

19



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets

11

Veröffentlichungsnummer: **0 254 077**  
**B1**

12

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

45

Veröffentlichungstag der Patentschrift:  
**14.11.90**

51

Int. Cl.<sup>8</sup>: **F04C 2/10**

21

Anmeldenummer: **87109295.3**

22

Anmeldetag: **27.06.87**

54

**Innenzahnradpumpe.**

30

Priorität: **19.07.86 DE 3624517**  
**13.02.87 DE 3704548**

73

Patentinhaber: **B a r m a g AG, Leverkusener**  
**Strasse 65 Postfach 110 240, D-5630 Remscheid 11(DE)**

43

Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**27.01.88 Patentblatt 88/4**

72

Erfinder: **Hertell, Siegfried, Am Kattenbusch 22a,**  
**D-5608 Radevormwald(DE)**  
Erfinder: **Otto, Dieter, Hollberg 108,**  
**D-5628 Ennepetal(DE)**

45

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**14.11.90 Patentblatt 90/46**

74

Vertreter: **Pfingsten, Dieter, Dipl.-Ing., Barmag AG**  
**Leverkuser Strasse 65 Postfach 110240,**  
**D-5630 Remscheid 11(DE)**

84

Benannte Vertragsstaaten:  
**CH DE ES FR GB IT LI SE**

56

Entgegenhaltungen:  
**DE-A- 2 421 891**  
**DE-A- 2 622 145**  
**DE-C- 445 893**  
**FR-A- 2 228 962**  
**FR-A- 2 389 783**  
**GB-A- 265 511**  
**GB-A- 2 069 609**

**EP O 254 077 B1**

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

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Innenzahnradpumpe mit einem treibenden Ritzel und einem Hohlrad, bei der auf der Druckseite die nacheilenden Flanken der Zähne des Ritzels (Dichtflanken des Ritzels) mit den entsprechenden Gegenflanken des Hohlrades (Dichtflanken des Hohlrades) im Bereich zwischen dem Schnittpunkt der Kopfkreise und dem Wälzpunkt mit einem Überdeckungsgrad größer 2 in Eingriff sind.

Derartige Innenzahnradpumpen dienen als Regel-pumpen für Hydraulikflüssigkeiten. Sie sind in dieser Ausgestaltung mit einer Vielzahl von Auslaßöffnungen versehen, deren Teilung kleiner oder gleich der Zahnteilung ist. Diese Auslaßöffnungen münden sämtlich oder gruppenweise in einen gemeinsamen Druckkanal und - mit allenfalls einer Ausnahme - sind sämtliche Auslaßöffnungen einer Gruppe durch Rückschlagventil verschlossen.

In dieser Ausgestaltung hat die Innenzahnradpumpe eine Fördercharakteristik, die nur bis zu einer bestimmten Drehzahl drehzahlabhängig ist. Über dieser Drehzahl ist die Förderung konstant. Die Schwelldrehzahl kann durch Verstellung einer Drossel im Zulauf verstellt werden.

Eine derartige Innenzahnradpumpe ist bekannt durch die DE-OS 34 44 859. Diese Innenzahnradpumpe hat gegenüber üblichen Innenzahnradpumpen die Besonderheit, daß ein Überdeckungsgrad von mindestens 2 besteht, so daß die Innenzahnradpumpe mindestens zwei, vorzugsweise jedoch drei oder mehr gegeneinander abgeschlossene Zahnzellen auf der Saug- und Druckseite bildet.

Gegenüber allen anderen bekannten Regel-pumpen, deren Fördercharakteristik keine drehzahlabhängige Förderung zeigt bzw. deren Förderung drehzahlunabhängig einstellbar ist, hat die bekannte Innenzahnradpumpe den Vorteil der robusten Bauweise, bei der die Fördercharakteristik ohne zusätzlichen mechanischen Aufwand einstellbar ist. Mit besonderem Vorteil werden derartige Regel-pumpen zum Antrieb durch Kraftfahrzeugmotoren eingesetzt, deren Drehzahl stark schwankt. Sie dienen dort als Hydraulikpumpen oder Schmierölpumpen, da bei diesen Pumpen die maximale Fördermenge ohne Leistungsverlust bei einer bestimmten, relativ niedrigen Drehzahl begrenzt werden kann.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, den Leistungsbedarf der bekannten Innenzahnradpumpe weiter herabzusetzen.

Hierzu wird vorgeschlagen, die Zahnflanken so auszugestalten, daß die treibenden Flanken eine geringere Überdeckung haben als die dichtenden Flanken. Die Profilüberdeckung einer Verzahnung stellt das Verhältnis der Eingriffslänge zur Teilung dar. Die Profilüberdeckung ist bei einer Zahnradpumpe neben anderen Faktoren auch maßgebend für die Dichtwirkung der dichtenden Zahnflanken. Abweichend von dem fachtechnischen Begriff der Profilüberdeckung gibt im Rahmen dieser Anmeldung die Überdeckung die Anzahl der Zahnpaare auf der Saug- bzw. Druckseite an, die miteinander durchschnittlich in Eingriff stehen, d.h. sich berüh-

ren oder mit geringem, die Dichtung bewirkenden Flankenspiel gegenüberstehen.

Diese Lösung ist insbesondere im Niederdruckbereich - bis ca. 20 bar - und insbesondere im Automobilbereich von großem Vorteil, wo es darauf ankommt, bei relativ niedrigen Drehzahlen eine maximale Fördermenge zu erreichen, dabei aber die Leerlaufleistung und insbesondere mechanische Leistungsaufnahme der Pumpe gering zu halten. Ein bevorzugtes Anwendungsgebiet sind Schmierölpumpen, die im Sumpf des Kraftfahrzeugmotors angeordnet sind.

Die vorgeschlagene Lösung beinhaltet, daß die Zahnflanken des Ritzels und/oder die Zahnflanken des Hohlrades auf der treibenden Seite und der dichtenden Seite nicht spiegelsymmetrisch hergestellt sind. Wesentlich ist, daß die Zahnflanken der treibenden Seite nur einen verhältnismäßig geringen Bereich haben, in dem die treibenden Flanken von Ritzel und Hohlrad miteinander in Eingriff geraten können (Eingriffsbereich). Dieser Eingriffsbereich liegt - für Ritzel und Hohlrad gleichermaßen - zwischen Wälzkreis und Kopfkreis und beginnt jeweils am Wälzkreis.

