

①9



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

①1

Veröffentlichungsnummer: **0 244 575**
B1

①2

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④5

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
13.06.90

⑤1

Int. Cl.⁵: **F04C 15/02, F04C 2/10**

②1

Anmeldenummer: **87102429.5**

②2

Anmeldetag: **20.02.87**

⑤4

Innenzahnradpumpe.

③0

Priorität: **06.05.86 DE 3615212**
19.07.86 DE 3624517

⑦3

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

④3

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
11.11.87 Patentblatt 87/46

⑦2

Erfinder: **Hertell, Siegfried, am Kattenbusch 22a,**
D-5068 Radevormwald(DE)
Erfinder: **Otto, Dieter, Hollberg 108,**
D-5828 Ennepetal(DE)

④5

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
13.06.90 Patentblatt 90/24

⑦4

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

⑧4

Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

⑤6

Entgegenhaltungen:
DE-A- 1 403 603
GB-A- 331 054
GB-A- 2 069 609
US-A- 2 107 152

EP 0 244 575 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 Innenzahnradpumpe nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 ist durch die DE-A 3 444 859 bekannt.

Eine Innenzahnradpumpe ist auch Gegenstand der GB-A 2 069 609. In einem auf der offenen Seite durch eine Steuerplatte abgedeckte Gehäuse sind Innenzahnrad und Außenzahnrad untergebracht. Die Steuerplatte wird ihrerseits durch einen Deckel verschlossen. Die Auslaßkanäle sind in der Steuerplatte vorgesehen und durch Rückschlagventile in Form von federnden Metallzungen abgedeckt. Sie münden in einem sich über mehr als 180°C erstreckenden Sammelraum in Form einer in ihrer radialen Ausdehnung nach innen über den Fußkreis der kämmenden Zähne des Außenzahnrads hinausreichenden nierenförmigen Ausnehmung in der von den Zahnradern weg liegenden Seite der Steuerplatte. Der sich in diesem Sammelraum aufbauende Druck wirkt sich so im Bereich der kämmenden Zähne auf deren Stirnseiten voll aus.

Da derartige Innenzahnradpumpen auf dem Prinzip beruhen, daß durch die miteinander kämmenden Zähne eine Vielzahl von gegeneinander abgedichteten Zellen gebildet werden, muß die Pumpe mit engen Toleranzen gefertigt werden, um zum einen Leckagen, zum anderen aber auch Kavitationsschäden zu vermeiden.

Da andererseits die mehreren Auslaßkanäle untereinander verbunden sein müssen und in einer Auslaßkammer größeren Querschnitts enden, ist es Aufgabe der Erfindung zu vermeiden, daß infolge der in der Auslaßkammer herrschenden Druckkräfte das Pumpengehäuse deformiert und hierdurch die durch genaue Fertigung erreichten engen Toleranzen gestört werden.

Die Lösung ergibt sich aus Anspruch 1.

Anspruch 2 kennzeichnet weitere Ausbildung und Funktion der Auslaßkammer. Durch die Ausbildung nach den Ansprüchen 3 und 4 werden Kippkräfte vermieden, insbesondere wenn die Mittellinie des Kreissegments bzw. insbesondere, wenn die Linie, die das Kreissegment in zwei gleich große, radiale Hälften teilt, auf dem zylindrischen Gehäuse liegt.

Bei der Ausführung nach Anspruch 5 ergibt sich der Vorteil, daß trotz einer Vielzahl von untereinander abgeschlossenen Zellen und damit in Verbindung stehenden Auslässen in jeder Auslaßkammer nur eine begrenzte Anzahl von Auslaßöffnungen mit den erforderlichen Rückschlagventilen liegt, so daß für die Unterbringung ausreichend Platz bleibt. Außerdem wird erreicht, daß die Druckkräfte symmetrisch auf das Gehäuse einwirken und sich daher gegeneinander aufheben.

Durch die Erfindung wird also eine Innenzahnradpumpe verbessert, die so viele umlaufende und gegeneinander verschlossene Zellen aufweist, daß stets mehrere – mindestens drei – Zellen mit sich verkleinerndem Volumen in der Auslaßzone sind. Es ist eine der Anzahl von Zellen entsprechende Anzahl von Auslässen vorhanden. Einige oder alle dieser Auslässe münden in den Schmierölkanal. Diejenigen Auslässe, die einer Zelle mit großem Volu-

men zugeordnet sind, werden jedoch durch Rückschlagventil gesperrt. Lediglich die kleinste oder die kleinsten, dem Schmierölkanal zugeordneten Auslaßöffnungen können direkt und ohne Rückschlagventil in den Schmierölkanal münden.

