

(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

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

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

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

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

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

(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**

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 eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Innenzahnradpumpe nach dem Oberbegriff des Anspruchs 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 Zahnücken 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 Druckspitzen 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 Zahnücken 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 Geräuschminderung 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 Anspruchs 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 Geräuschminderung dienen - das Gegenteil stellte sich als richtig heraus.

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

Eine weitere Geräuschminderung 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 Zahnpaars 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 Verbindungskanal 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 Ausführungsbeispiels beschrieben. Dabei zeigen ...

Fig. 1 einen Achsialschnitt;

15 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 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 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 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 Exzentrers 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 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 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 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 stehengebliebene 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 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 der Pumpenachse 13 gemessenen Zentriwinkel des Innensichelraums 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 Verbindungsnuten 36 versehen. Jeweils eine Verbindungsnut 36 verbindet je einen Zahngrund radial mit dem Innenumfang.

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 (Auslaßkanäle) 25.1 und 25.2 nebeneinander liegen. Dabei sind die Auslaßbohrungen jeweils in parallelen Radialebenen angeordnet.

Jede Auslaßbohrung mündet in einer Tasche 38. 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 Tasche eine Durchmesserstufe bildet. Damit ist allerdings nicht gesagt, daß die Tasche kreiszylindrisch ist wie der Auslaßbohrung. Vielmehr kann die Tasche auch als Nut ausgebildet sein, die in den Außenumfang des Außenrades in Umfangsrichtung oder achsparallel eingefräst 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 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 der 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 Nuten-
grund münden (s. o. in Fig. 1, 2). Der Ventilring wird vor-
zugsweise in einer Achsialebene durchtrennt und das
eine Ende durch eine Niet festgehalten während das an-
dere Ende frei beweglich ist.

Zur Funktion:

Die Antriebswelle 16 wird mit Drehrichtung 31 an-
getrieben. Dabei greift der Kupplungslappen 17 in die
Mitnehmertasche 18 des Exzenters ein und nimmt den
Exzenter mit. Das Innenrad 14 führt dadurch eine tau-
melnde 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 nachlau-
fenden 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 System-
druck übersteigt, werden dort die Rückschlagventile
26.1 und 26.2 von den Auslaßbohrungen 25.1, 25.2 in-
folge der Druckdifferenz abgehoben, so daß das Öl aus
der Zelle ausgestoßen werden kann.

Infolge des auf der Einlaßseite entstehenden Un-
terdrucks 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 Ver-
bindung. Die Verbindungskanäle 29 sind als Nuten im
Innenumfang des Gleitlagers des Exzenters ausgeführt.
Im Bereich der Gleitlagerung des Exzenters 11 entsteht
hierdurch ein guter Schmierfilm, der gleichzeitig zur
Schmierung und zur hydrodynamischen Abstützung
dient.

Infolge der Drehung des Exzenters mit Drehrich-
tung 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 Exzenters aus. Daher wird über
die Verbindungsnuten 36 in der Stirnfläche des Innen-
rades eine intermittierende Verbindung zwischen der
Ausnehmung 28 und dem Innen-Sichelraum (gleich
Füllraum) 23 der Pumpe hergestellt. Die Verbindungs-
öffnung 35 und/oder die Verbindungsnuten 36 sind nun
so dimensioniert, daß sie lediglich eine drosselnde Ver-
bindung bewirken. Außerdem wird die in den Füllraum
23 gelangende Ölmenge begrenzt durch die drehzahl-
abhängige Zeit, in der die Verbindungsöffnung 35 und
die Verbindungsnuten 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 be-
nachbarte Zähne des Außenrades eingreift. Im unteren
Totpunkt füllt der Zahn 39 des Innenrades die Zahn-
lücke zwischen den beiden Zähnen 40 des Außenrades fast
vollständig aus. Dabei sei die linke Flanke des Zahnes
39 als die treibende Flanke 41 bezeichnet. Das bedeu-
tet, daß bei gegebener Drehrichtung der Pumpenwelle
und des Exzenters die Flanke 41 durch Kontakt mit der
entsprechenden Gegenflanke des Außenzahnes das
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 entspre-
chenden Gegenflanke des Außenzahnes 40 nicht - wie
üblich - einen weiteren Durchlaß sondern einen engen
Spalt. Über diesen Spalt, der die Qualität eines Dicht-
spaltes hat, sind die Zahnfußräume 43 und 44 mitein-
ander verbunden. Dabei ist 43 der Fußraum des Außen-
rades (Außenfußraum) und 44 der Fußraum des Innen-
rades (Innenfußraum). Die Spaltweite beträgt 20 bis 60
µm. Außerhalb des Wälzkreises 45 ist die Zahnflanke
des Innenzahnes 39 zurückgenommen, so daß sich
über die Breite des Kopfes und der nicht treibenden
Flanke 42 außerhalb des Wälzkreises 45 der Fußraum
43, d. h. die Außenzelle 43, ergibt. Der Innenfußraum
(Innenzelle) 44 wird dadurch gebildet, daß lediglich die
Kopfflanke des Außenzahnes gegenüber dem Zahn-
lücken-Grund zurückgenommen ist. Die Außenzelle und
Innenzelle haben eine Weite zwischen 60 µm und 300
µm.

