

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 579 981 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
23.10.1996 Patentblatt 1996/43

(51) Int Cl. 6: **F04C 2/08, F04C 15/02**

(21) Anmeldenummer: **93110326.1**

(22) Anmeldetag: **29.06.1993**

(54) Innenzahnradpumpe für Hydraulikflüssigkeit

Internal gear pump for hydraulic fluids

Pompe à engrenages internes pour fluide hydraulique

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(72) Erfinder: **Hertell, Siegfried**
D-5608 Radevormwald (DE)

(30) Priorität: **29.06.1992 DE 4221326**

(74) Vertreter: **Gleiss & Grosse**
Maybachstrasse 6A
70469 Stuttgart (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
26.01.1994 Patentblatt 1994/04

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 315 878 **EP-A- 0 474 001**
DE-A- 3 444 859 **GB-A- 223 257**
US-A- 3 139 835

(73) Patentinhaber: **LuK Automobiltechnik GmbH &**
Co. KG
42499 Hückeswagen (DE)

EP 0 579 981 B1

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

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Innenzahnradpumpe nach dem Oberbegriff des Anspruches 1.

Diese Pumpe ist bekannt durch die EP-A-0474001 (Bag. 1840).

Es ist in dieser EP-A-0474001 dargestellt, daß im unteren Totpunkt, d. h., dort, wo die Zähne des Innenrades am weitesten in die Zahnlücken des Außenrades eintauchen, zwischen den Flanken von Innenrad und Außenrad kein Spiel besteht. Die EP-A-0 474 001 enthält in dieser Hinsicht keine ausdrückliche Lehre oder sonstige Angabe. Die Darstellung ist daher als zufällig anzusehen. Eine solche Ausführung erweist sich als falsch, da in den Flügelfußräumen des Innenrades sehr hohe Druck spitzen auftreten, die bestenfalls mit einer unangenehmen Geräuschbildung, schlimmstenfalls mit einer unzulässigen Belastung der Pumpe verbunden sind.

Es ist andererseits durch die EP-A-0 315 878 bekannt, daß zwischen den Zahnzellen, die einerseits in den Zahnlücken des Außenrades (Außenzellen), andererseits am Innenrad (Innenzellen), gebildet werden, eine Verbindung bestehen sollte. Es stellt sich nunmehr jedoch heraus, daß diese Lehre spezifisch ist für bestimmte Pumpentypen, insbesondere für Innenzahnradpumpen, bei denen das Außenrad frei drehbar und das Innenrad angetrieben ist.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine wesentliche Geräuschrückbildung zu bewirken. Dabei ist diese Aufgabe insbesondere auf Pumpen der folgenden Bauart gerichtet: Das Außenrad ist stationär und drehfest gelagert, das Innenrad ist auf einem Exzenter frei drehbar gelagert. Der Exzenter sitzt exzentrisch auf der Antriebswelle, welche konzentrisch zum Außenrad gelagert ist.

Die Lösung ergibt sich aus dem Kennzeichen des Anspruches 1. Bisher galt es, den Eingriff der Zähne im unteren Totpunkt so zu gestalten, daß Außen- und Innenzellen gut miteinander verbunden sind. Die Zellengröße im unteren Totpunkt galt als Dämpfungsraum und sollte der Geräuschrückbildung dienen - das Gegenteil stellte sich als richtig heraus.

Bei dieser Ausgestaltung ist es möglich, den Geräuschpegel um 10 dba zu senken.

Eine weitere Geräuschrückbildung ergibt sich nach Anspruch 2 und Anspruch 3.

Alle diese Maßnahmen zielen darauf ab, zwar einerseits einen Ölfluß zwischen den Zahnzellen eines in Eingriff befindlichen Zahnpaares zu ermöglichen, andererseits aber den Totraum sehr klein zu halten. Als Totraum wird das Volumen der Zahnzellen bezeichnet, die an einem im unteren Totpunkt im Eingriff befindlichen Zahnpaar entstehen. Aus diesem Grunde erstreckt sich der Spalt mit seiner engen Spaltweite jedenfalls zwischen dem Kopfkreis des Außenrades und dem Wälzkreis. Zwischen dem Wälzkreis und dem Kopfkreis des Innenrades ist eine Vergrößerung der Spaltweite vorge-

sehen. Eine besondere Bedeutung kommt auch der Ausgestaltung der Auslaßkanäle zu. Der Auslaßkanal ist der Verbindungs kanal zwischen der jeweiligen Zapfstelle und dem Druckraum, in dem das Öl aller Zellen gesammelt und zu den Verbrauchern weitergeleitet wird. Die Auslaßkanäle bzw. Auslaßbohrungen müssen kurz, vorzugsweise kürzer als 5 mm sein, bevor sie in den Druckraum einmünden, in welchem der Druck sich widerstandslos festsetzen kann.

