

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 473 025 A1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: **91113738.8**

(51) Int. Cl.⁵: **F04C 2/10, F04C 15/02,
F04C 15/00**

(22) Anmeldetag: **16.08.91**

(30) Priorität: **20.08.90 DE 4026261**

W-5630 Remscheid 11(DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
04.03.92 Patentblatt 92/10

(72) Erfinder: **Hertell, Siegfried**
Am Kattenbusch 22a
W-5608 Radevormwald(DE)

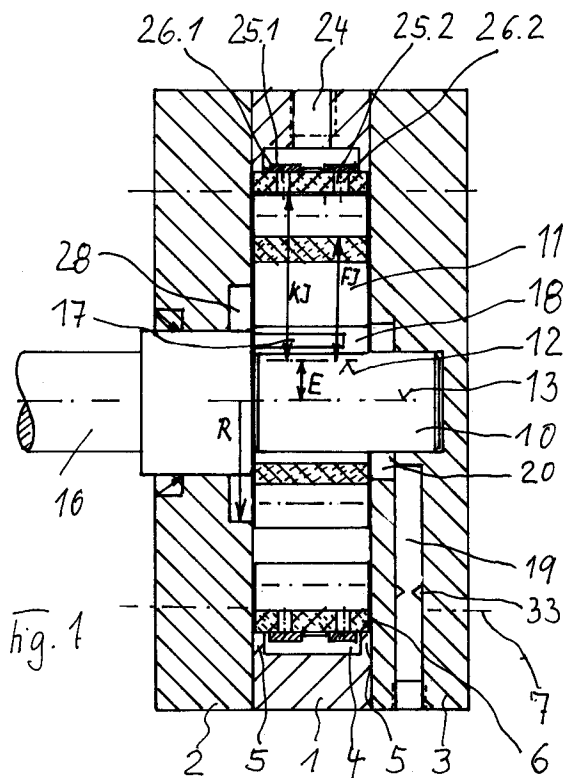
(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT DE FR GB IT SE

(71) Anmelder: **BARMAG LUK**
AUTOMOBIELTECHNIK GMBH & CO.KG
Leverkuser Strasse 65, Postfach 11 01 80

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

(54) **Innenzahnradpumpe für Hydraulikflüssigkeit.**

(57) Das Außenrad der Innenzahnradpumpe ist stationär und bildet einen geschlossenen Innenraum. Das kleinere Innenrad mit Außenverzahnung ist auf einem drehbar angetriebenen Exzenter frei drehbar gelagert. Der Exzenter (11) ist auf einem im Gehäuse feststehenden und auskragend gelagerten, zur Pumpenachse (13) konzentrischen Zapfen (10) frei drehbar gelagert und durch eine Kupplung mit der Antriebswelle (16) drehfest verbunden.



EP 0 473 025 A1

Die Erfindung betrifft eine Zahnradpumpe nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.
Diese Pumpe ist bekannt durch die DE-OS 34 48 253 (PP-1372).

Dabei ist das Innenrad in der Ausnehmung eines Rotors zur Pumpenachse exzentrisch gelagert. Der Rotor wiederum ist drehbar in dem durch das Außenrad gebildeten Raum gelagert und ist mit der Pumpenwelle, die dem Antrieb des Rotors dient, fest verbunden. Als Einlaß weist die bekannte Pumpe einen in einer Stirnwand liegenden kreiszylindrischen Einlaßraum sowie ein in dem Rotor angeordnetes Kanalsystem auf, welche mit dem kreiszylindrischen Einsatzraum kämmt und dauernd in leitender Verbindung steht.

Diese Ausgestaltung ist nur dann zweckmäßig, wenn der gesamte durch den Kopfkreis des Außenrades umschriebene Innenraum, soweit er außerhalb des Eingriffsbereichs der Verzahnung liegt, durch den Rotor ausgefüllt wird.

Demgegenüber ist es Aufgabe der Erfindung, eine Innenzahnradpumpe mit exzentrisch umlaufendem Innenrad so auszugestalten, daß die durch den Umlauf des Innenrades und der Druckzone entstehenden, umlaufenden Kräfte sich auf die Antriebswelle nicht auswirken und nicht zu einer Ausbiegung der Welle und einer Verkantung des Innenrades führen.

Hierbei wird der ringförmige Einlaßraum durch das umlaufende Rad so überdeckt, daß die Eingriffszone auf der Druckseite keine Verbindung zum Einlaß hat.

Die Lösung ergibt sich aus dem Kennzeichen des Anspruchs 1.

Dabei ergibt sich als besonderer Vorteil, daß statische Überbestimmungen in der Lagerung der Pumpenwelle und der von ihr angetriebenen Teile vermieden werden. Insbesondere kann die Ausbiegung der Pumpenwelle nicht zu einer Verkantung des Innenrades und damit zur Undichtigkeit der Pumpe und Herabsetzung ihres Wirkungsgrades führen. Dieser Vorteil wirkt sich insbesondere dann aus, wenn die Pumpenwelle auch zum Antrieb weiterer Maschinenteile dient und/oder wenn über den Antrieb der Pumpenwelle Querkräfte in die Pumpenwelle eingebracht werden, die zu Fluchtungsfehlern führen können.

Die Lösung nach Anspruch 2 dient dem weiteren Zweck, statische Überbestimmungen zu vermeiden, da hierbei das Innenrad hinsichtlich seiner momentanen Drehachse nicht durch das Außenrad formschlüssig festgelegt wird.

Die Lösung nach Anspruch 3 erzielt eine gute Kühlung und Schmierung des Exzenters, der durch die Gleitlagerungen innen und außen wärme- und verschleißbelastet ist.

Vorteilhafterweise wird die Pumpe mit Saugdrosselung betrieben, bei der der Einlaß gedrosselt

und im Auslaß für jede durch die Verzahnung gebildete Zelle ein gesondertes Auslaßventil vorgesehen ist. Eine solche Pumpe hat den Vorteil, daß die Förderung nur im unteren Drehzahlbereich drehzahlabhängig ist, im oberen Drehzahlbereich jedoch konstant bleibt.