Außerhalb dieses Eingriffsbereichs können die durch übliche Verzahnungsverfahren entstandenen Zahnflanken abgetragen oder derart deformiert werden, daß kein Zahneingriff entsteht. Die hier vorgeschlagene, unsymmetrische Zahnform läßt sich vorteilhafterweise auch in einem Sinterverfahren herstellen, da hier eine entsprechende Formgebung ohne nachträgliche, mechanische Bearbeitung möglich ist.

Vorzugsweise wird der Eingriffsbereich so groß gewählt, daß der Überdeckungsgrad zwischen 1 und 2 liegt. Mit diesem relativ geringen Überdeckungsgrad ergibt sich einerseits eine erhebliche Minderung der mechanischen Leistungsaufnahme. Andererseits tritt bei diesem Überdeckungsgrad insbesondere bei Hydraulikpumpen des Niederdruckbereichs kein unzulässiger Verschleiß auf.

Ein wesentlicher Teil der Leistungsaufnahme der bekannten Innenzahnradpumpe beruht auch darauf, daß die Zahnzellen im Bereich des Totpunktes sehr eng werden und sich dort sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten ergeben. Es wird daher zur Lösung dieses Problems weiterhin - bevorzugt in Kombination mit der zuvor genannten Lösung - vorgeschlagen, den Grund der Zahnflanken des Hohlrades zwischen Fußkreis und Wälzkreis erheblich im Querschnitt zu erweitern. Der Grund der Zahnflanke kann in diesem Bereich einen im wesentlichen kreisförmigen Querschnitt erhalten.

Der Herabsetzung der Strömungsgeschwindigkeiten und der dadurch bedingten Leistungsaufnahme dient allein oder in Kombination mit den anderen Maßnahmen dieser Erfindung auch, daß die Auslaßöffnungen zwischen der Eingriffslinie und dem Außenumfang des Hohlrades, vorzugsweise zwischen Eingriffslinie und Fußkreis des Hohlrades angelegt werden, wobei zur Eingriffslinie hin lediglich ein schmaler Dichtsteg erhalten bleibt. Dabei wird der Querschnitt der Öffnungen im wesentlichen dem Querschnitt der Zähne des Hohlrades angepaßt abzüglich eines schmalen Dichtstreifens. Der Quer-

schnitt eines Zahnes überdeckt also die Auslaßöffnung vollständig, wobei aber der Flächeninhalt der Auslaßöffnung möglichst nahe an den Flächeninhalt des Zahnquerschnitts herankommt. Sämtliche mit einer Zahnzelle kämmenden Auslaßöffnungen werden daher zwar durch den Zahnquerschnitt des Hohlrades überdeckt und daher stets voneinander getrennt, so daß kein Kurzschluß zwischen den Zahnzellen über die Auslaßöffnungen entstehen kann. Andererseits überdecken die Öffnungen jedoch großflächig die entstehenden Zahnzellen. Um diese großflächige Überdeckung weiterzufördern, sind die Auslaßöffnungen über den Fußkreis des Hohlrades hinaus geführt und der Grund der Zahn-lücken ist durch eine entsprechende Abschrägung zwischen Stirnseite und Zahngrund trichterförmig erweitert. Auch hierdurch ergibt sich eine Verminderung der Drosselverluste.

Im folgenden wird die Erfindung anhand eines Ausführungsbeispiels beschrieben.

Es zeigen

Fig. 1 den Radialschnitt des Ausführungsbeispiels mit Auslässen, die auf beiden Stirnseiten des Pumpengehäuses angeordnet sind, wobei die Auslaßöffnungen der einen Seite gegenüber den Auslaßöffnungen der anderen Seite um jeweils eine halbe Teilung versetzt sind;

Fig. 2 den Axialschnitt durch das Ausführungsbeispiel;

Fig. 3 den Axialschnitt (teilweise) durch das Hohlrad.

In dem Gehäuse 31 ist das Außenrad 1 frei drehbar gelagert. Das Außenrad 1 besitzt eine Innenverzahnung 2. Das zylindrische Gehäuse 31 wird beidseitig durch die Deckel 32 und 33 abgeschlossen. In dem Deckel 32 ist die Welle 34 drehbar gelagert und durch den nicht dargestellten Kraftfahrzeugmotor angetrieben. Auf der Welle 34 ist drehfest gelagert das Innenrad 3. Das Innenrad 3 besitzt eine Außenverzahnung 4, die mit der Innenverzahnung 2 des Außenrades 1 in Eingriff ist. Der Innenraum der Pumpe, der außerhalb des Zahneingriffs liegt, kann durch eine Sichel ausgefüllt sein, die sich den Kopfkreisen der Zahnräder weitgehend anschmiegt. In dem Deckel 33 befindet sich der Einlaßkanal 35 (s. auch Fig. 2). Der Einlaßkanal 35 steht mit dem Sumpf 36 über eine Drossel 37 in Verbindung. In einem Bypass 38, der parallel zu dem Drosselkanal 37 geschaltet ist, befindet sich ein Druckregelventil 39. Der Kolben 40 des Druckregelventils steuert mit seiner Steuerkante 41 die Öffnung des Bypasskanals 38 zum Sumpf 36. Der Kolben ist auf der einen Seite mit einer Feder 42 belastet. Auf der gegenüberliegenden Seite wird der Kolben im Steuer-raum 43 mit dem Auslaßdruck im Druckkanal 56 über Steuerleitung 44 beaufschlagt. Auf die Auslaßseite der Pumpe wird später eingegangen. Die Funktion des Druckregelventils 39 in seiner Abhängigkeit vom Auslaßdruck wird nachfolgend beschrieben. Solange kein oder nur ein geringer Auslaßdruck in der Steuerleitung 44 und dem Steuer-raum 43 herrscht, gibt der Kolben mit seiner Steuerkante den Durchfluß vom Eingang 45 zum

Auslaß 46 frei. Es kann nunmehr Schmieröl aus dem Sumpf 36 in unbegrenzter Menge zur Pumpe sowohl über die Drossel 37 als auch Bypasskanal 38 fließen. Wenn der Druck im Steuer-raum 43 ansteigt und die Federkraft überwindet, so wird am Druckregelventil 39 der Einlaß 45 gegenüber dem Auslaß 46 zum Teil oder vollständig verschlossen. Nunmehr fließt lediglich noch ein gedrosselter Schmierölstrom über die Drossel 37 und ggf. über das Druckregelventil 39 vom Sumpf 36 zum Einlaß 35 der Pumpe. Steigt der Auslaßdruck noch weiter an, so wirkt das Druckregelventil als Druckbegrenzungsventil. Die Feder 42 wird so weit zusammengedrückt, daß die vordere Steuerkante 47 die Druckleitung 44 gegenüber dem Auslaß 46 zum Sumpf öffnet.

