



(11)

**EP 4 509 715 A2**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:  
**19.02.2025 Patentblatt 2025/08**

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):  
**F04C 2/10** <sup>(2006.01)</sup> **F04C 2/344** <sup>(2006.01)</sup>  
**F04C 11/00** <sup>(2006.01)</sup>

(21) Anmeldenummer: **24191639.4**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):  
**F04C 2/102; F04C 2/3442; F04C 11/005**

(22) Anmeldetag: **30.07.2024**

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC ME MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR**  
Benannte Erstreckungsstaaten:  
**BA**  
Benannte Validierungsstaaten:  
**GE KH MA MD TN**

(71) Anmelder: **Thomas Magnete GmbH**  
**57562 Herdorf (DE)**

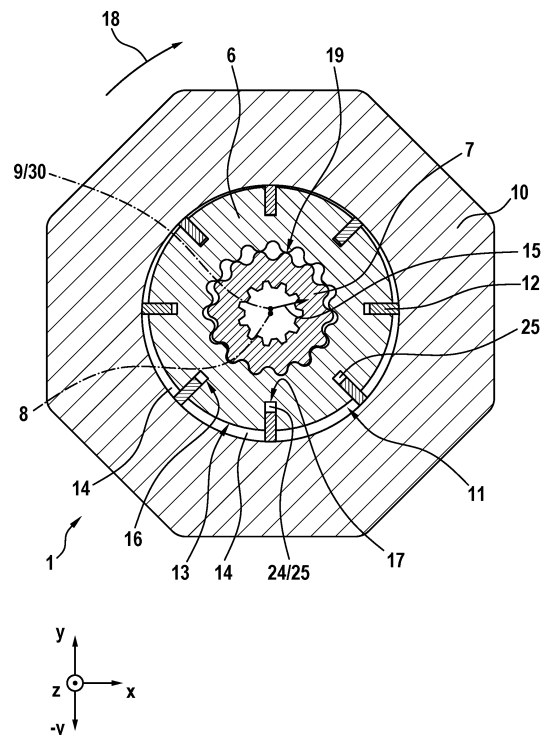
(72) Erfinder:  
• **Dautry, Etienne**  
**57567 Daaden (DE)**  
• **Kretzer, Christian**  
**57567 Daaden (DE)**

(30) Priorität: **18.08.2023 DE 102023122127**

### (54) GEROTORPUMPE UND MOTOR-PUMPEN-EINHEIT

(57) Die Anmeldung betrifft eine Gerotorpumpe (1) zum Fördern eines Fluides von einer mit einem Einlass (2) verbundenen Einlasspumpkammer (3) zu einer mit einem Auslass (4) verbundenen Auslasspumpkammer (5) der Gerotorpumpe (1), aufweisend einen drehbaren Außenrotor (6); einen drehbaren Innenrotor (7), welcher radial innerhalb des Außenrotors (6) angeordnet ist, wobei der Innenrotor (7) und der Außenrotor (6) voneinander verschiedene Drehachsen (8, 9) aufweisen; ein Gehäuse (10) mit einem Gehäuseraum (11), in welchem der Außenrotor (6) und der Innenrotor (7) aufgenommen sind; und eine Mehrzahl von radial verschiebbaren Druckelementen (12, 32, 35), welche an einem Außenumfang (13) des Außenrotors (6) angeordnet sind und im Betrieb am Gehäuse (10) anliegen, sodass zwischen Außenrotor (6) und Gehäuse (10) und/oder zwischen Außenrotor (6) und den Druckelementen (12, 32, 35) mit der Einlasspumpkammer (3) und/oder mit der Auslasspumpkammer (5) fluidverbundene Druckkammern (14, 25, 33) ausgebildet sind. Die Anmeldung betrifft außerdem eine Motor-Pumpen-Einheit (100) aufweisend die Gerotorpumpe (1).

Fig. 1



## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine Gerotorpumpe zum Fördern eines Fluides und eine Motor-Pumpen-Einheit, welche die Gerotorpumpe aufweist.

**[0002]** Herkömmliche Gerotorpumpen, auch bekannt als "Zahnringpumpe" oder "Eatonpumpe" weisen einen drehbaren Außenrotor und einen drehbaren Innenrotor auf, wobei der Innenrotor radial innerhalb des Außenrotors angeordnet ist. Herkömmlicherweise wird der Innenrotor durch einen Motor angetrieben. Dabei ist der Innenrotor als Zahnrad und der Außenrotor als Zahnring ausgebildet, wobei der Innenrotor und der Außenrotor voneinander verschiedene Drehachsen aufweisen. Dadurch läuft der Außenrotor exzentrisch an einer Außenverzahnung des Innenrotors. Bedingt durch die sich verändernden Volumina zwischen den Zahnücken zwischen Innenrotor und Außenrotor bilden sich Druckbereiche aus, auch Pumpkammern genannt, mittels welcher das Fluid gefördert wird.

**[0003]** "Fundamentals of Designing Hydraulic Gear Machines" von Jaroslaw Stryczek (ISBN: 978-83-01-21226-1) und "Axial clearance compensation in the gerotor pump" von Jaroslaw Stryczek und Slawomir Bednarczyk aus "the 19th International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Prague, September 29 - October 1, 2008" beschreiben herkömmliche Axialkompensation in Gerotorpumpen mittels Kompensationsplatten (engl.: "compensation plates").

**[0004]** Die herkömmlich bekannten Gerotorpumpen haben jedoch den Nachteil, dass Fertigungstoleranzen zu einem sogenannten Zahnkopfspliel zwischen Zähnen des Innenrotors und des Außenrotors führen. Dadurch entsteht ein Spalt insbesondere zwischen sich gegenüberliegenden Zähnen des Innenrotors und des Außenrotors. Dieses Zahnkopfspliel liegt bereits im Ruhezustand der Pumpe vor, also auch während die Pumpe nicht in Betrieb genommen ist. Im Betrieb der Pumpe steigt der Druck und vergrößert den Spalt zwischen Innenrotor und Außenrotor weiter, sodass eine innere Leckage verursacht wird und der Wirkungsgrad der Pumpe fällt.

**[0005]** Es ist Aufgabe der Erfindung, eine Gerotorpumpe bereitzustellen, welche ein Zahnkopfspliel zwischen Innenrotor und Außenrotor im Betrieb durch Radialkompensation verringern kann und dadurch einen hohen Wirkungsgrad aufweist. Es ist außerdem Aufgabe der Erfindung, eine Motor-Pumpen-einheit bereitzustellen, welche ebenfalls einen hohen Wirkungsgrad aufweist.

**[0006]** Die Lösung dieser Aufgabe erfolgt durch die Merkmale der nebengeordneten Ansprüche. Die Unteransprüche haben vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung zum Inhalt.

**[0007]** Die Lösung dieser Aufgabe erfolgt insbesondere durch eine Gerotorpumpe gemäß Anspruch 1. Die Gerotorpumpe ist zum Fördern eines Fluides von einer mit einem Einlass verbundenen Einlasspumpkammer zu einer mit einem Auslass verbundenen Auslasspump-

kammer der Gerotorpumpe ausgestaltet und geeignet. Dabei weist die Gerotorpumpe einen drehbaren Außenrotor und einen drehbaren Innenrotor auf. Der Innenrotor ist radial innerhalb des Außenrotors angeordnet. Der Innenrotor und der Außenrotor weisen voneinander verschiedene Drehachsen auf. Des Weiteren weist die Gerotorpumpe ein Gehäuse mit einem Gehäuseraum auf, in welchem der Außenrotor und der Innenrotor aufgenommen sind. Ferner weist die Gerotorpumpe eine Mehrzahl von radial verschiebbaren Druckelementen auf. Die Druckelemente sind an einem Außenumfang des Außenrotors angeordnet. Im Betrieb der Gerotorpumpe liegen die Druckelemente am Gehäuse an, sodass zwischen Außenrotor und Gehäuse und/oder zwischen Außenrotor und den Druckelementen Druckkammern ausgebildet sind. Die Druckkammern sind mit der Einlasspumpkammer und/oder mit der Auslasspumpkammer fluidverbunden.

**[0008]** Die Druckkammern werden im Betrieb der Pumpe zwischen dem Außenrotor und dem Gehäuse und/oder zwischen dem Außenrotor und den Druckelementen ausgebildet. Aus diesen Druckkammern resultiert im Betrieb der Pumpe eine Kraft, welche den Außenrotor radial gegen den Innenrotor drückt bzw. anstellt. Dieser Effekt wird auch als "Radialkompensation" bezeichnet. Damit wird ein Spalt zwischen Außenrotor und Innenrotor verkleinert, insbesondere bei steigenden Drücken im Betrieb der Pumpe, sodass der Wirkungsgrad erhöht wird.

**[0009]** Die Druckkammern sind vorteilhafterweise als entsprechende Druckbereiche des zu fördernden Fluides definiert, welche separat bzw. zusätzlich zu den Druckbereichen zwischen Außenrotor und Innenrotor sind, durch welche das Fluid hauptsächlich gefördert wird. Zur Unterscheidung werden die zwischen Außenrotor und Innenrotor ausgebildeten Druckbereiche zur hauptsächlichlichen Fluidförderung auch "primäre Druckbereiche" und die vorstehend definierten Druckkammern zur Radialkompensation, welche von den Druckelementen erzeugt werden, auch "sekundäre Druckbereiche" genannt.

**[0010]** In besonderen Ausführungen weist die Gerotorpumpe mindestens zwei Druckelemente auf. Besonders bevorzugt weist die Gerotorpumpe mindestens drei bis sieben, weiter bevorzugt mindestens acht Druckelemente auf. Besonders bevorzugt weist die Gerotorpumpe genau acht Druckelemente oder genau sechs Druckelemente auf.

**[0011]** In einer vorteilhaften Ausgestaltung weist das Gehäuse entlang seines Innenumfangs eine Mehrzahl von Gehäuseöffnungen auf, in welchen jeweils ein Druckelement zumindest teilweise angeordnet ist. Die Gehäuseöffnungen (nachstehend auch als "Öffnungen" bezeichnet) sind vorteilhafterweise Schlitze und/oder Bohrungen. Vorteilhafterweise liegen die Druckelemente jeweils entlang einer Umfangsrichtung des Gehäuses innerhalb der Gehäuseöffnung am Gehäuse an. Die Druckelemente liegen am Außenumfang des Außenro-

tors an beziehungsweise sind gegen den Außenumfang des Außenrotors angestellt oder vorgespannt.

**[0012]** Die Gehäuseöffnungen sind vorteilhafterweise jeweils mit der Einlasspumpkammer und/oder mit der Auslasspumpkammer fluidverbunden. Mit anderen Worten erreicht das zu fördernde Fluid die Öffnungen. Dies hat den Vorteil, dass die Druckelemente durch einen hydraulischen Druck in den Öffnungen beim Betrieb der Gerotorpumpe gegen den Außenrotor angestellt werden, um somit die sekundären Druckbereiche zu bilden. Das Vorsehen der Druckelemente in Gehäuseöffnungen hat außerdem den Vorteil, dass Anpassungen des Innenrotors oder des Außenrotors nicht zwingend notwendig sind, wodurch die Herstellung der Gerotorpumpe vereinfacht wird.