Die Auslaßbohrung 25 ist so kurz, wie dies aus Fe-
stigkeitsgründen zu verantworten ist, vorzugsweise kür-
zer als 5 mm. Die Auslaßbohrung 25 mündet in einer
Tasche 38. In diesem Ausführungsbeispiel ist die Ta-
sche 38 kreiszylindrisch ausgeführt. Der Durchmesser
der Tasche 38 ist größer als der Durchmesser der Aus-
laßbohrung 25. Die Durchmesserstufe zwischen der Ta-
sche 38 und der Auslaßbohrung 25 ist eben und als Ven-
tilsitz ausgebildet. Auf diesem Ventil Sitz liegt ein Rück-
schlagventil 26 auf. Dieses Rückschlagventil ist als
kreisförmiges 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.

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 Ausfüh-
rungen nach Fig. 3 und Fig. 4 gewährleisten, daß die
Auslaßbohrungen 25 nur ein sehr geringes Volumen ha-
ben. Das Volumen ist zum einen durch den erforderli-
chen 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 | Stimplatte |
| 3 | Stimplatte |
| 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 | Verbindungsnut |
| 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 Eingriffsbereiches sehr klein sind,
10 dadurch gekennzeichnet, daß
die Zähne von Innenrad (14) und Außenrad (6) so ausgestaltet sind,
15 daß im unteren Totpunkt des Eingriffsbereiches die nicht treibenden Flanken der in Eingriff befindlichen Zähne (39,40) einen Spalt mit einer Spaltweite von 20 bis 60 µm bilden.
- 20 2. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß
der Spalt sich radial außerhalb des Wälzkreises auf eine Spaltweite von mehr als 60µm, 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
jeder der Auslaßkanäle (25) radial von den Zahnluken des Außenrades ausgehen und in jeweils einer Tasche (38) ausmünden,
35 daß die Tasche (38) vom Außenumfang des Außenrades (6) her in das Außenrad (6) eingebracht ist,
40 und daß in jeder der Taschen (38) ein federbetätigtes Auslaßventil (26) angebracht ist.

Claims

- 45 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,
50 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-operative flanks of the meshing teeth (39, 40) form a gap with 20 to 60 µm clearance.
- 55 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 60µm 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 into 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 mounted in each pocket (38).

15

20

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.
2. Pompe à engrenages intérieurs selon la revendication 1, **caractérisée** en ce que l'interstice s'élargit, 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.
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).