Im folgenden werden Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand von Fig. 1 bis 5 beschrieben.

Die folgende Beschreibung gilt für beide Ausführungsbeispiele nach den Fig. 1, 2 einerseits und Fig. 3 bis 5 andererseits gemeinsam.

In dem Gehäusezylinder 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 einen 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. Zur Verbesserung des Wirkungsgrades kann der Innenraum der Pumpe, der außerhalb des Eingriffsbereiches liegt, durch Sichel 57 ausgefüllt sein. Die Sichel schmiegt sich den Kopfkreisen der Zahnräder weitgehend an. In dem Deckel 33 befindet sich der Einlaßkanal 35. 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 Drucksteuerventil 39. Der Kolben 40 des Drucksteuerventils 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 Steuerraum 43 mit dem Auslaßdruck über Steuerleitung 44 beaufschlagt.

Die Pumpe bildet auf der Auslaßseite zwischen den miteinander kämmenden Zähnen des Außenrades 1 und Innenrades 3 vier (Fig. 1) oder drei (Fig. 4) in Umfangsrichtung und Axialrichtung abgeschlossene Zellen, die über Einlaßkanal 35 mit Öl ganz oder teilweise gefüllt worden sind.

Für das Ausführungsbeispiel nach Fig. 1, 2 gilt folgendes:

In den Deckel 32 sind vier Auslaßöffnungen 48.1, 48.2, 48.3, 48.4 eingebracht. Im Schnitt nach Fig. 2 ist nur eine dieser Auslaßöffnungen zu sehen. Diese Auslaßöffnung ist dort mit 48 bezeichnet. Jede der Auslaßöffnungen steht mit einem in den Deckel 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 33 möglichst nah am und axial über dem Gehäuse 31. Die Auslaßkanäle müssen nicht notwendigerweise mit radialer Komponente durch den Deckel gebohrt werden. Es ist z.B. auch möglich, daß die Auslaßkanäle als radiale Nuten in der den Zahnradern zugewandten Seite von Deckel 33 ausgeführt sind und sodann durch einen axialen Stichkanal in dem Deckel in die Auslaßbohrungen 52 der Auslaßkammer 51 einmünden.

Auf den Deckel 33 ist ein Auslaßgehäuse 50 druckdicht aufgesetzt. Das Auslaßgehäuse 50 bildet eine Auslaßkammer, die mit den Auslaßöffnun-

gen 48.1 bis 48.4 jeweils über einen Druckkanal 49 und eine Bohrung 52 in Verbindung steht. Die Bohrungen 52.1, 52.2 und 52.3 (vgl. Fig. 1) sind jeweils durch ein Rückschlagventil verschlossen. Das Rückschlagventil wird gebildet durch ein m-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 die jeweilige Auslaßöffnung 48, Druckkanal 49 und Bohrung 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 48.4 und entsprechende Kanäle 49, 52 direkt mit der Auslaßkammer in Verbindung.

Für das Ausführungsbeispiel nach den Figuren 3 bis 5 gilt folgendes:

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. Das heißt: In der Projektion auf eine Normalebene überdecken sich die Auslaßöffnungen im Deckel 33 bzw. 32 nicht - wie Fig. 4 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 Außenumfanges des Hohlrades und jedenfalls bis zum äußersten Bereich, mit dem der Grund der Zahnücken des Hohlrades 1 auf der Stirnfläche der Deckel 32, 33 mündet.

Zur Ausgestaltung des Grundes der Zahnücken im Hohlrad 1 ergibt sich aus den Fig. 3 und 4 folgendes:

Die Zähne des Hohlrades werden nach einem Verzahnungsgesetz hergestellt, auf das später noch eingegangen wird. Dieser nach dem Verzahnungsgesetz entstehende ideale Zahnückengrund ist für eine Zahnücke punktiert eingezeichnet und mit 29 bezeichnet. Dieser Zahnückengrund wird jedoch bei allen Zahnücken und über die gesamte axiale Länge der Zahnücken wesentlich erweitert und in den Ausführungsbeispielen durch Zahnückenrund 30 gebildet. Zahnückenrund 30 stellt in den Ausführungsbeispielen den halben Mantel eines Kreiszylinders dar, dessen Achse jeweils auf der Symmetrieebene der Zahnücke und im wesentlichen auf dem Wälzkreis oder geringfügig radial außerhalb des Wälzkreises 7 des Hohlrades liegt. Darüber hinaus ist der Zahnückenrund an seinen bei-

den 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 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. 5 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 Außenkanal 49 auf der Außenseite des Deckels 32 bzw. 33 möglichst nah am Gehäuse 31. Die Auslaßkanäle müssen nicht notwendigerweise mit radialer Komponente durch den Deckel gebohrt werden. Es ist z.B. auch möglich, daß die Auslaßkanäle als radiale Nuten in der den Zahnrädern zugewandten Seite der Deckel 32 bzw. 33 ausgeführt sind und sodann durch einen axialen Stichkanal in dem jeweiligen Deckel in die Auslaßbohrungen 52 der Auslaßkammer 51 einmünden.