**[0013]** Vorteilhafterweise weist die Gerotorpumpe eine Mehrzahl von Federelementen auf, wobei die Federelemente jeweils in einer der Gehäuseöffnungen angeordnet sind. Die Federelemente spannen das jeweilige Druckelement (in derselben Gehäuseöffnung) zum Außenrotor vor. Mit anderen Worten drückt das Federelement das Druckelement gegen den Außenrotor.

**[0014]** Die Federelemente sind vorteilhafterweise Schraubenfedern oder Blattfedern, wobei verschiedene Arten von Federelementen in verschiedenen Gehäuseöffnungen angeordnet sein können. Des Weiteren können mehrere Federelemente in einer Gehäuseöffnung angeordnet sein. Beispielsweise können zwei Schraubenfedern in einer Gehäuseöffnung angeordnet sein. Alternativ oder in anderen Gehäuseöffnungen kann eine (einzige) Blattfeder in der Gehäuseöffnung angeordnet sein.

**[0015]** In einer vorteilhaften Ausgestaltung weist der Außenrotor entlang seines Außenumfangs eine Mehrzahl von Öffnungen auf, in welchen jeweils ein Druckelement zumindest teilweise angeordnet ist. Die Öffnungen sind vorteilhafterweise Schlitz- und/oder Bohrungen. Die Öffnungen sind jeweils mit der Einlasspumpkammer und/oder mit der Auslasspumpkammer fluidverbunden. Mit anderen Worten erreicht das zu fördernde Fluid die Öffnungen. Dies hat den Vorteil, dass die Druckelemente, welche zwischen dem Außenrotor und dem Gehäuse sind, zumindest teilweise von dem Außenrotor aufgenommen werden können. Dadurch wird vorteilhafterweise die Baugröße der Gerotorpumpe verringert.

**[0016]** Die Druckelemente sind radial verschiebbar und vorteilhafterweise in den vorgenannten Öffnungen/-Gehäuseöffnungen zumindest teilweise angeordnet. In einem Fall, in welchem die Druckelemente in Öffnungen des Außenrotors angeordnet sind, können die Druckelemente beispielsweise im Ruhezustand der Pumpe vollständig innerhalb der jeweiligen Öffnung angeordnet sein und beim Betrieb der Pumpe durch eine wirkende Zentrifugalkraft radial nach außen verschoben werden, um lediglich teilweise in der jeweiligen Öffnung angeordnet zu sein. Die Druckelemente können beim Betrieb der Pumpe alle um ein gleiches oder ähnliches Maß aus ihrer jeweiligen Öffnung austreten oder um voneinander

verschiedene Maße aus ihrer jeweiligen Öffnung austreten.

**[0017]** In einem Fall, in welchem die Druckelemente in Gehäuseöffnungen angeordnet sind, können die Druckelemente beispielsweise im Ruhezustand der Pumpe vollständig innerhalb der jeweiligen Öffnung angeordnet sein. Beim Betrieb der Pumpe kann ein hydraulischer Druck der Einlasspumpkammer und/oder der Auslasspumpkammer, welche mit der Öffnung fluidverbunden sind, das jeweilige Druckelement gegen den Außenrotor anstellen.

**[0018]** In einem weiteren Beispiel können die Druckelemente mittels der Federelemente auch im Ruhezustand der Pumpe gegen den Außenrotor angestellt beziehungsweise vorgespannt sein.

**[0019]** In einer vorteilhaften Ausgestaltung weist das Gehäuse einen Gehäusedeckel und einen Gehäuseboden auf, zwischen (entlang axialer Richtung) welchen der Innenrotor und der Außenrotor angeordnet sind. Entlang der axialen Richtung sind zwischen Gehäusedeckel und Innenrotor sowie Außenrotor und zwischen Gehäuseboden und Innenrotor sowie Außenrotor Abstände vorgesehen, welche Teile der Einlasspumpkammer und der Auslasspumpkammer bilden, sodass das zu fördernde Fluid den Innenrotor und den Außenrotor axial umgibt.

**[0020]** In bevorzugten Ausführungsformen weisen der Gehäusedeckel und/oder der Gehäuseboden vorteilhafterweise Nuten auf, welche zusammen mit Zwischenräumen zwischen dem Innenrotor und dem Außenrotor die Einlasspumpkammer und die Auslasspumpkammer bilden. Die Nuten verlaufen vorteilhafterweise zumindest teilweise entlang einer Umfangsrichtung des Außenrotors. In einer Draufsicht, definiert als eine Sicht auf einen Querschnitt des Außenrotors und des Innenrotors senkrecht zu den Drehachsen, sind die Nuten jeweils an zwei Seiten in Umfangsrichtung des Einlasses und/oder des Auslasses angeordnet und erstrecken sich entlang der Umfangsrichtung von dem Einlass und/oder von dem Auslass weg. Durch die Nuten wird ein Volumen der Einlasspumpkammer und/oder Auslasspumpkammer zwischen Gehäusedeckel/Gehäuseboden und dem Außenrotor und/oder Innenrotor vorteilhafterweise erhöht, wodurch eine viskose Reibung mit dem Fluid verringert und somit Flächen mit notwendig geringem Spiel/Toleranzen reduziert werden können und dadurch der Wirkungsgrad der Pumpe steigt.

**[0021]** In einer bevorzugten Ausgestaltung sind die Druckelemente jeweils Drehschieber. Dabei sind die als Drehschieber ausgestalteten Druckelemente vorzugsweise im Wesentlichen rechteckig und plattenförmig. Vorteilhafterweise weisen die Drehschieber abgerundete Ecken auf.

**[0022]** Weiter vorteilhaft ist es, wenn zumindest eine gehäuseseitige Seitenfläche der in Öffnungen des Außenrotors angeordneten Drehschiebern, insbesondere die gehäuseseitige Seitenfläche, welche mit dem Gehäuse in Kontakt kommt, abgerundet ist. Dadurch wird eine Reibung zwischen dem Drehschieber und dem Ge-

häuse verringert. Weiter vorteilhaft ist es, wenn zumindest eine außenrotorseitige Seitenfläche der in Gehäuseöffnungen angeordneten Drehschiebern, insbesondere die außenrotorseitige Seitenfläche, welche mit dem Außenrotor in Kontakt kommt, abgerundet ist. Dadurch wird eine Reibung zwischen dem Drehschieber und dem Außenrotor verringert.

**[0023]** Vorteilhafterweise ist eine Höhe der Drehschieber entlang einer Axialrichtung des Außenrotors geringer als eine Höhe des Außenrotors oder geringer als eine Höhe des Gehäuses in Axialrichtung. Mit anderen Worten ist vorteilhafterweise eine Tiefe in Axialrichtung der Öffnung bzw. des Schlitzes oder der Bohrung im Außenrotor oder im Gehäuse größer als eine Höhe des jeweiligen Drehschiebers. Dies hat den Vorteil, dass das zu fördernde Fluid von der Einlasspumpkammer auf dem Drehschieber entlang in den Gehäuseraum zwischen Außenrotor und Gehäuse oder in die Gehäuseöffnung mit besonders geringer viskosen Reibung fließen kann. Durch eine Einstellung der Höhe der Drehschieber kann eine Fluidmenge, welche wie vorstehend beschrieben auf dem Drehschieber fließt, gesteuert werden, sodass ein Druck zwischen den durch die Drehschieber erzeugten Druckkammern gesteuert werden kann. In besonderen Ausgestaltungen weisen die Drehschieber unterschiedliche Höhen auf, oder weisen alle die gleiche Höhe auf.

**[0024]** In manchen besonderen Ausführungen beträgt eine Höhe der Drehschieber 90%, bevorzugt 95%, noch bevorzugter 98%, der Höhe des Außenrotors oder der Höhe des Gehäuses. Bevorzugt ist ein Unterschied in Höhen zwischen dem Außenrotor oder dem Gehäuse und den Drehschiebern mehr als (lediglich) durch Fertigungstoleranzen bedingt. Dadurch lässt sich eine besonders gute Auswirkung der Drehschieber sowie Verringerung der Reibung erzielen. Alternativ kann die Höhe der Drehschieber etwa 50% der Höhe des Außenrotors oder der Höhe des Gehäuses betragen.

**[0025]** Die vorgenannte Höhe ist insbesondere als (axiale) Länge der vorgenannten gehäuseseitigen Seitenfläche oder der vorgenannten außenrotorseitigen Seitenfläche zu verstehen.

**[0026]** In einer vorteilhaften Ausgestaltung trennen die Drehschieber den Gehäuseraum entlang einer Umfangsrichtung des Außenrotors zumindest Abschnittsweise. Im Betrieb sind zumindest zwischen den Drehschiebern entlang der Umfangsrichtung Druckkammern gebildet. Diese Druckkammern sind vorzugsweise zusätzlich zu den vorstehend erläuterten primären Druckbereichen (zwischen Innenrotor und Außenrotor) gebildet. Diese Druckkammern sind vorteilhafterweise entlang der Umfangsrichtung zwischen den Drehschiebern und in Radialrichtung zwischen dem Außenrotor und dem Gehäuse gebildet. Beim Betrieb der Pumpe sind die Fluiddrücke in den Druckkammern vorteilhafterweise mit Bezug auf die Axialrichtung bzw. mit Bezug auf die Drehachsen des Außenrotors und/oder des Innenrotors nicht achsensymmetrisch. Mit anderen Worten ist der

Druck, welcher innerhalb der Druckkammern entsteht, zwischen zumindest manchen der Druckkammern unterschiedlich. Dadurch entsteht vorteilhafterweise eine Kraft, welche den Außenrotor gegen den Innenrotor anstellt, sodass der Spalt zwischen diesen verringert und dadurch der Wirkungsgrad erhöht wird.

**[0027]** In einer vorteilhaften Ausgestaltung sind die Druckelemente jeweils Kolben. Vorteilhafterweise ist dabei die jeweilige Öffnung als Bohrung ausgestaltet, in welcher der jeweilige Kolben radial verschiebbar angeordnet ist. Die Öffnung ist mit der Einlasspumpkammer und/oder der Auslasspumpkammer fluidverbunden.

**[0028]** In einem Fall, in welchem die Kolben im Außenrotor angeordnet sind, wird beim Betrieb der Pumpe der Kolben radial nach innen verschoben, sodass ein Druck auf das in der Öffnung befindliche Fluid ausgeübt wird. Dieser Druck übt wiederum eine Kraft auf den Außenrotor aus, welche den Außenrotor gegen den Innenrotor anstellt und den Spalt verringert, sodass der Wirkungsgrad erhöht ist. In einem Fall, in welchem die Kolben im Gehäuse angeordnet sind, wird beim Betrieb der Pumpe der Kolben durch den in der Einlasspumpkammer oder Auslasspumpkammer herrschenden Druck radial nach innen verschoben, sodass der Kolben den Außenrotor gegen den Innenrotor anstellt und den Spalt verringert, sodass der Wirkungsgrad erhöht ist.