Im folgenden wird die Erfindung anhand eines Ausführungsbeispieles beschrieben. Dabei zeigen ...

Fig. 1 einen Achsialschnitt;

Fig. 2 einen Radialschnitt;

Fig. 3 ein Detail des Radialschnittes.

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 stehenbleibenden Stegen 5 ist das Außenrad 6 befestigt. Das gesamte Paket aus Gehäusemantel 1, Stirnplatten 2 und 3 sowie Außenrad 6 wird durch eine Verschraubung 7 zusammen gehalten. Die Verschraubung 7 durchdringt mit Löchern 8 das Außenrad im Bereich der Zahnpöpfen.

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 Exziters entspricht im wesentlichen der axialen Breite des Gehäusemantels 1 und des Außenrades 6. Der Exzenter besitzt einen kreiszylindrischen Außen umfang, 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 Exziters 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 oder Füllraum 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 Berührungen 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 Exzentrers 11 im Bereich der Exzentrizität eingearbeitet 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 des Fußkreises des Innenrades, vermindert um die Exzentrizität E .

In der Stirnfläche der gegenüberliegenden Seite des Exzentrers 11 ist eine kreiszylindrische Ausnehmung konzentrisch zu der Mittelachse 12 des Exzentrers eingearbeitet. 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 Exzentrers ausgebildet und dienen der Schmierung des Gleitlagers des Exzentrers auf dem Zapfen 10 wie auch der Kühlung des Exzentrers 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 Exzentrers 11 jeweils um 60° versetzt sind. Entsprechende Kanäle können auch in der Innenbohrung des Exzentrers 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 Exzentrers bewirkt wird. Dabei kommt diesen Ölströmen aber insbesondere auch die Funktion der Kühlung des Exzentrers 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.

Die Ausnehmung 28 ist gegenüber dem Innenumfang des Innenrades durch stehendbleibende Rippe 34

verschlossen. Diese Rippe muß sich im wesentlichen über den gesamten Eingriffsbereich erstrecken. Das heißt mit anderen Worten, daß die Ausnehmung lediglich auf der von der Exzentrizität abgewandten Seite der 5 Exzenterlagerung bis auf den Innenumfang des Innenrades reichen darf. Dieser Öffnungsbereich darf sich lediglich maximal über den Zentriwinkel erstrecken, der an der Pumpenachse 13 gemessen wird und nicht größer ist als die Summe aus Teilungswinkel und dem an 10 der Pumpenachse 13 gemessenen Zentriwinkel des Innen-Sichel-raums 23 (Öffnungsbereich).

In Fig. 2 ist dargestellt, daß die Rippe 34 auch im Öffnungsbereich lediglich eine kleine Verbindungsöffnung 35 in Form einer in die Stirnseite der Rippe eingebrachten Nut aufweist. Diese Nut liegt auf dem Durchmesser des Exzentrers, der die Pumpenachse und die Exzenterachse schneidet, jedoch auf der von der Exzenterachse abgewandten Seite.

Das Innenrad ist auf der Stirnseite, die in der Radialebene der Ausnehmung 28 liegt, mit Verbindungsnu 20 ten 36 versehen. Jeweils eine Verbindungsnu 36 verbindet je einen Zahngang radial mit dem Innenumfang.

Der Auslaßkanal 24 liegt radial im Gehäusemantel 2 und ist mit der Umfangsnut 4 des Gehäusemantels 25 verbunden. Diese Umfangsnut wird nach innen durch den Außenumfang des Außenrades begrenzt und bildet eine Außenkammer.