Eine Lösung für die Lage der Einlaßdrosselung ergibt sich alternativ aus den Ansprüchen 4 oder 5. Die Lösung nach Anspruch 5 bringt den Vorteil, daß die Außendichtungen der Pumpe nicht druckbelastet sind. Ein Unterdruck entsteht erst beim Einlaß in die Pumpe.

Der besondere Vorteil der Bauweise nach dieser Erfindung ergibt sich beim Einsatz als Hydraulikpumpe für den hydraulischen Wandler bzw. die hydraulische Kupplung eines automatischen Kraftfahrzeuggetriebes. Hierbei wird die Pumpe nach der Erfindung in ihrer Auslegung und Zentrierung unabhängig von der Auslegung und Zentrierung des hydraulischen Wandlers bzw. der hydraulischen Kupplung. Bei der Lösung nach Anspruch 6 können sich die Belastungen des Pumpen- und Turbinenrades des hydraulischen Wandlers nicht auf die Hydraulikpumpe auswirken.

Eine weitere Verbesserung der Kühlung und Schmierung des Exzenters ergibt sich durch Anspruch 7.

Bei der Ausführung nach Anspruch 8 wird erreicht, daß sich die Druckkräfte, die an dem Innenrad und an dem Exzenter angreifen, sowie die Kraft, mit der der Kupplungslappen der Antriebswelle in dem Exzenter angreift, im wesentlichen kompensieren und parallel zueinander ausgerichtet sind. Hierzu liegt die Mitnehmertasche des Exzenters hinter der durch die Pumpenachse gehenden Symmetrieebene. Die in Drehrichtung weisende radiale Begrenzungswand der Mitnehmertasche liegt im wesentlichen parallel zu der Sekante des Innenrades, welche die Druckzone am Innenrad begrenzt.

Im folgenden wird ein Ausführungsbeispiel anhand der Figuren beschrieben.

Es zeigen:

- Fig. 1 einen Axialschnitt,
- Fig. 2 einen Radialschnitt durch die Pumpe,
- Fig. 3 einen Radialschnitt (schematisch) durch einen hydraulischen Wandler mit einer Hydraulikpumpe;

Fig. 4

Das Pumpengehäuse wird gebildet durch den Pumpenmantel 1 und die Stirnplatten 2 und 3, die aufeinander geschichtet sind.

Der Gehäusemantel 1 weist einen kreiszylindrischen Innenraum auf, in dessen zylindrischen Innenmantel eine umlaufende Nut 4 eingestochen ist. Auf den seitlich stehen bleibenden Stegen 5 ist das Außenrad 6 befestigt. Das gesamte Paket aus Gehäusemantel 1, Stirnplatten 2 und 3 sowie Außen-

rad 6 wird durch eine Verschraubung 7 zusammengehalten. Die Verschraubung 7 durchdringt mit Löchern 8 das Außenrad im Bereich der Zahnköpfe.

Das Außenrad weist eine Innenverzahnung auf. Der Innenraum der Pumpe wird also durch die Innenverzahnung mit Kopfkreis 9 des Außenrades umschrieben. In der Stirnplatte 3 ist ein Zapfen 10 mit einem Ende fest eingefügt. Das andere Ende des Zapfens 10 ragt in den Innenraum der Pumpe. Auf dem Zapfen 10 ist ein Exzenter 11 frei drehbar gelagert. Die axiale Breite des Exzenter entspricht im wesentlichen der axialen Breite des Gehäusemantels 1 und des Außenrades 6. Der Exzenter besitzt einen kreiszylindrischen Außenumfang, dessen Mittelachse bei 12 angedeutet ist und der mit der Exzentrizität E um die Achse 13 des Zapfens 10 umläuft. Auf dem Exzenter 11 ist das Innenrad 14 frei drehbar gelagert. Das Innenrad 14 weist eine Außenverzahnung auf. Die Exzentrizität E des Exzenter und die Außenverzahnung des Innenrades sind so dimensioniert und die Verzahnungen sind so ausgeführt, daß die Außenverzahnung des Innenrades mit der Innenverzahnung des Außenrades kämmt.

Daher schneiden sich die Kopfkreise 9 und 15 der Verzahnung in den umlaufenden Schnittpunkten 21 und 22. Auf dem Innenumfang des Kopfkreises 9 des Außenrades entstehen dadurch zwischen den Schnittpunkten 21 und 22 einerseits auf der Seite der Achse 13, in die die Exzentrizität E weist, der umlaufende Eingriffsbereich und andererseits auf der Seite der Achse 13, die von der Exzentrizität abgewandt ist, der umlaufende Innen-Sichelraum 23 der Pumpe.

Die Verzahnung ist so ausgeführt, daß die Zähne des Außen- und Innenrades zwischen den Schnittpunkten 21 und 22 der Kopfkreise 9 und 15 mit ihren Flanken in dichtendem Eingriff sind. Es entstehen daher zwischen den Schnittpunkten 21 und 22 im Eingriffsbereich mehrere Zahnzellen, die durch Berührung ihrer Flanken zueinander und zu dem von der Exzentrizität abgewandten Innensichelraum 23 abgedichtet sind.

Zum Antrieb der Pumpe dient die Antriebswelle 16. Die Antriebswelle 16 ist konzentrisch zur Mittelachse 13 des Zapfens 10 in der anderen Stirnplatte 2 drehbar gelagert und schließt mit ihrem Ende im wesentlichen bündig mit der Innenseite der Pumpenkammer ab. Dort bildet die Welle 16 eine Stirnfläche, an der exzentrisch ein Kupplungslappen 17 befestigt ist. Dieser Kupplungslappen 17 ragt axial in eine Mitnehmertasche 18, die in die benachbarte Stirnfläche des Exzenter 11 im Bereich der Exzentrizität eingebracht ist.