**[0029]** Vorteilhafterweise dichtet der jeweilige Kolben ein radial gehäuseseitiges Ende der Öffnung im Außenrotor oder dichtet ein radial außenrotorseitiges Ende der Öffnung im Gehäuse ab. Mit anderen Worten weist jede Öffnung im Außenrotor, in welcher ein solcher Kolben angeordnet ist, ein radial inneres Ende (innenrotorseitiges) Ende und ein radial äußeres (gehäuseseitiges) Ende auf, wobei der Kolben verschiebbar zumindest teilweise aus dem gehäuseseitigen Ende ragt. Eine radiale Innenseite der Öffnung im Außenrotor, welche eine Innenseite der Öffnung an ihrem radialen inneren Ende ist und welche mit der Einlasspumpkammer und/oder mit der Auslasspumpkammer fluidverbunden ist, bildet mit dem Kolben eine Kolbendruckkammer. In einem Fall, in welchem der Kolben in einer Öffnung des Gehäuses angeordnet ist, ist das radial innere Ende der Öffnung außenrotorseitig und das radial äußere Ende der Öffnung radial weiter außen im Gehäuse angeordnet. Die Kolbendruckkammer wird dabei zwischen dem radial äußeren Ende der Gehäuseöffnung und dem Kolben, welcher zwischen Gehäuse und Außenrotor angeordnet ist, gebildet.

**[0030]** Mit anderen Worten bilden der Kolben und die Öffnung zusammen eine Kolben-ZylinderAnordnung. Die Kolbendruckkammer übt vorteilhafterweise die vorstehend erläuterte Anstellkraft auf den Außenrotor aus, sodass der Wirkungsgrad der Pumpe erhöht ist.

**[0031]** Das radial innere Ende der Öffnung im Außenrotor oder das radial äußere Ende der Gehäuseöffnung ist vorzugsweise mit dem Zwischenraum zwischen Außenrotor und dem Gehäusedeckel oder, in Abhängigkeit der axialen Orientierung der Öffnung, mit dem Zwischen-

raum zwischen Außenrotor und dem Gehäuseboden verbunden, sodass das Fluid in diesem Zwischenraum in die Öffnung fließen kann.

**[0032]** Vorteilhafterweise sind die Ausgestaltung der Druckelemente als Drehschieber und als Kolben kombinierbar. Beispielsweise ist dabei zumindest ein Druckelement als Drehschieber und zumindest ein Druckelement als Kolben ausgestaltet. Weiterhin kann ein Druckelement funktional gleichzeitig als Drehschieber und als Kolben ausgestaltet sein, beispielsweise durch eine Ausgestaltung des Drehschiebers als Kolben mit einer beispielhaften Höhe in Axialrichtung von mindestens 50 % oder 90%, oder einer der weiteren, oben zu den Drehschiebern genannten Werte, der Höhe des Außenrotors. Vorteilhafterweise trennen dabei solche Kolben den Gehäuseraum entlang der Umfangsrichtung des Außenrotors zumindest abschnittsweise und bilden entlang der Umfangsrichtung zusätzlich zu den Kolbendruckkammern weitere Druckkammern zwischen dem Außenrotor und dem Gehäuse.

**[0033]** In einer alternativen Ausgestaltung weisen der Außenrotor und der Gehäuseraum voneinander verschiedene Mittelpunktsachsen senkrecht zur Radialrichtung auf. Dabei stimmen insbesondere die Mittelpunktschwerachse des Gehäuseinneren und die Drehachse des Außenrotors nicht überein. Mit anderen Worten ist der Außenrotor nicht mittig in dem Gehäuseinneren angeordnet. Dies hat den Vorteil, dass die sekundären Druckkammern asymmetrisch sind und eine aus diesen Druckkammern resultierende Kraft den Außenrotor gegen den Innenrotor anstellt, sodass der Wirkungsgrad erhöht ist. Durch die abweichenden Mittelpunktsachsen wird beim Betrieb der Pumpe eine angulare oder umfängliche Position eines maximalen erzeugten Drucks in den sekundären Druckkammern entsprechend geändert, sodass eine resultierende Druckkraft aus allen sekundären Druckkammern der resultierenden Druckkraft der primären Druckkammern, welche den Außenrotor anstellt, entgegengewirkt. Wird die Druckkraft aus den primären Druckkammern mehr als kompensiert (mehr als vollständig entgegengewirkt), so wird der Spalt zwischen Außenrotor und Innenrotor verkleinert, wodurch der Wirkungsgrad weiter gesteigert werden kann.

**[0034]** Vorzugsweise weist der Außenrotor zumindest eine, insbesondere eine Mehrzahl von entlang der Umfangsrichtung verteilten, Außenrotornut(en) auf. Die Außenrotornuten sind insbesondere jeweils entlang der Umfangsrichtung zwischen den vorgenannten Öffnungen gebildet. Die Außenrotornuten verringern vorteilhafterweise eine viskose Reibung mit dem Fluid zwischen Außenrotor und Gehäusedeckel und/oder Gehäuseboden. Die Außenrotornuten können auf einer oder beiden axialen Seiten des Außenrotors (gehäusebodenseitig und/oder gehäusedeckelseitig) gebildet sein. Die Außenrotornuten sind dabei insbesondere als entlang der Umfangsrichtung längliche und in Axialrichtung tiefe Vertiefungen im Außenrotor gebildet. Vorzugsweise kann der Innenrotor ebenfalls solch entsprechende Nuten (In-

nenrotornuten) aufweisen.

**[0035]** Vorzugsweise weist das Gehäuse zumindest eine, insbesondere eine Mehrzahl von entlang der Umfangsrichtung verteilten, Gehäusenut(en) auf. Die Gehäusenuten sind insbesondere jeweils entlang der Umfangsrichtung zwischen den vorgenannten Gehäuseöffnungen gebildet. Die Gehäusenuten verringern vorteilhafterweise eine viskose Reibung mit dem Fluid zwischen Gehäuse und Gehäusedeckel und/oder Gehäuseboden. Die Gehäusenuten können auf einer oder beiden axialen Seiten des Gehäuses (gehäusebodenseitig und/oder gehäusedeckelseitig) gebildet sein. Die Gehäusenuten sind dabei insbesondere als entlang der Umfangsrichtung längliche und in Axialrichtung tiefe Vertiefungen im Gehäuse gebildet. Vorzugsweise können der Innenrotor und/oder der Außenrotor solche Nuten aufweisen.

**[0036]** In manchen Ausführungen weist die Gerotorpumpe außerdem zumindest eine Kompensationsplatte (engl: "compensation plate") auf, welche (jeweils) in Axialrichtung zwischen Gehäusedeckel und/oder Gehäuseboden und Innenrotor und/oder Außenrotor angeordnet ist/sind und eine Axialkompensation der Gerotorpumpe ermöglicht/ermöglichen. Dadurch weist die Gerotorpumpe vorteilhafterweise Radialkompensation und Axialkompensation auf, wodurch der Wirkungsgrad besonders hoch ist.

**[0037]** Die Erfindung betrifft außerdem eine Motor-Pumpen-Einheit. Die Motor-Pumpen-Einheit weist eine Gerotorpumpe gemäß einem der vorstehenden bevorzugten Ausgestaltungen auf. Des Weiteren weist die Motor-Pumpen-Einheit einen Motor auf, welcher mit dem Innenrotor verbunden ist und eingerichtet ist, den Innenrotor zum Betreiben der Gerotorpumpe zu rotieren. Der Motor ist insbesondere mittels einer Welle mechanisch mit dem Innenrotor verbunden. Die Motor-Pumpen-Einheit weist einen erhöhten Wirkungsgrad auf.

**[0038]** Die Gerotorpumpe und die Motor-Pumpen-Einheit weisen außerdem die folgenden Vorteile auf. Durch das Ausgleichen von Toleranzen (Radialkompensation oder Radialkompensation mit Axialkompensation) können die Komponenten dieser deutlich kostenreduziert hergestellt werden, da Herstellungstoleranzen deutlich ausgeweitet werden können. Durch den höheren Wirkungsgrad können diese in höheren Druckbereichen verwendet werden. Des Weiteren ist durch die Radialkompensation eine Performankestabilität über verschiedene Drücke erhöht. Des Weiteren ist für die vorstehend erläuterte Radialkompensation keine weitere Steuerung notwendig, da die Radialkompensation selbststeuernd durch ein hydraulisches Wirkprinzip funktioniert.

**[0039]** Die vorstehend erläuterten bevorzugten Ausgestaltungen und Wirkungen sind unabhängig von einer Drehrichtung des Außenrotors bzw. des Innenrotors.

**[0040]** Weitere Einzelheiten, Vorteile und Merkmale der vorliegenden Erfindung ergeben sich aus nachfolgender Beschreibung von Ausführungsbeispielen anhand der Zeichnung. Es zeigt:

Fig. 1 eine schematische Querschnittsansicht einer Gerotorpumpe gemäß einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 2 eine schematische Draufsicht der Gerotorpumpe gemäß der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 3 eine perspektivische Detailansicht eines Außenrotors der Gerotorpumpe gemäß der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 4 eine perspektivische Detailansicht des Außenrotors und eines Drehschiebers der Gerotorpumpe gemäß der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 5 eine schematische Querschnittsansicht einer Gerotorpumpe gemäß einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 6 eine schematische Querschnittsansicht einer Gerotorpumpe gemäß einer dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 7 eine weitere schematische Schnittansicht der Gerotorpumpe gemäß der dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung; und

Fig. 8 ein schematisches Blockdiagramm einer Motor-Pumpen-Einheit gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

**[0041]** Fig. 1 zeigt eine schematische Querschnittsansicht einer Gerotorpumpe 1 gemäß einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

**[0042]** Die Gerotorpumpe 1 (nachfolgend "Pumpe 1") zum Fördern eines Fluides weist einen drehbaren Innenrotor 7 und einen drehbaren Außenrotor 6 auf. Der Innenrotor 7 ist als Zahnrad ausgebildet. Der Außenrotor 6 ist als Zahnring ausgebildet.

**[0043]** Der Innenrotor 7 und der Außenrotor 6 sind in einem Gehäuseraum 11 eines Gehäuses 10 aufgenommen. Dabei ist der Innenrotor 7 entlang einer Radialrichtung 15 innerhalb des Außenrotors 6 angeordnet.

