen 24 versehen. Radial innerhalb der Niveaulinie 23 befindet sich im wesentlichen Öldampf und/oder Luft radial außerhalb im wesentlichen Öl. Die Niveaulinie 23 geht durch den Fußpunkt 25 der Ritzelzahnücke der Förderzelle 17.3, die gerade im Begriff ist, mit der Druckniere 20 in Verbindung zu treten. Die Pumpe ist vorteilhafterweise so ausgelegt, daß auch bei den zu erwartenden maximalen Betriebsdrehzahlen die Niveaulinie 23 nicht wesentlich weiter radial nach außen wandert als bis zum Fußpunkt 25 der Ritzelzahnücke der Förderzelle 17.3, die gerade beginnt, die Kante der Druckniere 20 zu erreichen. Radial weiter innen kann diese Niveaulinie 23 natürlich immer liegen, solange die Saugregelung nicht leidet.

Da die Förderzellen 17.1 bis 17.3 durch Zahnflanken- bzw. Zahnkopfeingriff gegeneinander abgedichtet sind und die Rückschlagventile 21 bei der gezeigten Konstruktion nicht nur durch die auf die Ventilkugel wirkende Fliehkraft einerseits, sondern auch durch den von den Zellen 17.1 über 17.2 zu 17.3 hin ansteigenden statischen Druck geschlossen sind, kann der Förderdruck in der Druckniere 20 nicht in die Förderzellen 17.1 bis 17.3 hineinwirken. Die Hohlräume innerhalb der Niveauringfläche 23 haben daher genug Zeit, sich bis zum Erreichen der Förderzelle 17.3 hin durch die Volumenverringerng der Zellen abzubauen.

Um die Grenzdrehzahl D_g nach oben zu verschieben, ist im Saugrohr 12 parallel zur Blende 14 ein Bypass vorgesehen, in dem eine weitere Drossel, nämlich eine Drosselklappe 43, angeordnet ist, die zwischen den Positionen "offen" und "sperrern" verstellt werden kann.

Die derart ausgeführte Pumpe mit der Drosselblende 14 und der dazu parallel angeordneten Drosselklappe 43 ist der Bedarfskurve der Ventilsteuerung nach Figur 1 bereits angepaßt. Es braucht lediglich bei der in Figur 3 eingetragenen Motordrehzahl D_{2M} die Drosselklappe 43 von ihrer Stellung "sperrern" in die Stellung "offen" zu wechseln.

Ferner wird der Ablaufkanal 19 der Druckniere 20 nicht nur aus der Druckniere 20 gespeist, sondern auch aus einer dieser Druckniere 20 vorgeschalteten weiteren Auslaßöffnung 35, die über einen Kanal 36 mit dem Auslaßkanal 19 in der aus Figur 4 ersichtlichen Weise verbunden ist. Im Kanal 36 befindet sich ebenfalls eine Drosselklappe 37, die zwischen einer dem Kanal 36 sperrenden und einer den Durchfluß durch den Kanal 36 freigebenden Position verstellbar oder schaltbar ist.

Im normalen Betriebszustand sind die beiden Drosselklappen 43 und 37 geschlossen. Werden nun, weil ein Stellmittel 76 bzw. 82 zugeschaltet wird, größere Ölmen gen erforderlich, so öffnet eine entsprechende Steuerung einrichtung die beiden Drosselklappen 43 und 37. Dadurch wird zum einen der Ansaugwiderstand stark

verringert und die Niveaulinie 23 entsprechend nach außen verschoben. In Figur 3 wandert die Grenzdrehzahl D_g der Förderkennlinie entlang der schrägen Linie nach oben. Das Öffnen der Drosselklappe 43 wird an die Pumpendrehzahl und damit an die Motordrehzahl über eine geeignete Steuerelektronik so gekoppelt, daß die Klappe 43 beispielsweise bei Erreichen der in Figur 3 eingetragenen Motordrehzahl D_{2M} geöffnet wird.

Dadurch, daß mit dem Umschalten der Drosselklappe 43 auch die Drosselklappe 37 umgeschaltet wird, muß nicht die nunmehr größere Ölmenge zusätzlich durch die Überströmkanäle 128 nach vorne zum vorderen Ende der Druckniere 20 verschoben werden. Durch die vorgelagerte Auslaßöffnung 35 und dem Kanal 36 liegt jetzt vielmehr die funktionell entscheidende Kante der Druckniere 20 näher an der Stelle 16 geringsten Zahneingriffs. Auf dieser Weise werden Drosselverluste in den Überströmkanälen 128 minimiert. Der Wirkungsgrad der Pumpe wird gehoben und die Fördermenge steigt in etwa linear, bis die Drehzahl des Motors die neue, höhere Grenzdrehzahl erreicht hat.

Andere Drosselanordnungen im Saugrohr 12 sind möglich. So ist unter Wegfall eines Bypasses die Anordnung einer einzigen stufenweise oder kontinuierlich verstellbaren Drosselklappe ebenso vorteilhaft verwendbar. Ebenso kann ein Regelventil vorgesehen werden. Die Drosselung im Saugrohr 12 - und auch die im Auslaßkanal 19, 36 - wird in Abhängigkeit von der Motordrehzahl, von der auch der Arbeitsölbedarf der Ventilsteuerung des Motors abhängt, gesteuert. Durch entsprechende Drosselanordnungen kann die sauggeregelte Zahnringpumpe somit den verschiedensten Bedarfslinien angepaßt werden.

Zusätzlich zu den mit Rückschlagventilen 21 ausgestatteten Überströmkanälen 128, kann im Wege der Förderzellen 17.1 bis 17.3, und zwar nahe dem Zahnfußkreis des Hohlrads 2 ein zusätzlicher Bypass in einer Stirnwand der Zahnradkammer vorgesehen sein, der sich in Umfangsrichtung zur vorderen Kante der Druckniere 20 hin erstreckt. Die Ausbildung solch eines Bypass ist aus der Anmeldung P 43 30 586.5 bekannt und in Figur 5 dargestellt.

Entsprechend der relativ großen Zähnezahl wird dieser Bypass durch in der Stirnwand der Zahnradkammer ausgebildete Öffnungen, im Ausführungsbeispiel handelt es sich um zwei Öffnungen 50 und 51, und einen ebenfalls in der Stirnwand ausgebildeten Verbindungskanal 53 gebildet. Die Öffnungen 50 und 51 verlaufen nahe dem Fußkreis der Verzahnung des Hohlrads 2 innerhalb dieses Fußkreises. Jede der beiden Öffnungen 50 und 51 ist über ein kurzes, radial nach außen verlaufendes Kanalstück 54 bzw. 55 mit dem in Umfangsrichtung verlaufenden Verbindungskanal 53 verbunden, welcher an die Druckniere 20 angeschlossen ist. Die radialen Kanalstücke, die Öffnungen 50, 51 und der Verbindungskanal 53 sind als Nuten in der Stirnwand der Zahnradkammer ausgebildet. Sie können beispielsweise Rechteckquerschnitt mit abgerundeten Ecken haben, wobei die Tiefe etwa gleich der gezeigten

Breite der Nut ist. Der Verbindungskanal 53 ist ständig durch den die Zähne tragenden Ringteil des Hohlrads 2 abgedeckt. Da kurz nach dem Verlassen der Stelle 16 der Zahnscheitelberührung die Förderzellen sich noch langsam verkleinern, kann das dieser Stelle 16 zugewandte Ende der ersten Öffnung 50 in Umfangsrichtung von dieser Stelle einen relativ großen Winkelabstand haben, der hier etwa gleich $2/3$ der im Winkelmaß gemessenen Zahnteilung des dieser Öffnung 50 überstreichenden Zahnkranzes ist. Demgegenüber ist das in Förderrichtung gelegene Ende der Öffnung 51 von der Vorderkante der Druckniere 20 wesentlich weiter entfernt, nämlich geringfügig mehr als eine Zahnteilung, so daß immer dann, wenn eine Förderzelle den Kontakt mit der Öffnung 51 verliert, sie alsbald beginnt, sich in die Druckniere 20 zu öffnen. Der Abstand der einander zugekehrten Enden der beiden Öffnungen 50 und 51 ist so groß, daß die beiden Öffnungen 50 und 51 niemals durch eine Förderzelle verbunden sind; er kann auch etwas größer sein, wenn die Öffnungen schmal sind.

Bei der Auslegung der Öffnungen 50 und 51 ist auch die Radiallage dieser Öffnungen zu berücksichtigen. So muß, um gleiche Öffnungs- und Schließzeiten zu erhalten, die Erstreckung der Öffnungen 50, 51 in Umfangsrichtung um so kleiner werden, je mehr die Öffnungen vom Zahnfußkreis des Hohlrads 2 entfernt liegt. Um dies anzudeuten, ist die Öffnung 50 etwas weiter radial innenliegend als die Öffnung 51 angeordnet, dafür aber auch etwas weniger lang sich in Umfangsrichtung erstreckend. Beide Öffnungen 50 und 51 sind in Ausführungsbeispiel relativ kurz, vielfach werden sie auch etwas länger ausgebildet.