Zur Auslaßseite der Pumpe:

Die Pumpe bildet - wie Fig. 1 zeigt - auf der Auslaßseite zwischen den miteinander kämmenden Zähnen des Außenrades 1 und Innenrades 3 drei in Umfangsrichtung und Axialrichtung abgeschlossene Zellen, die über Einlaßkanal 35 mit Öl ganz oder teilweise gefüllt worden sind. In den Deckel 33 sind drei Auslaßöffnungen 48.1, 48.3, 48.5 eingebracht. In den Deckel 32 sind zwei Auslaßöffnungen 48.2, 48.4 eingebracht. Die Auslaßöffnungen des Deckels 33 sind gegenüber den Auslaßöffnungen des Deckels 32 versetzt angeordnet. In der Projektion auf eine Normalebene überdecken sich die Auslaßöffnungen im Deckel 33 bzw. 32 nicht - wie Fig. 1 zeigt. Die Auslaßöffnungen schmiegen sich mit ihrer radial inneren Kante 27 (Innenkante) eng an die Eingriffslinie 11 an, und zwar derart, daß zwischen der Eingriffslinie 11 und der Innenkante 27 lediglich ein schmaler, jedoch für die Abdichtung ausreichend dichtender Dichtsteg 28 stehenbleibt. Die Breite der Auslaßöffnungen 48.1 bis 48.5 ist so gewählt, daß die Auslaßöffnungen von dem Querschnitt der Zähne 2 des Hohlrades 1 bei entsprechender Stellung der Zähne überdeckt werden, wobei in Umfangsrichtung ebenfalls ausreichende Dichtflächen stehenbleiben. In der radialen Höhe erstrecken sich die Auslaßöffnungen bis in den Bereich des Außenumfangs des Hohlrades und jedenfalls bis zum äußersten Bereich, mit dem der Grund der Zahn-lücken des Hohlrades 1 auf der Stirnfläche der Deckel 32, 33 mündet.

Zur Ausgestaltung des Grundes der Zahn-lücken im Hohlrad 1 ergibt sich aus den Fig. 1 und 3 folgendes:

Die Zähne des Hohlrades werden nach einem Verzahnungsgesetz hergestellt, auf das später noch eingegangen wird. Dieser nach dem Verzahnungsgesetz entstehende ideale Zahn-lückengrund ist für eine Zahn-lücke punktiert eingezeichnet und mit 29 bezeichnet. Dieser Zahn-lückengrund wird jedoch bei allen Zahn-lücken und über die gesamte axiale Länge der Zahn-lücken wesentlich erweitert und in den Ausführungsbeispielen durch Zahn-lückengrund 30 gebildet. Zahn-lückengrund 30 stellt in den Ausführungsbeispielen den halben Mantel eines Kreis-zylinders dar, dessen Achse jeweils auf der Symmetrieebene der Zahn-lücke und im wesentli-

chen auf dem Wälzkreis oder geringfügig radial außerhalb des Wälzkreises 7 des Hohlrades liegt. Darüber hinaus ist der Zahnlückengrund an seinen beiden Enden noch einmal mit einer trichterförmigen Erweiterung 26 versehen. Die trichterförmige Erweiterung 26 erstreckt sich radial bis nahezu an den Außenumfang des Hohlrades. Die trichterförmige Erweiterung 26 kann sich auch in Umfangsrichtung erstrecken. Sie liegt jedoch jedenfalls radial außerhalb des Wälzkreises 7 des Hohlrades 1. Wenn bei einer erfindungsgemäßen Pumpe der Ölaustritt nur einseitig vorgesehen wird, so befindet sich auch die trichterförmige Erweiterung nur an der betreffenden Seite.

Die zuvor geschilderten Auslaßöffnungen 48.1 bis 48.5 erstrecken sich nun radial jedenfalls so weit nach außen, daß sie auch die trichterförmigen Erweiterungen 26 auf den Stirnseiten des Außenrades 1 überdecken.

Im Schnitt nach Fig. 2 ist in jedem Deckel 32, 33 nur eine dieser Auslaßöffnungen zu sehen. Diese Auslaßöffnungen sind dort mit 48 bezeichnet. Jede der Auslaßöffnungen steht mit einem in den Deckel 32, 33 gebohrten Auslaßkanal 49 in Verbindung. Der Auslaßkanal ist jeweils auch radial nach außen gerichtet, wie Fig. 2 zeigt. Daher mündet jeder Auslaßkanal 49 auf der Außenseite des Deckels 32 bzw. 33 möglichst nah am Gehäuse 31. Auf jeden Deckel 32, 33 ist je ein Auslaßgehäuse 50 druckdicht aufgesetzt. Jedes Auslaßgehäuse 50 bildet eine Auslaßkammer, die auf einer Seite mit den Auslaßöffnungen 48.1, 48.3, 48.5 und auf der anderen Seite mit den Auslaßöffnungen 48.2, 48.4 jeweils über einen Druckkanal 49 und eine Bohrung 52 in Verbindung steht. Die Bohrungen 52 (vgl. Fig. 1) sind jeweils durch ein Rückschlagventil verschlossen, mit Ausnahme derjenigen Bohrung, die mit der Auslaßöffnung 48.5 in Verbindung steht. Die Auslaßöffnung 48.5 liegt am Ende der Druckzone unmittelbar vor dem Wälzpunkt. Beide Auslaßkammern sind mit dem gemeinsamen Druckkanal 56 verbunden.

Die Rückschlagventile auf beiden Seiten werden gebildet durch je ein n-förmiges Blech, das gegen die Wand 53 des Auslaßgehäuses 50 geschraubt ist. Die von dem gemeinsamen Querbalken 55 des Rückschlagventils 54 abstehenden Zungen verdecken die Bohrungen 52. Daher wirken diese Zungen als Rückschlagventile. Jedes Rückschlagventil gibt die Verbindung von der jeweiligen, zwischen den Zähnen gebildeten Druckzelle über eine der Auslaßöffnungen 48, Druckkanäle 49 und Bohrungen 52 nur frei, wenn der Druck der Auslaßzelle dem Auslaßdruck in der Auslaßkammer 51 zumindest gleich ist. Die letzte und kleinste Druckzelle steht über Öffnung 48.5 und entsprechende Kanäle 49, 52 direkt mit der Auslaßkammer in Verbindung.