**[0044]** Der Innenrotor 7 ist um eine Innenrotor-Drehachse 8 drehbar, während der Außenrotor 6 um eine Außenrotor-Drehachse 9 drehbar ist. Wie aus Fig. 1 ersichtlich sind die Drehachsen 8, 9 voneinander verschieden, also parallel zueinander angeordnet. Im Betrieb der Pumpe 1 bewirkt eine Drehung des Innenrotors 7 eine Drehung des Außenrotors 6. Der Betrieb der Pumpe 1 wird nachstehend mit Bezug auf Fig. 2 erläutert.

**[0045]** Wie aus Fig. 1 weiter ersichtlich ist der Außenrotor 6 in der vorliegenden Ausführungsform zumindest im Ruhezustand der Pumpe 1 nicht mittig in dem Gehäuseraum 11 angeordnet. Mit anderen Worten sind hierbei Mittelpunktachsen des Gehäuseraums 11 und des

Außenrotors 6 hierbei voneinander verschieden. Vorliegend ist der Innenrotor 7 mittig im Gehäuseraum 11 angeordnet, sodass eine Mittelpunktachse des Gehäuseraums 11 mit der Innenrotor-Drehachse 8 zusammenfällt. Die Mittelpunktachse des Außenrotors 6 fällt im vorliegenden Fall mit der Außenrotor-Drehachse 9 zusammen.

**[0046]** Der Außenrotor 6 weist zumindest zwei, hier acht, Öffnungen 16 an seinem Außenumfang 13 auf. Die Öffnungen 16 sind, wie nachstehend mit Bezug auf Fig. 3 & 4 erläutert, vorliegend Schlitz. Die Öffnungen 16 sind im vorliegenden Fall bevorzugt über den Außenumfang 13 des Außenrotors 6 gleichverteilt, also symmetrisch angeordnet. In einer alternativen besonderen Ausgestaltung können die Öffnungen 16 asymmetrisch entlang des Außenumfangs 13 angeordnet sein, sodass zwischen zumindest zwei Paaren von Öffnungen 16 verschiedene Abstände entlang des Außenumfangs 13 gebildet sind.

**[0047]** In jeder Öffnung ist ein Drehschieber 12 als Druckelement angeordnet. Die Drehschieber 12 sind radial innerhalb der jeweiligen Öffnungen 16 verschiebbar. Bei einer Drehung des Außenrotors 6 bewirkt eine aus der Drehung resultierende Zentrifugalkraft, dass die Drehschieber 12 aus der jeweiligen Öffnungen 12 ragen und am Gehäuse 10 anliegen.

**[0048]** Wie nachstehend erläutert wird (siehe Fig. 2) befindet sich im Betrieb der Pumpe 1 das zu fördernde Fluid teilweise auch in dem Gehäuseraum 11 zwischen dem Außenrotor 6 und dem Innenrotor 7. Beim Drehen des Außenrotors 6 bilden die Drehschieber 12 Druckkammern 14. Die Druckkammern 14 sind hierbei in Radialrichtung 15 zwischen dem Außenrotor 7 und dem Gehäuse 10 und entlang einer Umfangsrichtung 18 zwischen den Drehschiebern 12 gebildet.

**[0049]** Durch eine exzentrische Drehung des Außenrotors 6 innerhalb des Gehäuseraums 11 werden Druckkammern 14 mit unterschiedlichen Fluidrücken gebildet. Diese verschiedenen Fluidrücken an verschiedenen Umfangsstellen um den Außenrotor 6 herum erzeugen eine resultierende Kraft, welche den Außenrotor 6 gegen den Innenrotor 7 anstellt. In dem vorliegenden Fall bewirkt die resultierende Kraft vorteilhafterweise, dass der Außenrotor 6 entlang einer eingezeichneten -y Richtung gegen den Innenrotor 7 gedrückt wird. Dadurch wird vorteilhafterweise ein Spalt zwischen gegenüberliegenden Spitzen 19 des Außenrotors 6 und des Innenrotors 7 verringert. An den Stellen der gegenüberliegenden Spitzen 19 hat eine Verringerung des Spalts zwischen Außenrotor 6 und Innenrotor 7 die größte vorteilhafte Auswirkung zur Reduzierung einer inneren Leakage und zur Erhöhung des Wirkungsgrades der Pumpe 1. Dies wird weiter anhand Fig. 2 erläutert.

**[0050]** Des Weiteren befindet sich das Fluid teilweise innerhalb der jeweiligen Öffnung 16 radial weiter innen als der jeweilige Drehschieber 12. Dabei befindet sich das Fluid in einem Öffnungsraum 24 zwischen einer radialen Innenseite 17 der Öffnung 16 und dem Drehschieber 12, sodass Öffnungsraum-Druckkammern 25

gebildet sind. Die Öffnungsraum-Druckkammern 25 sorgen für eine Federung der Drehschieber 12 und, wie nachstehend mit Bezug auf Ausführungsform zwei erläutert wird, für eine (weitere) Anstellkraft des Außenrotors 6. Alternativ oder zusätzlich dazu kann in dem jeweiligen Öffnungsraum 24 ein Federelement angeordnet sein, welches den Drehschieber 12 federt beziehungsweise radial vorspannt/anstellt.

**[0051]** Fig. 2 zeigt eine schematische Draufsicht der Gerotorpumpe 1 gemäß der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. Dabei zeigt die Fig. 2 insbesondere einen Gehäusedeckel 20, welcher den Außenrotor 6, den Innenrotor 7 und den Gehäuseraum 11 bedeckt. Die von dem Gehäusedeckel 20 bedeckten Komponenten sind hierbei gestrichelt angedeutet. Zur besseren Übersicht sind die Drehschieber 12 in der Fig. 2 nicht eingezeichnet.

**[0052]** Genauer weist die Pumpe 1 einen Gehäusedeckel 20 und einen Gehäuseboden 21 auf, wobei der Gehäuseboden 21 in der vorliegenden Ansicht nicht (direkt) sichtbar ist. Der Innenrotor 7 und der Außenrotor 6 sind, entlang einer Axialrichtung 30 des Außenrotors 6, welche mit der Außenrotor-Drehachse 9 zusammenfällt (vorliegend in z-Richtung), zwischen dem Gehäusedeckel 20 und dem Gehäuseboden 21 angeordnet. Dabei ist zwischen zumindest dem Gehäusedeckel 20 (und/oder zumindest dem Gehäuseboden 21) und dem Außenrotor 6 und dem Innenrotor 7 entlang der Axialrichtung 30 ein Abstand (Axialspalt) gebildet, sodass Fluid den Außenrotor 6 und den Innenrotor 7 umgibt.

**[0053]** In dem Gehäuseboden 21 sind Öffnungen für einen Einlass 2 und für einen Auslass 4 gebildet. Das Fluid wird von der Pumpe 1 von dem Einlass 2 zu dem Auslass 4 gefördert. Wie außerdem aus Fig. 2 ersichtlich weist der Gehäusedeckel 20 Nuten 22 auf, welche sich entlang der Umfangsrichtung 18 erstrecken und jeweils mit dem Einlass 2 oder dem Auslass 4 verbunden sind. Die Nuten 22 definieren zusammen mit Zwischenräumen 23 zwischen den Zähnen des Innenrotors 7 und des Außenrotors 6 (nachstehend "Volumina 23") eine Einlasspumpkammer 3 und eine Auslasspumpkammer 5 der Pumpe 1. Die Einlasspumpkammer 3 und die Auslasspumpkammer 5 der Pumpe 1 umfassen auch das vorgenannte Fluid bzw. Fluidvolumen in Axialrichtung 30 zwischen Gehäusedeckel 20 und/oder Gehäuseboden 21 und dem Außenrotor 6 und dem Innenrotor 7.

**[0054]** Im Betrieb der Pumpe 1 wird Fluid von dem Einlass 2 zum Auslass 4 entlang der Umfangsrichtung 18 gefördert. Wie an der Fig. 2 erkennbar werden die Volumina 23 der Zwischenräume ausgehend vom Einlass 2 entlang der Umfangsrichtung 18 (vorliegend im Uhrzeigersinn) zunächst größer, sodass Fluid vom Einlass 2 angesaugt wird. Daraufhin, am Ende der Nut 22 in Umfangsrichtung 18 bleiben die Volumina 23 zunächst nahezu konstant, bevor die Volumina 23 daraufhin kleiner werden. Durch das Verkleinern der Volumina 23 zum Auslass 4 hin wird das Fluid mit Druck beaufschlagt und das Fluid aus dem Auslass 4 gefördert. Die hieraus

resultierenden Druckbereiche des Fluides, mittels welcher das Fluid hauptsächlich zwischen Einlass 2 und Auslass 4 gefördert wird, werden auch "primäre Druckbereiche" genannt, während die Druckbereiche, welche von den vorstehend erläuterten Drehschiebern 12 gebildet werden, auch "sekundäre Druckbereiche" genannt werden.

**[0055]** An den Stellen der gegenüberliegenden Spitzen 19 ist eine Trennung der Volumina 23 und damit ein Wirkungsgrad der Pumpe 1 aufgrund der geringen Auflageflächen der Zähne gegenüber Fertigungstoleranzen sowie gegenüber einer Anstellung des Außenrotors 6 bei hohen Drücken des Fluides besonders empfindlich. Durch die Anstellung des Außenrotors 6 gegen den Innenrotor 7, bewirkt durch die mit Bezug auf Fig. 1 erläuterten Drehschieber 12, wodurch ein Spalt zwischen den gegenüberliegenden Spitzen 19 verringert wird, wird der Wirkungsgrad der Pumpe 1 erhöht.

**[0056]** Fig. 3 zeigt eine perspektivische Detailansicht des Außenrotors 6 der Gerotorpumpe 1 gemäß der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. Wie aus Fig. 3 ersichtlich ist der Außenrotor 6 im Wesentlichen ein Zahnring mit Schlitten als Öffnungen 16 zur Aufnahme der Drehschieber 12.

**[0057]** Des Weiteren weist der Außenrotor 6 eine Mehrzahl von Außenrotornuten 26 auf, welche entlang der Umfangsrichtung 18 zwischen den Öffnungen 16 gebildet sind. Durch die Außenrotornuten 26 wird eine viskose Reibung mit dem Fluid zwischen dem Außenrotor 6 und dem Gehäusedeckel 20 und/oder dem Gehäuseboden 21 verringert.

**[0058]** Fig. 4 zeigt eine perspektivische Detailansicht des Außenrotors 6 und eines Drehschiebers 12 der Gerotorpumpe 1 gemäß der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. In der Fig. 4 ist außerdem der Gehäuseboden 21 dargestellt.

**[0059]** Wie aus der Fig. 4 ersichtlich liegt der Drehschieber 12 auf dem Gehäuseboden 21 auf. Eine Höhe 27 des Drehschiebers 12 ist bezüglich der Axialrichtung 30 geringer als eine Höhe 28 des Außenrotors 6. Dabei beträgt die Höhe 27 des Drehschiebers 12 in besonderen Ausgestaltungen zwischen 90% und 98% der Höhe 28 des Außenrotors 6.