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. 4) 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.

Wie insbesondere Fig. 4 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 abgeschlossen 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.

Für beide Ausführungsbeispiele gilt wiederum folgendes: Jede Auslaßkammer 51 hat einen Auslaß,

der in den gemeinsamen Schmierölkanal 56 führt. Jede Auslaßkammer umschreibt im Normalschnitt - wie aus Fig. 1 zu ersehen - im wesentlichen ein Ringsegment. Dieses Ringsegment liegt im wesentlichen auf und axial über dem zylindrischen Gehäusemantel 31. Daher stützt sich das Auslaßgehäuse nicht auf dem deformierbaren Teil des Deckels 33, sondern auf dem zylindrischen Gehäusemantel 31 ab. Vorzugsweise liegt die Mittellinie, deren Radius das arithmetische Mittel des Innenradius und des Außenradius ist, über dem Gehäusemantel. Noch günstiger ist, daß die Teilflächen des Ringsegments, die jenseits und diesseits des Gehäusemantels 31 liegen, im wesentlichen flächenmäßig gleich groß sind. Durch diese Maßnahmen wird vermieden, daß das Auslaßgehäuse 50 sich verwrift oder verzieht und dadurch deformierende Kräfte auf die Deckel 32 bzw. 33 ausübt.

Das Ausführungsbeispiel nach den Figuren 3 bis 5 hat darüber hinaus den Vorteil, daß die Auslaßkammern 51 auf beiden Seiten des Pumpengehäuses bzw. des Mantels 31 sitzen. Daher heben sich die Druckkräfte, die von den Auslaßkammern 51 auf das Pumpengehäuse ausgeübt werden, auf. Das Pumpengehäuse wird lediglich symmetrisch belastet. Es kann daher nicht zu einseitigen Verformungen und Verwerfungen des Gehäuses kommen. Hierdurch wird die Einhaltung der notwendigen Toleranzen erleichtert.

Zur Funktion der Schmierölpumpe:

Wenn bei steigender Drehzahl der Druck in Auslaßkammer 51 steigt, so wird zunächst der Bypass 38 verschlossen. Es gelangt nunmehr lediglich noch ein gedrosselter Ölstrom auf die Einlaßseite. Daher werden die Zahnücken auf der Einlaßseite lediglich noch teilgefüllt. Im übrigen herrscht in den Zahnücken 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.

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 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.

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
 28 Dichtsteg
 29 idealer Zahnlückengrund
 30 Zahnlückengrund
 31 Gehäuse
 32 Deckel
 33 Deckel
 34 Welle
 35 Einlaß
 36 Tank
 37 Drossel
 38 Bypass
 39 Drucksteuerventil
 40 Kolben
 41 Steuerkante
 42 Feder
 43 Steuerraum
 44 Steuerleitung
 45 Einlaß
 46 Auslaß
 47 vordere Steuerkante
 48 Auslaßniere
 49 Auslaßkanal
 50 Auslaßgehäuse
 51 Auslaßkammer
 52 Bohrung
 53 Wand
 54 Rückschlagventil
 55 Querbalken
 56 Druckkanal
 57 Sichel
 58 Kurzschlußkanal
 59 Ventil
 60 Meldeleitung
 61 Verstärker
 62 Temperaturfühler
 63 Drossel

64 Eingriffsbereich der Treibflanken des Hohlrades

65 Abweichquerschnitt Hohlrad

66 Eingriffsbereich der Treibflanken des Zahnrades

67 Abweichquerschnitt

Patentansprüche

10 1. Innenzahnradpumpe, deren Verzahnung so ausgelegt ist, daß der Eingriff der Zähne im wesentlichen bereits im Schnittpunkt der Kopfkreise beginnt, so daß die Zähne im Auslaßbereich mehrere gegeneinander abgeschlossene Zellen bilden, und
 15 bei der mehrere Auslaßkanäle das Gehäuse oder den Rotor verlassen, wobei zumindest die in Drehrichtung ersten Auslaßkanäle durch jeweils ein Rückschlagventil verschlossen sind und in Umfangsrichtung einen Abstand haben, der kleiner
 20 oder gleich der Teilung einer Zelle ist, welche durch die gleichzeitig in Eingriff befindlichen Zähne gebildet wird, dadurch gekennzeichnet, daß eine Auslaßkammer (51) auf einem der Deckel (33) der Pumpe in Achsrichtung über dem zylindrischen Gehäusemantel (31) der Pumpe liegt und sich dadurch in axialer
 25 Richtung im wesentlichen auf dem zylindrischen Gehäusemantel (31) der Pumpe abstützt.