Jede Auslaßkammer 51 hat einen Auslaß, der in den gemeinsamen Druckkanal 56 führt.

Wie insbesondere Fig. 1 zeigt, sind die Zähne des Hohlrades 1 unsymmetrisch ausgeführt. Zunächst werden beide Flanken eines jeden Zahnes nach einem speziellen Verzahnungsgesetz gebildet. Dieses Verzahnungsgesetz gewährleistet, daß ein hoher Überdeckungsgrad besteht, der größer als 2,

vorzugsweise größer als 3 ist. Dadurch wird bewirkt, daß die Zähne in annähernd dem gesamten Drehbereich zwischen dem Schnittpunkt der beiden Kopfkreise 5 und 9 und dem Wälzpunkt in Eingriff miteinander sind und daß infolgedessen mehr als zwei Zahnzellen durch jeweils zwei aufeinanderfolgende Zahnpaarungen gebildet werden. Diese Zahnzellen sind in Umfangsrichtung gegeneinander abgeschlossen. Dieses Verzahnungsgesetz

schließt ein, daß auch die treibenden Flanken von Innenrad 3 und Außenrad 1 einen entsprechend großen Überdeckungsgrad aufweisen. Es ist nun vorgesehen, daß auf der treibenden Seite der Zähne der Überdeckungsgrad geringer ist als auf der dichtenden Seite der Zähne. Das bedeutet

: Die Zahnflanken, die in der Druckzone zwischen dem Schnittpunkt der Kopfkreise und dem Wälzpunkt dichtend aufeinanderliegen und die gegeneinander abgeschlossenen Zahnzellen bilden, werden nach dem zuvor geschilderten Verzahnungsgesetz hergestellt. Diese Flanken sind im Rahmen dieser Anmeldung als Dichtflanken bezeichnet.

Die Flanken der Zähne von Hohlrad 1 und Ritzel 3, die der Drehmomentübertragung zwischen Innenrad 3 und Hohlrad 1 dienen (treibende Flanken) sind jedoch mit einem geringeren Überdeckungsgrad hergestellt, der vorzugsweise zwischen 1 und 2 liegt. Dies geschieht dadurch, daß von den treibenden Flanken des Außenrades 1 und/oder des Innenrades 3 lediglich ein Teilbereich nach dem Verzahnungsgesetz hergestellt ist (Eingriffsbereich der Flanke). Der Eingriffsbereich 64 der Treibflanken des Hohlrades erstreckt sich vom Wälzkreis 7 des Hohlrades radial ein geringes Stück nach innen. Mit 65 ist der Querschnittsbereich bezeichnet, um den die treibende Flanke des Hohlrades von dem durch Verzahnung hergestellten Profil abweicht.

Der Eingriffsbereich 66 der Treibflanken des Innenrades 1 erstreckt sich von dem Wälzkreis 8 radial ein Stück nach außen. Mit 67 ist der Querschnittsbereich des Zahnkopfes bezeichnet, um den die treibende Zahnflanken des Innenrades 3 gegenüber dem idealen Verzahnungsprofil zurückweichen.

Es können - wie gesagt - entweder die Treibflanken des Hohlrades oder die Treibflanken des Ritzels oder beide mit derartigen Aussparungen 65 bzw. 67 versehen werden. Die letztgenannte Lösung hat den Vorteil, daß auch auf der Saugseite der Pumpe nur geringe Strömungsgeschwindigkeiten entstehen. Der nach dem Verzahnungsgesetz gebildete Eingriffsbereich 64 der Treibflanken des Hohlrades und/oder des Innenrades ist so bemessen, daß einerseits jedenfalls stets mindestens eine Zahnpaarung von Hohlrad und Innenrad miteinander in Eingriff stehen, daß aber andererseits weniger Zahnpaarungen auf der Treibseite in Eingriff stehen als auf der Dichtseite. Vorzugsweise ist der Überdeckungsgrad auf der Eingriffsseite durch entsprechend kurze Gestaltung der Eingriffsbereiche nicht größer als 2.

Zur Funktion des Ausführungsbeispiels nach Fig. 2 (Schmierölpumpe) :

Bei niedrigem Druck in der Auslaßkammer 51 verschiebt die Feder 42 den Kolben 40 - in Fig. 2 - nach links. Die Pumpe wirkt nun wie eine normale Innenzahnradpumpe. Der Schmierölstrom fließt über Drossel 37 und Bypasskanal 38 zum Einlaß. Sämtliche Zahnluken werden maximal gefüllt und auf der Auslaßseite wieder ausgedrückt. Der Grad der Füllung hängt davon ab, wie weit auch der Bypass 38 gedrosselt ist. Hierauf wird später noch eingegangen. Bei niedrigen Drehzahlen erfolgt jedenfalls eine vollständige Füllung.

Dieser Betriebszustand bleibt bei niedrigen Drehzahlen des Kraftfahrzeugmotors erhalten. Daher ist der Schmierölstrom dem Bedarf entsprechend der Drehzahl proportional.

Wenn bei steigender Drehzahl der Druck in dem Druckkanal 56 steigt, so wird durch Druckregelventil 39 zunächst der Bypass 38 verschlossen oder doch stark gedrosselt. Es gelangt nunmehr im wesentlichen nur noch ein gedrosselter Ölstrom über Drossel 37 auf die Einlaßseite. Daher werden die Zahnluken auf der Einlaßseite lediglich noch teilgefüllt. Im übrigen herrscht in den Zahnluken ein Vakuum. Das hat zur Folge, daß der Druck in den Zahnzellen auf der Auslaßseite zunächst niedriger als der Druck in der Auslaßkammer 51 ist. Daher bleiben die jeweiligen Zungen des Rückschlagventils 54 geschlossen. Mit fortschreitender Verkleinerung der Zellen auf der Auslaßseite steigt der Druck in den Zellen jedoch an. Es öffnet jeweils nur die Zunge des Rückschlagventils, für die der Druck der Zelle größer oder gleich dem Druck in der Auslaßkammer 51 ist. Das hat zur Folge, daß die Pumpe nunmehr lediglich noch eine drehzahlunabhängige, konstante Ölmenge liefert. Es ist daher auch bei steigender Drehzahl nicht erforderlich, eine überschießende Ölmenge unter entsprechenden Leistungsverlusten abzuführen, wie dies bei herkömmlichen Systemen der Fall ist. Wenn andererseits der Schmierölbedarf steigt, z.B. infolge Verschleiß, so wird der Schwellendruck in der Steuerdruckkammer 43 erst bei höherer Drehzahl erreicht. Daher wird auch der Bypass 38 erst später verschlossen. Das hat zur Folge, daß die Schmierölpumpe sich automatisch einem gesteigerten Bedarf anpaßt. Die Schmierölpumpe wird daher während der gesamten Lebensdauer des Kraftfahrzeugmotors dem sich steigernden Schmierölbedarf gerecht. Andererseits arbeitet die Schmierölpumpe auch bei neuem Motor mit relativ geringem Schmierölbedarf wirtschaftlich, da bei dieser Schmierölpumpe vermieden wird, daß ein nicht benötigter Förderanteil verlustbehaftet wieder in den Sumpf zurückgeführt werden muß.