Im Betrieb der Zahnringpumpe mit niedriger Drehzahl entspricht der Quetschölstrom QL durch den Verbindungskanal 53 dem Verdrängungsvolumen der Förderzellen 17.1 bis 17.3. Mit zunehmender Drehzahl wächst nun der Strömungsscheinwiderstand für die Strömung durch den Verbindungskanal 53, da die Offenzeiten für die Öffnungen 50 und 51 immer kürzer werden. Dementsprechend steigt der Druck PI in den Zellen 17.1 bis 17.3 bei einem gleichzeitigen Abfallen des Quetschölstroms QL durch den Verbindungskanal 53. Diese Verhältnisse gelten jedoch nur bis zu der Drehzahl, bei welcher noch keine Kavitation in der Saugniere 11, also in den Förderzellen 13, auftritt. Im Kavitationsbereich bei höherer Drehzahl, wo dementsprechend die Förderkennlinie (Figur 3) vom einem linear ansteigenden Verlauf in einen angenähert waagrechten Verlauf übergegangen ist, sinken die Drücke PI in den Förderzellen ab bis in die Nähe des Atmosphärendrucks. Da der Ansaugdruck über die Drehzahl konstant gehalten wird, durchläuft nun die QL-Kurve den Nullpunkt und wird sogar geringfügig negativ. Es strömt Öl in geringem Umfang von der Druckniere 20 durch den Verbindungskanal 53 zurück in die Förderzellen. Bei sehr hoher Drehzahl, wie sie in der Praxis nahezu nie vorkommt, würde sich der negative Leckölstrom QL von der Druckniere 20 zu den Öffnungen 50 und 51 wegen des Anwachsens des Strömungsscheinwiderstands wieder der Nulllinie

nähern. Diese Verhältnisse sind in Figur 6 dargestellt. Figur 7 zeigt den entsprechenden Saugdruck PS in der Saugniere 11 als Funktion der Pumpendrehzahl, während Figur 8 den Zwischendruck PI im Dichtsteg und die Druckdifferenz PI-PH, PH ist der Druck in der Druckniere 20, als Funktion der Pumpendrehzahl für eine solche Pumpe zeigt.

Der durch die Öffnungen 50 und 51 und den Verbindungskanal 53 gebildete Bypass kann auch zusätzlich zu den mit den Rückschlagventilen 21 versehenen Überströmkanälen 128 der Pumpe nach Figur 4 vorgesehen sein. Dies stellt sogar ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel dar, da durch solch einen Bypass die Strömung durch die Überströmkanäle 128 zusätzlich stabilisiert und einem Vibrieren der Ventile 21 entgegengewirkt werden kann.

In der Figur 9 ist eine Querschnittsansicht einer Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Innenzahnradpumpe dargestellt. Die Pumpe weist ein Gehäuse 201 auf, das eine Zahnradkammer 206 mit einem Zahnring 202 umschließt. Mit dem Zahnring 202 kämmt ein Ritzel 203, welches einen Zahn weniger aufweist als der Zahnring 202. Das Ritzel 203 bildet mit dem Zahnring 202 aufeinanderfolgende gegeneinander durch den Zahneingriff abdichtende Förderzellen 210, 211, 212, 213, 214, 215 und 216. Ein Einlaßkanal 204 mündet in einer als Einlaßniere ausgebildeten Einlaßmündung 207, die gestrichelt dargestellt ist. Weiterhin ist der Einlaßkanal 204 in der in Figur 9 gezeigten Stellung über eine Gehäusebohrung 217 mit Gehäuseabsätzen 217a, 217b, 217c und 217d mit den Zufuhrkanälen 222a, 222b und 222c verbunden, die in die Einlaßmündungen 208a, 208b und 208c auslaufen.

Auf der Auslaßseite weist das Gehäuse einen Auslaßkanal 205 auf, der mit der in der Zahnradkammer 206 angeordneten Auslaßniere 209, die ebenfalls gestrichelt dargestellt ist, verbunden ist. Weiter ist die Auslaßniere 209 auf ihrer der Auslaßmündung 205 abgewandten Seite mit einem Übertrittskanal 220 verbunden, welche an der dem Einlaßkanal 204 gegenüberliegenden Seite der Gehäusebohrung 217 beim Gehäuseabsatz 217a in diese einmündet. Am unteren Teil des Gehäuses 201 ist eine Ventileinrichtung vorgesehen. Ein Ventilkolben 221 befindet sich in dieser Stellung der Ventileinrichtung in der Gehäusebohrung 217, wobei ein Kopfabsatz 224 dieses Ventilkolbens 221 mit seinem vorderen Stirnende im Übertrittskanal 220 gegen das Gehäuse anschlägt und mit seinen Seitenflächen die Gehäusebohrung 217 am Gehäuseabsatz 217a gegen die Flüssigkeit in dem Übertrittskanal 220 abdichtet. An seinem hinteren Ende ist der Ventilkolben 221 mit seinem hinteren Absatz 229 in einer Federkammer 225 geführt, in welcher in eine Feder 223 in Richtung des Anschlagpunkts am Gehäuse (in Linksrichtung in Figur 9) gegen den Druck im Übertrittskanal 220 bzw. gegen den Anschlag des Kopfabsatzes 224 am Gehäuse 201 anstellt. Die Federkammer 225 ist an ihrem rechten Ende mit einer nicht bezeichneten Verschlußschraube dicht verschlossen. Eine Bohrung 226 im Ventilkolben 221 verbindet dessen

Umgebung mit der mit Arbeitsflüssigkeit gefüllten Federkammer 225, wodurch eine Dämpfungswirkung eintritt.

Ausgehend von dieser alle Bauteile bezeichnenden Figur 9 wird nunmehr die Arbeitsweise der erfindungsgemäßen Innenzahnradpumpe mit Hilfe der weiteren Figuren beschrieben. Gleiche Bauteile sind in allen Figuren mit entsprechenden Bezugszeichen versehen. In den Figuren 10 bis 13 werden allerdings der besseren Übersichtlichkeit halber nicht mehr sämtliche, sondern nur die relevanten Bauteile bezeichnet.

Im in Figur 9 dargestellten Zustand wird das Ritzel 203 in der durch den Pfeil n angezeigten Richtung gedreht. Flüssigkeit wird über den Einlaßkanal 204 angesaugt und einerseits über die Einlaßniere 207 den Förderzellen 210 und 211 zugeführt. Andererseits wird Arbeitsflüssigkeit aber auch über die Gehäusebohrung 217 im Zwischenraum zwischen dem Ventilkolben 221 und dieser Gehäusebohrung den Zufuhrkanälen 222a, 222b und 222c und über diese den Einlaßmündungen 208a, 208b und 208c zugeführt, welche die Förderzellen 212 und 213 mit Arbeitsflüssigkeit beliefern. Im in Figur 9 gezeigten Zustand fordert die Pumpe im Proportionalbereich, d.h. die Fördermenge steigt linear mit einer Erhöhung der Drehzahl n an. Da der Kopfabsatz 224 die Gehäusebohrung 217 am Gehäuseabsatz 217a gegen die Flüssigkeit im Übertrittskanal 220 abdichtet, stehen nur die Förderzellen 214, 215 und 216 unter Druck. Die Federkraft F₀ übt einen stärkeren oder gleichgroßen Druck auf den Ventilkolben 221 aus wie der Druck P₀ gegen die mit AK bezeichnete Fläche des Kopfabsatzes 224.

Bei der nun folgenden Funktionsbeschreibung wird davon ausgegangen, daß an den Auslaßkanal 205 ein Verbraucher angeschlossen ist, dessen hydraulischer Widerstand

$$R = \frac{\Delta P}{\Delta Q}$$

etwa konstant ist.

Die Regelung beginnt, wenn die von der Arbeitsflüssigkeit im Übertrittskanal 220 auf den Kopfabsatz 224 ausgeübte Kraft größer wird als die Federkraft. In Figur 10 dreht sich das Ritzel 203 mit der Drehzahl n₁, die bereits höher ist als die Grenzdrehzahl im Proportionalbereich der Pumpe. Der Druck der Arbeitsflüssigkeit im Druckbereich würde sich linear hierbei auf einen Druck P_{1'} erhöhen, so daß der Ventilkolben 221 nach rechts bewegt wird. Dadurch wird der Ansaugwinkel α_s von α_{s max} (siehe Figur 9) auf α_{s1} (siehe Figur 10) reduziert. Der Druck P_{1'}, der linear zu erreichen wäre, kann sich jedoch nicht halten, sondern fällt auf P₁ ab. Damit fällt auch die Fördermenge linear ab. Es stellen sich bei der gesteigerten Drehzahl n₁ eine neue Fördermenge und ein neuer Druck P₁ ein, der niedriger ist als P_{1'}, jedoch höher als P₀. Die Einstellung eines Druckes P₁, der höher ist als der Druck P₀, ist auch konstruktiv durch die Ausgestaltung der Ventileinrichtung und der Pumpe bedingt. Wäre dieser Druck nämlich nicht höher als P₀, dann würde der Ventilkolben 221 durch die Feder 223

wieder in die Ursprungslage (Figur 9) zurückgedrückt, und der Prozeß würde von neuem beginnen, weil die Drehzahl gegenüber der Ausgangslage erhöht ist. Wäre der Druck P_1 im Druckbereich auf dem Wert P_1' geblieben, dann wäre die Drosselwirkung des nach rechts rükenden Kolbens 221 durch den in den Zufuhrkanal 222a eindringenden Kopfabsatz 224 auf die Befüllung der Förderzelle 212 unwirksam geblieben. Somit muß der Druck P_1 zwischen P_0 und P_1' liegen.