**[0060]** Durch die geringere Höhe 27 des Drehschiebers 12 kann Fluid, eingezeichnet durch einen Fluidfluss 29, von der Einlasspumpkammer 3 auf dem Drehschieber 12 in den Gehäuseraum 11 zwischen Außenrotor 6 und Gehäuse 10 besonders leicht fließen. Dabei kann insbesondere das vorgenannte Fluid zwischen Gehäusedeckel 20 und Außenrotor 6 und Innenrotor 7 (im Axialspalt) in den Gehäuseraum 11 besonders leicht, also mit geringer viskoser Reibung, fließen.

**[0061]** Hierbei weist der Drehschieber 12 außerdem eine abgerundete gehäuseseitige Seitenfläche 31 auf, wodurch eine Reibung zwischen dem Drehschieber 12 und dem Gehäuse 10 verringert wird.

**[0062]** Fig. 5 zeigt eine schematische Querschnittsansicht einer Gerotorpumpe 1 gemäß einer zweiten Aus-

führungsform der vorliegenden Erfindung.

**[0063]** In der vorliegenden Ausführungsform sind die Druckelemente als Kolben 32 ausgebildet. Hierbei weist die Gerotorpumpe 1 zumindest zwei, im vorliegenden Fall sechs Kolben 32 auf. Die Öffnungen 16 sind als radiale Bohrungen im Außenumfang 13 des Außenrotors 6 ausgebildet. Die Kolben 32 sind radial verschiebbar und dichten ein radial gehäusesseitiges Ende 34 der jeweiligen Öffnung 16 ab. Des Weiteren sind die Öffnungen 16 mit der Einlasspumpkammer 3 und/oder mit der Auslasspumpkammer 5 fluidverbunden. Dafür weisen die Öffnungen 16, wie in Fig. 5 dargestellt, eine weitere, axiale Bohrung auf (Tiefenrichtung in Fig. 5), welche mit der radialen Bohrung verbunden ist. Dadurch ergibt sich im Wesentlichen eine L-förmige Bohrung im Außenrotor 6, wobei der jeweilige Kolben 32 in der radialen Bohrung angeordnet ist. Dadurch kann das Fluid, welches zwischen dem Gehäusedeckel 20 und dem Außenrotor 6 ist (im Axialspalt), durch den axialen Teil der Bohrungen in die Öffnungen 6 fließen. Mit anderen Worten ist die axiale Bohrung mit dem Axialspalt fluidverbunden.

**[0064]** Dadurch sind zwischen der radialen Innenseite 17 der Öffnung 16 und den jeweiligen Kolben 32 Kolbendruckkammern 33 gebildet. Beim Drehen des Außenrotors 6 werden die Kolben 32 radial in die Öffnungen 16 gedrückt, wobei das Fluid durch den Kolben 32 mit Druck beaufschlagt wird. Dieser entstehende Druck übt eine Kraft auf die radiale Innenseite 17 der Öffnung 16 und damit auf den Außenrotor 6 auf, wodurch dieser gegen den Innenrotor 7 angestellt wird. Die Kolbendruckkammern 33 sind ähnlich wie die Druckkammern 14, welche von den Drehschiebern 12 erzeugt werden, sekundäre Druckbereiche.

**[0065]** Wie ein Vergleich der Fig. 5 mit der Fig. 1 zeigt, können die Kolben 32 ebenfalls die Druckkammern 14 zwischen dem Außenrotor 6 und dem Gehäuse 10 in dem Gehäuseraum 11 erzeugen. Hierfür können die Kolben 32 eine entsprechende Höhe 27 der Drehschieber 12 aufweisen.

**[0066]** In den vorgehenden Ausführungen ist der Außenrotor 6 zumindest im Ruhezustand der Pumpe 1 nicht mittig in dem Gehäuseraum 11 angeordnet. Alternativ kann der Außenrotor 6 jedoch im Ruhezustand der Pumpe 1 mittig im Gehäuseraum 11 angeordnet sein. Dabei bewirkt eine Druckdifferenz zwischen dem Einlass 2 und dem Auslass 4 (primäre Druckbereiche) beim Betrieb der Pumpe 1 ein Anstellen des Außenrotors 6. Diese Anstellung, insbesondere bei hohen Drücken, bewirkt ferner eine nicht mittige Anordnung des Außenrotors 6 in dem Gehäuseraum 11, sodass auch in einem solchen Fall während des Betriebs der Pumpe 1 die sekundären Druckbereiche gebildet werden. Diese sekundären Druckbereiche wirken jedoch der Anstellung durch die primären Druckbereiche zumindest teilweise entgegen, sodass der Spalt zwischen dem Außenrotor 6 und dem Innenrotor 7 zumindest während des Betriebs der Pumpe 1 verringert und der Wirkungsgrad dieser erhöht wird.

**[0067]** Die Figuren 6 und 7 zeigen jeweils schemati-

sche Schnittansichten einer Gerotorpumpe 1 gemäß einer dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

**[0068]** In der vorliegenden Ausführungsform, wie insbesondere in Fig. 6 ersichtlich, weist das Gehäuse 10 entlang seines Inneumfangs 36 eine Mehrzahl, hier vier, Öffnungen 37, auch Gehäuseöffnungen 37 genannt, auf. In jedem dieser Gehäuseöffnungen 37 ist ein radial verschiebbares Druckelement als Drehschieber 35 angeordnet. Jeder Drehschieber 35 liegt dabei, insbesondere beim Betrieb der Gerotorpumpe 10, entlang der Umfangsrichtung 18 an zumindest einer Innenfläche 41 des Gehäuses 10 beziehungsweise der Gehäuseöffnung 37 an.

**[0069]** Jeder Drehschieber 35 ragt aus einer radialen Innenseite 39 der Gehäuseöffnung 37 und ist am Außenrotor 6 angeordnet. Wie insbesondere aus Fig. 7 ersichtlich ist dabei jeder Drehschieber 35 durch ein Federelement 38, hier eine Blattfeder, gegen den Außenrotor 6 angestellt beziehungsweise vorgespannt.

**[0070]** Wie außerdem der Fig. 7 zu entnehmen ist, ist eine Höhe 27 der Drehschieber 35 bezüglich der Axialrichtung 30 geringer als eine Höhe 42 des Gehäuses 10. Dabei ist die Höhe 27 der Drehschieber 35 insbesondere geringer als eine Höhe 28 Außenrotors 6. Hierdurch kann wie bei der ersten Ausführungsform Fluid aus dem Gehäuseraum 11 zwischen Gehäusedeckel 20 und dem Gehäuse 10 in die Gehäuseöffnung 37 besonders leicht, also mit geringer viskoser Reibung, fließen.

**[0071]** Vorzugsweise kann der Gehäusedeckel 20 oder der Gehäuseboden 21 Nuten aufweisen, welche das Fluid in die Gehäuseöffnung 37 leiten. Dabei kann beispielsweise das Federelement 38 funktional zumindest teilweise durch Fluid in der Gehäuseöffnung 37, welches den Drehschieber 35 gegen den Außenrotor 6 anstellt, ersetzt werden.

**[0072]** Alternativ oder zusätzlich zu den Nuten im Gehäusedeckel 20 oder im Gehäuseboden 21 kann das Gehäuse 10 eine oder mehrere Gehäusenuten 43 aufweisen, welche in Fig. 6 gestrichelt dargestellt ist. Diese Gehäusenut 43 ist eine axiale Vertiefung im Gehäuse 10 und verbindet zwei Öffnungen 37 miteinander, sodass diese miteinander fluidverbunden sind. Des Weiteren verbindet die dargestellte Gehäusenut 43 die zwei Öffnungen 37 mit dem Gehäuseraum 11, sodass die Öffnungen 37 mit diesem fluidverbunden sind. Dadurch kann ein von dem Fluid aus der Einlasspumpkammer 3 und/oder der Auslasspumpkammer 5 ausgeübter hydraulischer Druck die Drehschieber 35 gegen den Außenrotor 6 anstellen.

**[0073]** Des Weiteren können mehrere Gehäusenuten 43 in dem Gehäuse 10 angeordnet sein. In dem vorliegenden Beispiel von vier Öffnungen 37 können insbesondere zwei Gehäusenuten 43 gebildet sein, welche jeweils zwei der vier Öffnungen 37 miteinander verbinden. Dadurch können beispielsweise zwei der Öffnungen 37 mit der Einlasspumpkammer 3 und die anderen zwei der Öffnungen 37 mit der Auslasspumpkammer 5 fluid-



verbunden sein, ohne dass diese (paarweise) fluid-kurzgeschlossen werden.

**[0074]** Die Drehschieber 35 der vorliegenden Ausführungsform bringen die gleichen Vorteile wie die Drehschieber 12 der ersten Ausführungsform. Mit anderen Worten erzeugen die Drehschieber 35 Druckkammern 14 im Gehäuseraum 11 radial zwischen dem Außenrotor 6 und dem Gehäuse 10, wodurch der Außenrotor 6 angestellt wird.

**[0075]** Die Gerotorpumpe 1 gemäß der vorliegenden Ausführungsform ist mit der Gerotorpumpe 1 gemäß der ersten und/oder der zweiten Ausführungsform kombinierbar. Dabei können insbesondere die Drehschieber 35 der vorliegenden Ausführungsform, abgesehen davon, dass sie im Gehäuse 10 angeordnet sind, und ihre zugehörigen Öffnungen 37 ähnliche oder gleiche Konfigurationen wie die Druckelemente 12, 32 und Öffnungen 16 der ersten beiden Ausführungsformen aufweisen. Beispielsweise können die vorliegenden Drehschieber 35 auch als Kolben ausgestaltet sein, welche den Außenrotor 6 gegen den Innenrotor 7 anstellen. Diese Kombination ist insbesondere vorteilhafterweise kombinierbar mit der vorgenannten Konfiguration, in welcher das Gehäuse 10 eine oder mehrere Gehäusenuten 43 aufweist, zusätzlich oder alternativ zu den möglichen Nuten im Gehäusedeckel 20 oder im Gehäuseboden 21.

**[0076]** Die Erfindung betrifft außerdem eine Motor-Pumpen-Einheit 100. Diese ist in Fig. 8 dargestellt, welche ein schematisches Blockdiagramm der Motor-Pumpen-Einheit 100 gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt.

**[0077]** Die Motor-Pumpen-Einheit 100 weist einen Motor 101 und eine Gerotorpumpe 1 gemäß den vorstehenden Ausführungsformen auf. Der Motor 101 ist eingerichtet, den Innenrotor 7 zum Betreiben der Gerotorpumpe 1 zu rotieren. Dabei ist der Motor 101 mittels einer Welle 102 (siehe außerdem Fig. 2) mechanisch mit dem Innenrotor 7 verbunden.

**[0078]** Die Motor-Pumpen-Einheit 100 weist einen besonders guten Wirkungsgrad auf und ist toleranzunabhängiger.

**[0079]** Neben der vorstehenden schriftlichen Beschreibung der Erfindung wird zu deren ergänzender Offenbarung hiermit explizit auf die zeichnerische Darstellung der Erfindung in den Figuren Bezug genommen.