30

35

40

45

50

55

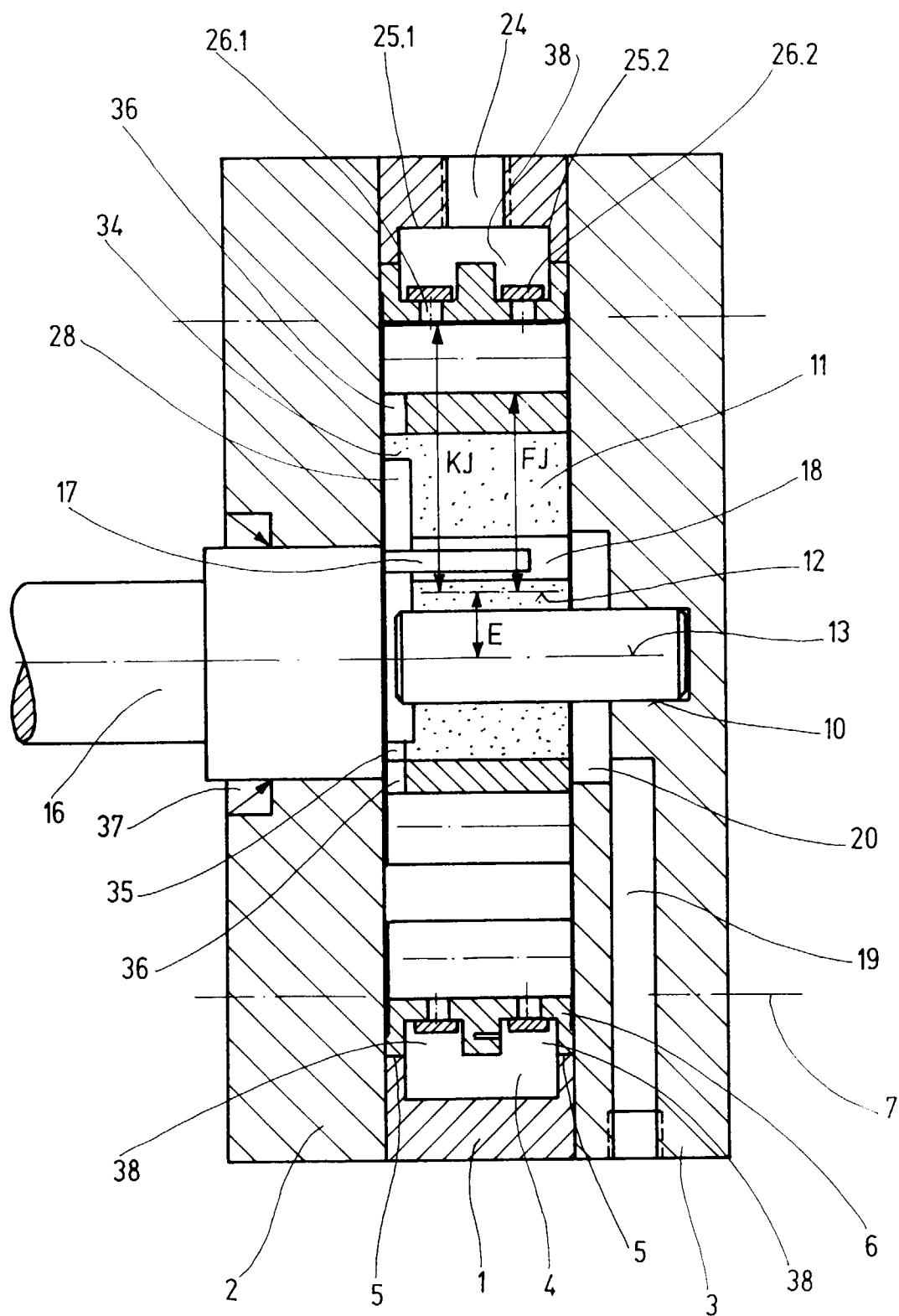


Fig. 1

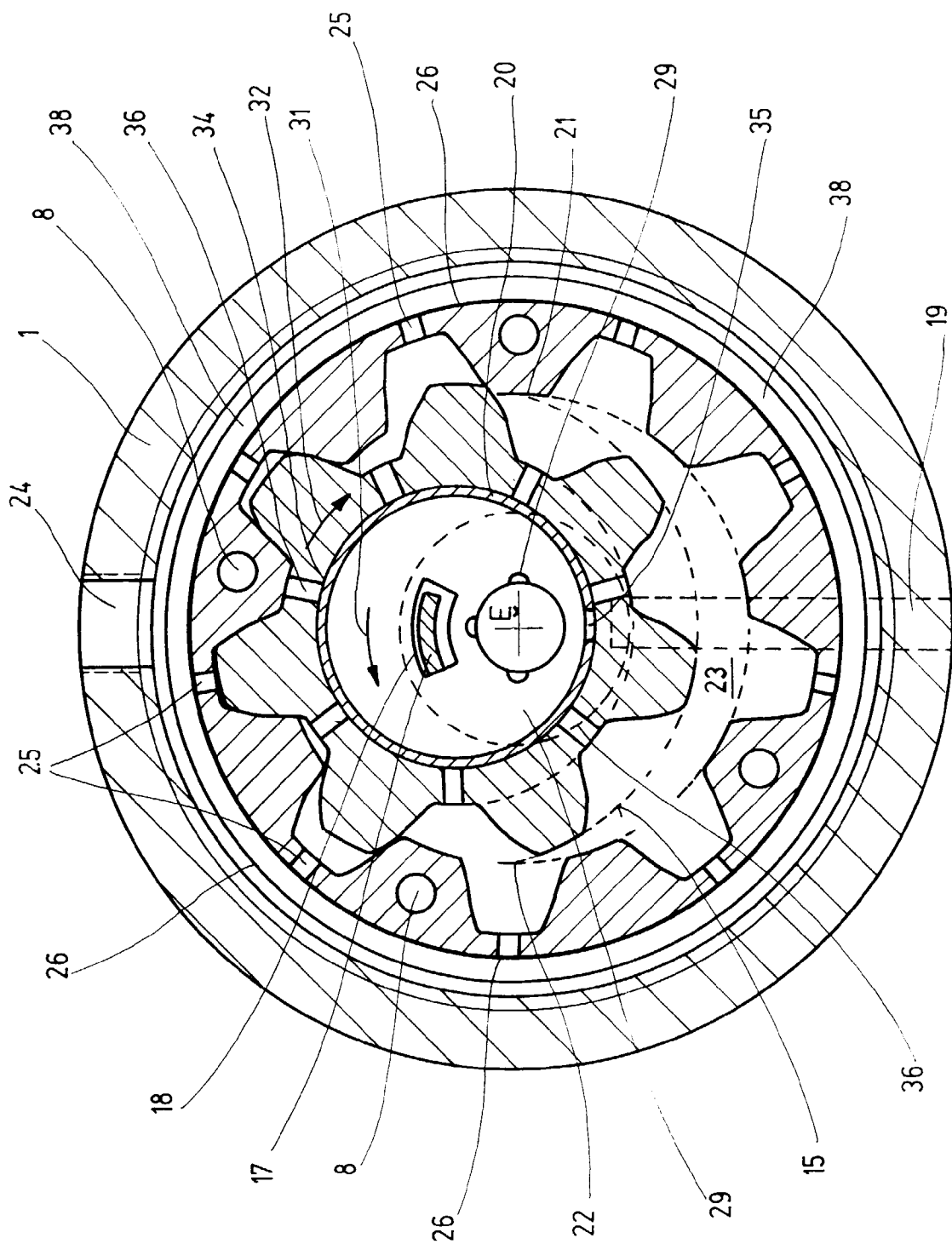