Aus einer Zusammenschau der Figuren 10 und 11 wird ersichtlich, was bei einer weiteren Erhöhung der Drehzahl, hier auf die Drehzahl n_2 in Figur 11, geschieht. Der bei der Drehzahlsteigerung oben beschriebene Prozeß setzt sich weiter fort, so daß der Ventilkolben 221 durch die Druckerhöhung immer weiter nach rechts geschoben wird, bis, wie in Figur 11 dargestellt, beispielsweise ein Zustand erreicht wird, wo der Ventilkolben 221 mit seinem Kopfabsatz 224 die Gehäusebohrung 217 am Gehäuseabsatz 217c abdichtet, so daß die hier mit 212 bezeichnete Förderzelle nicht über den Einlaßkanal 204 mit angesaugter Arbeitsflüssigkeit versorgt wird, sondern über den Übertrittskanal 220 und die Kanäle 222a und 208a mit unter Druck stehender Arbeitsflüssigkeit. Die Arbeitsflüssigkeit in der Förderzelle 212 steht mit den stromabwärts liegenden Förderzellen auf dem erhöhten Druck P_2 , so daß in ihr kein Hohlraum entsteht und sich auch trotz der Raumvergrößerung kein Unterdruck ausbilden kann. Im Gegenteil erzeugt diese Förderzelle 212 durch die Druckbeaufschlagung mit dem Druck P_2 ein positives Drehmoment auf das Ritzel 203, weil ihr Raum unter Hochdruck expandiert und wie ein Hydromotor arbeitet. Diese innere Differentialregelung arbeitet somit mit hohem Wirkungsgrad. Die unter dem Druck P_2 stehende Arbeitsflüssigkeit wird nicht auf Atmosphärendruck dekomprimiert, sondern gibt unter einem gewissen Strömungsverlust durch die Kanäle seine potentielle Energie wieder als mechanische Leistung an die Pumpenantriebswelle zurück. Der Ansaugwinkel in dieser Stellung ist mit α_{S2} bezeichnet.

Im in Figur 12 gezeigten Zustand ist nunmehr die Drehzahl n_3 soweit gesteigert, daß der Ventilkolben 221 soweit nach rechts gerückt ist, daß er die gesamte Gehäusebohrung 217 mit seinem Kopfabsatz 224 gegen die Arbeitsflüssigkeit im Einlaßkanal 204 am Gehäuseabsatz 217d abdichtet. Die mit 212 bezeichnete Förderkammer und alle von ihr aus stromabwärts gerichteten Förderkammern werden nunmehr entweder über die Auslaßniere 209 oder über den Übertrittskanal 220 und die sie kreuzenden Zufuhr- und Einlaßkanäle 222a, 222b, 208a und 208b mit unter Druck stehender Arbeitsflüssigkeit versorgt. Hierbei ist die Feder 223 auf Block gedrückt. Die Hälfte der im Anfangsstadium zur Ansaugung verwendeten Förderzellen sind von dem Einlaßkanal 204 abgetrennt und gleichzeitig mit dem Hochdruck P_3 verbunden, so daß sie als Hydromotor, wie oben beschrieben, wirksam sind. Vor allen Dingen arbeitet die Pumpe in dem gesamten abgeregelten Bereich praktisch ohne Kavitation, so daß keine Geräusche entste-

hen. Im Drehzahlbereich von n_0 bis n_3 ist im Einlaßkanal 204 wegen der gerade beschriebenen inneren Regelung keinerlei Blende oder sonstige Drossel notwendig.

Ist, wie in Figur 12, der Ventilkolben 221 bis auf Federblock nach rechts gedrückt, kann keine weitere innere Regelung stattfinden. Bei weiteren Drehzahlsteigerungen wird die Fördermenge mit verminderter Steilheit proportional zur Drehzahl weiter ansteigen, bis in den verbleibenden restlichen Saugzahnkammern im Bereich der kurzen Saugniere 207 Hohlraumbildung auftritt.

Die oben beschriebene Pumpe eignet sich hauptsächlich zur Versorgung von automatischen Getrieben mit einem Druckniveau bis 25 Bar oder höher. Die Steilheit der Feder 223 bestimmt die Steilheit der Förderlinie im abgeregelten Bereich und muß an den hydraulischen Widerstand des Verbrauchers angepaßt werden.

Die Figur 13 zeigt eine weitere Ausführungsform der erfindungsgemäßen Innenzahnradpumpe, bei der zwei weitere Aspekte der vorliegenden Erfindung hervortreten. Ein erster Aspekt betrifft hierbei die Ausbildung der Pumpe mit einem Ritzel 203, welches zwei Zähne weniger aufweist als der Zahnring 202.

An der Stelle, an der die Zähne des Ritzels 203 mit dem Zahnring 202 außer Eingriff kommen, ist hier ein mondsichelförmiges, gehäusefestes Füllstück 227 vorgesehen. Die Zähne 228 des Zahnrings 202 sind ausreichend spitz ausgeführt, um im Saugbereich die Förderzellen für den Zahneingriff genügend gegeneinander abzudichten.

Der Betrieb der in Figur 13 dargestellten Innenzahnradpumpe und die Funktion der Ventileinrichtung entsprechen den in den Figuren 9 bis 12 beschriebenen.

Ein weiterer Aspekt der Erfindung, der anhand der Figur 13 deutlich wird, betrifft die Sicherheitsventilwirkung der Ventileinrichtung. Dieses arbeitet als Bypaß-Ventil, wenn bei Höchstdruck im Druckbereich der Kopfansatz 224 den letzten Zufuhrkanal 222c soweit überschritten hat, daß unter Dekompression Kurzschluß vom Druckbereich in den Einlaßkanal 204 eintritt. Die Feder 223 darf hierbei erst auf Block gehen, wenn ein für diesen Zweck ausreichender Abströmquerschnitt an dieser Stelle erreicht ist. Für die Funktion des Ventilkolbens 221 als Sicherheitsventil muß der Kopfansatz 224 länger sein als die Breite der Aussparung 230. In Figur 13 ist der Kopfansatz 224 demgemäß ausgestaltet. Ist der Kopfansatz zu kurz, so verliert der Kolben seine Führung.

Wie ferner in Figur 13 gezeigt ist, besteht der Kopfabsatz 224 des Ventilkolbens 221 hier aus einer Absatzbasis 224a und einer längs an diese anschließenden Absatzfahne 224b mit gleichem Außendurchmesser. Die Führung und die Dichtfunktion des Ventilkolbens 221 in der Gehäusebohrung 217 an den Gehäuseabsätzen finden an den Außenflächen der Absatzbasis 224a und der Absatzfahne 224b statt. Obwohl die Absatzbasis 224a selbst schmal ausgeführt ist, insbesondere schmaler als die Breite der Zufuhrkanäle 222, kann durch die ausge-

fräste Absatzfahne 224b eine gute Führung und Abdichtung gewährleistet werden.

Patentansprüche

1. Ventilsteuerung eines Verbrennungsmotors
 - a) mit einem hydraulisch betätigbaren Stellmittel zum motordrehzahlabhängigen Verstellen eines Ventilsteuermittels und
 - b) mit einer vom Motor angetriebenen Pumpe (100) zur Versorgung des Stellmittels mit Arbeitsflüssigkeit,

dadurch gekennzeichnet, daß

 - c) die Pumpe (100) als sauggeregelte Zahnringpumpe mit einem sich über mehrere Förderzellen (17.1 - 17.3) erstreckenden Dichtsteg ausgebildet ist und eine drehzahlabhängige Förderkennlinie aufweist, die dem Arbeitsflüssigkeitsbedarf des Stellmittels angepaßt ist.
2. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilsteuermittel Nockenwellen sind, deren Phasenlage zur Steuerung von Überlappungszeiten von Ein- und Auslaßventilen veränderbar ist.
3. Ventilsteuerung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Pumpe (100) ein Stellmittel zur Veränderung eines Ventilhubes mit Arbeitsflüssigkeit versorgt.
4. Ventilsteuerung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Pumpe (100) ein Stellmittel mit Arbeitsflüssigkeit versorgt, mit dem ein Zylinder des Motors zu- und abschaltbar ist.
5. Ventilsteuerung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Pumpe (100) den Motor mit Schmieröl versorgt und das Schmieröl auch als Arbeitsöl für die hydraulischen Stellmittel dient.
6. Ventilsteuerung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eine einsaugseitige Drosselung (14; 43) der Pumpe (100) veränderbar ist, um die Förderkennlinie der Pumpe dem Bedarf der Ventilsteuerung anpassen zu können.
7. Ventilsteuerung nach dem vorhergehenden Anspruch, dadurch gekennzeichnet, daß die Drosselung (14, 43) stufig, insbesondere zweistufig, ausgebildet ist.

8. Ventilsteuerung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch eine Pumpe mit

- einem Gehäuse (1),
- einem in einer Zahnradkammer des Gehäuses (1) drehbar angeordneten, innenverzahnten Hohlrad (2),
- einem einen Zahn weniger als das Hohlrad (2) aufweisenden mit dem Hohlrad (2) kämmenden, in diesem angeordneten Ritzel (4), dessen Zähne zusammen mit den Zähnen des Hohlrads (2) sich vergrößernde (13) und sich wieder verkleinernde (17) Förderzellen bilden, die aufeinanderfolgen und gegeneinander abgedichtet und jeweils mit den benachbarten Förderzellen durch in dem Hohlrad (2) und/oder dem Ritzel (4) vorgesehene Überströmkanäle (128) verbunden sind,
- Rückschlagventilen (21) in den Überströmkanälen (128), die einem Strömen der Arbeitsflüssigkeit entgegen der Förderrichtung entgegenwirken,
- im Gehäuse (1) angeordneten Ein- und Auslaßkanälen (12, 19) für die Zufuhr und Abfuhr des Arbeitsöls, welche in die Zahnradkammer zu beiden Seiten der Stelle (7) tiefsten Zahneingriffs münden, wobei sich ein der Stelle (7) tiefsten Zahneingriffs abliegendes Ende einer Mündung (20) des Auslaßkanals (19) so nahe an der Stelle (7) tiefsten Zahneingriffs befindet, das sich zwischen ihm und der Umfangsstelle, an der die Förderzellen beginnen, sich zu verkleinern, ständig mehrere sich verkleinernde Förderzellen (17.1 - 17.3) befinden.