## Bezugszeichenliste

### [0080]

- |   |                      |
|---|----------------------|
| 1 | Gerotorpumpe         |
| 2 | Einlass              |
| 3 | Einlasspumpkammer    |
| 4 | Auslass              |
| 5 | Auslasspumpkammer    |
| 6 | Außenrotor           |
| 7 | Innenrotor           |
| 8 | Innenrotor-Drehachse |

- |       |  |
|-------|--|
| 9     | Außenrotor-Drehachse                     |
| 10    | Gehäuse                                  |
| 11    | Gehäuseraum                              |
| 12    | Drehschieber                             |
| 5 13  | Außenumfang des Außenrotors              |
| 14    | Druckkammer                              |
| 15    | Radialrichtung                           |
| 16    | Öffnung                                  |
| 17    | radiale Innenseite                       |
| 10 18 | Umfangsrichtung                          |
| 19    | gegenüberliegende Spitzen                |
| 20    | Gehäusedeckel                            |
| 21    | Gehäuseboden                             |
| 22    | Nute                                     |
| 15 23 | Zwischenraum/Volumina                    |
| 24    | Öffnungsraum                             |
| 25    | Öffnungsraum-Druckkammer                 |
| 26    | Außenrotornut                            |
| 27    | Höhe des Drehschieber                    |
| 20 28 | Höhe des Außenrotors                     |
| 29    | Fluidfluss                               |
| 30    | Axialrichtung                            |
| 31    | Seitenfläche                             |
| 32    | Kolben                                   |
| 25 33 | Kolbendruckkammer                        |
| 34    | radial gehäusesseitiges Ende der Öffnung |
| 35    | Drehschieber                             |
| 36    | Innenumfang des Gehäuses                 |
| 30 37 | Gehäuseöffnung                           |
| 38    | Federelement                             |
| 39    | radiale Innenseite der Gehäuseöffnung    |
| 40    | radiale Außenseite der Gehäuseöffnung    |
| 41    | Innenfläche des Gehäuses                 |
| 35 42 | Höhe des Gehäuses                        |
| 43    | Gehäusenut                               |
| 100   | Motor-Pumpen-Einheit                     |
| 101   | Motor                                    |
| 102   | Welle                                    |

## Patentansprüche

1. Gerotorpumpe (1) zum Fördern eines Fluides von einer mit einem Einlass (2) verbundenen Einlasspumpkammer (3) zu einer mit einem Auslass (4) verbundenen Auslasspumpkammer (5) der Gerotorpumpe (1), aufweisend:

- |    |  |
|----|--|
| 50 | einen drehbaren Außenrotor (6);  |
|    | einen drehbaren Innenrotor (7), welcher radial innerhalb des Außenrotors (6) angeordnet ist, wobei der Innenrotor (7) und der Außenrotor (6) voneinander verschiedene Drehachsen (8, 9) aufweisen; |
| 55 | ein Gehäuse (10) mit einem Gehäuseraum (11), in welchem der Außenrotor (6) und der Innenrotor (7) aufgenommen sind; und  |
|    | eine Mehrzahl von radial verschiebbaren Dru-   |

- ckelementen (12, 32, 35), welche an einem Außenumfang (13) des Außenrotors (6) angeordnet sind und im Betrieb am Gehäuse (10) anliegen, sodass zwischen Außenrotor (6) und Gehäuse (10) und/oder zwischen Außenrotor (6) und den Druckelementen (12, 32, 35) mit der Einlasspumpkammer (3) und/oder mit der Auslasspumpkammer (5) fluidverbundene Druckkammern (14, 25, 33) ausgebildet sind.
2. Gerotorpumpe (1) gemäß Anspruch 1, wobei das Gehäuse (10) entlang seines Innenumfanges (36) eine Mehrzahl von Gehäuseöffnungen (37), insbesondere Schlitze und/oder Bohrungen, aufweist, in welchen jeweils ein Druckelement (35) zumindest teilweise angeordnet ist.
  3. Gerotorpumpe (1) gemäß Anspruch 2, weiter aufweisend eine Mehrzahl von Federelementen (38), welche jeweils in einer Gehäuseöffnung (37) angeordnet sind und eingerichtet sind, das jeweilige Druckelement (35) zum Außenrotor (6) vorzuspannen.
  4. Gerotorpumpe (1) gemäß Anspruch 1, wobei der Außenrotor (6) entlang seines Außenumfanges (13) eine Mehrzahl von Öffnungen (16), insbesondere Schlitze und/oder Bohrungen, aufweist, in welchen jeweils ein Druckelement (12, 32) zumindest teilweise angeordnet ist, wobei die Öffnungen (16) jeweils mit der Einlasspumpkammer (3) und/oder mit der Auslasspumpkammer (5) fluidverbunden sind.
  5. Gerotorpumpe (1) gemäß einem der vorherigen Ansprüche, wobei das Gehäuse (10) einen Gehäusedeckel (20) und einen Gehäuseboden (21) aufweist, zwischen welchen der Innenrotor (7) und der Außenrotor (6) angeordnet sind und wobei der Gehäusedeckel (20) und/oder der Gehäuseboden (21) Nuten (22) aufweisen, welche zusammen mit Zwischenräumen (23) zwischen dem Innenrotor (7) und dem Außenrotor (6) die Einlass- und Auslasspumpkammern (3, 5) bilden.
  6. Gerotorpumpe (1) gemäß einem der vorherigen Ansprüche, wobei die Druckelemente (12, 32, 35) jeweils Drehschieber (12, 35) sind.
  7. Gerotorpumpe (1) gemäß Anspruch 6, wobei eine Höhe (27) der Drehschieber (12, 35) entlang einer Axialrichtung (30) des Außenrotors (6) geringer als eine Höhe (28) des Außenrotors (6) oder als eine Höhe (42) des Gehäuses (10) in Axialrichtung (30) ist.
  8. Gerotorpumpe (1) gemäß Anspruch 6 oder 7, wobei die Drehschieber (12, 35) den Gehäuseraum (11) entlang einer Umfangsrichtung (18) des Außenro-
- tors (6) zumindest abschnittsweise trennen und im Betrieb zumindest zwischen den Drehschiebern (12, 35) entlang der Umfangsrichtung (18) Druckkammern (14) gebildet sind.
9. Gerotorpumpe (1) gemäß einem der Ansprüche 2 bis 5, wobei die Druckelemente (12, 32, 35) jeweils Kolben (32) sind.
  10. Gerotorpumpe (1) gemäß Ansprüche mit einem der Ansprüche 4 oder 5, wobei der jeweilige Kolben (32) ein radial gehäusesseitiges Ende (34) der Öffnung (16) abdichtet und im Betrieb mit einer radialen Innenseite (17) der Öffnung (16), welche mit der Einlasspumpkammer (3) und/oder mit der Auslasspumpkammer (5) fluidverbunden ist, eine Kolben-druckkammer (33) bildet.
  11. Gerotorpumpe (1) gemäß einem der vorherigen Ansprüche, wobei der Außenrotor (6) und der Gehäuseraum (11) voneinander verschiedene Mittelpunktachsen senkrecht zur Radialrichtung (15) aufweisen.
  12. Motor-Pumpen-Einheit (100) aufweisend: eine Gerotorpumpe (1) gemäß einem der vorherigen Ansprüche; und einen Motor (101), welcher mit dem Innenrotor (7) verbunden ist und eingerichtet ist, den Innenrotor (7) zum Betreiben der Gerotorpumpe (1) zu rotieren.

### Fig. 1

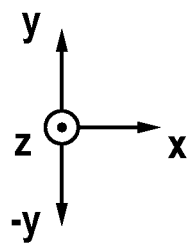
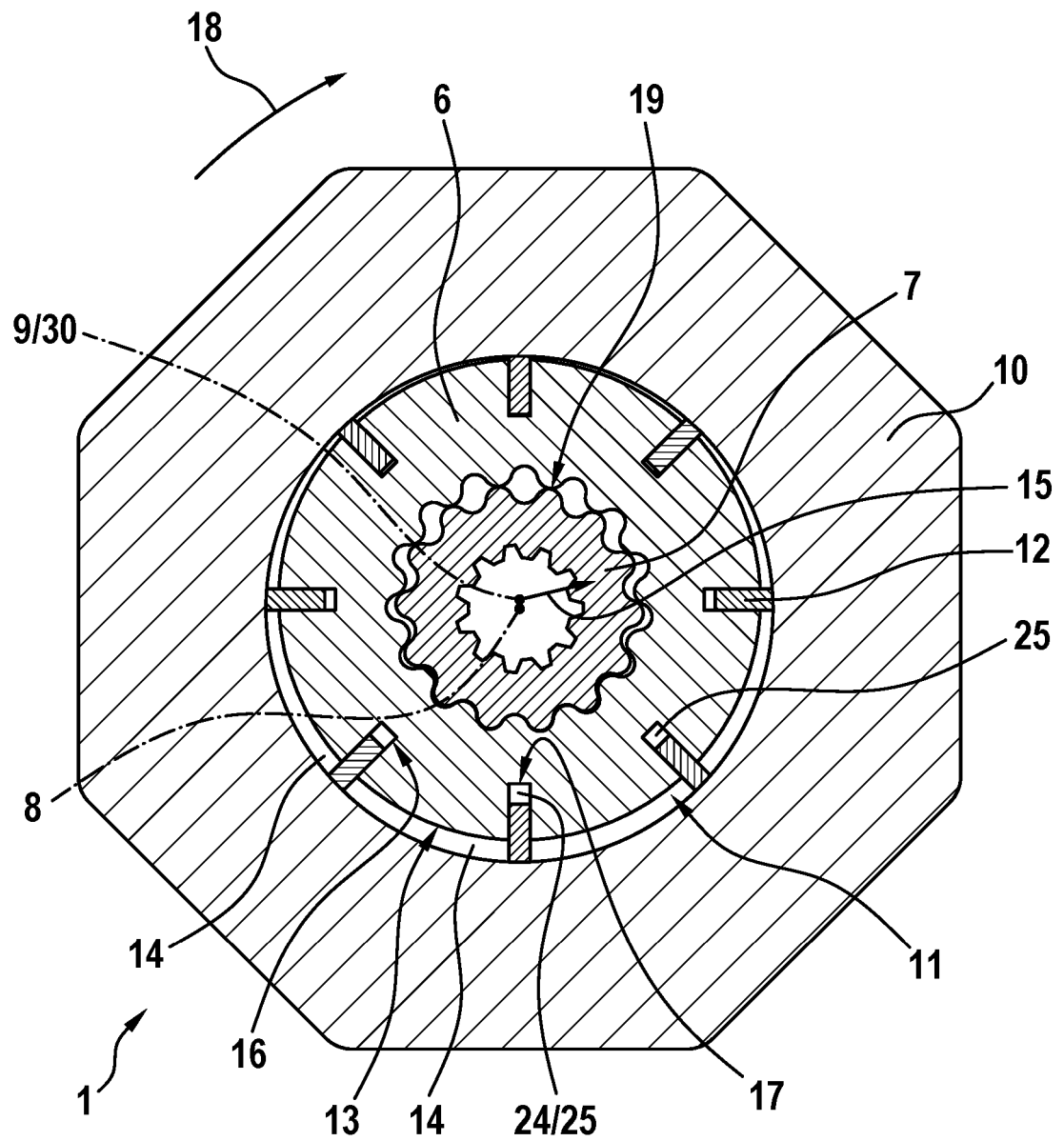