Als Einlaß besitzt die Pumpe einen im wesentlichen radialen Einlaßkanal 19 in der Stirnplatte 3. Der Einlaßkanal mündet in einen Verteilerraum 20 ein, der den Zapfen 10 konzentrisch umgibt. Der

Verteilerraum ist als kreiszylindrische Ausnehmung der Stirnfläche der Stirnplatte ausgebildet, die den Pumpenraum begrenzt. Ihr Radius ist kleiner als der Radius F_i des Fußkreises des Innenrades.

In der Stirnfläche der gegenüberliegenden Stirnplatte 2 ist eine weitere kreiszylindrische Ausnehmung konzentrisch zu der Achse 13 eingebracht. Diese Ausnehmung dient als Einlaßkammer 28. Der Verteilerraum 20 und die Einlaßkammer 28 sind durch Kanäle, welche den Exzenter axial durchdringen, miteinander verbunden. Diese Kanäle sind vorzugsweise als Nuten der Innenbohrung des Exzenter ausgebildet und dienen der Schmierung des Gleitlagers des Exzenter auf dem Zapfen 10 wie auch der Kühlung des Exzenter 11. Als ein solcher Kanal dient die Mitnehmertasche 18, die deshalb den Exzenter 11 axial durchdringt und mit ihrer äußeren Kante auf einem Radius umläuft, der etwas größer ist als der Radius der Welle. Es können auch mehrere solcher Kanäle vorgesehen sein. Aus Fig. 2 ergeben sich zwei weitere solcher Schmierkanäle 29 und 30 im Gleitlagerbereich des Innenrades, die in Umfangsrichtung des Mantels des Exzenter 11 jeweils um 60° versetzt sind. Entsprechende Kanäle können auch in der Innenbohrung des Exzenter angelegt sein, so daß durch den in diesen Kanälen 29, 30 und in der Mitnehmertasche 18 fließenden Ölstrom eine symmetrische Verteilung des Öls und gleichzeitig hydrodynamische Abstützung des Exzenter bewirkt wird. Dabei kommt diesen Ölströmen aber insbesondere auch die Funktion der Kühlung des Exzenter zu. Diese Funktion der Kühlung ist deswegen von besonderer Wichtigkeit, weil der Exzenter selbst in seiner Innenbohrung drehbar gelagert ist und auf seinem Außenmantel als drehbare Lagerung des Innenrades dient.

Der Außenradius R der Einlaßkammer 28, bezogen auf die Achse 13 des Zapfens 10, hat sich erfindungsgemäß in bestimmten Grenzen zu halten, die später noch erörtert werden. Die Dimensionierung des Außenradius R der Einlaßkammer 28 ist so, daß der Fußkreis F_i des Innenrades bzw. die von diesem Fußkreis umschriebene Kreisfläche die Einlaßkammer 28 mit Ausnahme einer sichelförmigen Einlaßfläche 27 überdeckt. Die Einlaßfläche wird teilweise auch von den Seiten der Zähne des Innenrades überdeckt. Die Einlaßfläche 27 läuft auf der der Exzentrizität abgewandten Seite des Innenraums mit um.

Durch die erfindungsgemäße Dimensionierung des Außenradius R der Einlaßkammer 28 einerseits und des Fußkreises F_i des Innenrades andererseits wird erreicht, daß die sichelförmige Einlaßfläche 27 niemals von einer der geschlossenen Zahnzellen des Eingriffsbereiches überdeckt wird. Dadurch wird ein Totweg dieser Zahnzellen im Druckbereich vermieden und der hydraulische Wirkungsgrad ver-

bessert.

Der Auslaßkanal 24 liegt radial im Gehäusemantel 2 und ist mit der Umfangsnut 4 des Gehäusemantels verbunden. Diese Umfangsnut wird nach innen durch den Außenumfang des Außenrades begrenzt und bildet eine Außenkammer.

Das Außenrad weist im Bereich jeder Zahnücke mindestens eine Auslaßbohrung 25 auf. In Fig. 1 ist gezeigt, daß in axialer Richtung pro Zahnücke jeweils zwei Auslaßbohrungen 25.1 und 25.2 nebeneinander liegen. Dabei sind die Auslaßbohrungen jeweils in parallelen Radialebenen angeordnet. Jede Radialebene wird überdeckt von einem elastischen Ventilring 26.1 und 26.2, der die sämtlichen Auslaßbohrungen einer Normalebene überdeckt und dabei in einer Axialebene durchtrennt ist. Das eine Ende ist z.B. durch einen Niet festgehalten, das andere Ende ist frei beweglich. Diese Ventilringe 26.1, 26.2 dienen als Rückschlagventile für jede der Auslaßbohrungen.

Zur Funktion:

Die Antriebswelle 16 wird mit Drehrichtung 31 angetrieben. Dabei greift der Kupplungslappen 17 in die Mitnehmertasche 18 des Exzenter ein und nimmt den Exzenter mit. Das Außenrad 6 führt dadurch eine taumelnde Bewegung im Innenraum der Pumpe aus, wobei es sich infolge des Eingriffs seiner Verzahnung mit der Verzahnung des Außenrades mit Drehrichtung 32 dreht. Dabei bildet es mit der Verzahnung des Außenrades in dem Eingriffsbereich zwischen den Schnittpunkten 21, 22 der beiden Kopfkreise mehrere Zahnzellen, die sich fortlaufend vergrößern und verkleinern. In dem nachlaufenden Bereich vergrößern sich die Zellen, bis sie sich öffnen und mit dem mit Öl gefüllten Innensichelraum 23 in Verbindung kommen. Auf der vorlaufenden Seite des Innenrades verkleinern sich die Zellen. Hier wird also das Öl unter Druck gesetzt. Wenn der Druck in einer Zelle den in der Umfangsnut 4 herrschenden Systemdruck übersteigt, werden dort die Ventilringe 26.1 und 26.2 von den Auslaßbohrungen 25.1, 25.2 infolge der Druckdifferenz abgehoben, so daß das Öl aus der Zelle ausgestoßen werden kann.