9. Ventilsteuerung nach dem vorhergehenden Anspruch, dadurch gekennzeichnet, daß

- der Mündung (20) des Auslaßkanals (19) wenigstens eine weitere mit dem Auslaßkanal (19) verbundene Mündung (35) in Umfangsrichtung der Pumpe im Abstand vorgeschaltet ist, welche über eine Leitung (36) mit dem Auslaßkanal (19) verbunden ist,
- der Durchfluß durch diese Leitung (36) mittels eines Drosselements (37) steuerbar, insbesondere absperbar ist, und daß
- eine Steuervorrichtung für die einsaugseitige Drosselung (14, 43) und das Drosselement (37) vorgesehen ist.

10. Ventilsteuerung nach dem vorhergehenden Anspruch, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuervorrichtung die einsaugseitige Drosselung (14, 43) und das Drosselement (37) dem Arbeitsflüssigkeitsbedarf der Stellmittel angepaßt steuert.

11. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß

- im Bereich der sich verkleinernden Förderzellen (17.1 - 17.3) in einer Wandung der Zahnradkammer in Umfangsrichtung im Abstand von der Mündung (20) des Auslaßkanals (19) wenigstens eine abwechselnd von Förderzellen (17.1 - 17.3) und diese begrenzenden Zähnen überstrichene Öffnung (50, 51) liegt, 5
- die Öffnung (50, 51) über einen Verbindungskanal (53) mit dem Auslaßkanal (19) verbunden ist, und daß 10
- die Öffnung (50, 51) bei jedem Überlaufen durch einen Zahn von diesem ganz oder wenigstens zum Großteil abgedeckt wird.
- 12. Ventilsteuerung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß mehrere Öffnungen (50, 51) über den gemeinsamen Verbindungskanal (53) mit dem Auslaßkanal (19) verbunden sind. 15
- 13. Ventilsteuerung nach Anspruch 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Verbindungskanal (53) ein radial von der Öffnung (50, 51) abzweigendes Kanalstück (54, 55) aufweist. 20
- 14. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 11 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß bei mehreren in Umfangsrichtung hintereinander angeordneten Öffnungen (50, 51) diese einen Abstand von etwa einer halben Zahnteilung voneinander haben und die Erstreckung der Öffnung (50, 51) in Umfangsrichtung angenähert gleich der Dicke der sie überstreichenden Zähne auf der radialen Höhe der Öffnung (50, 51) ist. 25 30
- 15. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 11 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Öffnungen (50, 51) sich radial auf etwa 1/5 bis etwa 1/3 der Höhe der sie überstreichenden Zähne erstrecken. 35
- 16. Innenzahnradpumpe mit 40
 - a) einem Gehäuse (201) mit einer Zahnradkammer (206),
 - b) einem Zahnring (202) im Gehäuse (201),
 - c) einem im Zahnring (202) angeordneten, mit diesem kämmenden Ritzel (203), das mindestens einen Zahn weniger aufweist als der Zahnring (202) und mit diesem zusammen aufeinanderfolgende gegeneinander durch den Zahneingriff abdichtende Förderzellen (210, 211, 212, 213, 214, 215, 216) für die Arbeitsflüssigkeit ausbildet, und 45
 - d) mindestens einem Einlaßkanal (204) und mindestens einem Auslaßkanal (205) für die Arbeitsflüssigkeit im Gehäuse (201), 50
 - e) wobei die Arbeitsflüssigkeit aus dem Einlaßkanal über mindestens eine Einlaßmündung (207, 208a, 208b, 208c) in den Ansaugbereich der Zahnradkammer (206) zugeführt wird und 55
- über mindestens eine Auslaßmündung (209) aus dem Druckbereich der Zahnradkammer (206) in den Auslaßkanal (205) abgeführt wird, gekennzeichnet durch
- f) eine Einrichtung (220, 221, 222), welche bei steigendem Druck im Druckbereich eine geregelte Menge der Arbeitsflüssigkeit aus der Auslaßmündung (209) in mindestens eine Einlaßmündung (208a, 208b, 208c) zuführt, während sie gleichzeitig die Zufuhr von Arbeitsflüssigkeit aus dem Einlaßkanal (204) in diese Einlaßmündung (208a, 208b, 208c) unterbricht.
- 17. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung (220, 221, 222) bei steigendem Druck im Druckbereich nacheinander die an diesen angrenzenden Einlaßmündungen (208a, 208b, 208c) mit diesem verbindet.
- 18. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 16 oder 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung (220, 221, 222) einen mit der Auslaßmündung (209) verbundenen Übertrittskanal (220) aufweist, der über eine Ventilverrichtung (221, 222, 223) in mindestens einen Zufuhrkanal (222a, 222b, 222c) mündet, welcher wiederum mit einer Einlaßmündung (208a, 208b, 208c) in Verbindung steht.
- 19. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilverrichtung (221, 223, 224) einen Ventilkolben (221) aufweist, der mittels einer im Gehäuse (201) abgestützten Feder (223) gegen den Druck der Arbeitsflüssigkeit im Übertrittskanal (220) angestellt gelagert ist und mittels eines Kopfabsatzes (224) den Zugang der Arbeitsflüssigkeit in die Zufuhrkanäle (222a, 222b, 222c) sperrt oder freigibt.
- 20. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilkolben (221) im drucklosen Zustand des Übertrittskanals (220), bzw. bis zu einem vorbestimmten Druck in diesem, gegen die Kraft der Feder (223) durch einen Anschlag am Gehäuse (201) in einer Stellung gehalten wird, wo keine Arbeitsflüssigkeit aus dem Übertrittskanal (220) in einen Zufuhrkanal (222) fließt.
- 21. Innenzahnradpumpe nach einem der Ansprüche 19 oder 20, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilkolben (221) in der Stellung, wo Arbeitsflüssigkeit aus dem Übertrittskanal (220) in alle Zufuhrkanäle (222) einfließt, dadurch in seiner Bewegung gegen die Richtung der Federkraft angehalten wird, daß die Feder (223) blockiert wird.
- 22. Innenzahnradpumpe nach einem der Ansprüche 16 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß die Einlaß-

mündung (207) für die nicht mit dem Übertrittskanal (220) zu verbindenden Förderzellen (210, 211) in ihrer Größe auf etwa den Bereich beschränkt ist, in dem sich diese Förderzellen erstrecken.

23. Innenzahnradpumpe nach einem der Ansprüche 16 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß die Auslaßmündung (209) sich etwa über den gesamten Bereich der Förderzellen (214, 215, 216) erstreckt, die in Förderrichtung stromabwärts von den Förderzellen (212, 213) liegen, die mit dem Übertrittskanal (220) verbunden werden können. 5 10
24. Innenzahnradpumpe nach einem der Ansprüche 19 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß das dem Kopfabsatz (224) abgewandte Ende des Ventilkolbens (221) zusammen mit dem Gehäuse (201) eine Federkammer (225) ausbildet, die zur Dämpfung der Kolbenbewegung mit Arbeitsflüssigkeit gefüllt ist und über eine Bohrung (226) in Flüssigkeitsverbindung mit der Arbeitsflüssigkeit im Einlaßkanal (204) steht. 15 20
25. Innenzahnradpumpe nach einem der Ansprüche 16 bis 24, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilvorrichtung (221, 223, 224) gleichzeitig als Sicherheitsventil in der Form eines Bypassventils wirkt, wenn bei Höchstdruck im Druckbereich der Kopfabsatz (224) den letzten Zufuhrkanal (222c) soweit überschritten hat, daß unter entstandener Dekompression eine Kurzschlußströmung der Arbeitsflüssigkeit vom Druckbereich in den Einlaßkanal (204) auftritt. 25 30
26. Innenzahnradpumpe nach einem der Ansprüche 16 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß das Ritzel (203) zwei Zähne weniger aufweist als der Zahnring (202) und an der Stelle des Außer-Eingriff-Kommens der Zähne ein mondsichelförmiges, gehäusefestes Füllstück vorgesehen ist. 35 40
27. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Zähne des Zahnringes ausreichend spitz ausgeführt sind, so daß im Saugbereich die Förderzellen (210, 211, 212) über den Zahneingriff gegeneinander abgedichtet sind. 45
28. Innenzahnradpumpe nach einem der Ansprüche 19 bis 27, dadurch gekennzeichnet, daß der Kopfabsatz (224) des Ventilkolbens (221) aus einer Absatzbasis (224a) und einer längs an diese anschließenden Absatzfahne (224b) mit gleichem Außendurchmesser besteht, wobei die Führung und die Dichtfunktion des Ventilkolbens (221) in der Gehäusebohrung (217) an den Gehäuseabsätzen (217a, 217b, 217c, 217d) an den Außenflächen der Absatzbasis (224a) und der Absatzfahne (224b) stattfinden. 50 55

29. Innenzahnradpumpe nach einem der Ansprüche 16 bis 28, gekennzeichnet durch die Verwendung als sauggeregelte Zahnringpumpe einer Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 7.