Fig. 2

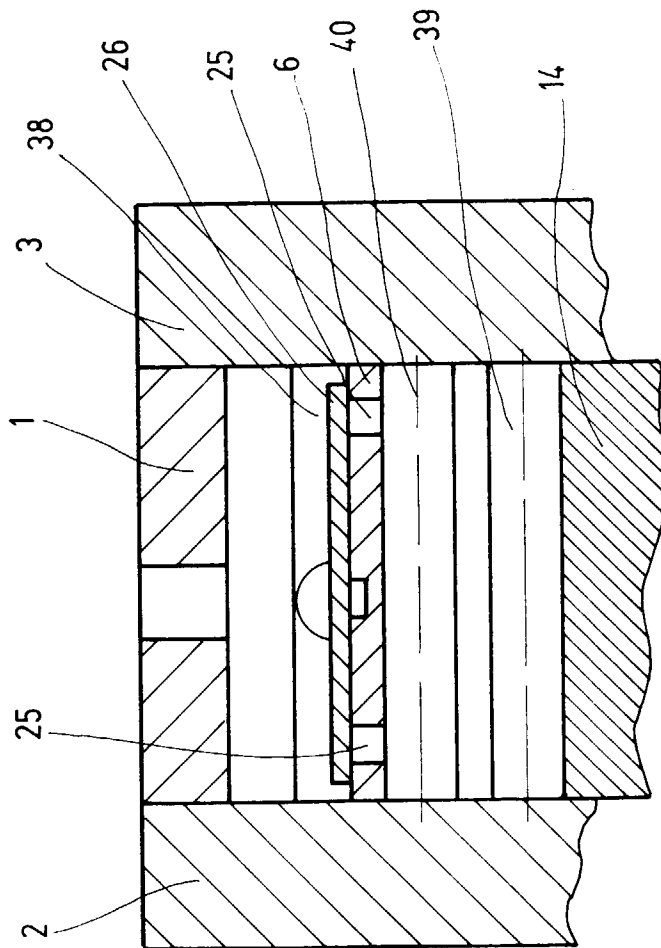


Fig. 4

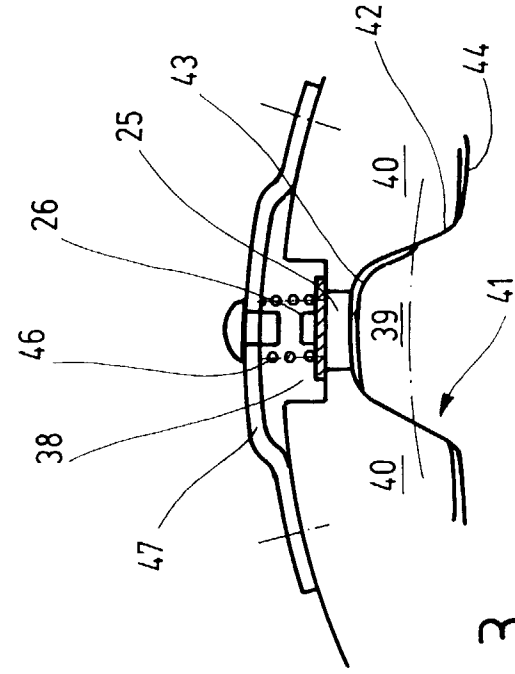


Fig. 3