Infolge des auf der Einlaßseite entstehenden Unterdrucks wird Öl aus der Einlaßkammer 28 durch die Verbindungskanäle 29, 30 sowie durch die Mitnehmertasche 18 über den Außenumfang des Zapfens 10 aus dem Verteilerraum 20 und Einlaßkanal 19 angesaugt. Im Bereich der Gleitlagerung des Exzenter 11 entsteht hierdurch ein guter Schmierfilm, der gleichzeitig zur Schmierung und zur hydrodynamischen Abstützung dient. Der Außendurchmesser der Einlaßkammer 28 ist nun so dimensioniert, daß die Zellen auf der Druckseite keine Verbindung mit der Einlaßkammer 28

haben. Vielmehr wird die Einlaßkammer im Druckbereich von der Stirnfläche des Innenrades, d.h. von der durch den Fußkreis eingeschlossenen Fläche und den Zahnköpfen umschriebenen Fläche überdeckt. Daher darf die Weite der sichelförmigen Einlaßfläche 27, die außen durch die Umfangsfläche der Einlaßkammer 28 und innen durch den Fußkreis des Innenrades begrenzt wird, nur um eine Teilung größer sein als die Weite des sichelförmigen Innenraumes 23, welcher durch die beiden Fußkreise begrenzt wird. Die Weite dieser sichelförmigen Räume und der Teilung wird dabei jeweils als Zentriwinkel um die zentrische Achse 13 der Pumpe gemessen.

Die Pumpe ist vorzugsweise auch als sauggedrosselte Pumpe verwendbar. In diesem Falle weist der Einlaßkanal 19 eine Drossel 33 auf. Infolge dieser Drossel kann nur eine zeitlich begrenzte Ölmenge angesaugt werden. Diese zeitlich begrenzte Ansaugmenge reicht nur bis zu einer bestimmten Drehzahl zur vollständigen Füllung der Pumpe aus. Nur bis zu dieser Drehzahl ist daher die Fördermenge der Pumpe proportional zur Drehzahl. Bei Erhöhung der Drehzahl erfolgt keine weitere Steigerung der Fördermenge. Daher ist die Erhöhung der Drehzahl auch nicht mit einer erhöhten Leistungsaufnahme verbunden. Die Pumpe ist daher insbesondere für Verbraucher in Kraftfahrzeugen geeignet, die einen Ölbedarf haben, der nicht von der stark schwankenden Motordrehzahl abhängig ist.

In Fig. 3 ist schematisch ein hydraulischer Wandler mit einer integrierten Hydraulikpumpe nach dieser Erfindung gezeigt. Ein solcher hydraulischer Wandler ist z. B. in dem Buch "Dubbel", Taschenbuch des Maschinenbaus, S. 904/905, 14. Aufl., beschrieben. Das Pumpenrad 34 wird von der Pumpenwelle 35 angetrieben. Der Abtrieb erfolgt über Turbinenrad 36 und Turbinenwelle 37. Zwischengeschaltet ist das Leitrad 38, das auf dem Leitradzapfen 10 drehbar gelagert ist. Das Pumpenrad 34 ist mit einer hohlzylindrischen Antriebswelle 16 verbunden, die den Leitradzapfen 10 konzentrisch umgibt. Der Leitradzapfen 10 ist in dem Wandlergehäuse 39 befestigt.

Die Hydraulikpumpe ist in eine Ausnehmung des Wandlergehäuses 39 eingepaßt. Sie besteht aus Stirnplatte 2 und 3 und dem dazwischen durch Verschraubung 7 befestigten Außenrad 6. Auf dem Leitradzapfen 10 ist der Exzenter 11 frei drehbar mittels Gleitlagerung gelagert. Auf dem Exzenter 11 ist das Innenrad 14 frei drehbar gelagert. Der Exzenter 11 besitzt eine achsparallele Ausnehmung (Mitnehmertasche 18), in die ein Kupplungslappen 17 der Antriebswelle 16 eingreift. Zwischen der Stirnplatte 3 und der Antriebswelle 16 befindet sich eine Dichtung 40. Durch diese Dichtung 40 wird die zuvor beschriebene Einlaßkammer 28 abgegrenzt.

Diese kreiszylindrische Einlaßkammer 28 ist so ausgelegt, daß sie den Fußkreis des Innenrades 14 im Einlaßbereich nur so geringfügig überragt, daß sich die für die Saugdrosselregelung erforderliche Drosselung unmittelbar an dem Innenrad ergibt. Das hat wiederum zur Folge, daß die Einlaßkammer 28 unter Atmosphärendruck steht, so daß die Dichtung 40 nicht druckbelastet ist. Auf der gegenüberliegenden Seite des Exzenters 11 ist im Dekkel 3 der kreiszylindrische Verteilerraum 20 gebildet. Im übrigen wird auf die vorangegangene Beschreibung der Pumpe Bezug genommen.

Aus Fig. 4 ergibt sich eine weitere Einzelheit zum Antrieb des Exzenters. Gezeigt ist eine Teilansicht der Pumpe bei geöffnetem Deckel 3. Die Darstellung ist schematisch. Auf dem Zapfen 10 ist der Exzenter 11 frei drehbar gelagert. Auf dem Exzenter 11 ist das Innenrad 14 frei drehbar gelagert. Die Verzahnung des Innenrades kämmt mit der Verzahnung des Außenrades 6. Auf dem Außenumfang des Außenrades wird ein Druckraum 4 gebildet. Die Auslaßkanäle der durch die Verzahnung gebildeten Druckzelle verbinden jede zwischen zwei Zähnen des Außenrades gebildeten Zelle mit dem Druckraum 4. Als Rückschlagventil dient ein Ventilring 26, der den Außenumfang umgibt. Der Druckraum 4 ist nach außen durch das Wandlergehäuse 39 begrenzt. Der Druckraum 4 weist einen weiterführenden Auslaßkanal 29 auf.