Das Außenrad weist im Bereich jeder Zahnlücke mindestens eine Auslaßbohrung 25 auf. In Fig. 1 ist gezeigt, daß in axialer Richtung pro Zahnlücke jeweils zwei Auslaßbohrungen (Auslaßkanäle) 25.1 und 25.2 nebeneinander liegen. Dabei sind die Auslaßbohrungen jeweils in parallelen Radialebenen angeordnet.

Jede Auslaßbohrung mündet in einer Tasche 38. 35 Diese Tasche ist vom Außenumfang des Außenrades her in das Außenrad 6 eingebracht. Jede Tasche zeichnet sich dadurch aus, daß sie einen größeren Querschnitt hat als die jeweilige Auslaßbohrung 25.1 und 25.2, deren Durchmesser möglichst klein ist und mit der 40 Tasche eine Durchmesserstufe bildet. Damit ist allerdings nicht gesagt, daß die Tasche kreiszylindrisch ist wie die Auslaßbohrung. Vielmehr kann die Tasche auch als Nut ausgebildet sein, die in den Außenumfang des Außenrades in Umfangsrichtung oder achsparallel eingräßt ist, deren Nutengrund breiter ist als der Durchmesser der Auslaßbohrungen 25.1 und 25.2, eben ist und vorzugsweise die Auslaßbohrungen unter einem rechten Winkel schneidet.

In jeder auf diese Weise gebildeten Tasche 38 ist 50 ein Rückschlagventil untergebracht. Dabei kann es sich z. B. um eine Federzunge handeln, wenn die Tasche 38 als Nut ausgeführt ist. Eine solche Ausführung ist Gegenstand von Fig. 4. Die Tasche kann aber auch als Nut ausgebildet sein, die sich über den gesamten Umfang des Außenrades erstreckt und deren Breite größer ist als der Durchmesser des Auslaßbohrungen 25.1 und 25.2. Der Nutengrund dieser umlaufenden Nut wird von einem elastischen Ventilring überdeckt, der die sämtli-

chen Auslaßbohrungen überdeckt, die auf den Nutengrund münden (s. o. in Fig. 1, 2). Der Ventilring wird vorzugsweise in einer Achsialebene durchtrennt und das eine Ende durch eine Niet festgehalten während das andere Ende frei beweglich ist.

Zur Funktion:

Die Antriebswelle 16 wird mit Drehrichtung 31 angetrieben. Dabei greift der Kupplungslappen 17 in die Mitnehmertasche 18 des Exzentrers ein und nimmt den Exzenter mit. Das Innenrad 14 führt dadurch eine talmelnde 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 Rückschlagventile 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 dem Einlaßkanal 19 angesaugt. Hierbei gelangt das Öl zunächst in den Verteilerraum 20. Der Verteilerraum steht durch die den Exzenter axial durchdringende Mitnehmertasche 18 und/oder durch Verbindungskanäle 29 mit der Ausnehmung 28 in Verbindung. Die Verbindungskanäle 29 sind als Nuten im Innenumfang des Gleitlagers des Exzentrers ausgeführt. Im Bereich der Gleitlagerung des Exzentrers 11 entsteht hierdurch ein guter Schmierfilm, der gleichzeitig zur Schmierung und zur hydrodynamischen Abstützung dient.

Infolge der Drehung des Exzentrers mit Drehrichtung 31 dreht sich das Innenrad mit Drehrichtung 32. Daher führt das Zahnrad eine Relativbewegung zu dem Exzenter und zu der radialen Verbindungsöffnung 35 in der Außenrippe 34 des Exzentrers aus. Daher wird über die Verbindungsnuhen 36 in der Stirnfläche des Innenrades eine intermittierende Verbindung zwischen der Ausnehmung 28 und dem Innen-Sichelraum (gleich Füllraum) 23 der Pumpe hergestellt. Die Verbindungsöffnung 35 und/oder die Verbindungsnuhen 36 sind nun so dimensioniert, daß sie lediglich eine drosselnde Verbindung bewirken. Außerdem wird die in den Füllraum 23 gelangende Ölmenge begrenzt durch die drehzahlabhängige Zeit, in der die Verbindungsöffnung 35 und die Verbindungsnuhen 36 jeweils fluchten. Durch die Drosselung an dieser Stelle wird vermieden, daß die Dichtung 37 einer Druckdifferenz ausgesetzt ist.