Darüber hinaus wird die Schmierölpumpe auch weiteren Bedarfsanforderungen besonderer Betriebszustände gerecht. So kann es z.B. vorkommen, daß sich das Schmieröl außerordentlich erwärmt oder daß Motorteile durch Schmieröl infolge besonderer Leistungsanforderungen gekühlt werden müssen. Für diesen Fall ist - wie Fig. 2 zeigt - ein weiterer Kurzschlußkanal 58 zwischen dem Einlaß 35 der Pumpe und dem Ölsumpf 36 vorgesehen. In diesem Kurzschlußkanal liegt ein elektromagnetisch geschaltetes Ventil 59. Dieses Ventil wird

über Meldeleitung 60 und Verstärker 61 durch einen Temperaturfühler 62 betätigt. Durch den Temperaturfühler kann z.B. die Öltemperatur oder die Temperatur eines Maschinenteils, z.B. Kolbens, erfaßt werden. Ebenso ist es möglich, statt des Temperaturfühlers 62 ein anderes Meßinstrument, z.B. Drehzahlzähler zu verwenden. Ebenso kann die Meldeleitung genutzt werden, um andere außerordentliche Betriebszustände zu erfassen. In jedem Falle dient das Ventil 59 dem Zweck, einen außerordentlichen Bedarf zu decken. Hierbei wird davon ausgegangen, daß auch die Summe des Ölstroms, der durch Drossel 37 einerseits und über Bypass 38 andererseits gefördert wird, noch gedrosselt ist und daher auch bei geöffnetem Druckregelventil 39 noch lediglich eine Teilfüllung der Zellen der Innenverzahnung stattfindet bei Drehzahlen, die über einer gewissen Schwellendrehzahl liegen. Fig. 2 wird dieser Voraussetzung dadurch gerecht, daß als Symbol eine weitere Drossel 63 im Bypass 38 angedeutet ist.

Zur Deckung eines außerordentlichen Bedarfs ist es auch möglich, die Federseite 42 des Druckregelventils 39 durch ein geeignetes Ventil umzuschalten von einem geringen Druck, bei dem auf der Auslaßseite der Pumpe über Leitung 44 ein relativ geringer Auslaßdruck eingeregelt wird, auf einen niedrigen Druck, bei dem der Auslaßdruck entsprechend erhöht ist. Wie Fig. 3 zeigt, kann hierzu z.B. das Druckbegrenzungsventil durch das Ventil 68, das elektromagnetisch z.B. durch die Temperatur eines Maschinenteils geschaltet wird, wahlweise an den Druck vor der Drossel 37 oder an den Druck hinter der Drossel 37 gelegt werden.

Es wurde bereits darauf hingewiesen, daß die Wirksamkeit der Pumpe davon abhängt, daß die Verzahnung so ausgebildet ist, daß die Zähne im Auslaßbereich zwischen den Schnittpunkten der Kopfkreise miteinander in Eingriff sind und - unter Berücksichtigung der Viskosität des Hydrauliköls - abgeschlossene Zellen bilden.

Durch die gezeigte Ausgestaltung des Ausführungsbeispiels wird vermieden, daß durch die Zellenbildung und durch die Entleerung der Zellen unnötig hohe Leistungsverluste eintreten. Dies wird zum einen dadurch erreicht, daß der Überdeckungsgrad auf der Treibseite der Zähne geringer ist als auf der Dichtseite der Zähne. Hier ist eine Abwägung zu treffen zwischen der Vermeidung mechanischer Leistungsverluste einerseits und einem erhöhten Verschleiß andererseits. Diese Abwägung ist abhängig von dem Einsatzzweck der Pumpe. Bei Hochdruck-Hydraulikpumpen spielen Leistungsverluste eine geringere Rolle. Andererseits besteht hier zwischen den Zahnpaarungen eine erhebliche Flächenpressung mit einer entsprechend hohen Verschleißgefahr und daher wird man bei Hochdruckpumpen einen verhältnismäßig hohen Überdeckungsgrad auch auf der Treibseite der Zähne wählen. Bei Pumpen des Niederdruckbereichs, wie z.B. Schmierölpumpen in Kraftfahrzeugen, Hydraulikpumpen für Lenkhilfe oder sonstige Verbraucher, wird man jedoch ohne Erhöhung des Verschleißes mit einem Überdeckungsgrad auf der Treibseite der Zähne arbeiten können, der zwi-

schen 1 und 2 liegt, da infolge des niedrigen Druckes mit verschleißfördernder Flächenpressung nicht zu rechnen ist.

Durch die Erweiterung des Zahnlückengrundes kann die Strömungsgeschwindigkeit des aus den Zahnlücken auszupressenden Öls insbesondere im Bereich kurz vor dem unteren Totpunkt sehr stark vermindert werden. Grundsätzlich kann die Erweiterung der Zahnlücke des Hohlrades radial außerhalb des Wälzkreises 7 so weit getrieben werden, bis die Stabilitätsgrenze des Hohlrades erreicht ist. In einem Ausführungsbeispiel wurde die maximale Strömungsgeschwindigkeit beim Ausdrücken des Öls von 20 m/sec auf 5 m/sec herabgesetzt. Diese Herabsetzung der Strömungsgeschwindigkeit bedeutet gleichzeitig eine Herabsetzung der hydraulischen Leistungsverluste.

Demselben Zweck dient einerseits die trichterförmige Erweiterung des Zahnlückengrundes an den Stirnseiten des Hohlrades und die dementsprechende Bemessung der Auslaßöffnungen.