Bezogen auf Fig. 3 und Fig. 1 wird darauf hingewiesen, daß beidseits des Exzenters einerseits der Verteilerraum 20 und andererseits die Einlaßkammer 28 liegen. In Fig. 4 sind nun kreiszylindrische Kanäle 29 dargestellt, die den Exzenter durchdringen und die Einlaßkammer 28 mit dem Verteilerraum 20 verbinden. Dieser Verbindung dient weiterhin die mit rechteckigem Querschnitt ausgeführte Mitnehmertasche 18, die ebenfalls den Exzenter axial durchdringt. In die Mitnehmertasche 18 greift der Kupplungslappen 17 der Antriebswelle 16 (nicht zu sehen) ein. Die Mitnehmertasche 18 ist, in Drehrichtung 31 des Exzenters gesehen, hinter der Symmetrieebene 41 des Exzenters angeordnet. Als Symmetrieebene wird hier die Axialebene des Exzenters bezeichnet, in der sowohl der Drehmittelpunkt des Exzenters, nämlich die Pumpenachse 13, als auch der Kreismittelpunkt 42 des Exzenters liegen. Die Mitnehmertasche 18 ist so gelegt, daß die Vortriebskraft, die der Kupplungslappen 17 auf die radiale Begrenzungswand der Mitnehmertasche 18 ausübt, im wesentlichen parallel läuft zu der Resultierenden der Druckkräfte, die sich auf das Innenrad und den Exzenter auswirken. Dabei ist zu berücksichtigen, daß es sich hier um eine sauggedrosselte Pumpe handelt. Der ungünstigste Belastungsfall liegt bei dieser Pumpe im unteren Drehzahlbereich, in dem sämtliche, in der Verzahnung gebildeten, abgeschlossenen Zellen

mit Öl gefüllt und daher in der Druckzone einem Druck unterworfen sind. Die vordere radiale Begrenzungswand der Mitnehmertasche 18 liegt daher im wesentlichen parallel zu der Sekante, welche Beginn und Ende der Druckzone schneidet. Der Beginn der Druckzone liegt in der Symmetrieebene 41 und das Ende der Druckzone liegt dort, wo sich die Kopfkreise des Innenrades und des Außenrades schneiden, d. h. dort, wo der letzte Zahneingriff von Innenrad und Außenrad stattfindet. Dies ist bei der sauggedrosselten Pumpe vorzugsweise im Schnittpunkt der Kopfkreise der Fall.

BEZUGSZEICHENAUFSTELLUNG

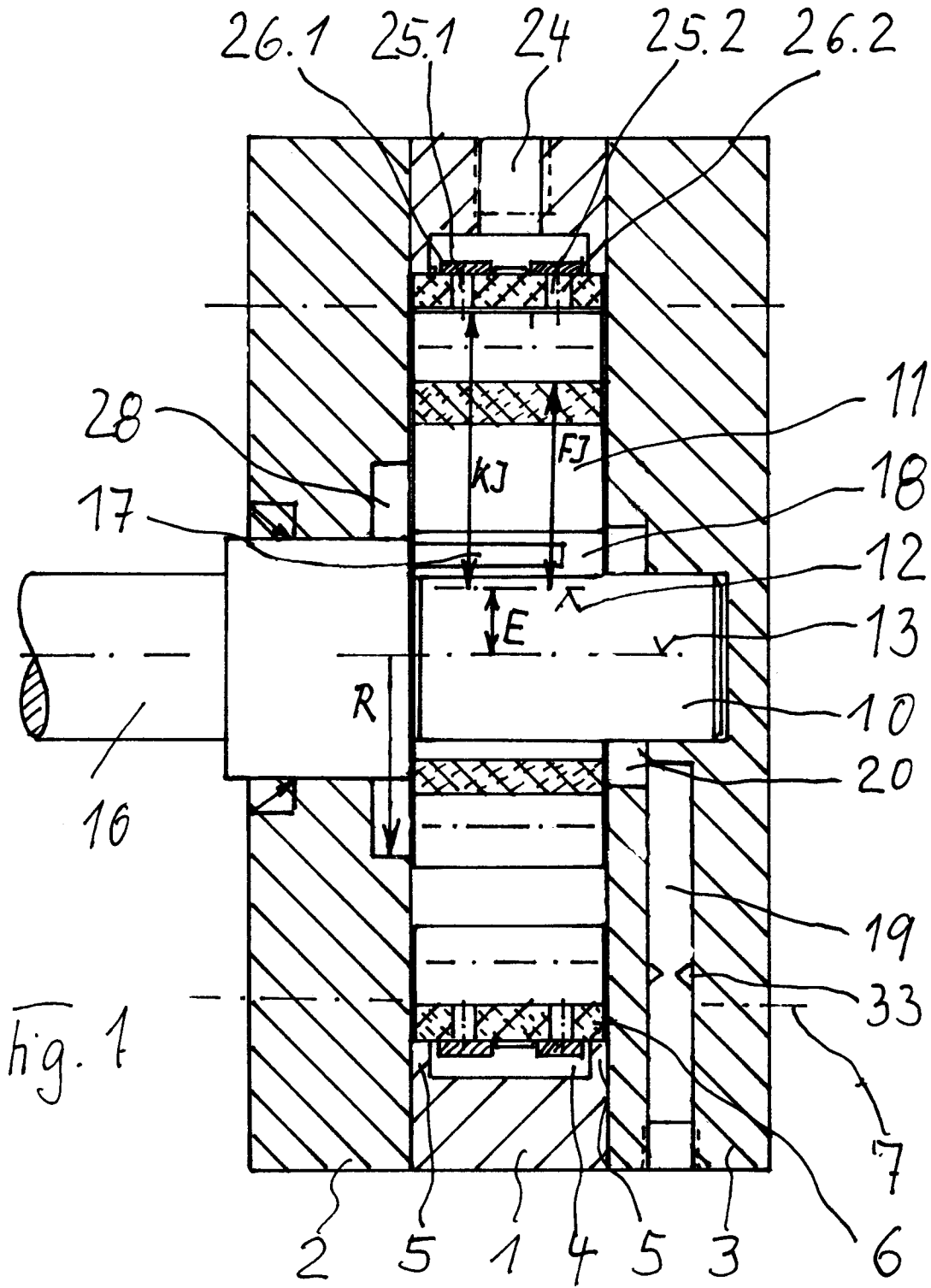
15	1	Gehäusemantel, Pumpenmantel
	2	Stirnplatte
	3	Stirnplatte
	4	Nut, Druckraum
20	5	Stege
	6	Außenrad
	7	Verschraubung
	8	Löcher
	9	Kopfkreis
25	10	Zapfen, Leitradzapfen
	11	Exzenter
	12	Mittelachse
	13	Achse
	14	Innenrad
30	15	Kopfkreis
	16	Antriebswelle
	17	Kupplungslappen
	18	Mitnehmertasche
	19	Einlaßkanal
35	20	Verteilerraum
	21	Schnittpunkt
	22	Schnittpunkt
	23	Innensichelraum
	24	Auslaßkanal
40	25.1	Auslaßbohrung
	25.2	Auslaßbohrung
	26.1	Ventilring
	26.2	Ventilring
	27	Einlaßfläche
45	28	Einlaßkammer
	29	Schmierkanal, Verbindungskanal
	30	Schmierkanal, Verbindungskanal
	31	Drehrichtung
	32	Drehrichtung
50	33	Drossel
	34	Pumpenrad
	35	Pumpenwelle
	36	Turbinenrad
	37	Turbinenwelle
55	38	Leitrad
	39	Wandlergehäuse
	40	Dichtung