Fig. 3 zeigt die Ausbildung der Zähne anhand des im Detail dargestellten Radialschnittes eines Zahnes des

Innenrades, der im unteren Totpunkt zwischen zwei benachbarte Zähne des Außenrades eingreift. Im unteren Totpunkt füllt der Zahn 39 des Innenrades die Zahnlücke zwischen den beiden Zähnen 40 des Außenrades fast

- 5 vollständig aus. Dabei sei die linke Flanke des Zahnes 39 als die treibende Flanke 41 bezeichnet. Das bedeutet, daß bei gegebener Drehrichtung der Pumpenwelle und des Exzentrers die Flanke 41 durch Kontakt mit der entsprechenden Gegenflanke des Außenzahnes das
- 10 Drehmoment auf das Innenrad überträgt. Zwischen den treibenden Flanken von Innenzahn 39 und Außenzahn 40 besteht daher kein Spiel. In diesem Zustand bildet die Flanke 42, die nicht treibend ist, mit der entsprechenden Gegenflanke des Außenzahnes 40 nicht - wie
- 15 üblich - einen weiteren Durchlaß sondern einen engen Spalt. Über diesen Spalt, der die Qualität eines Dichtspaltes hat, sind die Zahnfußräume 43 und 44 miteinander verbunden. Dabei ist 43 der Fußraum des Außenrades (Außenfußraum) und 44 der Fußraum des Innenrades (Innenfußraum). Die Spaltweite beträgt 20 bis 60 µm. Außerhalb des Wälzkreises 45 ist die Zahntreibe des Innenzahnes 39 zurückgenommen, so daß sich über die Breite des Kopfes und der nicht treibenden Flanke 42 außerhalb des Wälzkreises 45 der Fußraum
- 20 43, d. h. die Außenzelle 43, ergibt. Der Innenfußraum (Innenzelle) 44 wird dadurch gebildet, daß lediglich die Kopftreibe des Außenzahnes gegenüber dem Zahnlücken-Grund zurückgenommen ist. Die Außenzelle und Innenzelle haben eine Weite zwischen 60 µm und 300 µm.

- 25
 - 30
 - 35
 - 40
 - 45
- Die Auslaßbohrung 25 ist so kurz, wie dies aus Festigkeitsgründen zu verantworten ist, vorzugsweise kürzer als 5 mm. Die Auslaßbohrung 25 mündet in einer Tasche 38. In diesem Ausführungsbeispiel ist die Tasche 38 kreiszylindrisch ausgeführt. Der Durchmesser der Tasche 38 ist größer als der Durchmesser der Auslaßbohrung 25. Die Durchmesserstufe zwischen der Tasche 38 und der Auslaßbohrung 25 ist eben und als Ventilsitz ausgebildet. Auf diesem Ventilsitz liegt ein Rückschlagventil 26 auf. Dieses Rückschlagventil ist als kreiszylindrisches Ventilplättchen ausgebildet. Es wird durch eine Feder 46 belastet. Die Feder 46 stützt sich nach außen an dem Federhalter 47 ab. Der Federhalter ist auf dem Außenumfang des Außenrades befestigt. Es handelt sich dabei um einen Bügel, der die Tasche 38 überspannt.

- 50
 - 55
- Bei der Ausführung nach Fig. 4 ist die Tasche 38 als achsparallele Nut ausgeführt. Diese Nut ist in dem Außenumfang des Außenrades eingebracht. Im Grunde der Nut münden zwei Auslaßbohrungen 25.1 und 25.2. Der Nutengrund ist eben. Auf dem Nutengrund ist als Auslaßventil 26 eine Federplatte mittig befestigt. Die beiden freien Enden der Federplatte liegen federnd auf den Auslaßbohrungen 25.1 und 25.2 auf. Beide Ausführungen nach Fig. 3 und Fig. 4 gewährleisten, daß die Auslaßbohrungen 25 nur ein sehr geringes Volumen haben. Das Volumen ist zum einen durch den erforderlichen Auslaßquerschnitt, zum anderen durch Festig-

keitserwägungen begrenzt. In diesem Rahmen wird das Volumen der Auslaßbohrungen minimiert. Dabei wird unter Auslaßbohrung der Kanalabschnitt zwischen dem Außen-Zahnzellenraum und dem Rückschlagventil verstanden.