30 2. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Auslaßkanäle (49) in dem Deckel radial nach außen geführt sind und in der Auslaßkammer durch darin jeweils angeordnete Rückschlagventile (54) verschlossen sind.

35 3. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Auslaßkammer (51) im Normalschnitt im wesentlichen ein Ringsegment umschreibt.

40 4. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die auf einem Kreis verlaufende Mittellinie des Ringsegments, deren Radius das arithmetische Mittel von Innenradius und Außenradius ist, in Achsrichtung über dem Gehäusemantel liegt.

45 5. Innenzahnradpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß jeweils eine Auslaßkammer (51) auf jede Stirnseite (Deckel 32, 33) des Pumpengehäuses gesetzt ist, daß ein Teil der Auslaßkanäle in die eine Auslaßkammer und der andere Teil in die andere Auslaßkammer einmündet; und daß beide Auslaßkammern in den gemeinsamen Auslaßkanal (56) einmünden.

50 6. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß von Zahnücke zu Zahnücke abwechselnd die Auslaßkanäle (49) in die eine und die andere Auslaßkammer (51) einmünden.

Claims

55 1. Internal gear pump the gearing of which is designed so that engagement of the teeth basically already commences in the point of intersection of the
 60 tips so that in the discharge region the teeth form a plurality of cells which are each closed off from the other, and in which a plurality of discharge channels leave the housing or the rotor, with at least the first
 65 discharge channels in the direction of rotation each

being closed by a check valve and being spaced apart in a peripheral direction by a distance which is smaller than or equal to the pitch of a cell formed by the teeth simultaneously in engagement, characterised in that a discharge chamber (51) lies on one of the covers (33) of the pump axially above the cylindrical housing shell (31) of the pump and is as a result supported in an axial direction substantially on the cylindrical housing shell (31) of the pump.

2. Internal gear pump according to claim 1, characterised in that the discharge channels (49) are guided radially outwards in the cover and are each closed in the discharge chamber by check valves (54) disposed therein.

3. Internal gear pump according to claim 1, characterised in that the discharge chamber (51) in normal section substantially circumscribes a ring segment.

4. Internal gear pump according to claim 3, characterised in that the centre line of the ring segment, which extends along a circle and whose radius is the arithmetical mean of internal radius and external radius, lies axially above the housing shell.

5. Internal gear pump according to one of claims 1 to 4, characterised in that a discharge chamber (51) is placed on each face (cover 32, 33) of the pump housing, that one portion of the discharge channels opens out into one discharge chamber, and that both discharge chambers open out into the common discharge channel (56).

6. Internal gear pump according to claim 5, characterised in that the discharge channels (49) open out alternately from tooth space to tooth space into one or the other discharge chamber (51).

Revendications

1. Pompe à engrenage intérieur dont la denture est conçue de telle sorte que la prise des dents commence sensiblement dès le point d'intersection des cercles de têtes, de telle sorte que dans la zone de refoulement les dents forment plusieurs cellules isolées les unes par rapport aux autres, pompe dans laquelle plusieurs canaux de refoulement sortent du carter ou du rotor, tandis que au moins les premiers canaux de refoulement vus dans le sens de la rotation étant fermés à chaque fois par un clapet anti-retour et présentant, dans le sens de la périphérie, à une distance inférieure ou égale à la division d'une cellule qui est formée par les dents se trouvant simultanément en prise, caractérisée par le fait qu'une chambre de refoulement (51) est située sur l'un des couvercles (33) de la pompe, en direction axiale au-dessus de l'enveloppe de carter cylindrique (31) de la pompe et repose de ce fait, en direction axiale, sensiblement sur l'enveloppe de carter cylindrique (31) de la pompe.

2. Pompe à engrenage intérieur selon la revendication 1, caractérisée par le fait que les canaux de refoulement (49) sont dirigés radialement vers l'extérieur dans le couvercle et sont fermés dans la chambre de refoulement par des clapets anti-retour (54) disposés à chaque fois dans cette chambre.