Fig. 2

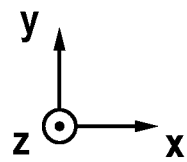
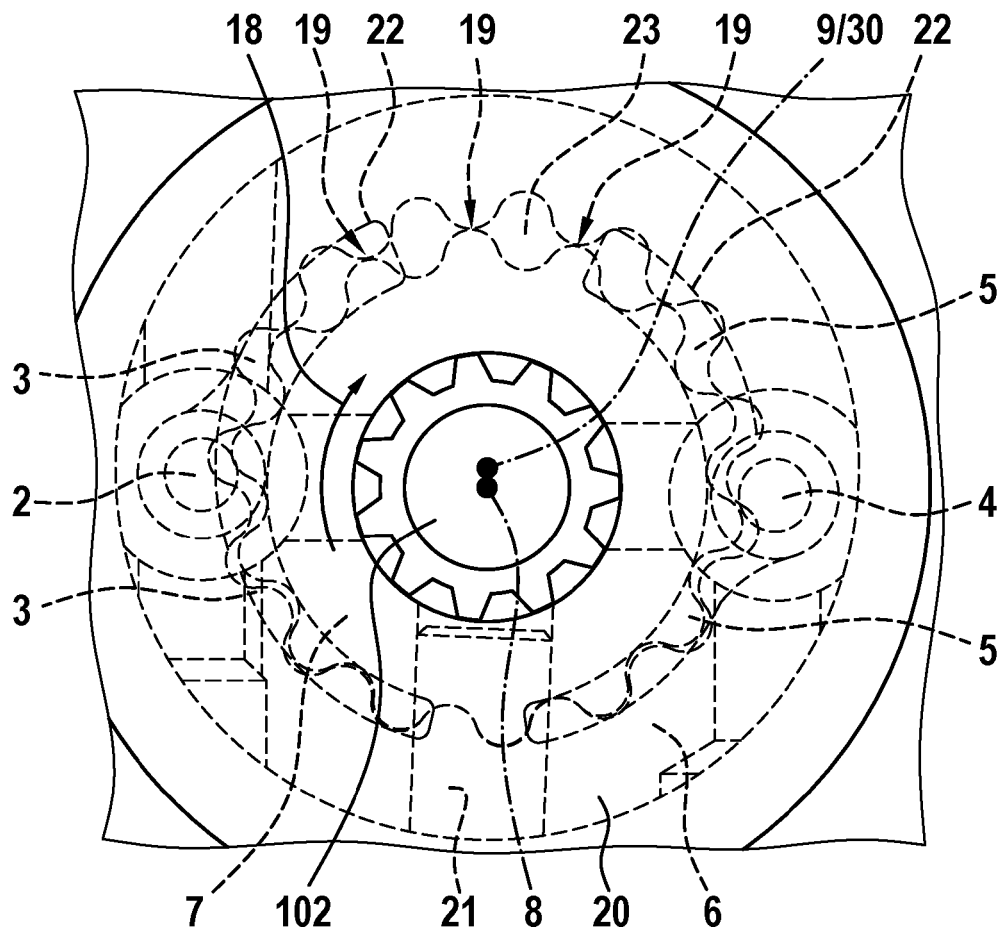


Fig. 3

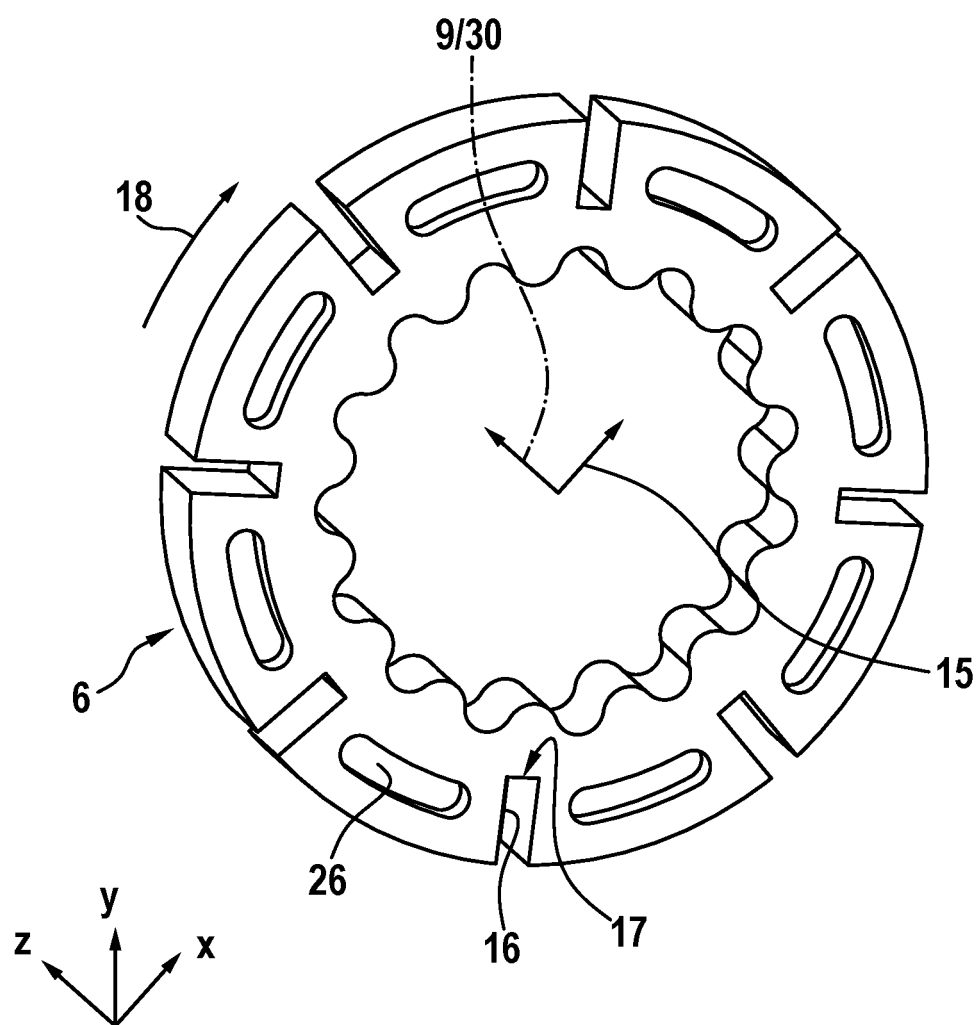
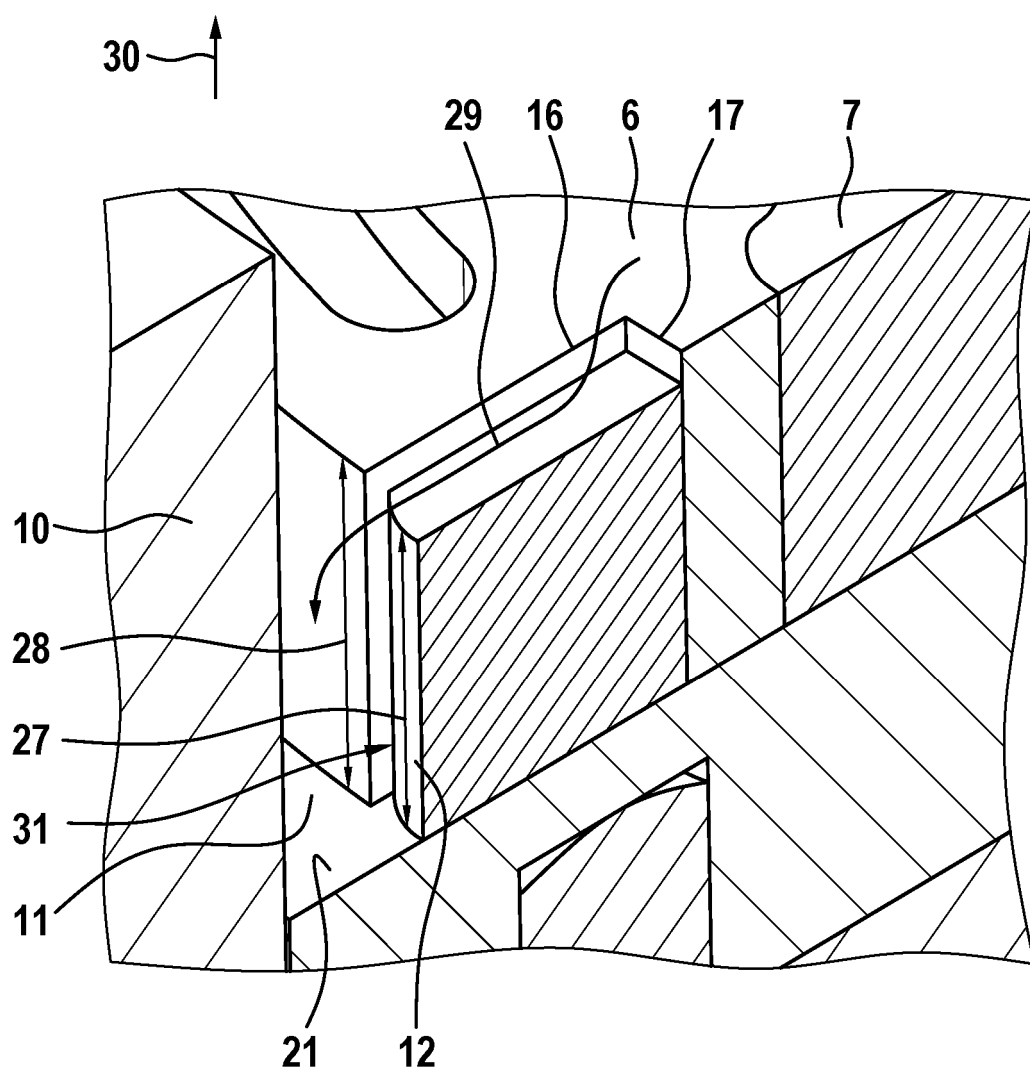
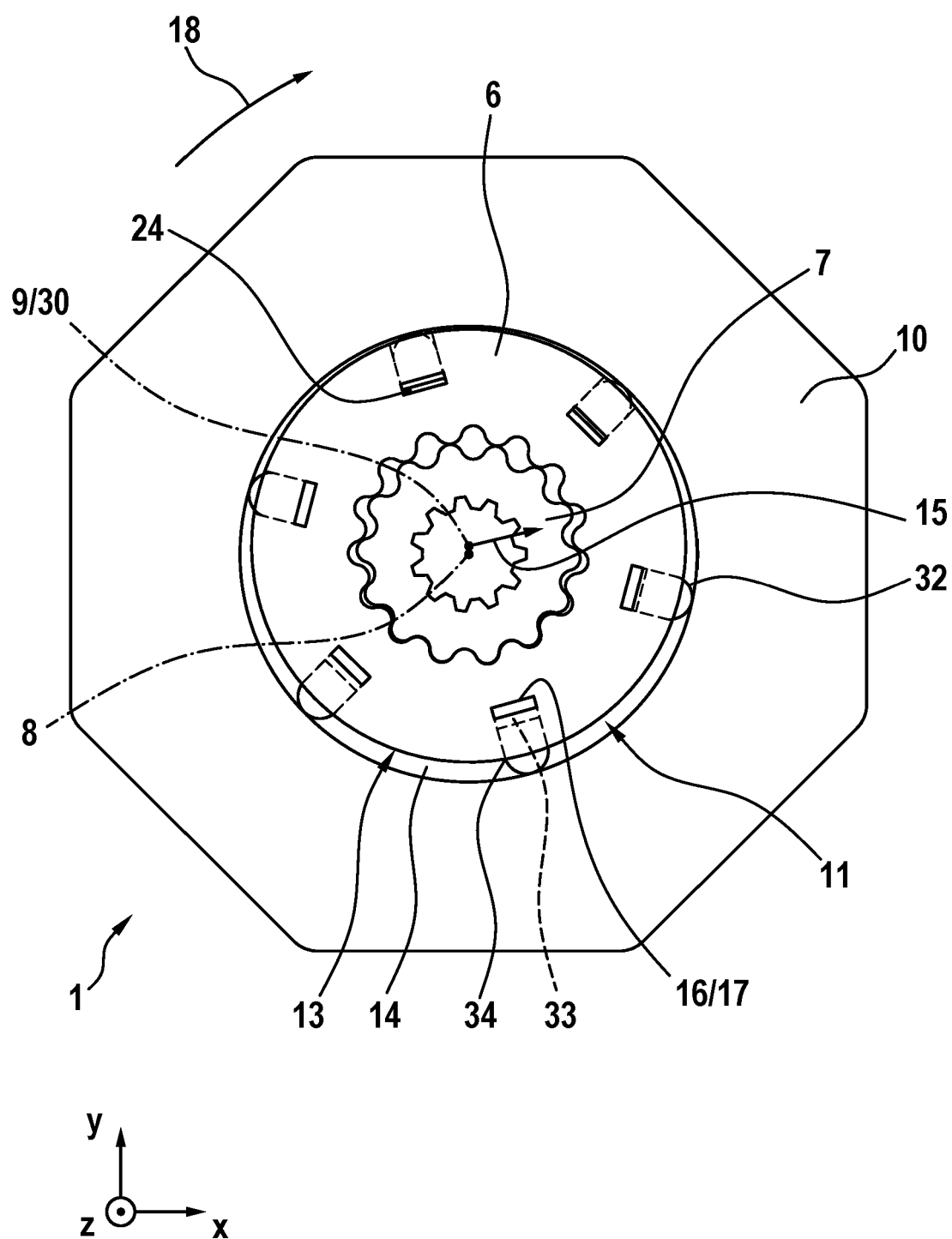