Die Tasche stellt insofern einen Teil des Druckraumes dar, als sie ebenfalls eine widerstandsfreie Ausbreitung des Drucks gestattet.

BEZUGSZEICHENAUFSTELLUNG

1	Gehäusemantel, Pumpenmantel
2	Stirnplatte
3	Stirnplatte
4	Nut, Druckraum
5	Stege
6	Außenrad
7	Verschraubung
8	Löcher
9	Kopfkreis
10	Zapfen
11	Exzenter
12	Mittelachse
13	Achse
14	Innenrad
15	Kopfkreis
16	Antriebswelle
17	Kupplungslappen
18	Mitnehmertasche, Loch
19	Einlaßkanal
20	Verteilerraum
21	Schnittpunkt
22	Schnittpunkt
23	Innensichelraum
24	Auslaßkanal
25.1	Auslaßbohrung
25.2	Auslaßbohrung
26.1	Ventilring, Rückschlag
26.2	Ventilring, Rückschlag
27	Einlaßfläche
28	Einlaßkammer, Ausnehmung
29	Schmierkanal, Verbindungskanal
30	Schmierkanal, Verbindungskanal
31	Drehrichtung
32	Drehrichtung
33	Drossel
34	Rippe
35	Verbindungsöffnung
36	Verbindungsnuß
37	Dichtung
38	Tasche
39	Zahn des Innenrades
40	Zahn des Außenrades
41	treibende Flanke
42	nicht treibende Flanke
43	Außenfußraum
44	Innenfußraum
45	Wälzkreis

46 Feder

Patentansprüche

- 5 1. Innenzahnradpumpe für Hydraulikflüssigkeiten, bei
der jede Zahnzelle mit je einem Auslaßkanal (25)
und einem Auslaßventil (26) versehen ist und bei
der die Zahnzellen im unteren Totpunkt des Eingriff-
bereiches sehr klein sind,
dadurch gekennzeichnet, daß
- 10 die Zähne von Innenrad (14) und Außenrad (6)
so ausgestaltet sind,
daß im unteren Totpunkt des Eingriffbereiches
die nicht treibenden Flanken der in Eingriff be-
findlichen Zähne (39,40) einen Spalt mit einer
Spaltweite von 20 bis 60 µm bilden.
- 15 20 2. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, daß
der Spalt sich radial außerhalb des Wälzkreises auf
eine Spaltweite von mehr als 60 µm, jedoch weniger
als 300 µm erweitert.
- 25 3. Pumpe nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet, daß
jeder Auslaßkanal (25) zwischen Zahnzelle und
Druckraum eine Länge von weniger als 5 mm hat.
- 30 4. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3,
dadurch gekennzeichnet, daß
- 35 jeder der Auslaßkanäle (25) radial von den
Zahnlücken des Außenrades ausgehen und in
jeweils einer Tasche (38) ausmünden,
daß die Tasche (38) vom Außenumfang des
Außenrades (6) her in das Außenrad (6) einge-
bracht ist,
und daß in jeder der Taschen (38) ein federbe-
lautetes Auslaßventil (26) angebracht ist.
- 40 45 50 55 5. **Claims**
1. An internal gear pump for hydraulic fluids, in which
each tooth cell is provided with an outlet duct (25)
and an outlet valve (26) respectively, and in which
the tooth cells are very small at bottom dead centre
of the area of engagement,
characterised in that
the teeth of an internal gear (14) and an external
gear (6) are formed in such a manner that at bottom
dead centre of the area of engagement the non-op-
erative flanks of the meshing teeth (39, 40) form a
gap with 20 to 60 µm clearance.
2. An internal gear pump according to Claim 1,

characterised in that

the gap extends radially outside the pitch circle to provide a clearance in excess of 60 μm but less than 300 μm .

5

3. An internal gear pump according to Claim 1 or 2, characterised in that

the length of each outlet duct (25) between the tooth cell and a pressure chamber is less than 5 mm.

10

4. A pump according to any one of Claims 1 to 3, characterised in that

each outlet duct (25) starts radially from the tooth spaces of the external gear and opens in- 15
to a pocket (38) in each case,
the pocket (38) is introduced from the external periphery of the external gear (6) into the external gear (6),
and a spring-loaded outlet valve (26) is mount- 20
ed in each pocket (38).