Patentansprüche

1. Innenzahnradpumpe für Hydraulikflüssigkeit,
bei der das Außenrad mit Innenverzahnung
stationär ist und einen geschlossenen Innen-
raum bildet, 5
bei der das kleinere Innenrad mit Außenver-
zahnung mit dem Außenrad kämmt und auf
einem Exzenter frei drehbar gelagert ist 10
und bei der der Exzenter (11) um die zum
Außenrad (6) konzentrische Pumpenachse (13)
und durch die dazu ebenfalls konzentrische
Antriebswelle (16) drehbar angetrieben ist,
dadurch gekennzeichnet, daß 15
der Exzenter (11) auf einem im Gehäuse fest
stehenden und auskragend gelagerten, zur
Pumpenachse (13) konzentrischen Zapfen (10)
frei drehbar gelagert ist und durch eine Kupp-
lung (Kupplungslappen 17), Mitnehmertasche
(18) mit der Antriebswelle (16) drehfest verbun-
den ist. 20
2. Pumpe nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, daß 25
die Differenz der Zähnezah von Außenrad (6)
und Innenrad (14) mindestens 2 beträgt.
3. Pumpe nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet, daß 30
der Einlaß eine in der Stirnwand angeordnete,
zum Außenrad konzentrische, kreiszylindrische
Einlaßkammer (28) aufweist, deren Außenradi-
us kleiner ist als die Summe von Exzentrizität
und Radius des Fußkreises des Innenrades 35
(14) und größer ist als die Differenz zwischen
dem Radius des Fußkreises des Innenrades
und der Exzentrizität,
daß das Innenrad (14) die Einlaßkammer (28)
teilweise überdeckt und eine umlaufende, si-
chelförmige Einlaßfläche (27) freiläßt, die sich 40
über einen an der Pumpenachse (13) gemes-
senen Zentriwinkel erstreckt, der kleiner ist als
die Summe aus Teilungswinkel und dem an
der Pumpenachse (13) gemessenen Zentriwin-
kel des umlaufenden Innen-Sichelraums (23), 45
der auf der von der Exzentrizität abgewandten
Seite definiert wird durch die Kopfkreise.
4. Pumpe nach einem der vorangegangenen An-
sprüche, 50
dadurch gekennzeichnet, daß
der Einlaßkanal (19) eine Drossel (33) aufweist.
5. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4,
dadurch gekennzeichnet, daß 55
der Verteilerraum (28) kreisringförmig und kon-
zentrisch zur Pumpenachse ausgelegt ist und
einen Radius hat, der geringfügig größer ist als

die Differenz zwischen Fußkreisradius des In-
nenrades und Exzentrizität und mit den durch
die Verzahnung gebildeten Zellen lediglich
drosselnd verbunden ist.

6. Pumpe nach einem der vorangegangenen An-
sprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß
der Exzenter auf dem Zapfen (10) des Leitra-
des eines hydraulischen Wandlers drehbar ge-
lagert ist und mit der Pumpenantriebswelle des
hydraulischen Wandlers drehfest gekuppelt ist.
7. Pumpe nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet, daß
der Exzenter (11) einerseits an der Einlaßkam-
mer (28) und andererseits an einem kreiszylind-
rischen Verteilerraum (20) anliegt, welcher
Verteilerraum mit dem Einlaßkanal (19) verbun-
den ist und einen Außenradius hat, der kleiner
ist als der Fußkreisradius des Innenradius,
und daß die Verteilerkammer und die Einlaß-
kammer durch achsparallele Kanäle (19, 29,
30) verbunden sind, die den Exzenter durch-
dringen und vorzugsweise in die Gleitlagerung
des Exzenter auf dem Zapfen und/oder in die
Gleitlagerung des Innenrades auf dem Exzen-
ter in Form von axialen Nuten eingebracht
sind, wobei auch die zur Kupplung mit der
Antriebswelle dienende Mitnehmertasche (18)
als ein solcher Kanal dienen kann.
8. Pumpe nach einem der vorangegangenen An-
sprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß
die Antriebswelle (16) mit dem Exzenter (11)
durch einen axialen Kupplungslappen (17) ver-
bunden ist, der in eine Mitnehmertasche (18)
des Exzenter eingreift,
und daß die Mitnehmertasche (18) bezüglich
der Drehrichtung der Antriebswelle hinter der
Symmetrieebene des Exzenter (Axialebene, in
der sowohl die Pumpenachse (13) als auch der
Kreismittelpunkt des Exzenter liegen) ange-
ordnet ist, und zwar derart, daß sich die Anla-
gekraft des Kupplungslappens in der Mitneh-
mertasche und die Resultierende der Druck-
kräfte im wesentlichen kompensieren.