3. Pompe à engrenage intérieur selon la revendication 1, caractérisée par le fait que la chambre de

refoulement (51), en coupe normale, définit sensiblement un segment annulaire.

4. Pompe à engrenage intérieur selon la revendication 3, caractérisée par le fait que la ligne médiane circulaire du segment annulaire, ligne dont le rayon est la moyenne arithmétique entre le rayon intérieur et le rayon extérieur, est située en direction axiale au-dessus de l'enveloppe de carter.

5. Pompe à engrenage intérieur selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisée par le fait que respectivement une chambre de refoulement (51) est posée sur chaque côté frontal (couvercle 32, 33) du carter de pompe, qu'une partie des canaux de refoulement débouche dans l'une des chambres de refoulement et que l'autre partie débouche dans l'autre chambre de refoulement et que les deux chambres de refoulement débouchent dans un canal de refoulement commun (56).

6. Pompe à engrenage intérieur selon la revendication 5, caractérisée par le fait que de l'entredent à l'entre-dent suivant les canaux de refoulement (49) débouchent alternativement dans l'une et dans l'autre chambres de refoulement (51).

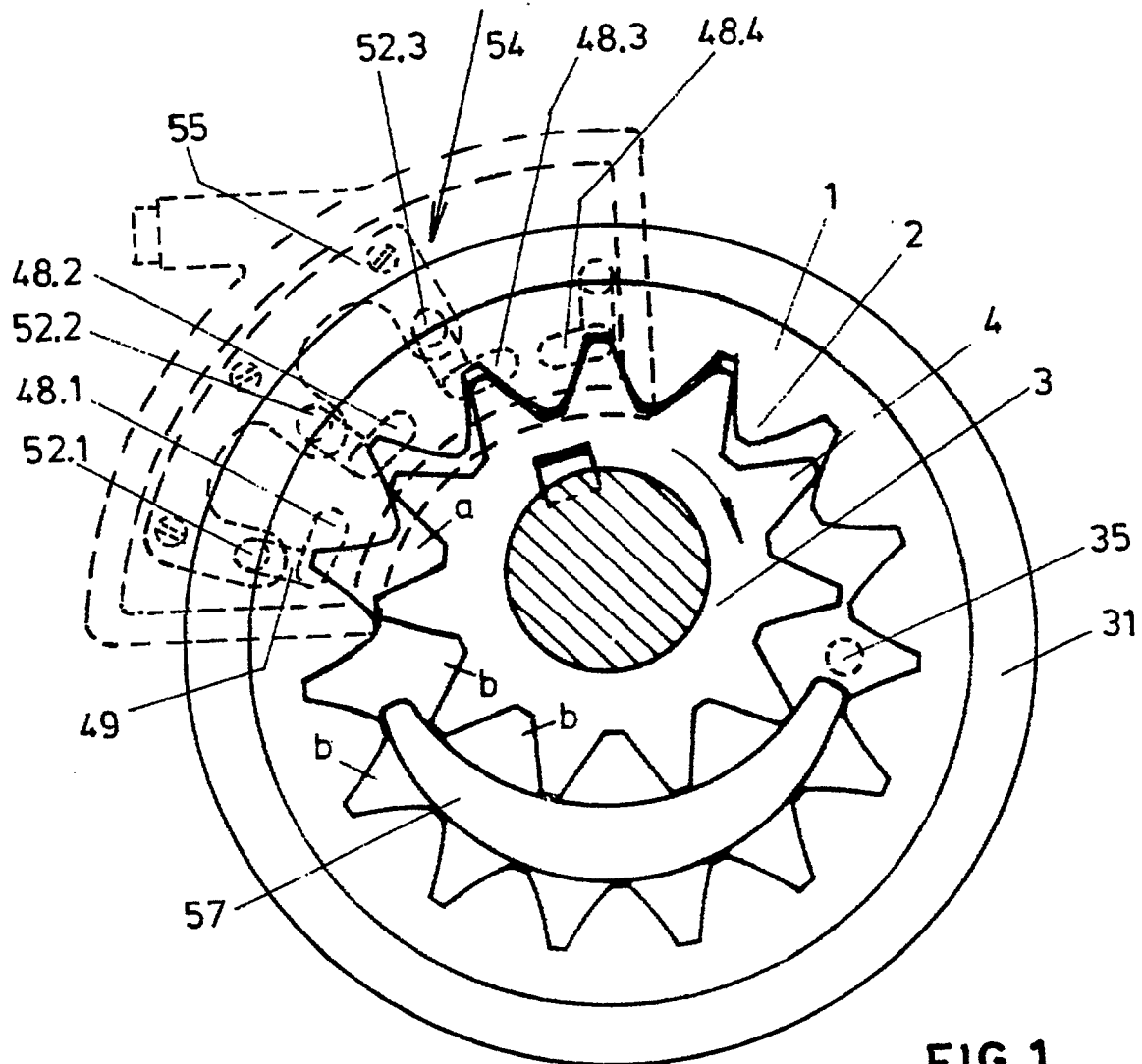
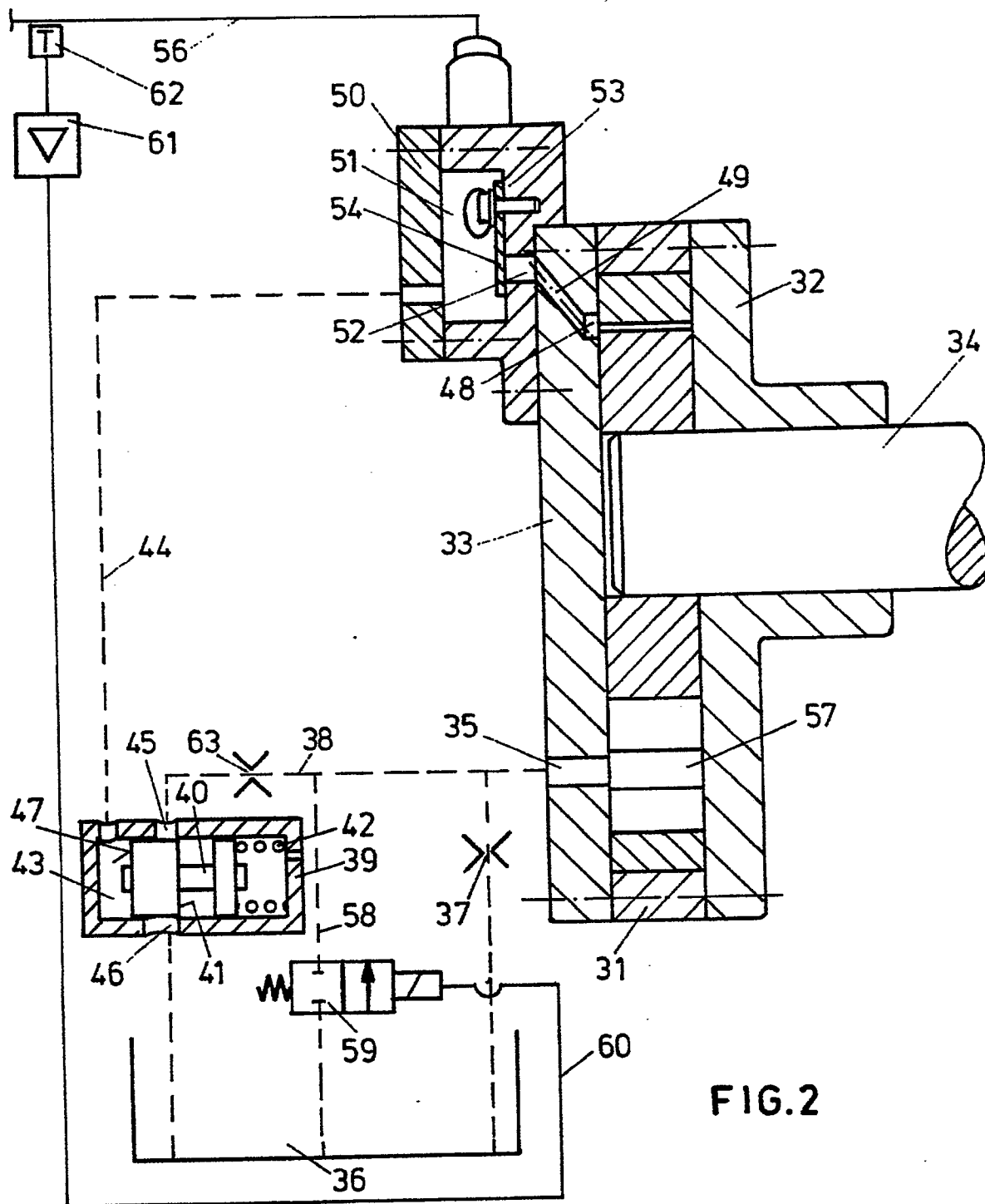
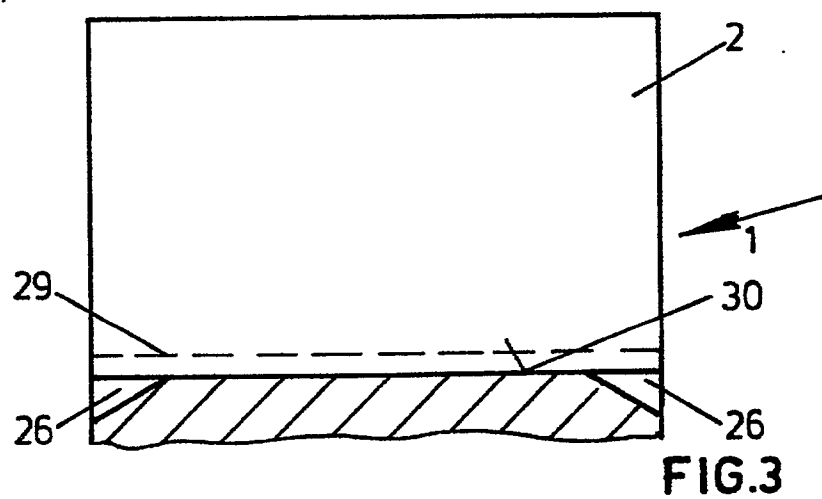
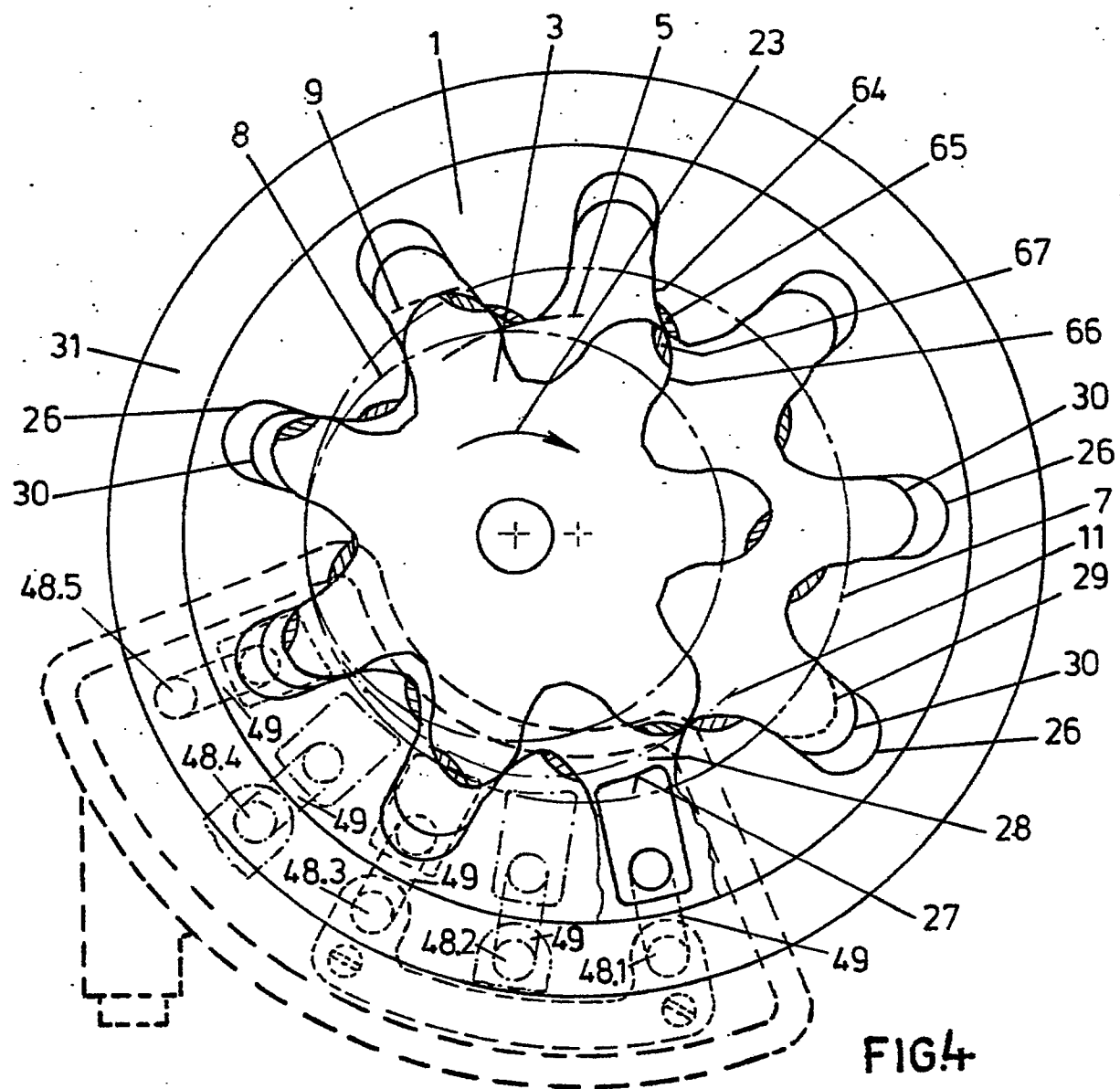


FIG.1





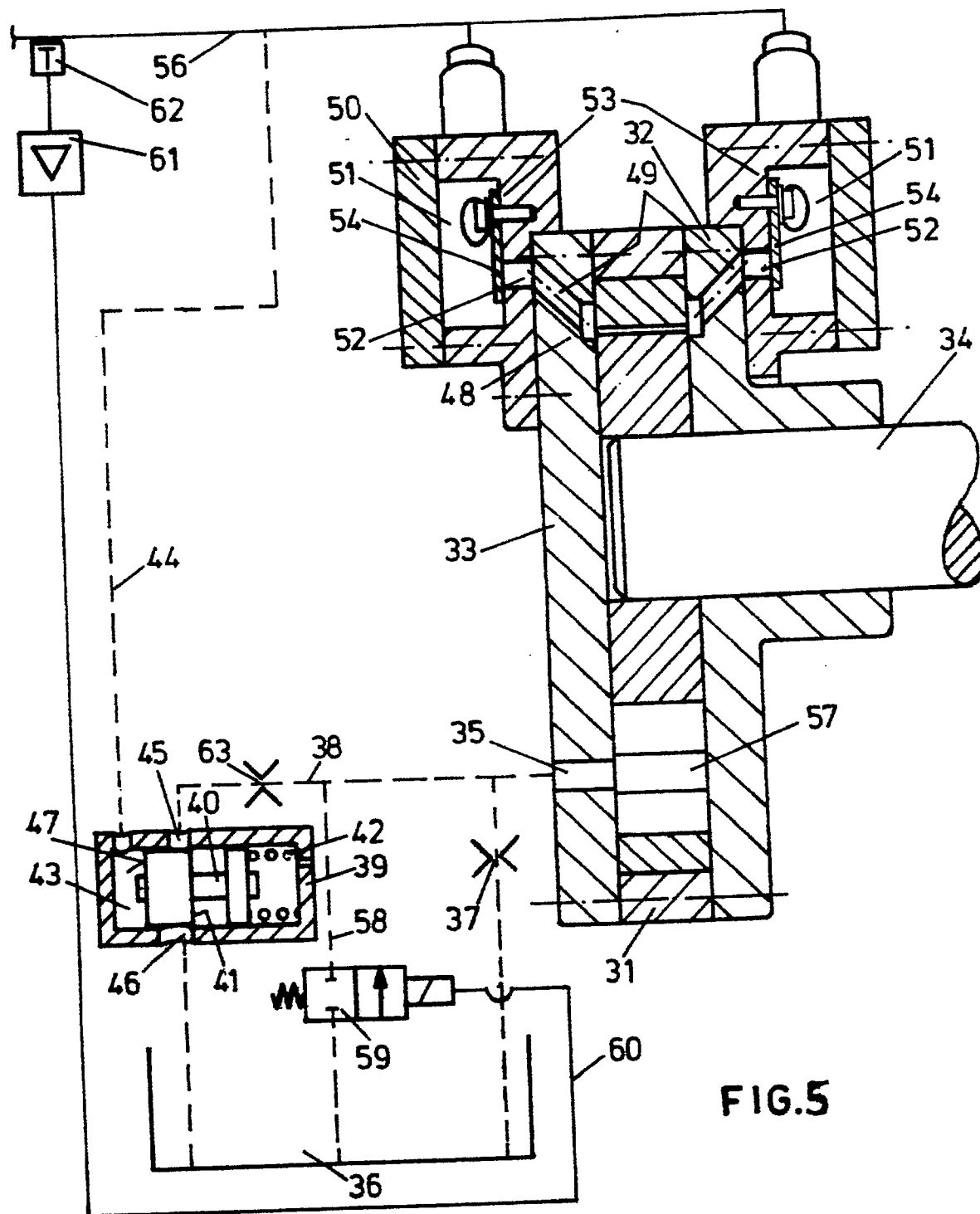


FIG.5