Revendications

25

1. Pompe à engrenages intérieurs pour liquides hydrauliques, dans laquelle chaque cellule de dent est respectivement pourvue d'un canal d'évacuation (25) et d'une soupape d'évacuation (26), et dans laquelle les cellules de dents sont très petites au point mort bas de la région d'engagement, **caractérisée** en ce que les dents du pignon intérieur (14) et du pignon extérieur (6) sont configurées de telle sorte qu'au point mort bas de la région d'engagement, les flancs non entraîneurs des dents (39, 40) qui se trouvent en prise forment un interstice d'une largeur de 20 à 60 μm . 30
2. Pompe à engrenages intérieurs selon la revendication 1, **caractérisée** en ce que l'interstice s'élargit, 40 radialement à l'extérieur du cercle primitif, à une largeur supérieure à 60 μm , mais inférieure à 300 μm .
3. Pompe à engrenages intérieurs selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée** en ce que chaque canal d'évacuation (25) possède une longueur inférieure à 5 mm entre la cellule de dent et la chambre de refoulement. 45
4. Pompe à engrenages intérieurs selon une des revendications 1 à 3, **caractérisée** en ce que chaque canal d'évacuation (25) part radialement des entre-dents du pignon extérieur et débouche dans une poche respective (38), en ce que la poche (38) est pratiquée dans le pignon extérieur (6) à partir de la périphérie extérieure de ce dernier, et en ce qu'une soupape d'évacuation (26) sollicitée par ressort est montée dans chacune des poches (38). 50 55