Fig. 4



**Fig. 5**



**Fig. 6**

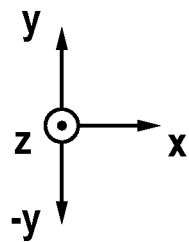
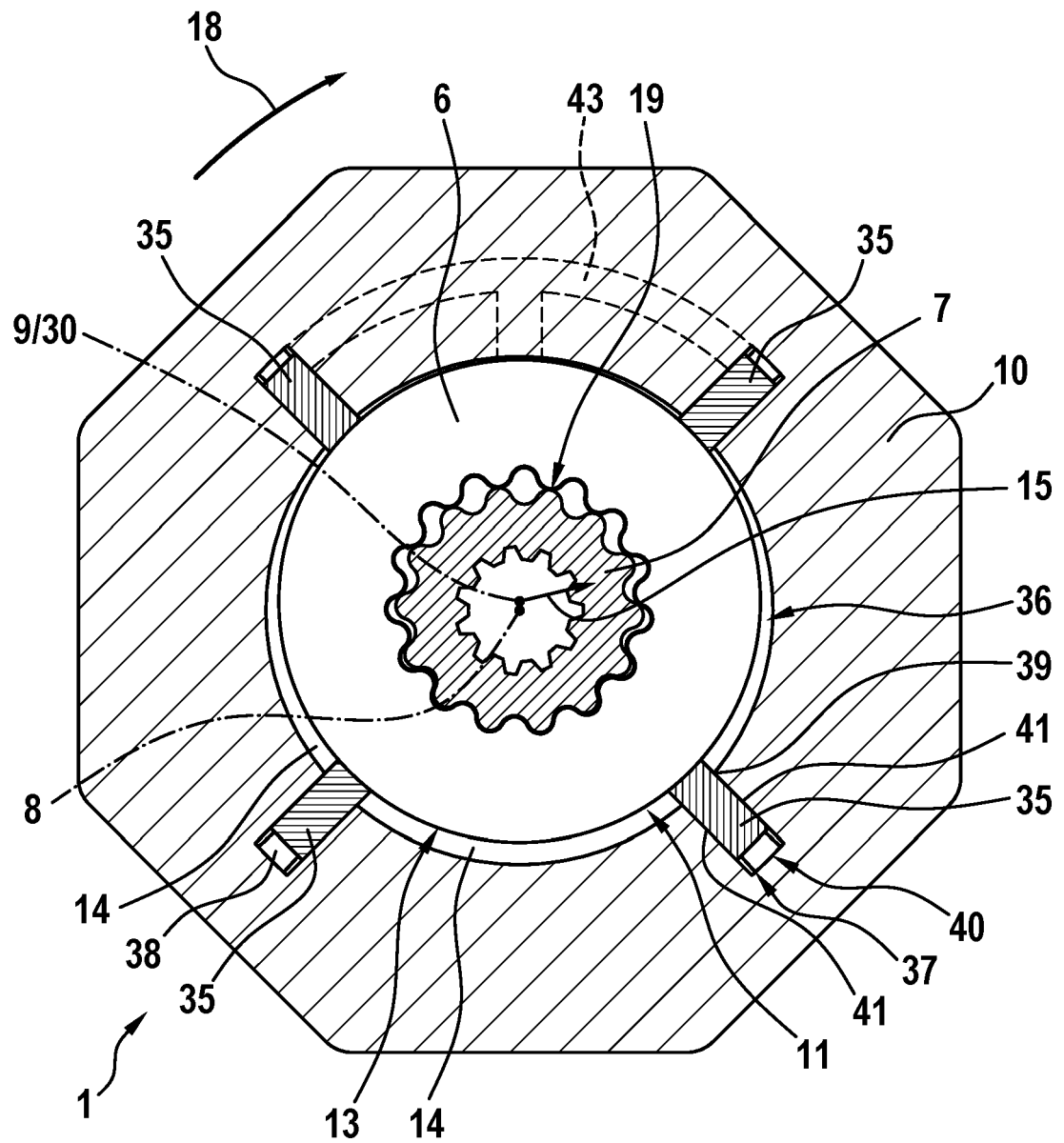




Fig. 7

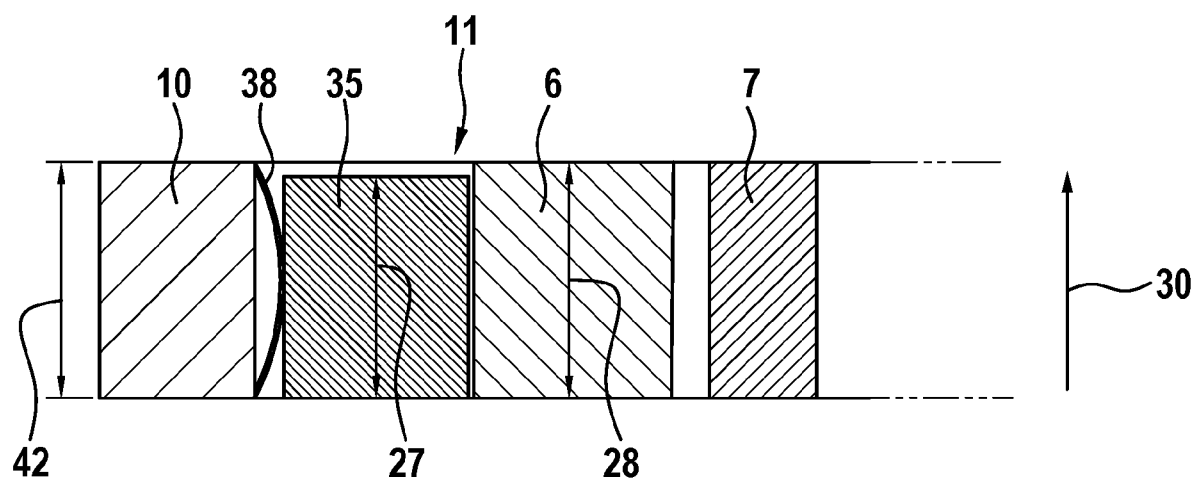
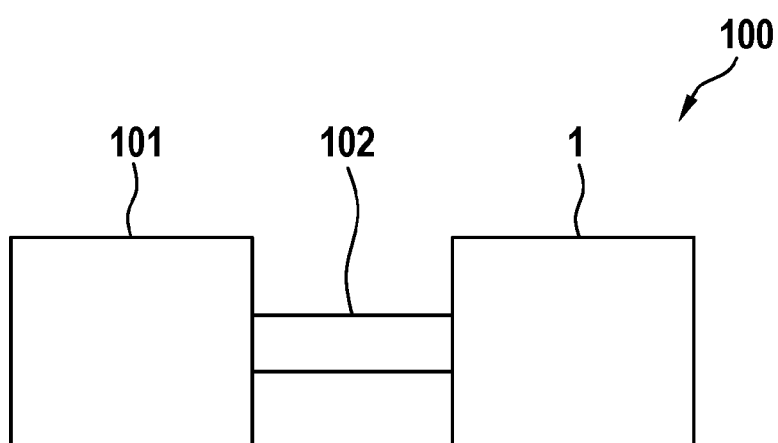


Fig. 8



**IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE**

*Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.*

**In der Beschreibung aufgeführte Nicht-Patentliteratur**

- **VON JAROSLAW STRYCZEK.** *Fundamentals of Designing Hydraulic Gear Machines*, ISBN 978-83-01-21226-1 **[0003]**