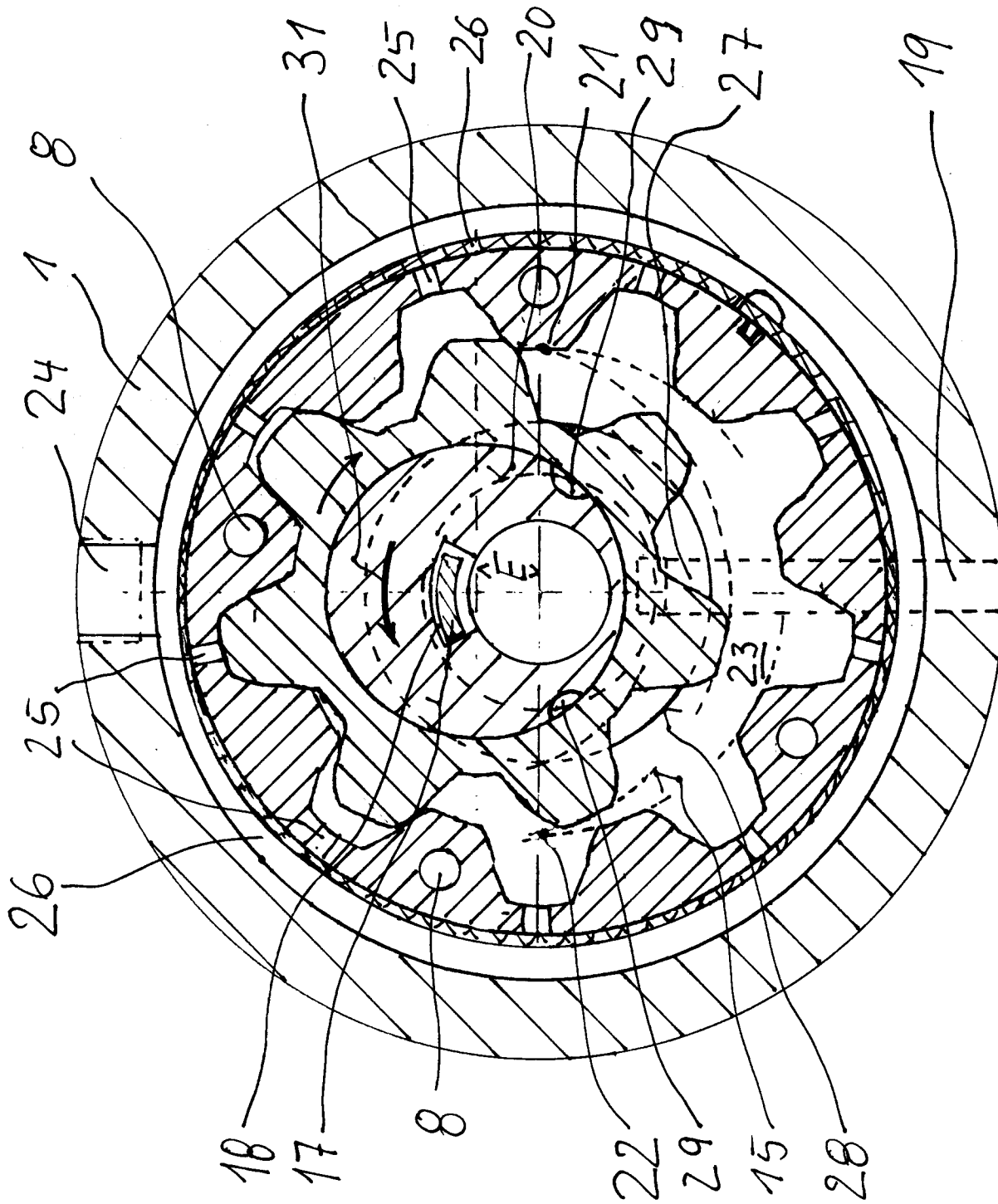
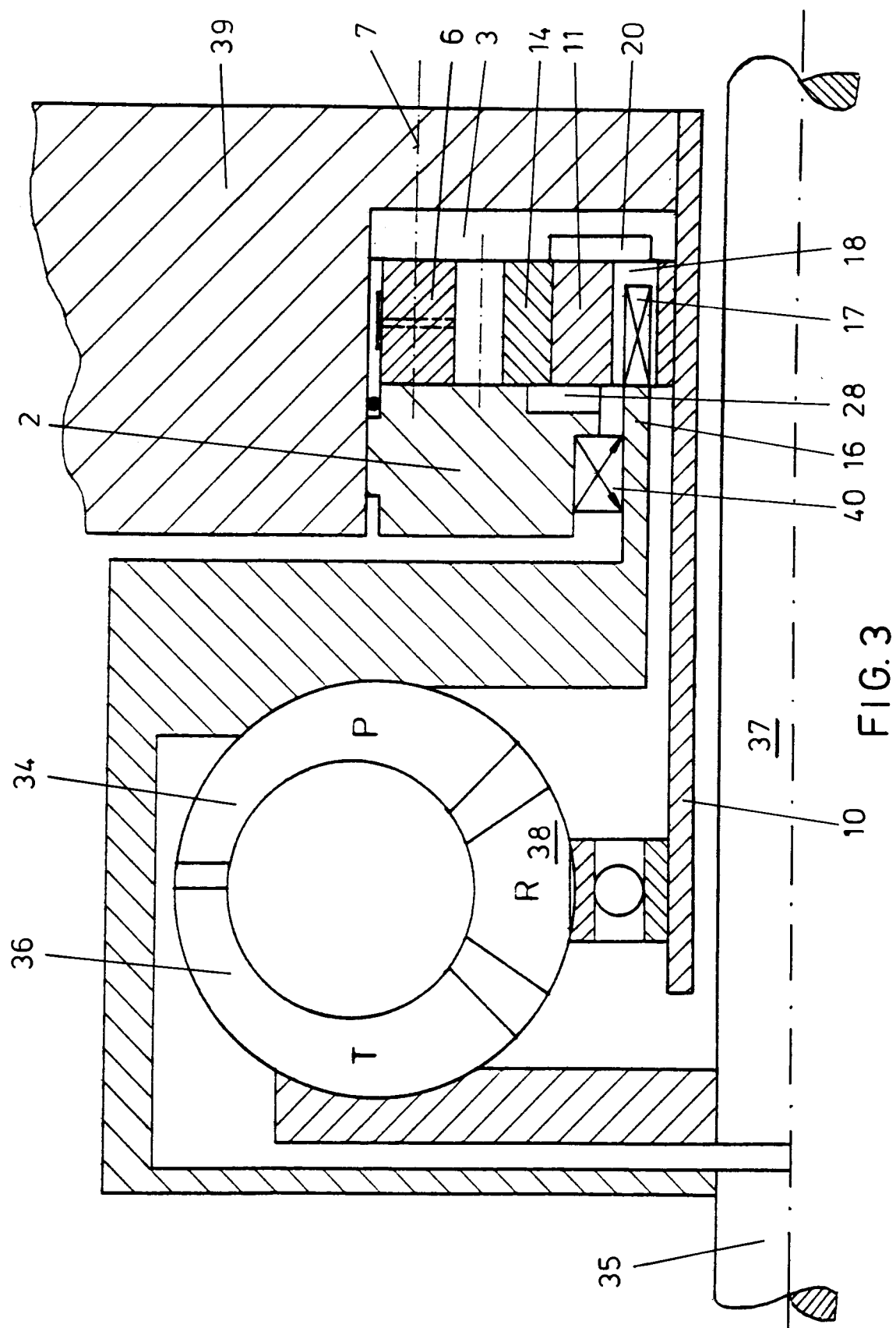