Dadurch, daß die Auslaßöffnungen radial außerhalb der Eingriffslinie unter Beibehaltung eines schmalen, aber ausreichenden Dichtstreifens angeordnet sind, wird gewährleistet, daß über die Auslaßöffnungen kein Kurzschluß zwischen aufeinanderfolgende Zahnzellen eintritt. Dies ermöglicht aber andererseits, die Auslaßöffnungen sehr großflächig anzulegen. Die Fläche der Auslaßöffnungen wird so gewählt, daß sie von dem Zahnquerschnitt des Hohlrades mit ausreichend breiten Dichtflächen in Umfangsrichtung überdeckt wird. In diesem Rahmen können aber die Auslaßöffnungen sehr großflächig gewählt werden und es können weiterhin die Auslaßöffnungen mit geringerer Teilung als der Zahnteilung angeordnet werden. Hierdurch wird gewährleistet, daß stets ein großflächiger Verbindungsquerschnitt zwischen den Zahnzellen und dem Auslaß besteht.

#### BEZUGSZEICHENAUFSTELLUNG

- 1 Außenrad, Hohlrad
- 2 Innenverzahnung
- 3 Innenrad, Ritzel
- 4 Außenverzahnung
- 5 Kopfkreis Außenrad
- 6 Fußkreis Außenrad
- 7 Wälzkreis Außenrad
- 8 Wälzkreis Innenrad
- 9 Kopfkreis Innenrad
- 10 Fußkreis Innenrad, Grundkreis
- 11 Eingriffslinie
- 12 Wälzpunkt
- 13 Schnittpunkt der Kopfkreise
- 14 Zahnhöhe
- 15 Verzahnungsmodul, großer Teilabschnitt
- 16 kleiner Teilabschnitt
- 17 Mittelpunkt, Außenrad
- 18 Kreis der Krümmungsmittelpunkte
- 19 Krümmungsmittelpunkt
- 20 Krümmungsradius der Eingriffslinie
- 21 Wälzkreisradius Außenrad
- 22 Wälzkreisradius Innenrad
- 23 Drehrichtung, Steg

- 24 Pfeilrichtung
- 25 Mittelpunkt Innenrad
- 26 trichterförmige Erweiterung
- 27 Kante, Innenkante
- 5 28 Dichtsteg
- 29 idealer Zahnlückengrund
- 30 Zahnlückengrund
- 31 Gehäuse
- 32 Deckel
- 10 33 Deckel
- 34 Welle
- 35 Einlaß
- 36 Tank
- 37 Drossel
- 15 38 Bypass
- 39 Drucksteuerventil
- 40 Kolben
- 41 Steuerkante
- 42 Feder
- 20 43 Stellraum
- 44 Steuerleitung
- 45 Einlaß
- 46 Auslaß
- 47 vordere Steuerkante
- 25 48 Auslaßniere
- 49 Auslaßkanal
- 50 Auslaßgehäuse
- 51 Auslaßkammer
- 52 Bohrung
- 30 53 Wand
- 54 Rückschlagventil
- 55 Querbalken
- 56 Druckkanal
- 35 58 Kurzschlußkanal
- 59 Ventil
- 60 Meldeleitung
- 61 Verstärker
- 62 Temperaturfühler
- 40 63 Drossel
- 64 Eingriffsbereich der Treibflanken des Hohlrades
- 65 Abweichquerschnitt Hohlrad
- 45 66 Eingriffsbereich der Treibflanken des Zahnrades
- 67 Abweichquerschnitt

#### **Patentansprüche**

- 50 1. Innenzahnradpumpe mit treibendem Ritzel (3) und Hohlrad (1), bei der auf der Druckseite die die Dichtflanken des Ritzels bildenden nacheilenden Flanken der Zähne des Ritzels mit den die Dichtflanken des Hohlrades bildenden entsprechenden Gegenflanken der Zähne des Hohlrades im Bereich zwischen dem Schnittpunkt der Kopfkreise und dem Wälzpunkt
- 60 mit einem Überdeckungsgrad gleich oder größer 2 derart in Eingriff sind, daß eine Vielzahl von gegeneinander abgeschlossenen Zahnzellen gebildet wird, wobei mehrere dieser Zahnzellen über mindestens je einen Auslaß mit Rückschlagventil mit dem gemeinsamen Druckkanal in Verbindung stehen,
- 65

dadurch gekennzeichnet, daß

die treibenden Flanken der Zähne des Ritzels (3) und die entsprechenden treibenden Gegenflanken der Zähne des Hohlrades (1) auf der Saugseite der Pumpe einen geringeren Überdeckungsgrad aufweisen als die Dichtflanken auf der Druckseite.

2. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet, daß

der Überdeckungsgrad der Dichtflanken gleich oder größer 3 ist, und daß der Überdeckungsgrad der Treibflanken zwischen 1 und 2 liegt.

3. Innenzahnradpumpe nach dem Oberbegriff von Anspruch 1 und insbesondere nach Anspruch 1 oder 2,

dadurch gekennzeichnet, daß

die Zahnlücken des Hohlrades, soweit sie außerhalb des Wälzkreises liegen, gegenüber der Hüllkurve eines Ritzelzahnes im Querschnitt wesentlich erweitert sind.

4. Innenzahnradpumpe nach dem Oberbegriff von Anspruch 1, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 3,

dadurch gekennzeichnet, daß

die Auslaßöffnungen unter Abzug einer geringen Dichtleiste geringfügig kleiner als der Zahnquerschnitt des Hohlrades sind.

5. Innenzahnradpumpe nach einem der vorangegangenen Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet, daß

die Auslaßöffnungen zwischen der Eingriffslinie und dem Umfangskreis des Hohlrades liegen und bis auf eine schmale Dichtfläche nahe an die Eingriffslinie heranragen.

6. Innenzahnradpumpe nach einem der Ansprüche 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Grund der Zahnlücken des Hohlrades auf der den Auslaßöffnungen zugewandten Stirnseite trichterförmig bis nahezu zum Umfang des Hohlrades erweitert ist.

7. Innenzahnradpumpe nach einem der vorangegangenen Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet, daß

die Auslaßöffnungen radial den Querschnitt der Zahnlücken des Hohlrades überdecken.

**Claims**

1. Internal gear pump having a driving pinion (3) and an internal geared wheel (1), in which on the delivery side the lagging flanks, which form the sealing flanks of the pinion, of the teeth of the pinion are meshed with the corresponding mating flanks, which form the sealing flanks of the internal geared wheel, of the teeth of the internal geared wheel in the region between the point of intersection of the tip circles and the pitch point with a contact ratio factor equal to or greater than 2 in such a manner that a plurality of mutually sealed-off tooth cells are formed, with a plurality of said tooth cells each being connected by at least one outlet having a check valve to the common pressure channel, characterised in that the driving flanks of the teeth of the pinion (3) and the corresponding driving mating flanks of the teeth of the internal geared wheel (1) on the in-

duction side of the pump have a lower contact ratio factor than the sealing flanks on the delivery side.

2. Internal gear pump according to claim 1, characterised in that the contact ratio factor of the sealing flanks is equal to or greater than 3, and in that the contact ratio factor of the driving flanks is between 1 and 2.

3. Internal gear pump according to claim 1 or 2, characterised in that, the tooth spaces of the internal geared wheel, insofar as they lie outside of the pitch circle, are substantially extended in cross-section relative to the envelope curve of a pinion tooth.

4. Internal gear pump according to one of claims 1 to 3, characterised in that the outlet openings, less a small sealing strip, are slightly smaller than the tooth cross-section of the internal geared wheel.

5. Internal gear pump according to one of the preceding claims, characterised in that the outlet openings are located between the line of action and the peripheral circle of the internal geared wheel and, except for a narrow sealing surface, project closely up to the line of action.

6. Internal gear pump according to one of claims 3 to 5, characterised in that the base of the tooth spaces of the internal geared wheel at the face facing the outlet openings is extended in a funnel-like manner almost up to the periphery of the internal geared wheel.

7. Internal gear pump according to one of the preceding claims, characterised in that the outlet openings radially overlap the cross-section of the tooth spaces of the internal geared wheel.

**Revendications**

1. Pompe à engrenage intérieur, avec un pignon menant (3) et une roue creuse ou couronne (1), dans laquelle, sur le côté refoulement, les flancs arrière des dents du pignon, qui forment les flancs d'étanchéité du pignon, sont en contact avec les flancs conjugués correspondants des dents de la couronne, qui forment les flancs d'étanchéité de la couronne, dans la zone située entre le point d'intersection des cercles de tête et le point d'action, avec un degré de recouvrement égal ou supérieur à 2, de façon à former une pluralité de cellules dentées isolées les unes des autres, plusieurs de ces cellules étant reliées au canal de refoulement commun par l'intermédiaire d'au moins un échappement comportant un clapet anti-retour, caractérisée en ce que les flancs menants des dents du pignon (3) et les flancs menants conjugués correspondants des dents de la couronne présentent sur le côté aspiration de la pompe un degré de recouvrement inférieur à celui des flancs d'étanchéité sur le côté du refoulement.

2. Pompe à engrenage intérieur selon la revendication 1, caractérisée en ce que le degré de recouvrement des flancs d'étanchéité est égal ou supérieur à 3 et que le degré de recouvrement des flancs menants est compris entre 1 et 2.

3. Pompe à engrenage intérieur selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que les entredents de la couronne, dans la mesure où ils se situent à

l'extérieur du cercle primitif, sont notablement agrandis en section transversale par rapport à la courbe d'enveloppe d'une dent de pignon.

4. Pompe à engrenage intérieur selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que déduction faite d'une faible bande d'étanchéité, les ouvertures d'échappement sont légèrement plus petites que la section transversale de dent de la couronne.

5

5. Pompe à engrenage intérieur selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que les ouvertures d'échappement sont situées entre la ligne d'action et le cercle périphérique de la couronne et approchent de la ligne d'action en laissant subsister une étroite surface d'étanchéité.

10

6. Pompe à engrenage intérieur selon l'une des revendications 3 à 5, caractérisée en ce que le fond des entredents de la couronne, sur le côté frontal tourné vers les ouvertures d'échappement, est agrandi en forme d'entonnoir jusqu'à peu près à la périphérie de la couronne.

15

20

7. Pompe à engrenage intérieur selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que les ouvertures d'échappement recouvrent radialement la section transversale des entredents de la couronne.

25

30

35

40

45

50

55

60

65

8

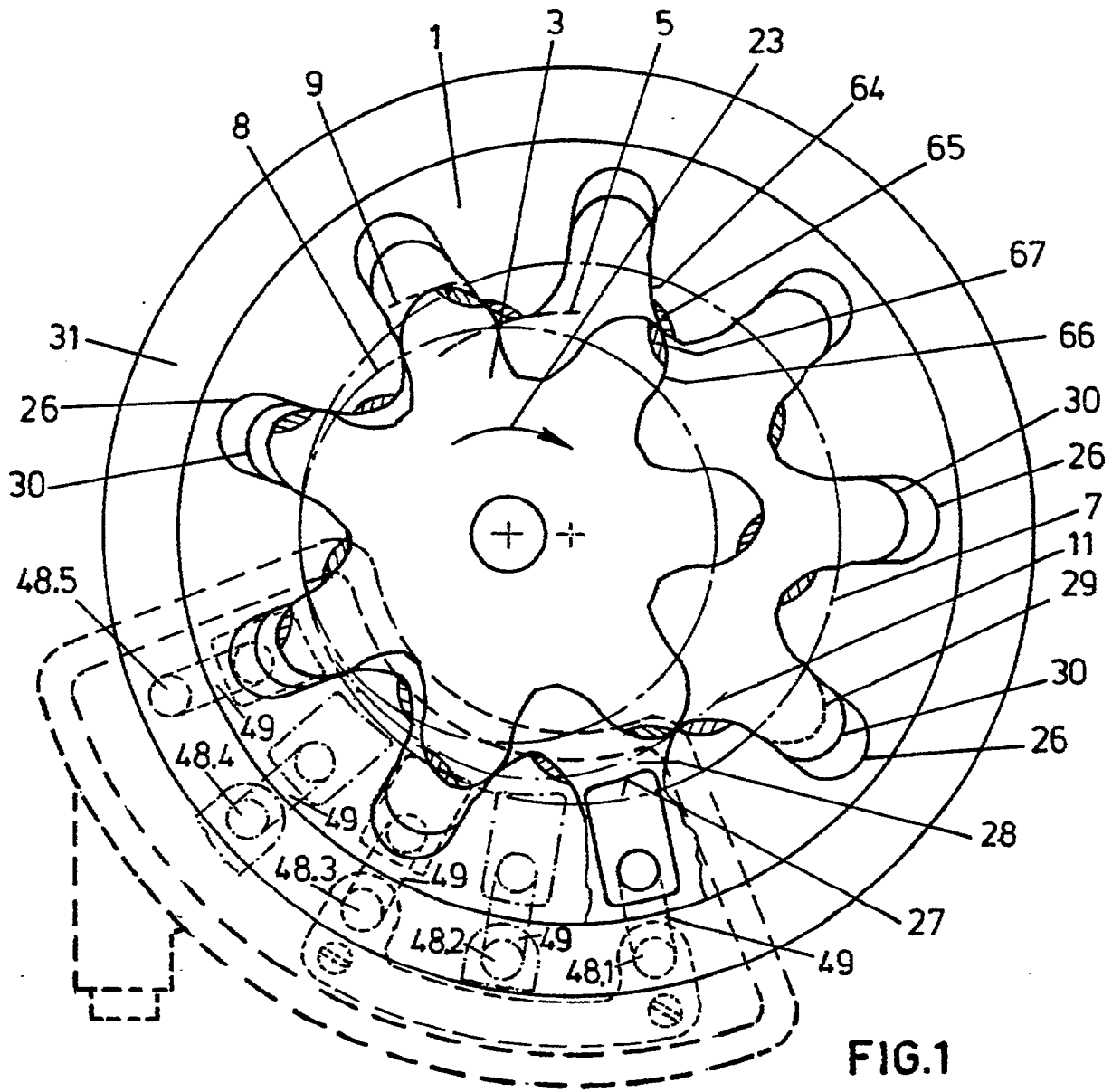


FIG. 1

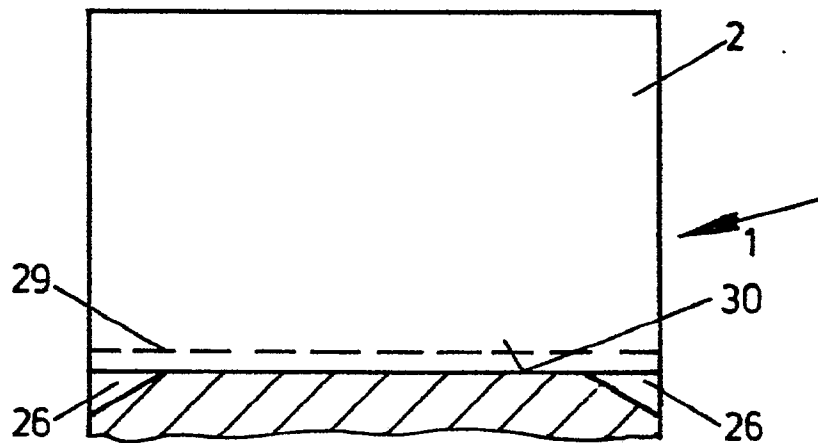


FIG. 3

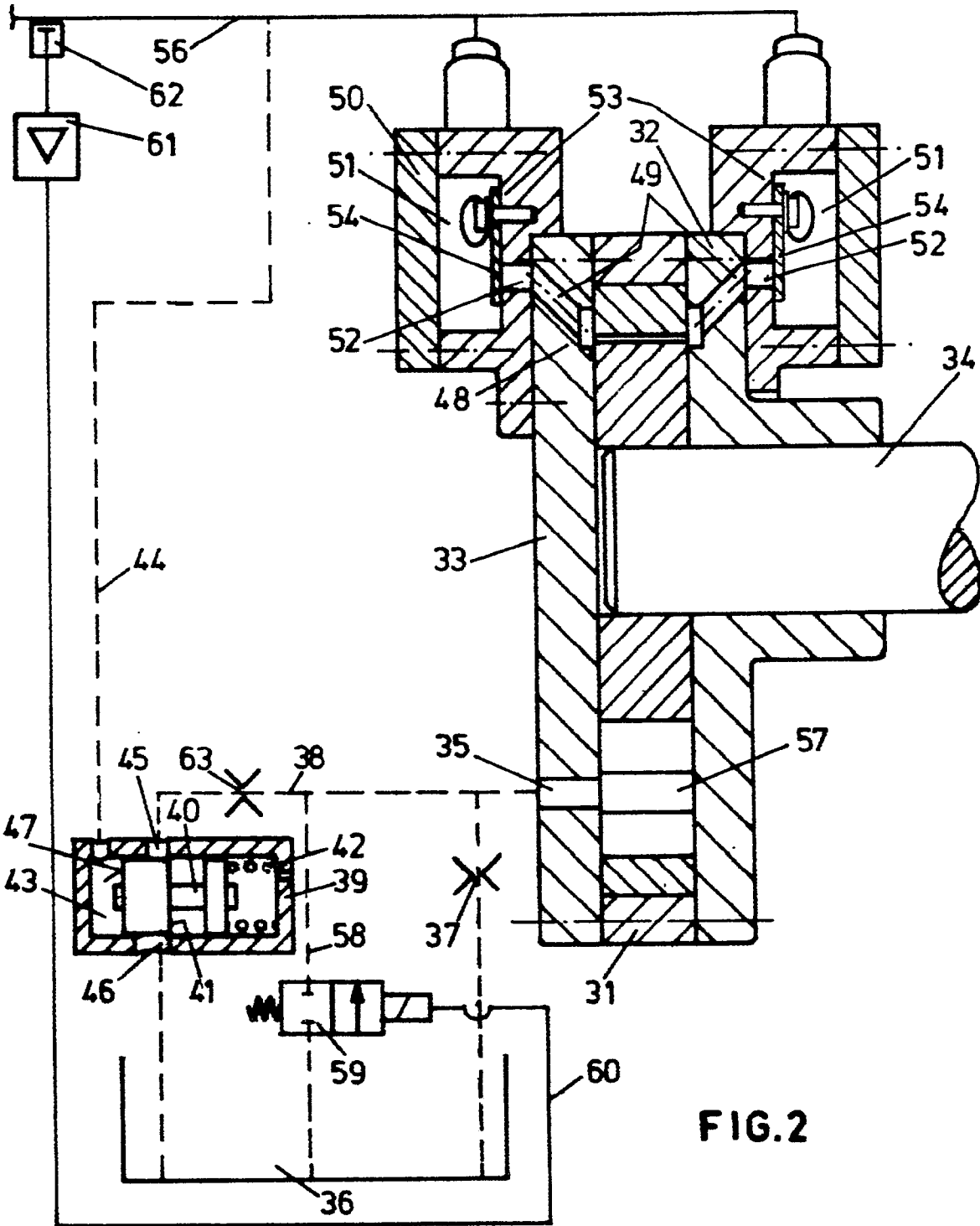


FIG. 2