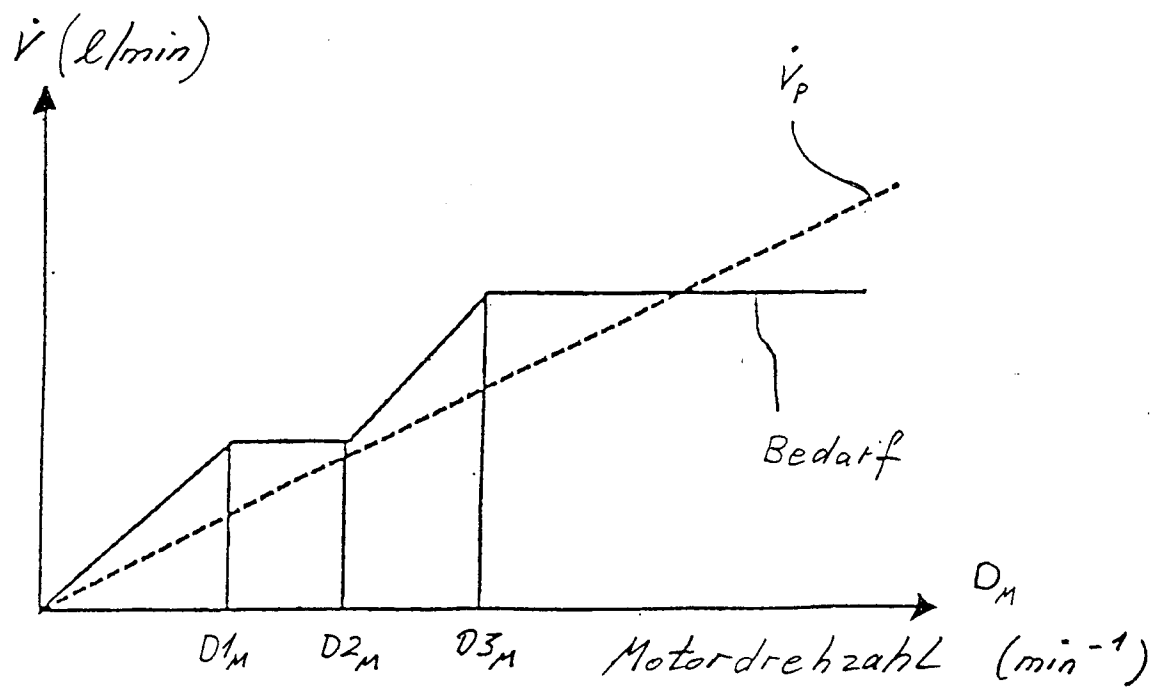
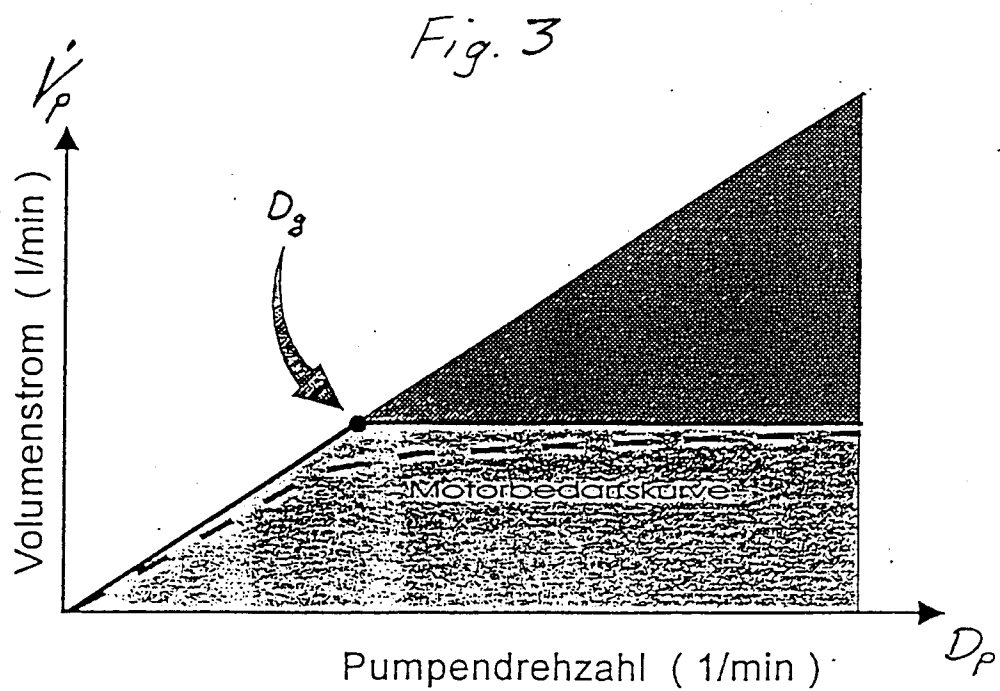
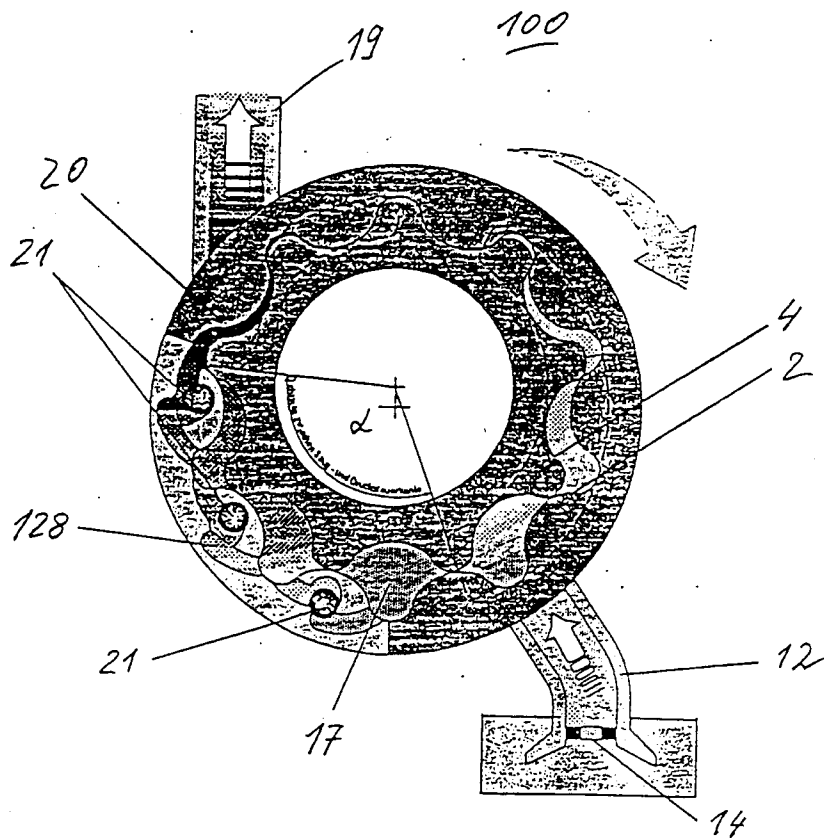