Fig. 2



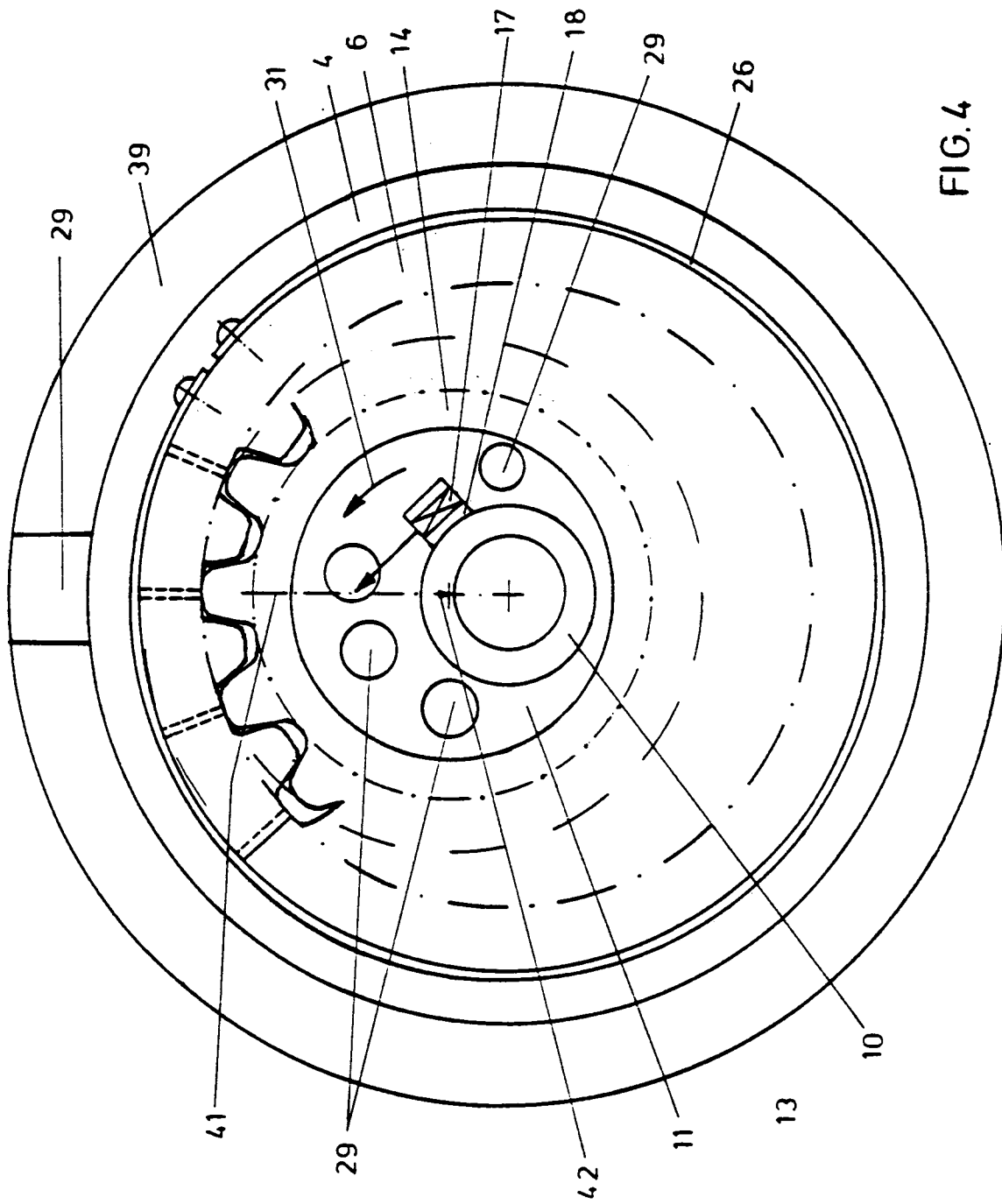


FIG. 4



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 91 11 3738

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.5)
A	DE-A-3 444 859 (BARMAG BARMER MASCHINENFABRIK AG) * das ganze Dokument ** - - - -	1	F 04 C 2/10 F 04 C 15/02 F 04 C 15/00
A	EP-A-0 345 978 (CONCENTRIC PUMPS LTD) - - - -		
A	FR-A-1 099 560 (PATIN) - - - -		
A	DE-A-3 504 783 (BARMAG BARMER MASCHINENFABRIK) - - - -		
A	GB-A-2 069 609 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN) - - - - -		
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl.5)
			F 04 C
Recherchenort		Abschlußdatum der Recherche	Prüfer
Den Haag		19 November 91	DIMITROULAS P.
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze			
E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument			