



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 1 182 351 A1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
27.02.2002 Patentblatt 2002/09

(51) Int Cl.7: **F04C 15/04**

(21) Anmeldenummer: **01117676.5**

(22) Anmeldetag: **26.07.2001**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR**
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL LT LV MK RO SI

(71) Anmelder: **Schwäbische Hüttenwerke GmbH
73433 Aalen-Wasserralfingen (DE)**

(72) Erfinder: **Kostic, Enis
88422 Bad Buchau (DE)**

(30) Priorität: **03.08.2000 DE 10037891**

(74) Vertreter: **Schwabe - Sandmair - Marx
Stuntzstrasse 16
81677 München (DE)**

(54) **Zahnringpumpe mit Exzenterverstellung**

(57) Zahnringpumpe mit Fördervolumenverstellung, die Pumpe umfassend:

- a) ein Gehäuse (1, 2)
- b) einen von dem Gehäuse (1, 2) aufgenommenen, drehbar gelagerten äußeren Rotor (5), der eine Innenverzahnung (5i) aufweist,
- c) einen drehbar gelagerten inneren Rotor (4), der eine Außenverzahnung (4a) aufweist, die mit der Innenverzahnung (5i) in einem kämmenden Zahneingriff steht, wobei die Innenverzahnung (5i) wenigstens einen Zahn mehr aufweist als die Außenverzahnung (4a) und die Innenverzahnung (5i) und die Außenverzahnung (4a) gegeneinander abgedichtete, expandierende und komprimierende Förderzellen (7) bilden,
- d) im Gehäuse (1, 2) seitlich im Bereich der Förderzellen (7) angeordnete Niederdruck- und Hochdrucköffnungen, die durch Stege voneinander getrennt sind,
- e) einen Exzentering (11), der in dem Gehäuse (1,

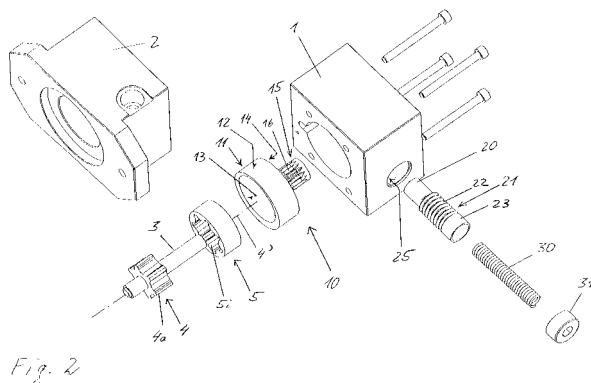
2) um eine Exzenteringdrehachse (4') drehbar gelagert ist und einen der Rotoren (4, 5) um eine Rotordrehachse (5') drehbar lagert, wobei die Rotordrehachse (5') und die Exzenteringdrehachse (4') zueinander exzentrisch sind,

f) und ein Verstellgetriebe, das mit dem Exzentering (11) gekoppelt ist und eine Verstellkraft in ein auf den Exzentering (11) wirkendes Drehstellmoment umwandelt und ein Stellglied (20) umfasst, das in dem Gehäuse (1, 2) hin- und herbewegbar aufgenommen ist und auf das die Verstellkraft wirkt,

dadurch gekennzeichnet, dass

g) der Exzentering (11) mit einer um die Exzenteringdrehachse (4') drehbar gelagerten Schwinge (14, 15) verdrehsicher verbunden ist

h) und die Schwinge (14, 15) in dem Verstellgetriebe einen Schwenkarm für den Exzentering (11) bildet.



EP 1 182 351 A1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Zahnringpumpe, deren spezifisches Fördervolumen verstellbar ist. Das spezifische Fördervolumen ist das auf eine Pumpendrehzahl bezogene Fördervolumen der Pumpe [Fördervolumen/Pumpendrehzahl]. Die Verstellung wird durch eine Drehwinkellageänderung eines Exzenterings bewirkt, der eine Drehlagerung von einem von wenigstens zwei miteinander in Eingriff stehenden Förderrädern der Zahnringpumpe bildet.

[0002] Bekannte Zahnringpumpen weisen ein systembedingt konstantes spezifisches Fördervolumen auf, weil die Geometrie der Verdrängerzellen der Pumpen nicht verändert werden kann. Aus der Konstanz des spezifischen Fördervolumens ergibt sich automatisch eine Proportionalität des Fördervolumens der Pumpe über der Drehzahl, solange der Füllgrad der Förderzellen 100% ist. In vielen Anwendungsfällen ist jedoch diese Proportionalität störend. Bei einer Presse beispielsweise ist für den Eilgang eine hohe Liefermenge an Drucköl notwendig, in der Endphase des Arbeitshubs jedoch wird nur noch hoher Druck gefordert, der Bedarf an Öl-Fördervolumen geht auf Null zurück. Da die Antriebsdrehzahl in der Regel konstant bleibt, entsteht ein unter hohem Druck stehender Ölstromüberschuss, der energieverlustbehaftet in einen Öltank zurückströmt.

[0003] Störend ist ein Ölstromüberschuss beispielsweise auch bei Motorschmierpumpen und Ölversorgungspumpen von automatischen Getrieben von Kraftfahrzeugen. Diese Aggregate benötigen zwar bei niedriger Motordrehzahl und damit niedriger Pumpendrehzahl, insbesondere im Leerlauf, eine Mindestfördermenge und bei hoher Drehzahl einen Mindestöldruck, der Ölmengenbedarf bei höherer Drehzahl liegt aber weit unterhalb der Proportionalitätslinie.

[0004] Bei Zahnringpumpen, wie die Erfindung sie vorzugsweise betrifft, besteht die Möglichkeit, dass eine Exzentrizität, die zwischen einer Drehachse eines inneren Rotors und einer Drehachse eines äußeren Rotors der Pumpe besteht, gegenüber einem Pumpengehäuse und somit gegenüber den Zufluss- und Abflussöffnungen im Gehäuse verändert werden kann. Hierfür wird einer der Rotoren, vorzugsweise der äußere Rotor, in einem Exzentering drehbar gelagert. Der Exzentering ist im Gehäuse drehbar angeordnet, und die Winkellage des Exzenterings ist relativ zu dem Gehäuse verstellbar. Für eine in der praktischen Anwendung gewünschte Fördermengenverstellung bis nahe an den Wert Null heran, ist eine Winkelverstellung der Exzentrizität über einen Winkelbereich um eine der Rotordrehachsen bzw. die Exzenteringdrehachse von 90° vorteilhaft. Es sollte daher möglich sein, den Exzentering zur Verstellung der Exzentrizität der Rotordrehachsen um bis zu 90°, d. h. um große Umfänge, zu verstellen. Zur Erzeugung einer Verstellkraft für die Verstellung des Exzenterings wird üblicherweise ein Stellkolben mit einem Teil des Öls von der Hochdruckseite der Pumpe beauf-

schlägt. Die derart erzeugte Verstellkraft wird mittels eines Verstellgetriebes in die Drehbewegung des Exzenterings umgewandelt. Der Verstellkraft wirkt eine Gegenkraft entgegen, die bei einem Nachlassen der Verstellkraft ein Zurückdrehen des Exzenterings in die Drehwinkellage für maximales spezifisches Fördervolumen bewirkt. Nachteilig bei bekannten Pumpen ist, dass die zur Erzeugung der Gegenkraft verwendeten Federglieder große Wege durchfahren, nämlich über die bis zu 90° Winkelverstellung des Exzenterings, was wegen einer vorteilhaft weichen Federkennlinie zu Problemen bei der Auslegung der Federglieder führt.

[0005] Aus der EP 0 284 226 A2 ist eine Zahnringpumpe mit zwei Exzenteringen bekannt, die zur Verstellung des spezifischen Fördervolumens im Gehäuse gegenläufig gedreht werden. Zur Erzeugung der Verstellkraft wird ein Regelkolben mit dem Pumpendruck beaufschlagt. Die Linearbewegung des Regelkolbens wird mittels einer an dem Regelkolben starr befestigten Zahnstange über ein Zwischenzahnrad auf einen der Exzenteringe übertragen. Hierfür kämmt das Zwischenzahnrad mit einer axial neben einer äußeren Lagerfläche des Exzenterings an dem Exzentering ausgebildeten Verzahnung. Mittels einer Abzweigung von dem Zwischenzahnrad wird der andere Exzentering in gleicher Weise gegenläufig gedreht. Eine Gegenkraft wird durch eine auf den Regelkolben wirkende Druckfeder erzeugt, wobei eine Rückdrehung der Exzenteringe durch diese Druckfeder nur zu einem Teil bewirkt wird. Zusätzlich zu der Druckfeder ist für die Rückstellung eine Torsionsfeder vorgesehen.

[0006] Eine Aufgabe der Erfindung ist es, eine Zahnringpumpe mit einem einfachen und kompakten Mechanismus zur Verstellung des Fördervolumens zu schaffen.

[0007] Diese Aufgabe wird durch den Gegenstand von Anspruch 1 gelöst.

[0008] Eine Zahnringpumpe, wie die Erfindung sie betrifft, weist wenigstens ein Gehäuse, einen von dem Gehäuse aufgenommenen, drehbar gelagerten äußeren Rotor mit einer Innenverzahnung, einen drehbar gelagerten inneren Rotor mit einer Außenverzahnung, wenigstens eine Niederdrucköffnung und wenigstens eine Hochdrucköffnung, einen Exzentering, ein hin und her bewegbares Stellglied, vorzugsweise ein linear bewegbares Stellglied, und ein Verstellgetriebe zur Übertragung von Stellbewegungen des Stellglieds auf den Exzentering auf. Die Außenverzahnung des inneren Rotors kämmt mit der Innenverzahnung des äußeren Rotors. Vorzugsweise ist nur einer der beiden Rotoren angetrieben und treibt durch den Zahneingriff den anderen der Rotoren mit an. Der angetriebene Rotor wird mit der Drehzahl eines von der Pumpe versorgten Aggregats oder einer davon abgeleiteten, über- oder untersetzten Drehzahl angetrieben. Der Rotor kann beispielsweise unmittelbar auf einer Motorkurbelwelle oder einer Eingangswelle eines Automatikgetriebes sitzen oder erst über ein davon abzweigendes Getriebe angetrieben

werden. Die Drehachsen der beiden Rotoren verlaufen parallel in einem Abstand zueinander, d.h. sie sind zueinander exzentrisch. Die Innenverzahnung des äußeren Rotors weist wenigstens einen Zahn mehr auf als die Außenverzahnung des inneren Rotors. Vorzugsweise besitzt sie genau einen Zahn mehr. Der Zahneingriff der beiden Rotoren ist derart, dass zwischen der Außenverzahnung und der Innenverzahnung Förderzellen gebildet werden, die durch Zahnflankenberührung und an einer Stelle geringsten Zahneingriffs durch Zahnkopfbearbeitung gegeneinander abgedichtet sind, wobei an der Stelle geringsten Zahneingriffs durchaus auch ein gewisses Spiel verbleiben kann. An der Stelle tiefsten Zahneingriffs kann auch eine Sichel für eine Abdichtung sorgen.

[0009] Die Verstellung des spezifischen Fördervolumens der Pumpe erfolgt durch Drehung der Exzentrizität der beiden Rotoren um eine Achse, vorzugsweise um eine der beiden Rotordrehachsen. Durch die Drehung der Exzentrizität wird die Drehwinkellage der Stelle tiefsten Zahneingriffs relativ zu der wenigstens einen Niederdrucköffnung und der wenigstens einen Hochdrucköffnung verstellt. Die wenigstens eine Niederdrucköffnung und die wenigstens eine Hochdrucköffnung sind vorteilhafterweise in dem Gehäuse als feststehende Öffnungen ausgebildet. Ganz grundsätzlich wäre es jedoch auch möglich, die Lagen dieser Öffnungen relativ zu dem Gehäuse veränderlich zu gestalten, wobei etwaige Lageänderungen dieser Öffnungen, insbesondere Drehwinkellagenänderungen, abgestimmt mit der Exzentrizitätsverstellung erfolgen. Der Exzenterring wird von dem Gehäuse um eine Exzenterringdrehachse drehbar gelagert und bildet selbst die Drehlagerung für einen der Rotoren, vorzugsweise für den äußeren Rotor. Dementsprechend weist der Exzenterring eine Lagerfläche auf, über die er selbst drehbar gelagert ist, und eine Lauffläche, die eine Gleitlagerfläche oder eine Stützlagerfläche für eine Wälzlagerung des von dem Exzenterring drehbar gelagerten Rotors bildet.

[0010] Das Stellglied ist vorzugsweise ein Stellkolben, der in einem Zylinder, der starr mit dem Pumpengehäuse verbunden oder vorzugsweise durch das Pumpengehäuse selbst gebildet wird, hin- und her geradverschiebbar aufgenommen ist. Der Kolben wird vorzugsweise ständig mit dem Druck der Hochdruckseite der Pumpe beaufschlagt, indem ein Teil des von der Pumpe geförderten Fluids in den Zylinder abgezweigt wird. Bei dem Fluid handelt es sich vorzugsweise um eine Hydraulikflüssigkeit, insbesondere ein Schmieröl, beispielsweise für einen Verbrennungsmotor, oder ein Arbeitsöl für ein Arbeitsaggregat, beispielsweise ein Automatikgetriebe oder eine Presse. Die Pumpe bildet vorzugsweise die Hauptpumpe zur Versorgung des Motors oder sonstigen Arbeitsaggregats. Die Hydraulikflüssigkeit kann beispielsweise aber auch Wasser sein.

[0011] Nach der Erfindung wird eine Verstellkraft zum Drehen des Exzenterrings über einen Schwenkarm, d.

h. über eine getriebetechnische Schwinge, auf den Exzenterring übertragen. Ein Stellweg des Stellglieds wird von der Schwinge entsprechend der Länge des durch die Schwinge gebildeten Schwenkarms in einen an der Lagerfläche oder der Lauffläche des Exzenterrings gemessenen Drehweg des Exzenterrings übersetzt, der länger als der Stellweg des Stellglieds ist. Es werden bei gleichen Stellwegen größere Drehwinkellageänderungen des Exzenterrings als bei den aus dem Stand der Technik bekannten Lösungen erzielt.

[0012] Die Schwinge ist mit dem Exzenterring verdreh sicher verbunden, d.h. die Übertragung der Drehbewegung der Schwinge erfolgt auf den Exzenterring schlupffrei, womit auch eine Übertragung über ein schlupffreies Getriebe nicht von vornherein ausgeschlossen sein soll. Der Exzenterring ist jedoch vorzugsweise vollkommen steif mit der Schwinge verbunden. Der Exzenterring und die Schwinge werden besonders bevorzugt als ein einziger, steifer Körper ausgebildet.

[0013] Das Verstellgetriebe umfasst bevorzugterweise wenigstens das Stellglied, ein Kurvengetriebe mit wenigstens einem Kurvengelenk und die Schwinge. In bevorzugten Ausführungsformen weist das Verstellgetriebe nur ein einziges Kurvengelenk auf, in dem die vorzugsweise linearen Stellbewegungen des Stellglieds unmittelbar in die Schwenkbewegungen der Schwinge umgewandelt werden.

[0014] Die Stellbewegungen des Stellglieds können mittels eines kurbelartigen Verstellgetriebes in die Schwenkbewegungen des Exzenterrings übertragen werden, indem ein Schubglied wie bei einem Kurbeltrieb mit einem Drehkörper, vorzugsweise unmittelbar mit der Schwinge, gekoppelt ist. Eine Umwandlung von Linearbewegungen in Drehbewegungen mittels einer Kulissenführung anstatt mit einem Wellengelenk ist grundsätzlich ebenfalls denkbar. Vorzugsweise wird das Kurvengetriebe mit dem wenigstens einen Kurvengelenk jedoch von einem Zahnradgetriebe gebildet. Das Zahnradgetriebe umfasst das in diesem Fall bevorzugt als Zahnstange ausgebildete Schubglied und ein mit der Zahnstange in Zahneingriff stehendes Zahnrad. Das Zahnrad kann erst über ein weiteres Getriebeglied mit der Schwinge gekoppelt sein. Vorzugsweise ist das Zahnrad jedoch verdrehsteif unmittelbar mit der Schwinge verbunden und wird durch einen oder an einem zu der Exzenterringdrehachse konzentrischen Zapfen gebildet. Falls das Kurvengetriebe ein Kurbeltrieb oder ein Gleitkurvengetriebe mit einer Kulissenführung ist, wäre ein mit der Schwinge oder einem Zwischendrehkörper verbundener Zapfen exzentrisch zur Exzenterringdrehachse anzuordnen.

[0015] Obgleich die Fördervolumenverstellung beispielsweise fest an die Pumpendrehzahl gekoppelt oder anhand von Messsignalen, die das Fördervolumen und/oder den Pumpendruck repräsentieren, motorisch vorgenommen werden kann, wird eine selbsttätige Fördervolumenregelung bevorzugt. Bei der selbsttätigen För-

dervolumenregelung wird der Verstellkraft, die vorzugsweise durch Beaufschlagung eines Stellkolbens mit dem Pumpendruck erzeugt wird, ständig eine elastische Rückstellkraft eines Rückstellglieds als Gegenkraft entgegengesetzt. Die Rückstellkraft kann durch Kompression eines kompressiblen Druckfluids erzeugt werden, das in einer Druckkammer durch die Kolbenbewegung komprimiert wird. Vorzugsweise wird sie jedoch durch Spannen eines mechanischen Rückstellglieds, insbesondere einer Feder oder eines Federsystems, erzeugt. Eine momentane Differenz aus Verstellkraft und Rückstellkraft bestimmt die Bewegungsrichtung des Stellglieds und damit die Drehrichtung des Exzenterrings. Im Kräftegleichgewicht verharren das Stellglied, das Verstellgetriebe und damit auch der Exzenterring in der gerade eingenommenen Gleichgewichtsstellung.

[0016] Ist das Schubglied als Zahnstange ausgebildet, so sind die Verzahnung des Schubglieds und das die Rückstellkraft erzeugende Federglied oder die genannte Druckkammer in Bewegungsrichtung des Schubglieds gesehen nicht hintereinander, sondern vorzugsweise einander überlappend angeordnet, wodurch eine kurze und damit steife Bauweise des Verstellgetriebes erhalten wird.

[0017] Ein als Zahnstange ausgebildetes Schubglied wird bevorzugterweise durch einen zylindrischen Körper mit der Verzahnung an einer Zylindermantelfläche gebildet.

[0018] Grundsätzlich kann der zylindrische Körper jedoch auch eine oder mehrere Kanten aufweisen. Besonders bevorzugt ist der zylindrische Körper über seine gesamte Länge rotationssymmetrisch. Vorteilhafterweise kann eine Aufnahmebohrung in einem Aufnahmekörper für das Schubglied, vorzugsweise eine Aufnahmebohrung in dem Pumpengehäuse, ebenfalls einfach rotationssymmetrisch bzw. kreiszylindrisch mit gegebenenfalls unterschiedlichen Durchmessern in axialer Richtung ausgebildet sein. Das Schubglied wird besonders bevorzugt durch einen hohlzylindrischen Körper gebildet, der ein offenes Ende aufweist. In diesem Falle ist das Rückstellglied in dem hohlzylindrischen Schubglied aufgenommen.

[0019] Der zylindrische Körper bildet vorteilhafterweise auch gleichzeitig den Stellkolben. Ist das Rückstellglied in dem hohlzylindrischen Körper aufgenommen, so wird der Stellkolben an dem Ende des zylindrischen Körpers gebildet, das dem offenen Ende gegenüberliegt. Ein Federglied oder das Druckfluid eines pneumatischen Rückstellglieds kann in diesem Fall ganz einfach gegen eine vordere Stirnfläche des hohlzylindrischen Körpers drücken, die auch gleichzeitig einen Kolbenboden bildet. Eine besonders stabile Geradföhrung eines als Zahnstange ausgebildeten Schubglieds ergibt sich dadurch, dass das Schubglied beidseits der Verzahnung je eine Gleitföhrungsfläche bildet. Zur einen Seite der Verzahnung wird diese Gleitföhrungsfläche vorzugsweise durch den Stellkolben selbst gebildet.

[0020] Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung wird

nachfolgend anhand von Figuren erläutert. Die anhand des Ausführungsbeispiels offenbarten Merkmale bilden je einzeln und in jeder der offenbarten Merkmalskombinationen die Gegenstände der Ansprüche in bevorzugte Richtungen weiter. Es zeigen:

Figur 1a eine Zahnringpumpe mit einem verstellbaren Exzenterring in einer Ausgangsstellung,
 Figur 1b die Zahnringpumpe der Figur 1a in einer Endstellung,
 Figur 2 die Zahnringpumpe in einer Explosionsdarstellung,
 Figur 3 die Zahnringpumpe in einem Längsschnitt und

Figur 4 die Zahnringpumpe in einem Querschnitt.

[0021] Die Figuren 1a und 1b zeigen eine Zahnringpumpe in einem Querschnitt. Die Zahnringpumpe weist einen Innenrotor 4 mit einer Außenverzahnung 4a und einen Außenrotor 5 mit einer Innenverzahnung 5i auf, die einen Zahnringlaufsatz bilden. Die Außenverzahnung 4a hat einen Zahn weniger als die Innenverzahnung 5i. Der innere Rotor 4 ist verdrehsicher mit einer drehangetriebenen Welle verbunden, im Ausgangsbeispiel ist der Rotor 4 auf einen Zapfen 3 der Welle aufgeschraubt. Zwischen dem Wellenschraubpfütz und dem inneren Rotor 4 sind axiale Verbindungskanäle vorgesehen. Sowohl der Wellenzapfen 3 und damit der innere Rotor 4 als auch der äußere Rotor 5 sind in einem Gehäuseteil 1 eines Pumpengehäuses drehbar gelagert. Das Pumpengehäuse ist zweiteilig, wie beispielsweise in Figur 2 zu erkennen ist, mit einem Gehäuseteil 1 und einem Gehäuseteil 2, die in Achsrichtung des Wellenzapfens 3 aneinander gesetzt und befestigt sind.

[0022] Eine Drehachse 4' des inneren Rotors 4 verläuft parallel beabstandet, d.h. exzentrisch, zu einer Drehachse 5' des äußeren Rotors 5. Die Exzentrizität, d.h. der Abstand zwischen den beiden Drehachsen 4' und 5', ist mit "e" bezeichnet.

[0023] Der innere Rotor 4 und der äußere Rotor 5 bilden zwischen sich einen Fluidföhrerraum. Dieser Fluidföhrerraum ist in gegeneinander druckdicht abgeschlossene Föhrerzellen 7, 7' unterteilt. Die einzelnen Föhrerzellen 7, 7' sind jeweils zwischen zwei aufeinanderfolgenden Zähnen des inneren Rotors 4 und der Innenverzahnung 5i des äußeren Rotors 5 gebildet, indem je zwei aufeinanderfolgende Zähne des inneren Rotors 4 Kopf- oder Flankenberöhrung mit je zwei aufeinanderfolgenden, gegenüberliegenden Zähnen der Innenverzahnung 5i haben. Zwischen den Zahnköpfen kann an der Stelle geringsten Zahneingriffs grundsätzlich auch ein geringes Spiel bestehen, wobei in diesem Falle das geföhrte Fluid, vorzugsweise eine Hydraulikflüssigkeit, zwischen den einander gegenüberliegenden Zahnköpfen einen Dichtfilm bildet.

[0024] Von einem Ort tiefsten Zahneingriffs bis zu einem Ort geringsten Zahneingriffs werden die Föhrerzel-

len 7 in Drehrichtung D zunehmend größer, um anschließend von dem Ort geringsten Zahneingriffs wieder abzunehmen. Die größer werdenden Förderzellen 7 bilden eine Niederdruckseite und die kleiner werdenden Förderzellen 7' eine Hochdruckseite. Die Niederdruckseite ist mit einem Pumpeneinlass und die Hochdruckseite mit einem Pumpenauslass verbunden. In dem Gehäuse 1,2 sind seitlich an die Förderzellen 7 und die Förderzellen 7' sich anschließende, nierenförmige Nutöffnungen ausgenommen. Wenigstens eine dieser Öffnungen überdeckt Förderzellen 7 auf der Niederdruckseite und bildet dementsprechend eine Niederdrucköffnung, und wenigstens eine andere dieser Öffnungen überdeckt Förderzellen 7' auf der Hochdruckseite und bildet dementsprechend eine Hochdrucköffnung. Im Bereich des Orts tiefsten Zahneingriffs und im Bereich des Orts geringsten Zahneingriffs bildet das Gehäuse Dichtstege zwischen den angrenzenden Hoch- und Niederdrucköffnungen. Bei einem Drehantrieben des einen der Rotoren 4 und 5 wird durch die expandierenden Förderzellen 7 auf der Niederdruckseite Fluid angesaugt, über den Ort geringsten Zahneingriffs transportiert und auf der Hochdruckseite unter höherem Druck wieder abgefördert. Im Ausführungsbeispiel erhält die Pumpe ihren Drehantrieb von einem Drehantriebsglied, das durch eine Antriebswelle gebildet wird. Der Wellenzapfen 3 dieser Antriebswelle ist in dem Gehäuse 1, 2 drehgelagert, wie in Figur 3 zu erkennen ist. In einer bevorzugten Verwendung der Pumpe als Schmieröl - bzw. Motorölpumpe für einen Verbrennungsmotor, insbesondere einen Hubkolbenmotor, handelt es sich bei der Antriebswelle üblicherweise unmittelbar um die Kurbelwelle oder die Ausgangswelle eines Getriebes, dessen Eingangswelle die Kurbelwelle des Motors ist. Ebenso kann sie durch eine Ausgleichswelle für einen Kraftausgleich oder Drehmomentenausgleich des Motors gebildet werden.

[0025] Um das spezifische Fördervolumen verändern zu können, ist der äußere Rotor 5 in einem Exzentering 11 aufgenommen, der von dem Gehäuseteil 1 drehbar gelagert wird und gegenüber dem Gehäuse 1,2 in Bezug auf seine Drehwinkellage verstellt werden kann. Der äußere Rotor 5 ist in dem Exzentering 11 mittels eines Gleitdrehlagers frei drehbar gelagert. Die Lagerung des Exzenterings 11 erfolgt in dem Gehäuse 1,2 ebenfalls mittels eines Gleitdrehlagers. Eine äußere Mantelfläche des Exzenterings 11 bildet eine Lagerfläche 12 für den Exzentering 11, und eine innere Mantelfläche 13 des Exzenterings 11 bildet eine Lauffläche 13, an welcher der äußere Rotor 4 abläuft. Die Lagerfläche 12 ist konzentrisch zu der Drehachse 4' des inneren Rotors 4. Die Lauffläche 13 bildet die Drehlagerfläche für den äußeren Rotor 5 und ist dementsprechend konzentrisch zu dessen Drehachse 5'.

[0026] Figur 1a zeigt den Exzentering 11 und den Zahnringlaufsatz 4,5 in einer Ausgangsstellung, in der das spezifische Fördervolumen der Pumpe sein Maximum aufweist. Indem der Exzentering 11 gegen die

Pumpendrehrichtung D gedreht wird, wandert die Drehachse 5' des äußeren Rotors 5 aus der Stellung von Figur 1a entgegen der Pumpendrehrichtung D um die Drehachse 4' des inneren Rotors 4. Der maximale Verstellwinkel dieser Drehwinkellagenänderung des Exzenterings 11 wird mittels eines mechanischen Anschlags auf 90° begrenzt. Figur 1b zeigt den Exzentering 11 in seiner Endstellung, in der das spezifische Fördervolumen der Pumpe sein Minimum erreicht hat. Die in Figur 1b gezeigte Endstellung ist die Nullstellung der Pumpe, in der im Idealfall kein Fluid gefördert wird. In der Nullstellung erstrecken sich die Nutöffnungen an der Niederdruckseite und der Hochdruckseite vorzugsweise symmetrisch zu beiden Seiten der Orte tiefsten und geringsten Zahneingriffs.

[0027] Die Figuren 2 bis 4 zeigen einen Verstellmechanismus zur Verstellung der Drehwinkellage des Exzenterings 11, wobei die grundsätzliche Wirkungsweise bereits aus der Darstellung der Figur 2 hervorgeht und die Figuren 3 und 4 weitere Details zeigen.

[0028] Der Exzentering 11 ist Bestandteil eines in einem Stück gefertigten, vorzugsweise gesinterten, Lagerkörpers 10. Der Lagerkörper 10 bildet einen Lagerkopf mit dem Exzentering 11 als Topfwandung und einem radialen Steg 14 als Topfboden. Von dem Steg 14 ragt an der dem Exzentering 11 abgewandten Stirnfläche in axialer Richtung ein Zapfen 15 ab. Der Zapfen 15 ist rotationssymmetrisch ausgebildet und konzentrisch zu der gemeinsamen Drehachse 4' des Exzenterings 11 und des inneren Rotors 4 angeordnet. Der Zapfen 15 ist mit einer Außenverzahnung 16 versehen. Im Ausführungsbeispiel ist die Außenverzahnung 16 als Geradverzahnung ausgebildet, die in die äußere Mantelfläche des Zapfens 15 eingelassen oder nachträglich eingearbeitet ist. In Achsrichtung beidseits der Verzahnung 16 verbleiben an dem Zapfen 15 glatte Mantelflächen, die für den Lagerkörper 10 zusätzlich zu der Lagerfläche 12 des Exzenterings 11 als weitere Lagerflächen dienen.

[0029] Der innere Rotor 4 könnte auch drehbar im Zapfen 15 gelagert sein und von dem Wellenzapfen 3 nur mitgenommen werden. Im Falle solch einer Lagerung kann das Drehmoment des inneren Rotors 4 über das Drehlager die Verstellrotation des Exzenterings 11 unterstützen. Solch eine Unterstützung kann auch durch Drehlagerung des Exzenterings 11 im Zapfen 15 auf dem Wellenzapfen 3 erhalten werden.

[0030] Der Zapfen 15 mit der Außenverzahnung 16 bildet das Abtriebsglied eines Zahnradgetriebes. Das Antriebsglied des Zahnradgetriebes wird durch ein Schubglied 21 mit einer Verzahnung 22 gebildet. Die Verzahnung 22 ist als rotationssymmetrisches Zahnprofil am äußeren Umfang des Schubglieds 21 vorgesehen. Das Schubglied 21 bildet in einem Stück auch gleichzeitig einen Stellkolben 20, auf den zur Verstellung ein Pumpendruck der Hochdruckseite wirkt und die Verstellkraft erzeugt. Obgleich das Fluid vorzugsweise unmittelbar im Pumpengehäuse abgezweigt wird, kann

das Druckfluid für den Stellkolben, grundsätzlich auch erst von einem Verbraucher oder zwischen der Pumpe und einem Verbraucher abgezweigt und zurückgeführt werden.

[0031] Das Schubglied 21 wird durch einen rotations-symmetrischen, hohlzylindrischen Körper gebildet, der in Achsrichtung drei Funktionsabschnitte aufweist. Ein vorderer Abschnitt dieses Körpers bildet den Stellkolben 20, an den sich die Verzahnung 22 als mittlerer Abschnitt anschließt. Ein hinterer Abschnitt 23 schließt sich am anderen Ende des Schubglieds 21 an die Verzahnung 22 an und dient wie der Stellkolben 20 als Gleitführungsfläche und Stützfläche für den mittleren Abschnitt mit der Verzahnung 22. Mehrere in Achsrichtung hintereinander angeordnete Ringstege bilden die Zähne der Verzahnung 22.

[0032] Eine Gegenkraft zu der Verstellkraft wird von einem Federglied 30 erzeugt, das als Spiralfeder ausgebildet und als Druckfeder eingebaut wird. Das Federglied 30 wird in das hohlzylindrische Schubglied 21 bis gegen eine vordere Stirnfläche eingeschoben, wobei die Stirnfläche gleichzeitig auch einen Kolbenboden des Stellkolbens 20 bildet. Rückwärtig ist das Federglied 30 im eingebauten Zustand gegen einen Verschlusskörper 31 abgestützt, der im eingebauten Zustand verschiebesicher mit dem Gehäuseteil 1 verbunden ist. In der Ausgangsstellung ist das Federglied 30 vorzugsweise vorgespannt.

[0033] Die Figuren 3 und 4 zeigen die Zahnringpumpe und insbesondere das Verstellgetriebe im eingebauten Zustand in einem Längsschnitt entlang der Drehachse 4' (Figur 3) und in einem rechtwinkligen Querschnitt (Figur 4) dazu. Die Schnitte verlaufen durch den Eingriff der beiden Verzahnungen 16 und 22. Die Querschnittsdarstellung der Figur 4 beinhaltet einen Mittellängsschnitt durch den hohlzylindrischen Körper, der das Schubglied 21 und den Stellkolben 20 bildet. Dieser hohlzylindrische Körper ist in einer kreiszylindrischen Bohrung 25 in dem Gehäuseteil 1 aufgenommen und geradverschiebbar gleitgeführt. Die Aufnahmebohrung 25 im Gehäuseteil 1 ist eine Sackbohrung, an deren Ende eine Fluidverbindung zu der Hochdruckseite der Pumpe mündet. Die Mündung ist in Figur 4 gestrichelt eingezeichnet und mit dem Bezugszeichen 27 bezeichnet. Die Aufnahmebohrung 25 umgibt den hohlzylindrischen Körper allseits eng, insbesondere im Bereich des Stellkolbens 20 und des weiteren Führungsabschnitts 23. In dem Eingriffsbereich der Verzahnungen 16 und 22 ist die Aufnahmebohrung 25 zu der Zapfenverzahnung 16 hin offen. In einem vorderen Bereich der Aufnahmebohrung 25 bildet das Gehäuseteil 1 einen Zylinder für den Stellkolben 20. Die Fluidverbindung zur Pumpenhochdruckseite mündet in einen von der Aufnahmebohrung 25 gebildeten Zylinderdruckraum 26, der in einer Achsrichtung von dem Stellkolben 20 begrenzt wird. An seinem vorderen Ende weist der Stellkolben 20 eine Nase auf, mit welcher der Stellkolben 20 in der in Figur 4 dargestellten Verschiebestellung, die

der Ausgangsstellung des Exzenterrings 11 der Figur 1a entspricht, aufgrund der Federkraft des Federglieds 30 gegen die Stirnfläche des Druckraums 26 gedrückt wird. Aufgrund der Nase weist der Druckraum 26 auch in der Ausgangsstellung ein minimales Volumen auf, in dem die Mündung 27 der Fluidverbindung angeordnet ist. Zwischen dem hinteren Ende des Führungsabschnitts 23 und einer Anschlagstirnfläche des Verschlusskörpers 31 verbleibt ein lichter Abstand, der dem maximalen Stellweg des Stellkolbens 20 entspricht. Die Ausgangsstellung und die Endstellung des Stellkolbens 20 und des Schubglieds 21 und damit auch die Ausgangsstellung und die Endstellung des Exzenterrings 11 sind somit je durch einen mechanischen Anschlag begrenzt und definiert. Den Anschlag für die Ausgangsstellung bildet die Stirnfläche des Druckraums 26 und den Anschlag für die Endstellung bildet der Verschlusskörper 31.

[0034] Ein Regelanfangsdruck, bei dem die Stellbewegung des Stellkolbens 20 aus der Ausgangsstellung heraus beginnt, und ein Regelenddruck, bei dem an dem mechanischen Anschlag bei 31 der Stellkolben 20 festgesetzt wird, werden durch eine Abstimmung der Größe der Kolbenfläche und der Federkennlinie des Federglieds 30 eingestellt. Durch Abstimmung der Kolbenfläche und der Federkennlinie oder bei vorgegebener Kolbenfläche durch die Auswahl eines Federglieds 30 mit einer bestimmten Federkennlinie kann die Verstellcharakteristik in weiten Grenzen den jeweiligen Einsatzfällen der Pumpe angepasst werden.

[0035] Die kompakte Bauweise der Zahnringpumpe und insbesondere die kompakte und robuste, da steife Bauweise des Verstellgetriebes tritt auch in Figur 3 hervor. Der Zahnringlaufsatz mit dem inneren Rotor 4 und dem äußeren Rotor 5 ist komplett in dem Lagertopf, der durch den Exzenterring 11 und den Steg 14 gebildet wird, zwischen dem Steg 14 und dem gegenüberliegenden Gehäuseteil 2 und umgeben von dem Exzenterring 11 aufgenommen. Der Lagertopf ist in Achsrichtung gesehen wegen der bevorzugt genau radialen Erstreckung des Stegs 14 sehr kurz. Das Schubglied 21 kann so angeordnet werden, dass es über den Exzenterring 11 nicht oder nur geringfügig hinausragt.

[0036] Der für die Umwandlung der Stellbewegung des Stellkolbens 20 in die Drehbewegung des Exzenterrings 11 maßgebliche Teilkreisdurchmesser der Verzahnung 16 ist erheblich kleiner als der Durchmesser der Lagerfläche 12 und auch erheblich kleiner als der geringste Abstand der Lauffläche 13 des Exzenterrings 11 von der Exzenterringdrehachse 4'. Zwischen dem Ort des Eingriffs der beiden Verzahnungen 16 und 22, d.h. der Flankenberührung der Verzahnungen 16 und 22, und dem Exzenterring 11, insbesondere der Lauffläche 13 des Exzenterrings 11, bilden der verzahnte Zapfen 15 und der Steg 14 eine Schwinde. In dem von den Verzahnungen 15 und 16 gebildeten Kurvengelenk wird ein Verstellweg des Stellkolbens 20 zunächst in einen gleichlangen Umfangsweg des Zapfens 15 umgewan-

delt, wobei dieser Umfangsweg entlang des Teilkreisdurchmessers der Verzahnung 16 gemessen ist. Der dem Umfangsweg des Zapfens 15 entsprechende Drehwinkel wird von dem durch die Schwinge 14, 15 gebildeten Schwenkarm 1:1 auf den Exzenterring 11 übertragen. Entsprechend der Länge des Schwenkarms bewirken bereits kleine Stellwege des Stellkolbens 20 große Verstellwege des Exzenterrings 11, gemessen entlang der Lagerfläche 12 und der Lauffläche 13.

[0037] Wie insbesondere in Figur 3 zu erkennen ist, wird wegen der einfachen Ausführung der beiden Verzahnungen 16 und 22 im Eingriffsbereich eine Punktberührung erhalten. Stattdessen könnte beispielsweise die Verzahnung 16 über einen Teil des Umfangs der Verzahnung 22 an die Verzahnung 22 angelegt sein, indem die Verzahnung 16 zu ihren beiden axialen Rändern hin entsprechend ausläuft. Obgleich weniger bevorzugt, könnte zur Erzielung einer Linienberührung die Verzahnung 22 statt durch Ringstege auch durch Abplattung als ein quer zur Achsrichtung des Schubglieds 21 gerades Zahnstangenprofil ausgebildet sein.

[0038] Da aufgrund der Erfindung die Stellwege des Stellkolbens 20 besonders kurz sein können, wird zum einen erreicht, dass der Linearteil des Verstellgetriebes, im wesentlichen das Schubglied 21, sehr kurz gehalten werden kann. Zum anderen ist vorteilhaft, dass damit auch die Federwege des Federglieds 30 vorteilhaft kurz sind, so dass die für eine selbsttätige Fördervolumenregelung erforderliche Federkraft allein durch das Federglied 30 erzeugt werden kann. Das Verstellgetriebe der Erfindung kommt mit zwei relativ zueinander bewegten, ein einziges Kurvengelenk bildenden Teilen, nämlich dem Lagerkörper 10 und dem das Schubglied 21 und den Stellkolben 20 bildenden Körper, aus. Schließlich kann bei einer bevorzugt rotationssymmetrischen Gestalt des zylindrischen Körpers 20, 21 auch die Aufnahmebohrung 25 für diesen Körper einfach kreisförmig ausgeführt sein, so dass die Herstellung des Körpers 20, 21 und der Aufnahmebohrung 25 sowie die Montage in der Aufnahmebohrung 25 einfach und daher preiswert sind und auch eine hohe Betriebssicherheit für das Verstellgetriebe erwarten lassen. Die Kolbenfläche des Stellkolbens 20 kann ferner nahezu frei gewählt werden, wodurch es möglich wird, Federglieder mit geringen Federkräften und daher auch besonders kompakte Federglieder zu verwenden.

[0039] Falls der Bauraum im Pumpengehäuse es zulässt, können auch zwei verzahnte Schubglieder, die in die Verzahnung 16 an vorzugsweise diametral gegenüberliegenden Stellen eingreifen, vorgesehen sein, um die Stellwege jedes dieser Schubglieder im Vergleich zu dem Stellweg solch eines anhand des Ausführungsbeispiels beschriebenen Einzelschubglieds zu verkürzen. Das eine der Schubglieder kann den Lagerkörper 10 über einen ersten Winkelbereich und das andere Schubglied kann den Lagerkörper 10 über einen anschließenden, zweiten Winkelbereich verdrehen. Die Länge des Eingriffs der Schubglieder ist entsprechend

einzustellen.

Bezugszeichenliste

5	[0040]	
1	Gehäuseteil	
2	Gehäuseteil	
3	Wellenzapfen	
10	4 innerer Rotor	
4'	Rotordrehachse, Exzenterringdrehachse	
4a	Außenverzahnung	
5	äußerer Rotor	
5'	Rotordrehachse	
15	5i Innenverzahnung	
6	-	
7	Förderzellen Niederdruckseite	
7'	Förderzellen Hochdruckseite	
8	-	
20	9 -	
10	Lagerkörper	
11	Exzenterring	
12	Lagerfläche	
13	Lauffläche	
25	14 Steg	
15	Zapfen	
16	Verzahnung	
17	-	
18	-	
30	19 -	
20	Stellglied, Stellkolben	
21	Schubglied	
22	Verzahnung	
23	Führungsabschnitt	
35	24 -	
25	Aufnahmebohrung	
26	Druckraum	
27	Mündung	
28	-	
40	29 -	
30	Rückstellglied, Federglied	
31	Verschlusskörper	

Patentansprüche

1. Zahnringpumpe mit Fördervolumenverstellung, die Pumpe umfassend:

- 50 a) ein Gehäuse (1, 2)
 b) einen von dem Gehäuse (1, 2) aufgenommenen, drehbar gelagerten äußeren Rotor (5), der eine Innenverzahnung (5i) aufweist,
 c) einen drehbar gelagerten inneren Rotor (4), der eine Außenverzahnung (4a) aufweist, die mit der Innenverzahnung (5i) in einem kämmenden Zahneingriff steht, wobei die Innenverzahnung (5i) wenigstens einen Zahn mehr auf-

weist als die Außenverzahnung (4a) und die Innenverzahnung (5i) und die Außenverzahnung (4a) gegeneinander abgedichtete, expandierende und komprimierende Förderzellen (7) bilden,

d) im Gehäuse (1, 2) seitlich im Bereich der Förderzellen (7) angeordnete Niederdruck- und Hochdrucköffnungen, die durch Stege voneinander getrennt sind,

e) einen Exzentering (11), der in dem Gehäuse (1, 2) um eine Exzenteringdrehachse (4') drehbar gelagert ist und einen der Rotoren (4, 5) um eine Rotordrehachse (5') drehbar lagert, wobei die Rotordrehachse (5') und die Exzenteringdrehachse (4') zueinander exzentrisch sind,

f) und ein Verstellgetriebe, das mit dem Exzentering (11) gekoppelt ist und eine Verstellkraft in ein auf den Exzentering (11) wirkendes Drehstellmoment umwandelt und ein Stellglied (20) umfasst, das in dem Gehäuse (1, 2) hin- und herbewegbar aufgenommen ist und auf das die Verstellkraft wirkt,

dadurch gekennzeichnet, dass

g) der Exzentering (11) mit einer um die Exzenteringdrehachse (4') drehbar gelagerten Schwinge (14, 15) verdrehsicher verbunden ist h) und die Schwinge (14, 15) in dem Verstellgetriebe einen Schwenkarm für den Exzentering (11) bildet.

2. Zahnringpumpe nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Verstellgetriebe (14, 15, 20, 21) ein Kurvengetriebe (15, 21) mit wenigstens einem Kurvengelenk umfasst und die Schwinge (14, 15) ein Abtriebsglied des wenigstens einen Kurvengelenks ist.

3. Zahnringpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** von einem um die Exzenteringdrehachse (4') drehbaren, vorzugsweise radialen Steg (14) der Exzentering (11) und ein Zapfen (15) in axial entgegengesetzte Richtungen abragen und der Steg (14) und der Zapfen (15) die Schwinge (14, 15) bilden.

4. Zahnringpumpe nach einem der zwei vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kurvengetriebe (15, 21) ein mit dem Stellglied (20) verbundenes, vorzugsweise verschiebesicher verbundenes Schubglied (21) und den Zapfen (15) aufweist und eine Linearbewegung des Schubglieds (21) in eine Drehbewegung des Zapfens (15) um die Exzenteringdrehachse (4') umwandelt.

5. Zahnringpumpe nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Schubglied (21) und der Zapfen (15) unmittelbar ineinander greifen.

6. Zahnringpumpe nach einem der drei vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** auf das Stellglied (20) der Verstellkraft entgegen ein Rückstellglied (30) wirkt und dass das Rückstellglied (30) und das wenigstens eine Kurvengelenk in Bewegungsrichtung eines Schubglieds (21) des Verstellgetriebes einander überlappend angeordnet sind.

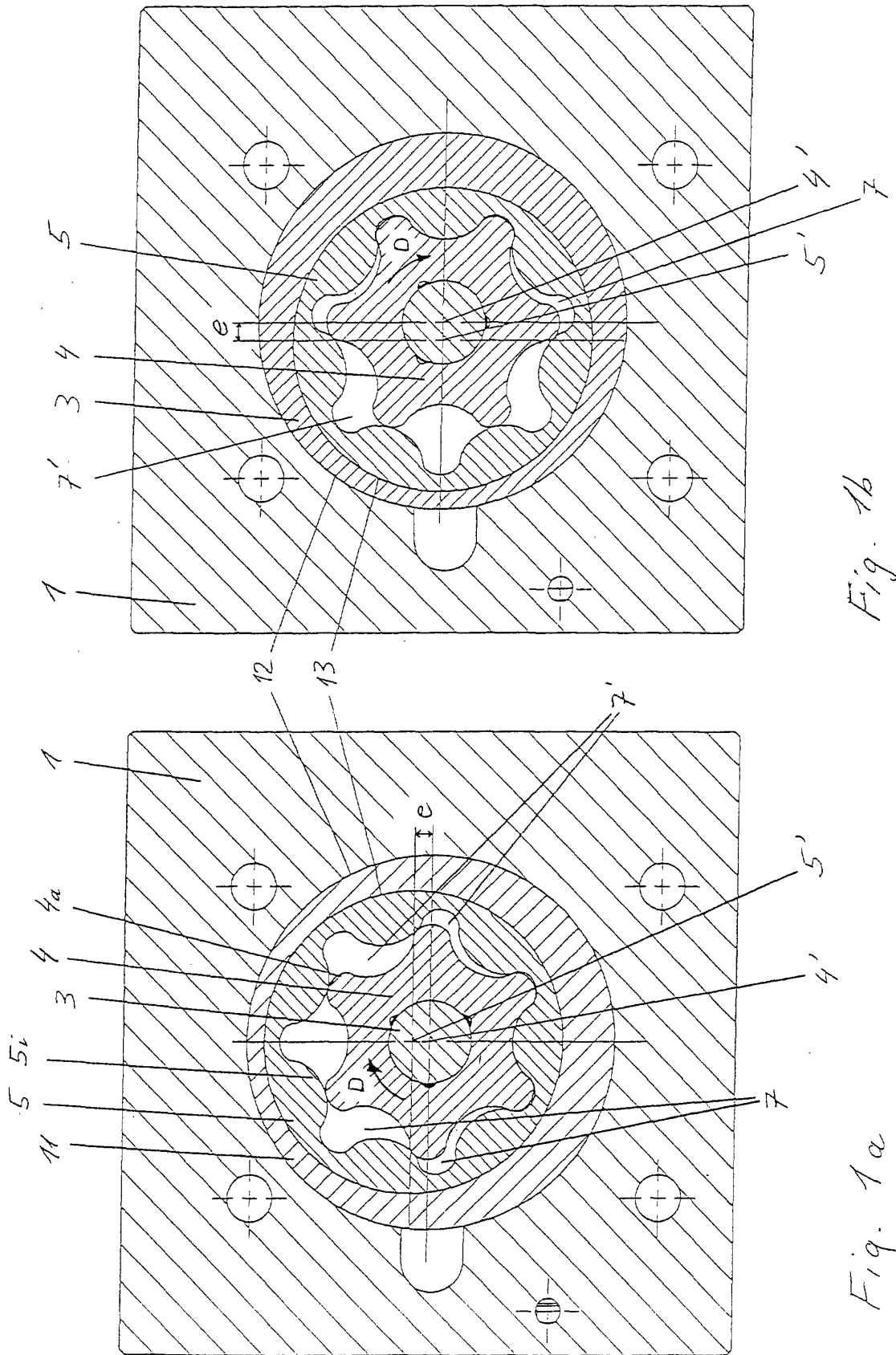
7. Zahnringpumpe nach einem der vier vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kurvengetriebe (15, 21) ein Zahnradgetriebe ist und ein Schubglied (21) mit einer Verzahnung (22) ein Antriebsglied und der Zapfen (15) mit einer Verzahnung (16) ein Abtriebsglied des Zahnradgetriebes bilden.

8. Zahnringpumpe nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verzahnung (22) des Schubglieds (21) an einer Mantelfläche eines zylindrischen Körpers ausgebildet ist.

9. Zahnringpumpe nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zylindrische Körper auch das Stellglied (20) bildet.

10. Zahnringpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein hohlzylindrischer Körper das Schubglied (21) bildet und an einem von dem Stellglied (20) abgewandten Ende offen ist und dass in dem zylindrischen Körper ein Rückstellglied (30) aufgenommen ist, das eine der Verstellkraft entgegenwirkende Gegenkraft auf das Stellglied (20) ausübt.

11. Zahnringpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Lagerkörper (10) einen Lagertopf (11, 14) und einen Zapfen (15) aufweist, eine Mantelfläche des Lagertopfs (11, 14) von dem Exzentering (11) gebildet wird, die Mantelfläche eine zu der Drehachse (4') eines der Rotoren (4, 5) konzentrische Lagerfläche (12) für den Lagerkörper (10) bildet, der Zapfen (15) konzentrisch in Bezug auf die Lagerfläche (12) von dem Lagertopf (11, 14) abragt und dass der Zapfen (15) ein Abtriebsglied eines Kurvengelenks des Verstellgetriebes (14, 15, 20, 21) bildet.



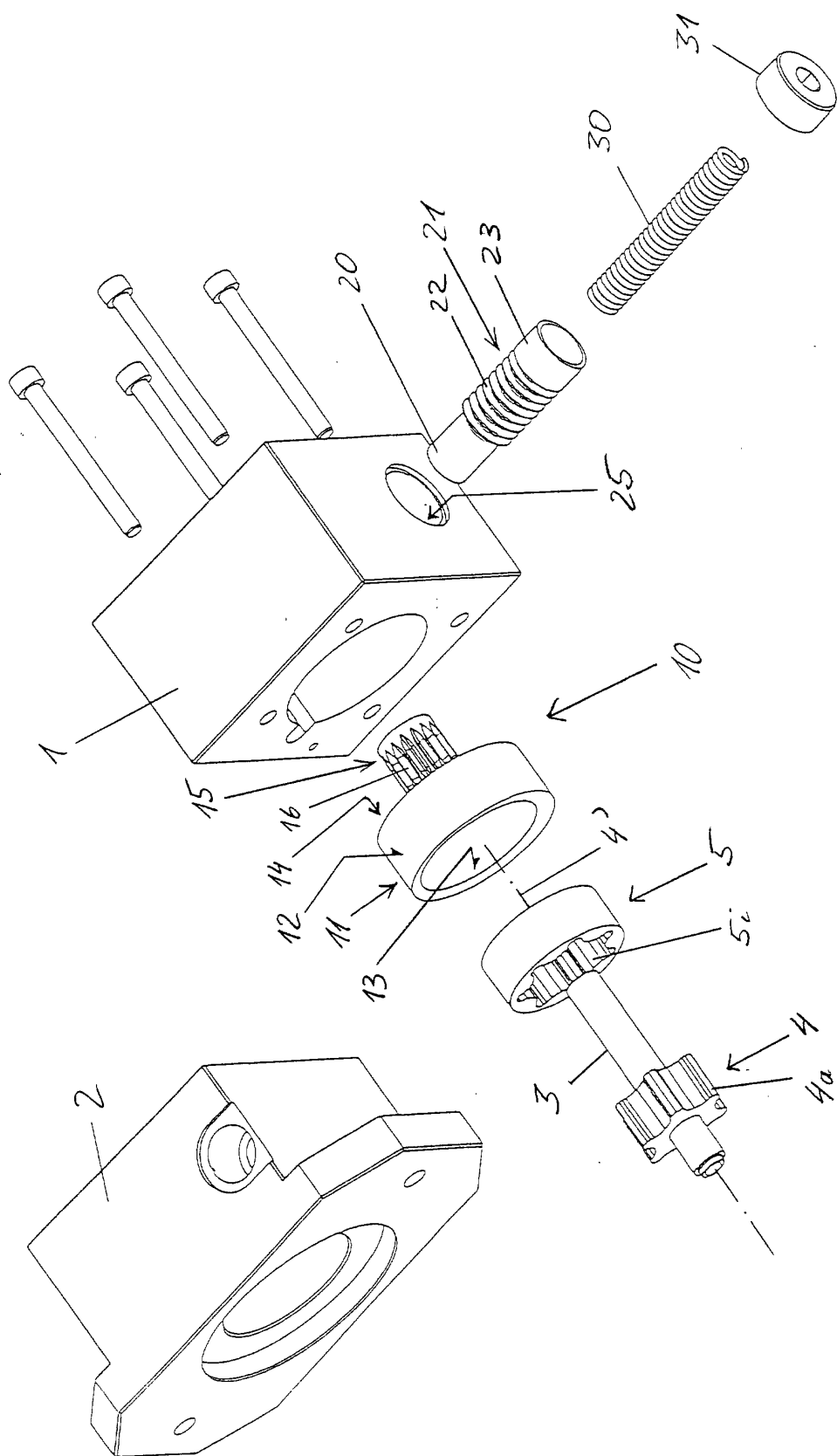


Fig. 2

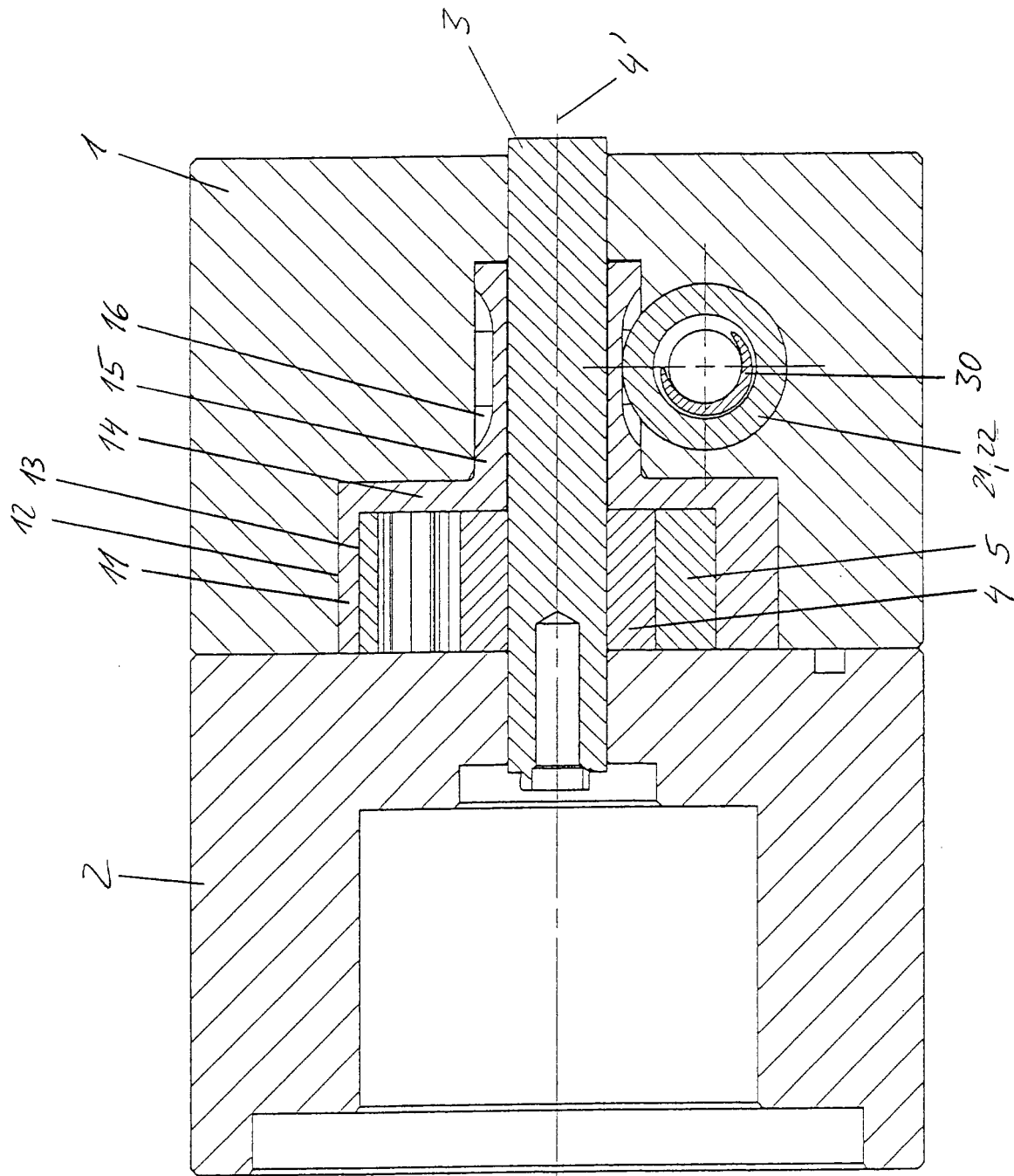


Fig. 3

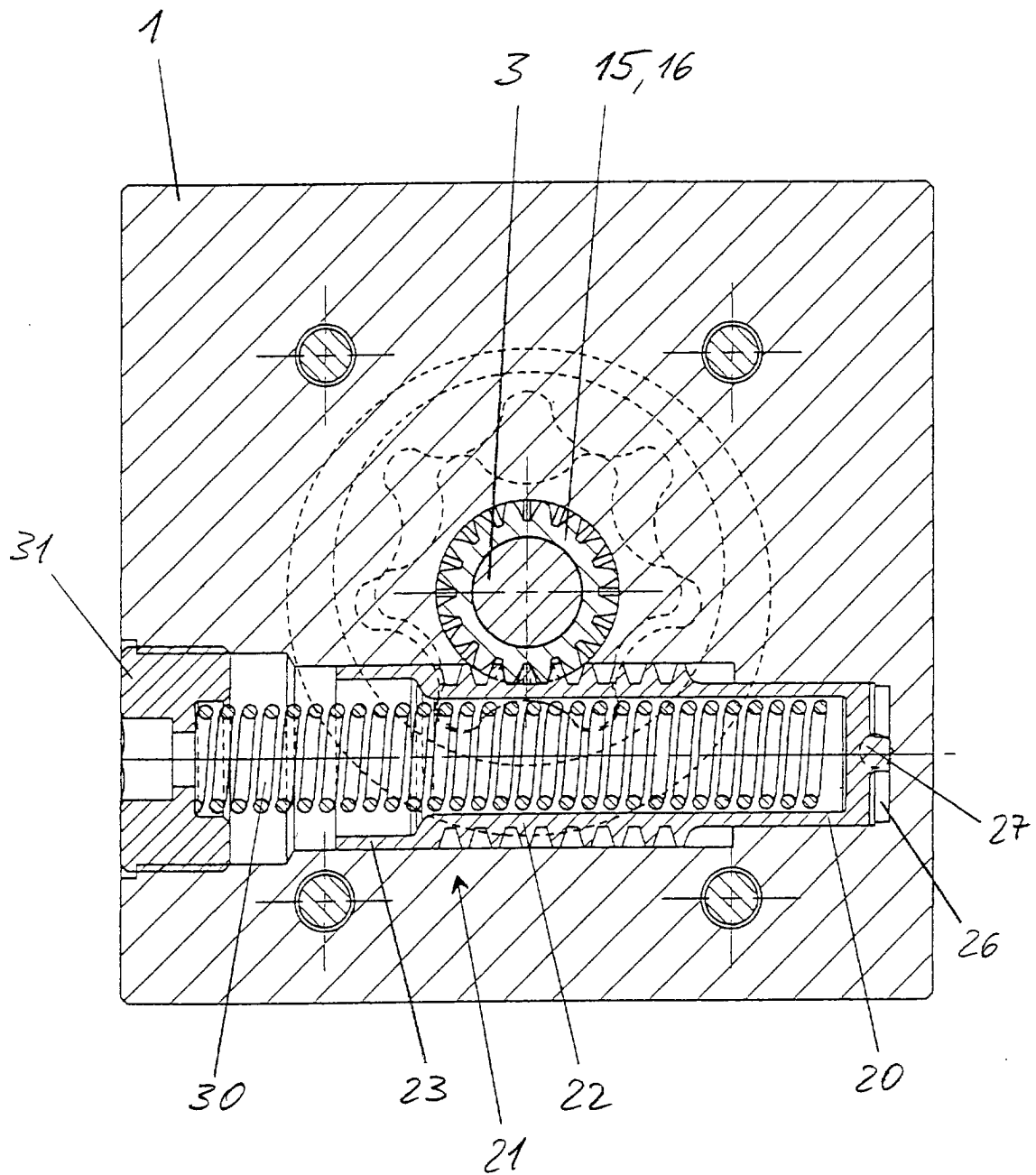


Fig. 4



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 01 11 7676

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.7)
X	DE 42 31 690 A (SCHOPF) 24. März 1994 (1994-03-24)	1,2,11	F04C15/04
Y	* Spalte 5, Zeile 38 - Zeile 58; Abbildungen 4,5 *	3-9	
Y	US 3 279 385 A (CHUJI SUZUKI) 18. Oktober 1966 (1966-10-18) * Spalte 2, Zeile 5 - Zeile 56; Abbildungen 1,2 *	3-9	
A	GB 1 426 223 A (CONCENTRIC PUMPS LTD.) 25. Februar 1976 (1976-02-25) * Seite 2, Zeile 2 - Zeile 28; Abbildung *	1,6,8-10	
A	US 3 406 631 A (BROWN) 22. Oktober 1968 (1968-10-22) * Spalte 3, Zeile 4 - Zeile 56; Abbildungen 2,3 *	1	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int.Cl.7)
			F04C F01C
Recherchenort DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 14. November 2001	
		Prüfer Kapoulas, T	
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 : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentedokument, 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	

EPO FORM 1503/03-82 (F04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 01 11 7676

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentedokumente angegeben.

Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am

Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

14-11-2001

Im Recherchenbericht angeführtes Patentedokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 4231690	A	24-03-1994	DE 4231690 A1	24-03-1994
US 3279385	A	18-10-1966	KEINE	
GB 1426223	A	25-02-1976	KEINE	
US 3406631	A	22-10-1968	KEINE	

EPC FORM P-481

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82