Fig. 1



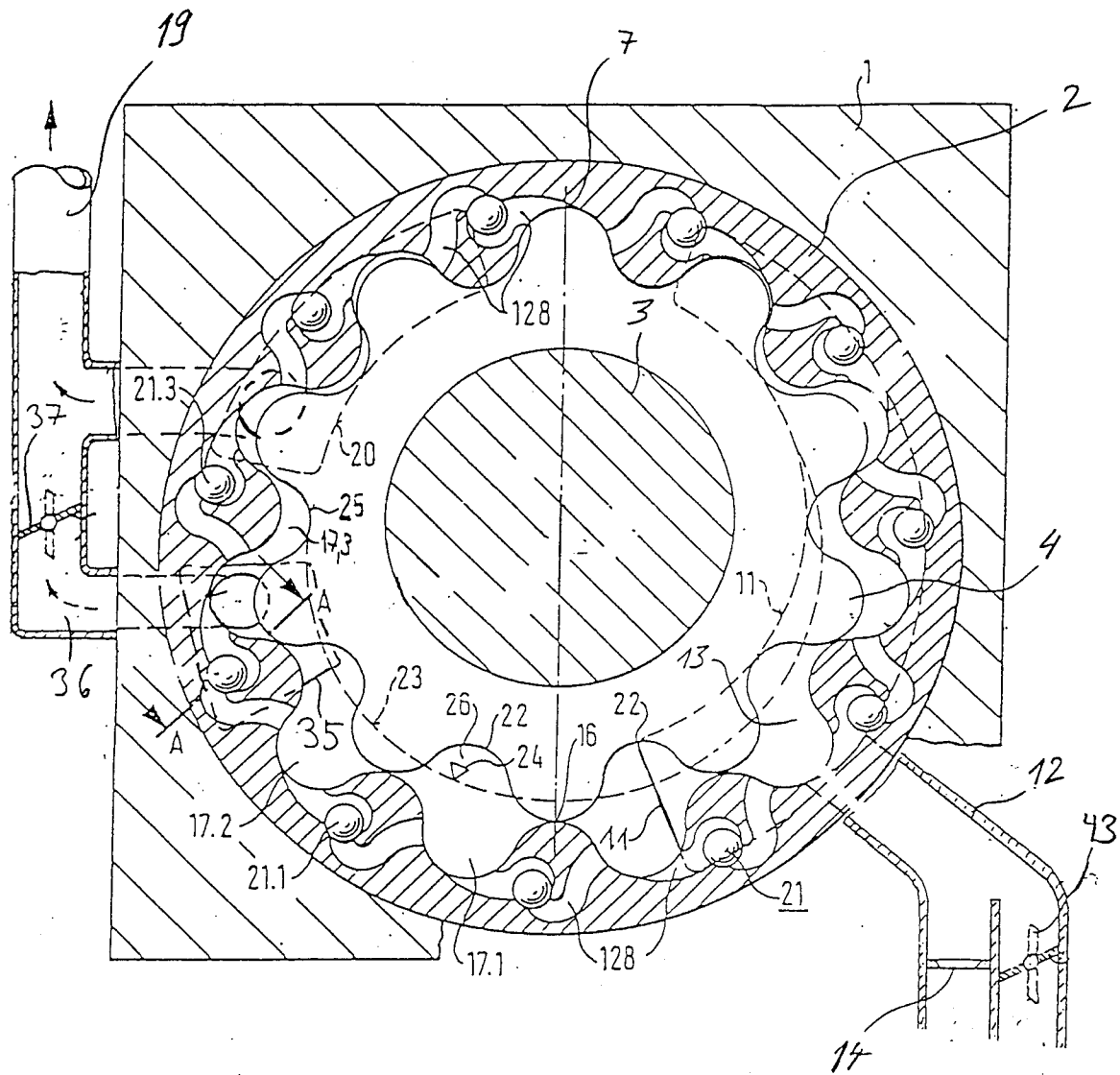


Fig. 4

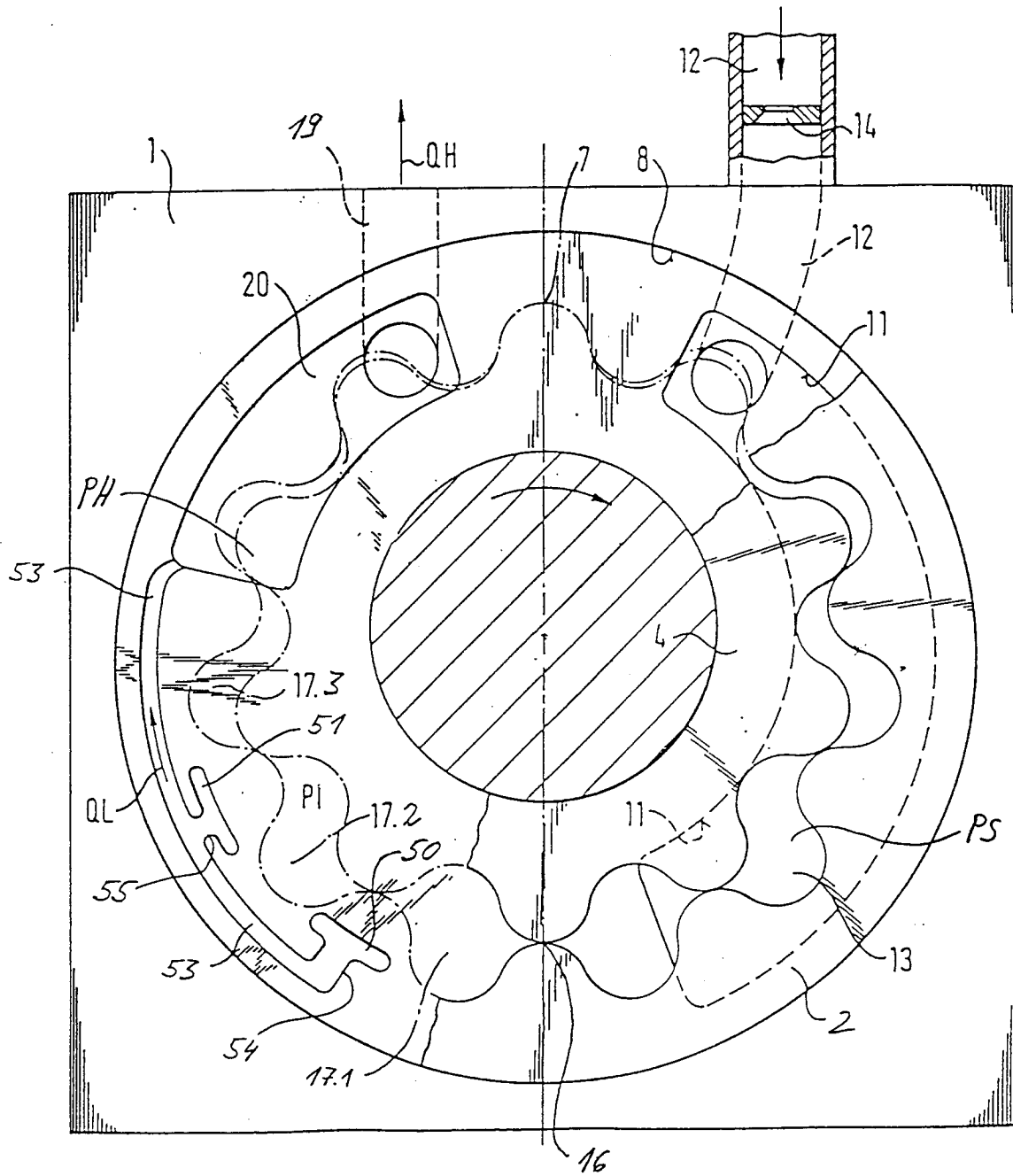
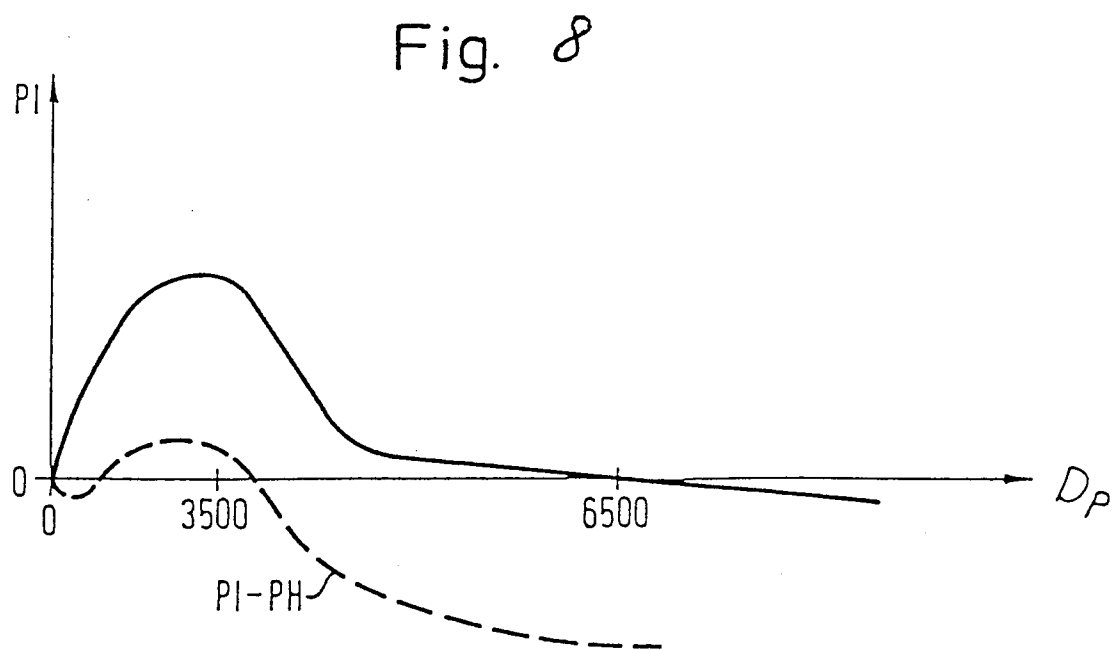
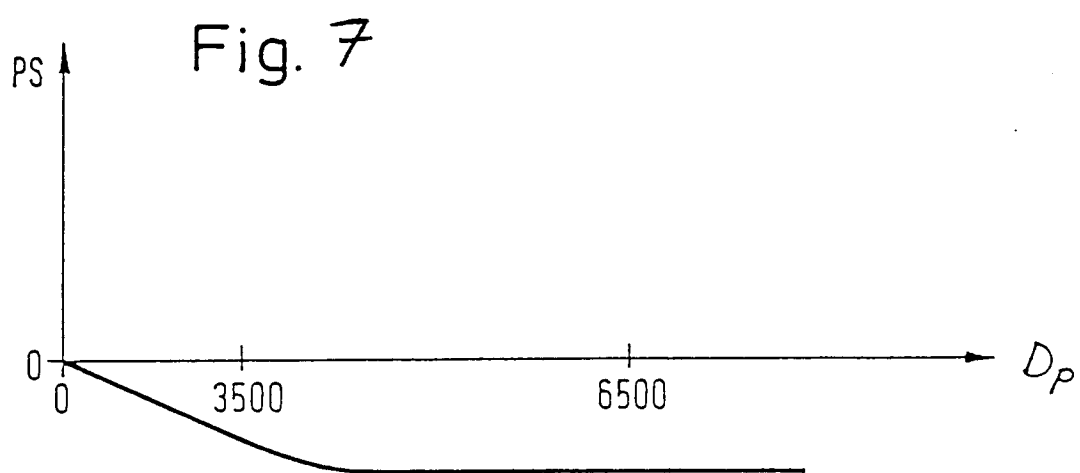
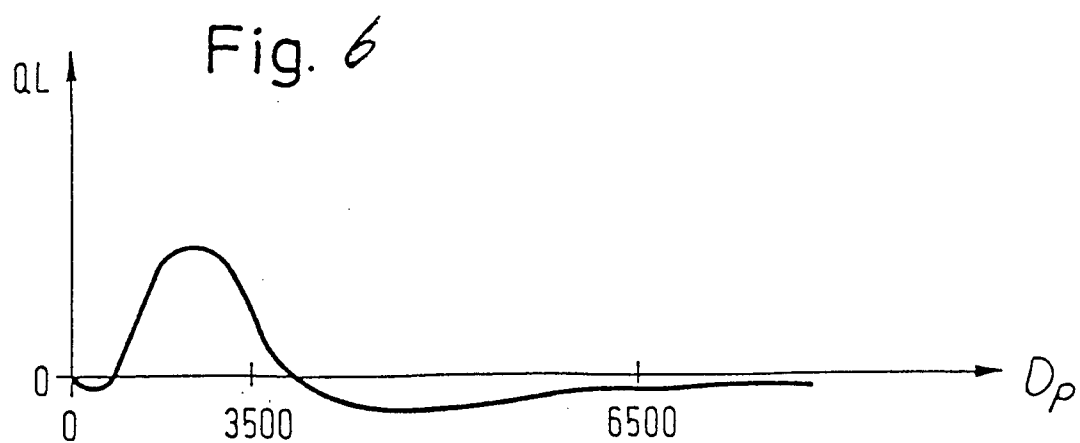


Fig. 5



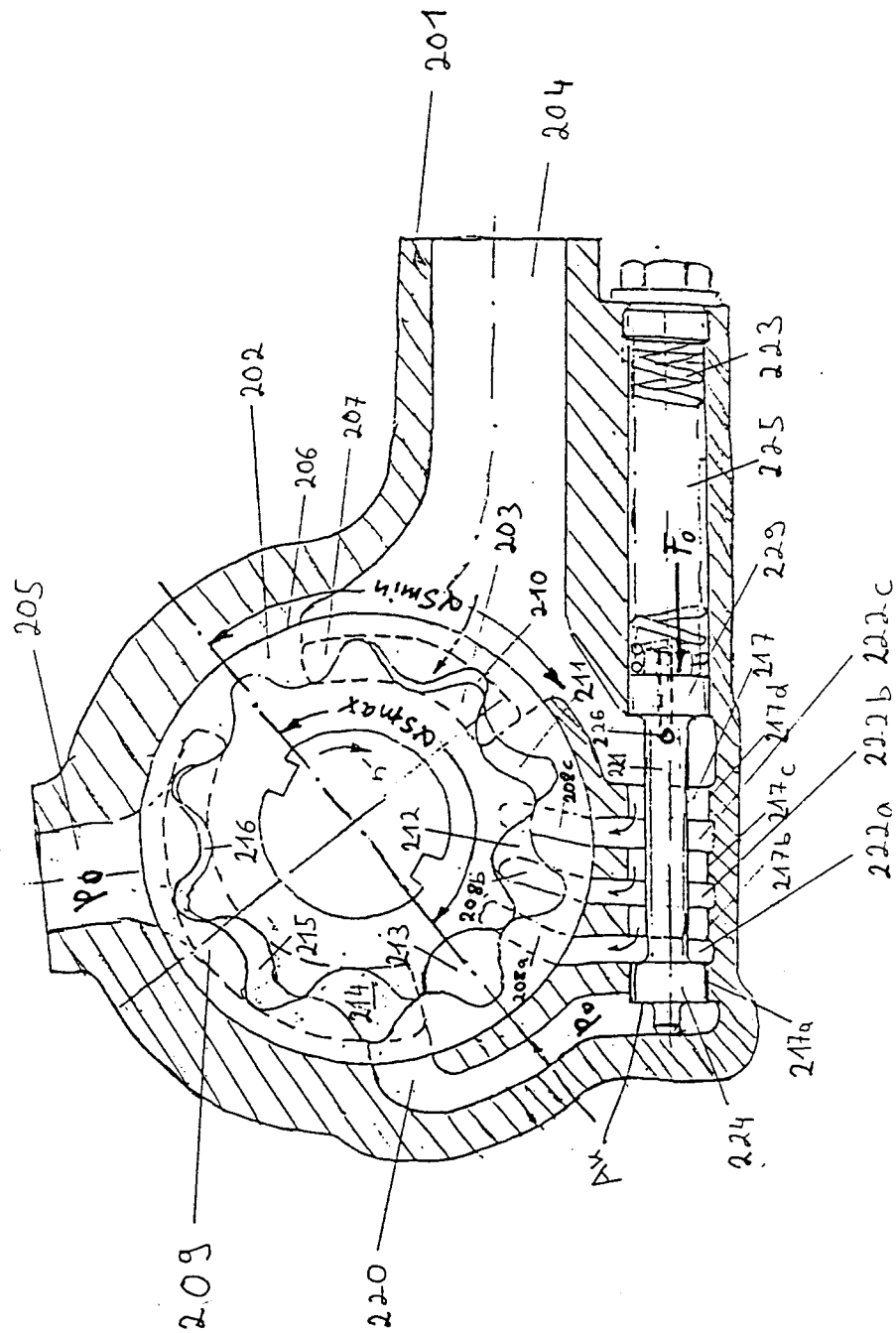
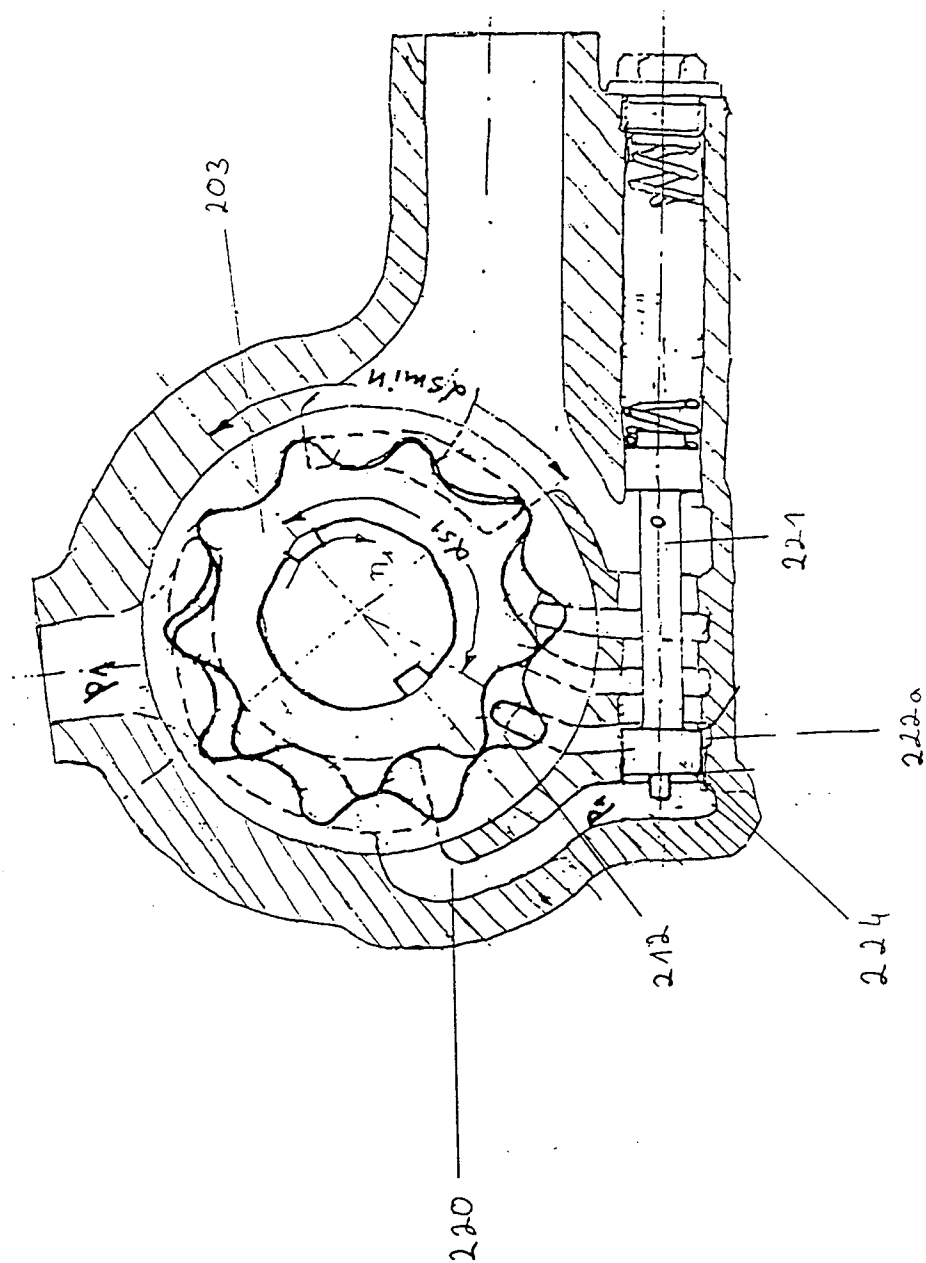


Fig. 9

Fis. 10

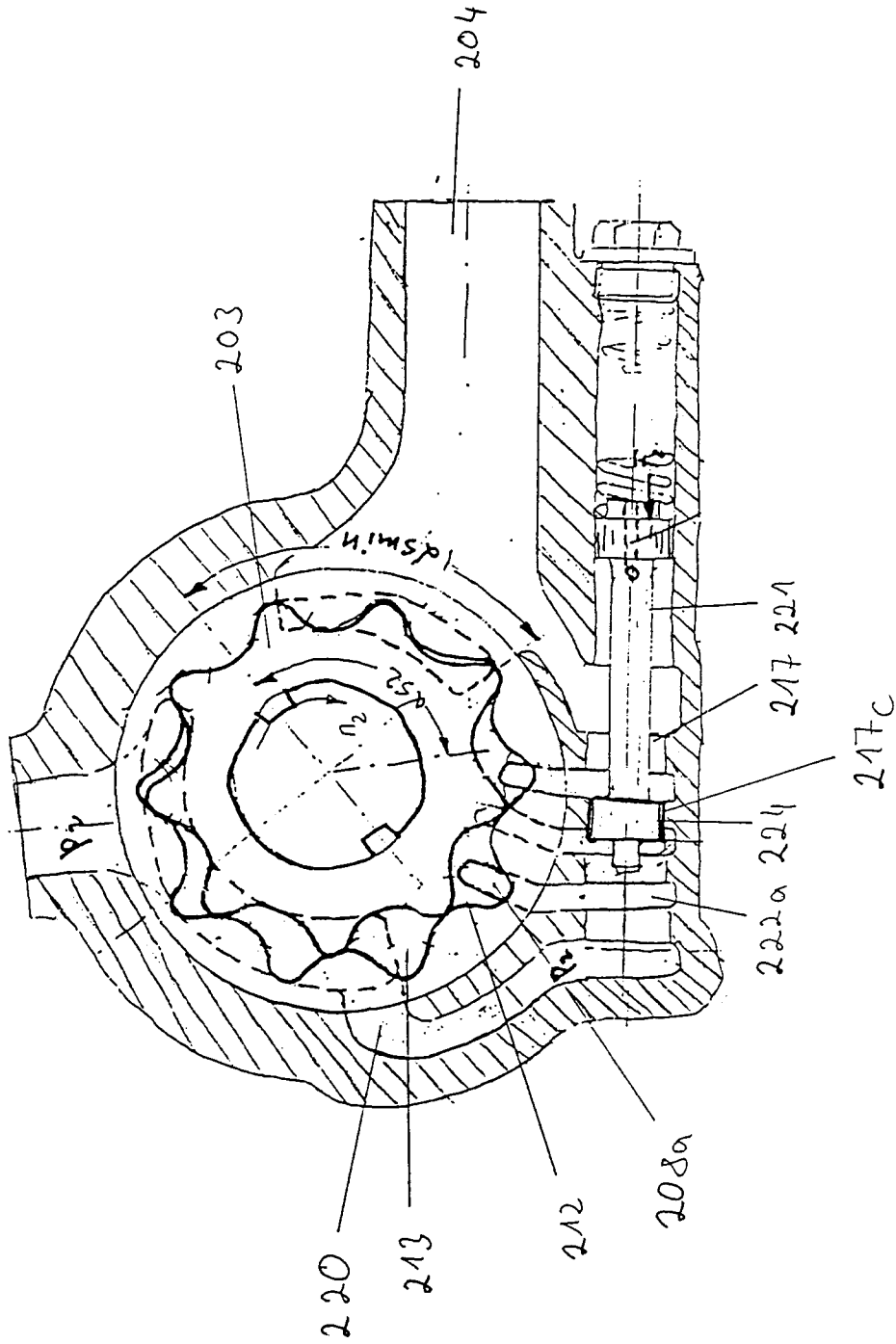


Fig. 11

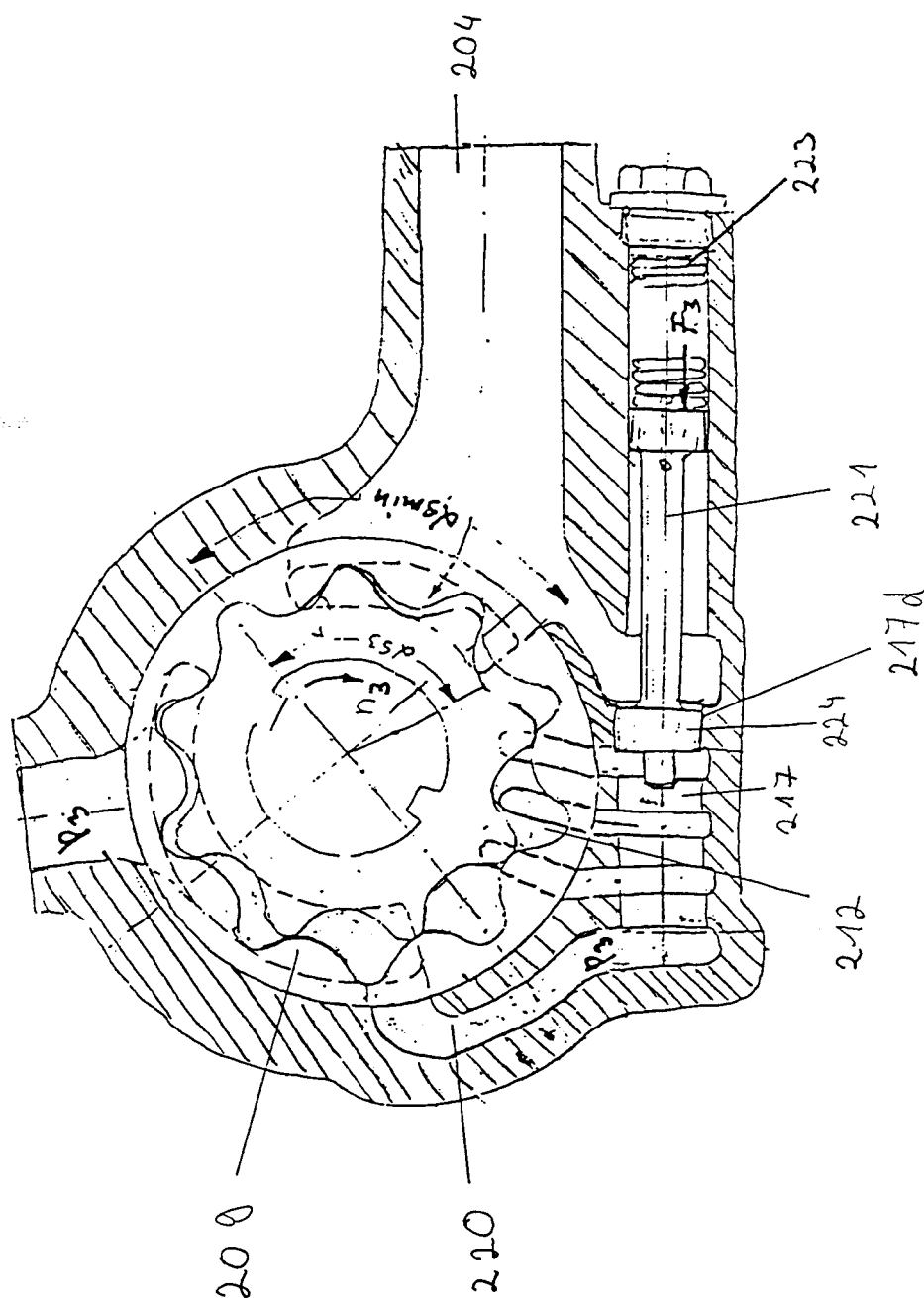


Fig. 12

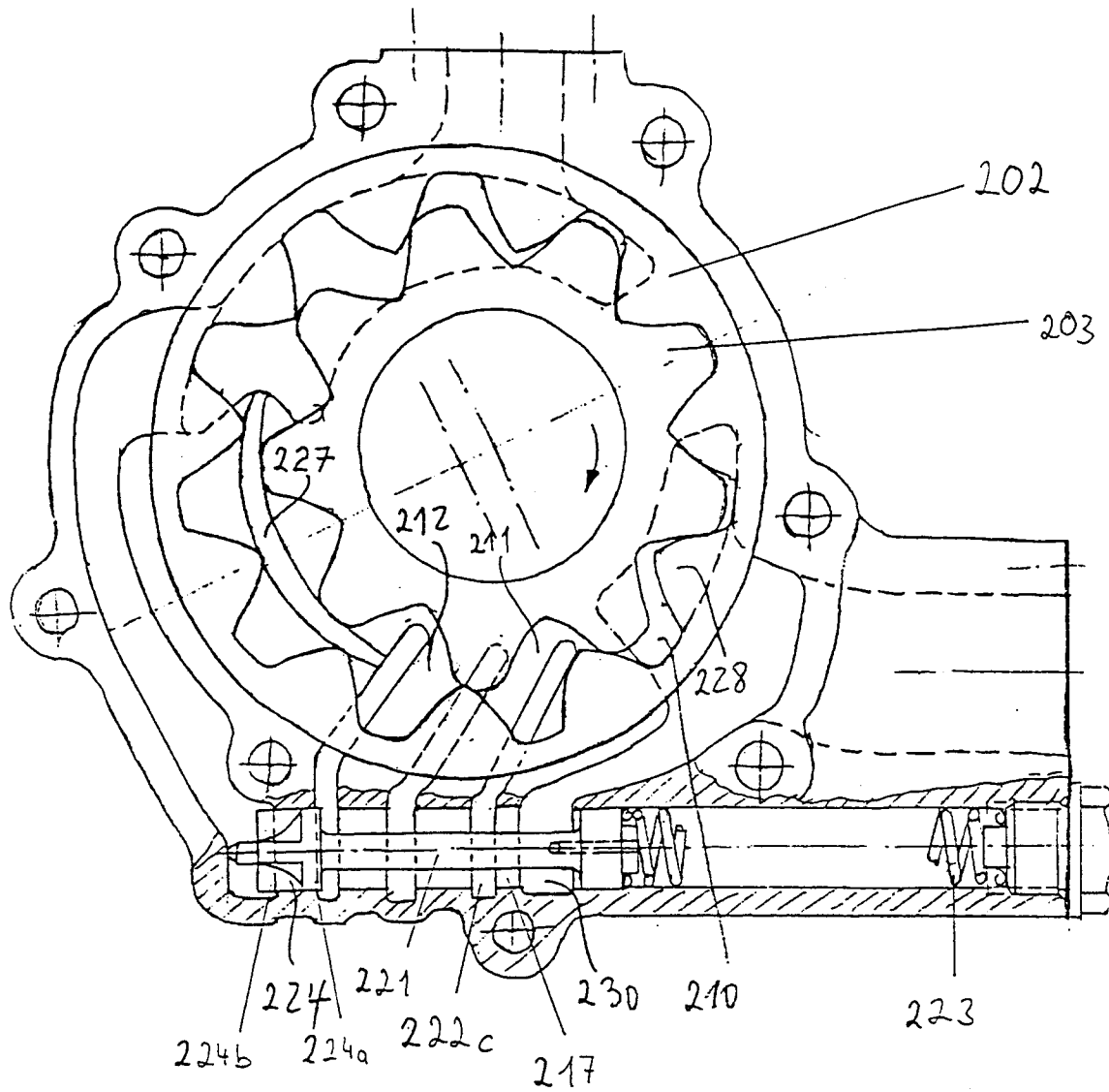


Fig. 13