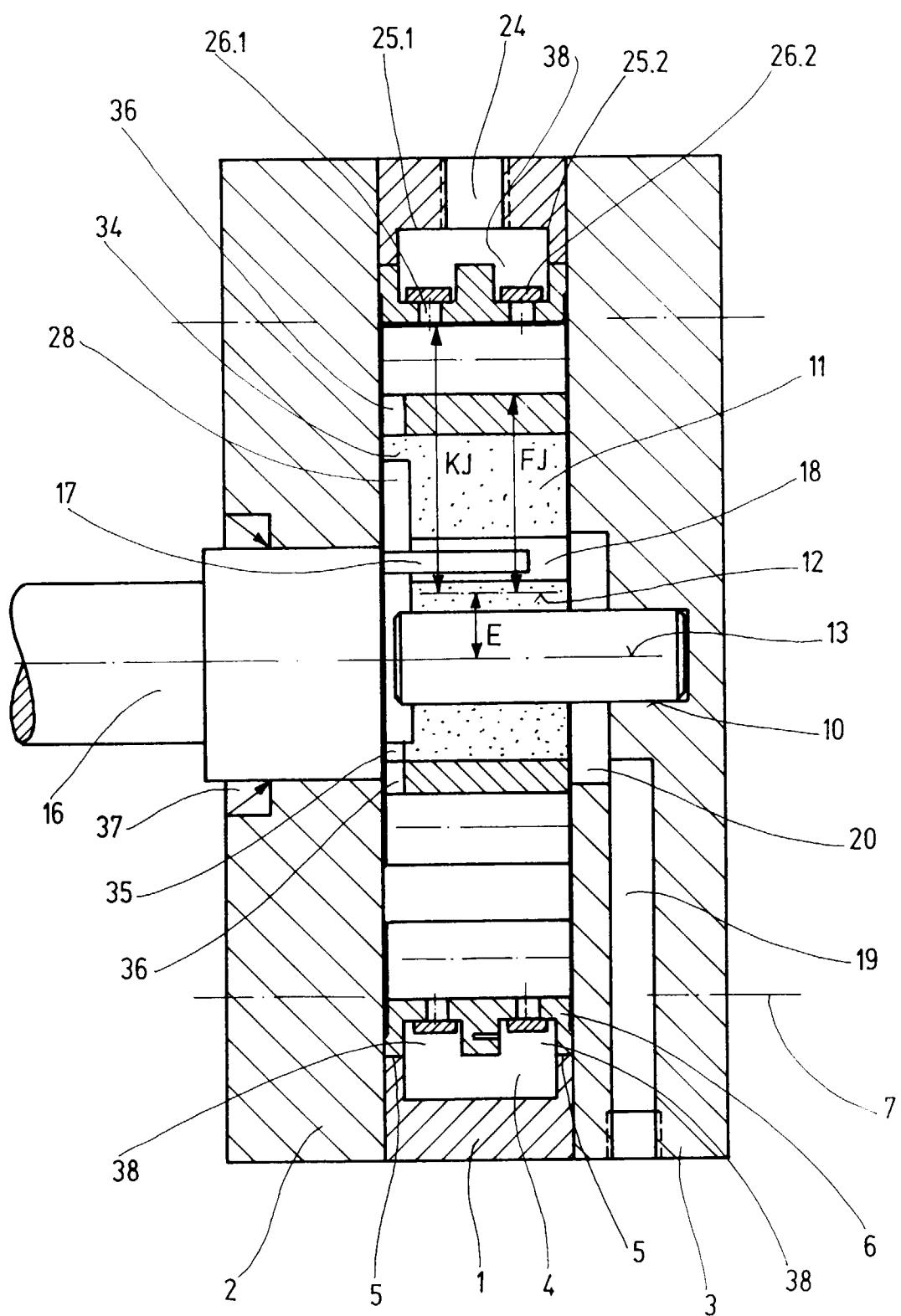


Fig. 1

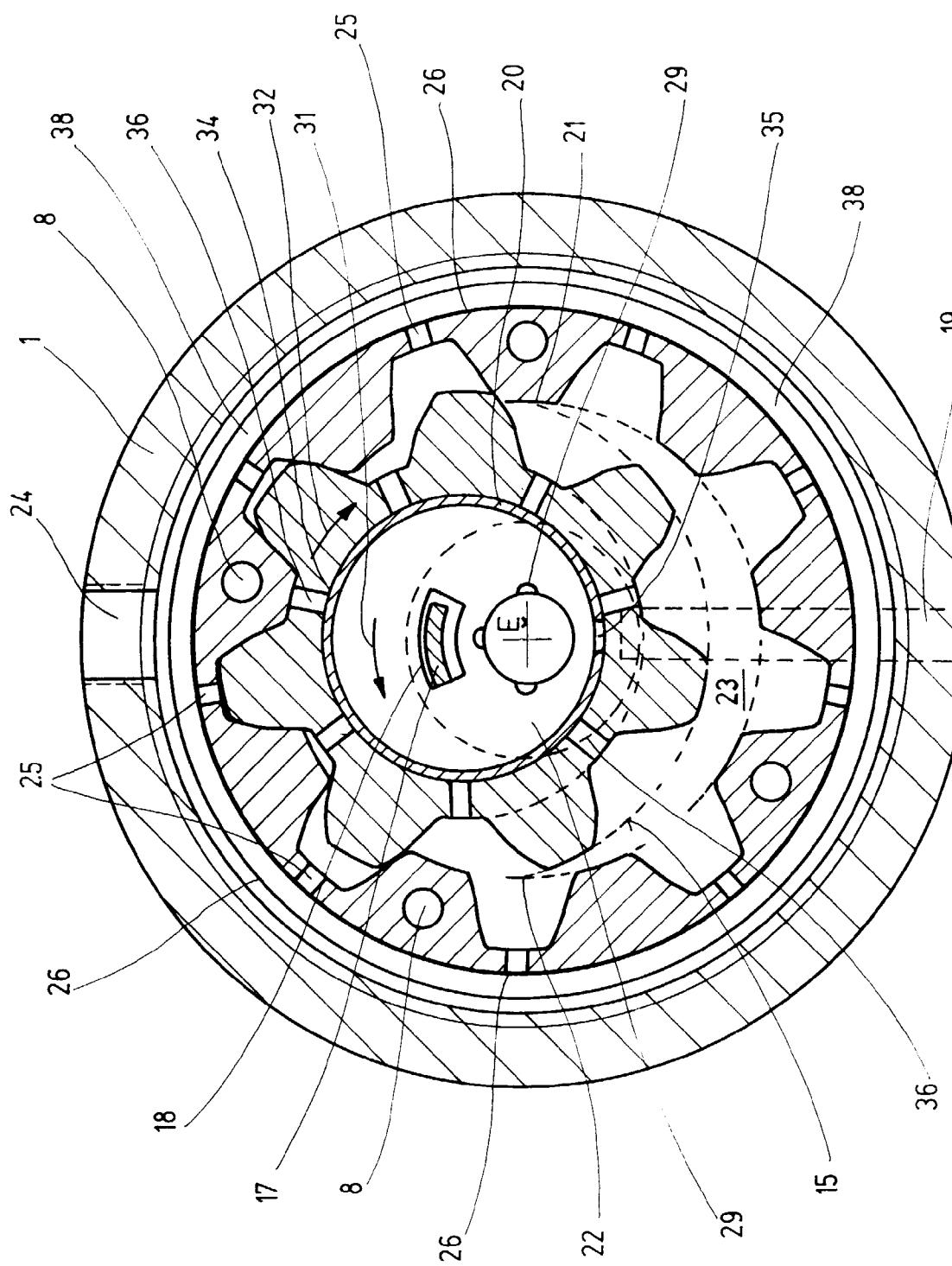


Fig. 2

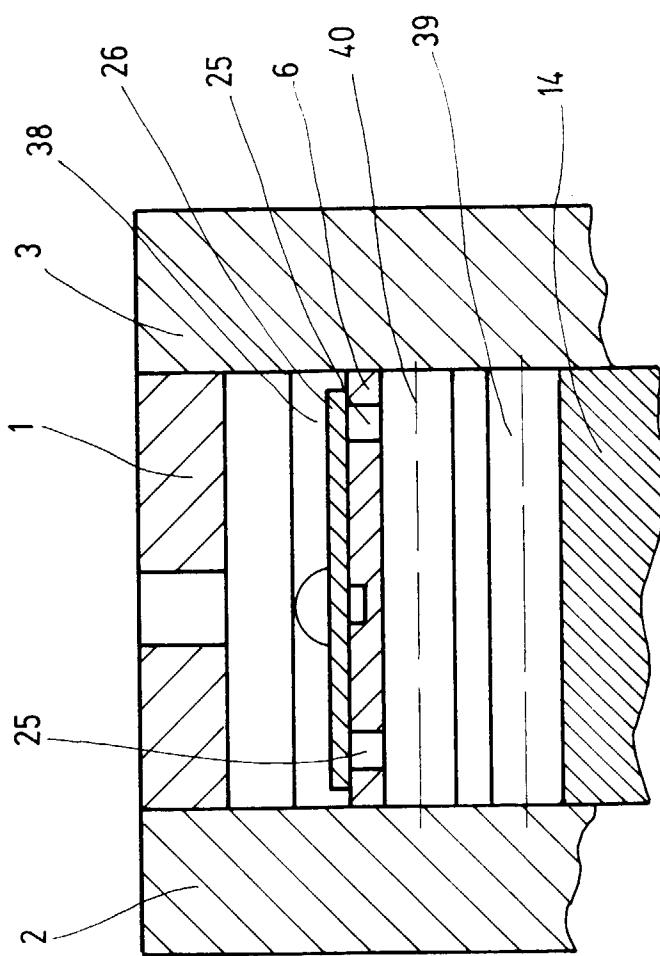


Fig. 4

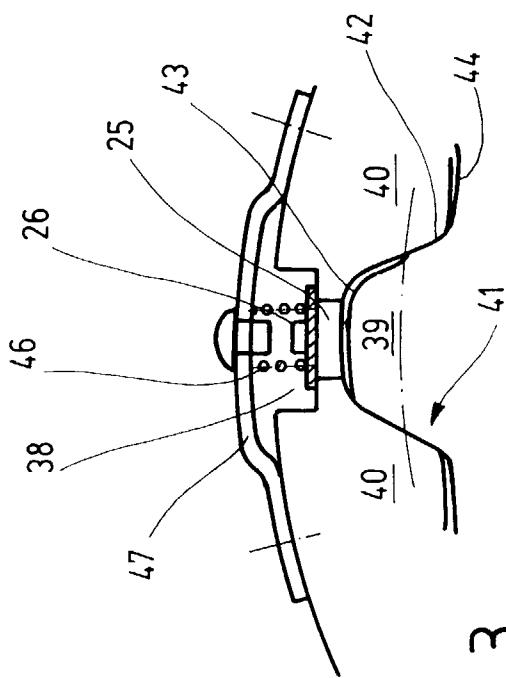


Fig. 3